

AIR CONDITIONING SYSTEM FOR FIVE STARS HOTEL

TUGAS AKHIR

Nomor : 310 / FT USD / TM / MARET / 2003

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat Sarjana S-1
Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh :

SANTOSO

NIM : 985214086

NIRM : 980051123109120086



Kepada
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2005

TUGAS AKHIR

Nomor : 310/FT USD/FM/MARET/2003

AIR CONDITIONING SYSTEM FOR FIVE STARS HOTEL

Oleh :

SANTOSO

NIM : 985214086

NIRM : 980051123109120086

Telah disetujui untuk diuji oleh :

Pembimbing !



Ir. P.K. Purwadi, MT

tanggal : 29 - 10 - 2004

TUGAS AKHIR

AIR CONDITIONING SYSTEM FOR FIVE STARS HOTEL

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

NAMA : SANTOSO

NIM : 985214086

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal 17 Maret 2005

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Ir. PK Purwadi, M.T



Ir. YB. Lukiyanto, M.T

Anggota Dewan Penguji



Ir. FA Rusdi Sambada, M.T



Ir. FX. Agus Unggul S



Yosef Agung C, S.T., M.T

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

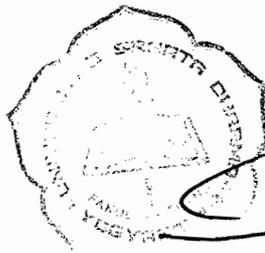
Yogyakarta, tgl. 22 Maret 2005

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MA., MSc

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang tertulis di acuan dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, Januari 2005

Penulis

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Santoso', written over a horizontal line.

SANTOSO

985214086



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

UJIAN AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

tanggal 24 Maret 2003, pukul 08.00 – 10.00 WIB

Diberikan kepada:

Nama :
No. Absensi :
Nomor Mahasiswa : 985214086
NIDN : 280051123100120086
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Pesawat Pendingin dan Pemanas
Judul naskah soal :

AC. Untuk Hotel berbintang lima

Tanggal dimulai : 24 Maret 2003

Dosen Pembimbing Kedua

Yogyakarta, 24 Maret 2003
Dosen Pembimbing Utama

(Ir. PK. Purwadi, M.T.)



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 310 / FT USD / TM / Maret / 2003

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Santoso
Nomor Mahasiswa : 985214086
NIRM : 980051123109120086
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Matakuliah : Pesawat Pendingin dan Pemanas
Judul / naskah soal :

AC. Untuk Hotel berbintang lima

Tanggal dimulai : 24 Maret 2003
Pembimbing Utama : Ir. PK. Puwadi, MT.
Pembimbing Kedua : -

D	TGL.	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
	11-4-03	Bab I dan II	Pendahuluan Landasan teori	PK
2	7-5-03	Bab III	Beban Pendinginan	PK
3	25-11-03	Bab III	Diagram psikometrik Denah gedung	PK
4	30-1-04	Bab IV	Perencanaan komponen Refrigerasi	PK
5	12-3-04	Bab V dan VI	Operasional serentak Kesimpulan penutup	PK
6	9-9-04	Gambar	filius refrigerasi	PK

INTISARI

Pembuatan karya tulis ini bertujuan untuk mengetahui cara merancang suatu sistem AC pada hotel berbintang lima. Sistem perancangan ini dikhususkan untuk mendinginkan ruangan-ruangan yang ada di dalam hotel berbintang lima. Dalam hal ini perancang hanya akan merancang ruang tidur saja. Pada perancangan sistem AC untuk hotel berbintang lima ini penulis menggunakan tempat penelitian di Hotel Seraton Yogyakarta.

Perancangan yang dilakukan penulis meliputi : konstruksi bangunan, yaitu ukuran kamar 7,8 m x 4,05 m dengan tinggi 3,5 m.

Menentukan komponen refrigerasi, melakukan perhitungan beban pendinginan diperoleh 340 TR; perhitungan evaporator dan komponen pendukungnya diperoleh panjang evaporator 3,087 m, diameter 0,838 m; perhitungan kompresor diperoleh daya kompresor 140,81 kW jenis kompresor sentrifugal; perhitungan kondensor diperoleh panjang kondensor 3,470 m diameter 0,838 m dengan jenis kondensor tabung dan pipa; perhitungan katup ekspansi yaitu jenis tekanan konstan; perhitungan koil pendingin, saluran udara, kipas udara, pompa dan yang terakhir perhitungan menara pendingin dengan jenis tarikan paksa dengan aliran udara dan air berlawanan arah tipe SA 1266.

Penentuan refrigeran yang dipakai yaitu HFC-134 a. Disamping itu perlu dilakukan perawatan guna menghindari dan mengurangi kerusakan yang seharusnya tidak terjadi.

Tugas Akhir Ini Saya Persembahkan Kepada :

- 1. Tuhan Yang Maha Esa, atas segala berkat dan rahmat-Nya sehingga saya dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.*
- 2. Kedua Orang tuaku yang telah memberikan segalanya kepadaku untuk menyelesaikan studi di Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.*
- 3. Kakak dan semua Saudaraku yang telah memberikan dorongan semangat.*
- 4. Seluruh Teman-teman baik yang sayang maupun yang benci kepadaku atas segala doa dan kritiknya.*
- 5. Semua Dosen yang telah membimbing, menguji dan memberikan nilai yang terbaik kepada saya.*

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kami panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa, *Lord Jesus Christ* yang telah memberikan berkat dan rahmatNya serta pancaran cinta kasih yang tiada tara kepada penulis sehingga berhasil menyelesaikan penulisan tugas akhir ini.

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

Penulis mengambil judul “Air Conditioning System for Five Stars Hotel” dalam penyusunan tugas akhir ini berdasarkan minat penulis pada mata kuliah pesawat pendingin dan pemanas yang dapat dijadikan bekal dalam memasuki dunia kerja.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan di dalam tugas akhir ini. Untuk itu dengan rendah hati penulis sangat berharap akan saran dan kritik dari semua pihak demi kesempurnaannya.

Penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada semua pihak yang banyak membantu penulis hingga terselesaikannya tugas akhir ini, yaitu kepada :

1. Romo Ir. Greg. Heliarko, S.J., S.S., B.ST., M.A., M.Sc., selaku dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Yosef Agung Cahyanta, ST., MT, selaku ketua jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Ir. PK Purwadi, MT, selaku dosen pembimbing utama atas waktu, perhatian dan kesabaran dalam membimbing penulis.

4. Bapak Ir. FA. Rusdi Sambada, MT., selaku dosen pembimbing akademik atas waktu, kesabaran, perhatian yang sangat kepada penulis.
5. Sekretariat Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
6. Kepada kedua orang tuaku yang selalu memberi semangat dan biaya, serta saudara-saudaraku (terima kasih atas dorongan semangatnya).
7. Semua teman-temanku di kampus.
8. Teman-teman terbaikku : AO, Gendon, Komo, Kunci Lencung dan anak-anak Temanggal Kalasan, Gogon, Nadia Fang, Antok, terima kasih untuk perhatian, dukungan dan pertolongannya.
9. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Semoga pancaran kasih Tuhan yang maha pengasih selalu terpancar atas mereka semua atas perbuatan baik mereka kepada penulis.

Akhir kata, semoga laporan tugas akhir ini bermanfaat bagi kita semua.

Yogyakarta, Januari 2005

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSETUJUAN	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
HALAMAN PERNYATAAN	iv
HALAMAN SOAL	v
HALAMAN LEMBAR KONSULTASI	vi
INTISARI	vii
PERSEMBAHAN	viii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR NOTASI	xvi
BAB I. PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang	1
I.2. Batasan Masalah	1
I.3. Rumusan Masalah	2
I.4. Tujuan Penyusunan Tugas Akhir	2
I.5. Metodologi Penulisan	3
I.6. Sistematika Penulisan	3
BAB II. LANDASAN TEORI	5
II.1. Siklus Pengkondisian Udara	5
II.1.1. Penguapan	5
II.1.2. Kompresi	7
II.1.3. Pengembunan	7
II.1.4. Katup Ekspansi	8



II.2.	Komponen Sistem Refrigerasi	9
II.2.1.	Kompresor	9
II.2.2.	Kondenser	11
II.2.3.	Katup Ekspansi	16
II.2.4.	Evaporator	18
II.3.	Refrigeran	20
II.4.	Klasifikasi Pengkondisian Udara	22
BAB III.	SISTEM PENGKONDISIAN UDARA HOTEL	25
III.1.	Sistem Pendinginan	25
III.2.	Beban Pendinginan	27
III.3.	Kondisi Umum	29
III.4.	Perhitungan Beban Pendinginan	40
III.4.1.	Beban Transmisi Kalor Lantai 2 – 6	40
III.4.2.	Beban Transmisi Kalor Lantai 1	44
III.4.3.	Beban Transmisi Kalor Atap Lantai 7	45
III.4.4.	Panas Dari Motor Listrik	47
III.4.5.	Kebocoran Saluran Udara	47
BAB IV.	PERANCANGAN KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI	50
IV.1.	Pemilihan Refrigeran	50
IV.2.	Pemilihan dan Perancangan Evaporator	53
IV.2.1.	Pemilihan Evaporator	53
IV.2.2.	Perancangan Evaporator	53
IV.3.	Pemilihan dan Perancangan Kompresor	61
IV.3.1.	Pemilihan Kompresor	61
IV.3.2.	Perancangan Kompresor	61
IV.4.	Pemilihan dan Perancangan Kondenser	65
IV.4.1.	Pemilihan Kondenser	65
IV.4.2.	Perancangan Kondenser	66
IV.5.	Pemilihan dan Perancangan Katup Ekspansi	72
IV.5.1.	Pemilihan Katup Ekspansi	72
IV.5.2.	Perancangan Katup Ekspansi	73

IV.6. Pemilihan dan Perancangan Menara Pendingin	75
IV.7. Pompa dan Perpipaan	78
IV.7.1. Perancangan Pompa Air Pendingin Kondenser Menara Pendingin	79
IV.7.2. Perancangan Pompa Air Pendingin Evaporator – Koil Pendingin	81
IV.7.3. Tangki Ekspansi	83
IV.8. Sistem Pelumasan	84
IV.9. Sistem Pendinginan	85
IV.9.1. Perancangan Koil	85
IV.9.2. Perancangan Saluran Udara	90
IV.10. Isolasi Pipa	95
IV.11. Peralatan Tambahan	99
IV.11.1. Katup Keamanan	99
IV.11.2. Katup Pengatur Air Pendingin Kondenser	99
IV.11.3. Katup Pengatur Tekanan Penguapan/Tekanan Hisap	100
IV.11.4. Sight Glass (Kaca Penglihat)	100
IV.11.5. Pemisah Minyak Pelumas	100
IV.11.6. Katup Tekanan Balik	100
IV.11.7. Katup Ekspansi Termostatik	100
IV.11.8. Pompa Oli dan Saringan Oli	100
IV.11.9. Sudu Pengarah	101
BAB V. OPERASIONAL DAN PERAWATAN	102
V.1. Operasional	102
V.2. Perawatan	103
BAB VI. KESIMPULAN DAN PENUTUP	106
VI.1. Kesimpulan	110
VI.2. Penutup	111
DAFTAR PUSTAKA	112
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Siklus Refrigerasi Unit Pendingin Sentrifugal	6
Gambar 2.2.	Siklus Refrigerasi Mesin Refrigerasi Absorpsi	7
Gambar 2.3.	Diagram P-H	8
Gambar 2.4.	Diagram T-S	8
Gambar 2.5.	Macam-Macam Kompresor	14
Gambar 2.6.	Macam-Macam Kondenser	15
Gambar 2.7.	Macam-Macam Katup Ekspansi	17
Gambar 2.8.	Macam-Macam Evaporator	20
Gambar 2.9.	AHU	23
Gambar 2.10.	FCU	23
Gambar 2.11.	Unit Induksi	24
Gambar 2.12.	Penyegar Udara Paket	24
Gambar 3.1.	Sistematika Pengkondisian Udara Hotel	27
Gambar 3.2.	Denah Pengkondisian Udara Lantai 1 (dua dimensi)	30
Gambar 3.3.	Denah Pengkondisian Udara Lantai 1 (tiga dimensi)	31
Gambar 3.4.	Denah Pengkondisian Udara Lantai 2 – 6 (dua dimensi)	32
Gambar 3.5.	Denah Pengkondisian Udara Lantai 2 – 6 (tiga dimensi)	33
Gambar 3.6.	Denah Pengkondisian Udara Lantai 7 (dua dimensi)	34
Gambar 3.7.	Denah Pengkondisian Udara Lantai 7 (tiga dimensi)	35
Gambar 3.8.	Diagram Psykrometric	36
Gambar 4.1.	Diagram MOLLIER	51
Gambar 4.2.	Efisiensi Sirip Sirkumferensial	88
Gambar 4.3.	Ducting	92
Gambar 5.1.	Operasional pengkondisian udara	102

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Konduktifitas thermal bahan	39
Tabel 3.2. Transmisi kalor jendela	40
Tabel 3.3. Transmisi kalor dinding koridor	41
Tabel 3.4. Transmisi kalor dinding udara luar	42
Tabel 3.5. Kalor lampu	43
Tabel 3.6. Kalor infiltrasi	44
Tabel 3.7. Ringkasan perhitungan lantai 1	48
Tabel 3.8. Ringkasan perhitungan lantai 2-6	48
Tabel 3.9. Ringkasan perhitungan lantai 7	49
Tabel 4.1. Rating for atmospheric cooling tower	77
Tabel 4.2. Saluran udara	93

DAFTAR NOTASI

COP	: Koefisien prestasi
Cp	: Kalor spesifik (kJ/kg)
Cs	: Kecepatan isap (m/s)
G	: Kecepatan aliran massa (kg/m ² s)
h	: Enthalpi (kJ/kg)
H	: Koefisien perpindahan panas (W/m ² °C)
f	: Faktor gesekan
Fu	: Fraksi uap
k	: Koefisien tekanan lokal
K	: Konduktivitas thermal (W/m °C)
AI	: Luas penampang bagian dalam (m ²)
AO	: Luas penampang bagian luar (m ²)
Aorf	: Luas penampang orifice (m ²)
As	: Luas penampang isap (m ²)
At	: Luas permukaan pipa (m ²)
DI	: Diameter dalam (m)
DO	: Diameter luar (m)
Dorf	: Diameter orifice (m)
DS	: Diameter mulut isap (m)
bl	: Bleed off (gpm)
Cm	: Kecepatan meridian (m/s)

H	: Head/tinggi tekanan (m)
Hd	: Kerugian tahanan (m)
Hf	: Kerugian gesekan (m)
Le	: Panjang ekivalen (m)
M	: Laju aliran massa (kg/s)
N	: Daya kompresor (kw)
Nm	: Jumlah rata-rata pipa
Np	: Daya pompa (kw)
Nu	: Bilangan Nusselt
Δp	: Daya pompa (kPa)
P	: Daya (kw)
p	: Tekanan (kPa)
Pr	: Bilangan Prandtl
r	: Jari-jari
Re	: Bilangan Reynold
RE	: Efek refrigerasi
Rk	: Ratio kompresi
Rp	: Tahanan pipa ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/w}$)
SHF	: Faktor kalor sensibel
LMT Θ	: Log Mean Temperature Differential ($^\circ\text{C}$)
Sn	: Jumlah lintasan vertikal
Ti	: Temperatur masuk ($^\circ\text{C}$)
To	: Temperatur keluar ($^\circ\text{C}$)

T_r	: Temperatur refrigeran ($^{\circ}\text{C}$)
V	: Kecepatan aliran (m^2/s)
V_n	: Aliran nominal (gpm)
V_s	: Volume pengisapan (m^3/s)
ΔW	: Kecepatan relatif (m/s)
W_h	: Ratio kelembaban (kg/kg)
W	: Kapasitas aliran (m^3/s)
X_a	: Perbandingan pencampuran udara lembab (kg/kg)
X_r	: Perbandingan kelembaban udara (kg/kg)
y	: Kerja spesifik (m)
β_1	: Sudur masuk ($^{\circ}$)
β_2	: Sudut keluar ($^{\circ}$)
η	: Efisiensi (%)
γ	: Berat jenis (kg/l)
ε	: Faktor pengisapan
v	: Volume spesifik (m^3/kg)
ρ	: Densitas (kg/m^3)
τ	: faktor penyempitan sudu
μ	: Viskositas (kg/ms)

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Seiring dengan kemajuan teknologi dan meningkatnya taraf hidup dewasa ini, mesin-mesin pendingin semakin banyak dimanfaatkan oleh manusia. Penggunaan yang umum adalah mengawetkan makanan, sebab pada suhu biasa makanan akan cepat membusuk (bakteri akan berkembang cepat pada suhu normal). Manfaat lain diantaranya adalah menyejukkan ruangan, mendinginkan ruangan, membuat es, pendingin pada kendaraan dan lain-lain.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa teknik pendinginan hanya mempunyai dua sasaran yaitu human/orang dan non human. Untuk sasaran human biasanya disebut AC (Air Conditioning), misalnya penyejuk ruangan rumah sakit, hotel, mall, kantor, rumah tinggal, gedung olahraga, gedung bioskop, kendaraan umum/pribadi, dll. Sedangkan untuk sasaran non-human biasanya disebut dengan non AC, misalnya untuk cold storage, pembuatan ice cream, es batu, tempat penyimpanan obat, pembuatan lapangan ice skating, dll.

I.2. Batasan Masalah

Dalam memenuhi kebutuhan rancangan sistem pengkondisian udara untuk hotel berbintang lima, kondisi umum hotel yang akan dirancang terdiri dari 8 lantai yaitu :

Lantai 1 : hanya lokasi kamar yang akan dikondisikan udaranya

Lantai 2-6	:	dikondisikan seluruhnya
Lantai 7 (Lobby)	:	dikondisikan sebagian
Lantai 8	:	tidak dikondisikan
Ukuran kamar	:	7,8 m x 4,05 m
Tinggi	:	3,5 m

I.3. Rumusan Masalah

Di Indonesia penggunaan mesin-mesin pendingin akan menjadi lebih luas karena negara kita mempunyai iklim tropis. Unit pengkondisian udara kebanyakan digunakan untuk kenyamanan (comfort AC) yaitu untuk menciptakan kondisi udara yang nyaman bagi orang yang berada di dalam suatu ruangan, meliputi pendistribusian udara, kelembaban, pengaturan suhu, dan sebagainya. Salah satunya adalah untuk menyejukkan ruangan.

Mengingat perlunya kenyamanan para pengguna hotel maka perlu dirancang sistem pendinginan pada hotel berbintang tersebut.

I.4. Tujuan Penyusunan Tugas Akhir

Tujuan perancangan pada tugas akhir ini adalah untuk mengaplikasikan/melatih kemampuan mahasiswa (penulis) dalam menyerap ilmu-ilmu teknik mesin khususnya yang berhubungan dengan bidang konversi energi antara lain : perpindahan panas, termodinamika, mekanika fluida, dll. Dengan merancang maka diharapkan penulis akan memahami lebih dalam lagi tentang pengkondisian udara yang meliputi sistem, komponen refrigerasi, kapasitas pendingin dan sebagainya.

I.5. Metodologi Penulisan

a. Studi Literatur

Mempelajari literatur yang berhubungan dengan perancangan ini, termasuk karya-karya ilmiah mengenai perancangan pengkondisian udara yang telah dipertanggung jawabkan kebenarannya.

b. Konsultasi

Melakukan wawancara dengan pihak-pihak yang memiliki pengalaman dalam perancangan AC, misalnya dosen atau mahasiswa.

c. Observasi

Melihat secara langsung obyek yang akan diteliti/dicari datanya.

I.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

Bab I : PENDAHULUAN

Berisi tentang : latar belakang, batasan masalah, rumusan, tujuan penyusunan, metodologi, dan sistematika penulisan.

Bab II : LANDASAN TEORI

Berisi tentang : siklus pengkondisian udara, komponen sistem refrigerasi, refrigeran dan klasifikasi pengkondisian udara.

Bab III : SISTEM PENGKONDISIAN UDARA HOTEL

Berisi tentang : sistem refrigerasi, beban pendinginan, kondisi umum perancangan dan perhitungan beban pendinginan.

Bab IV : PERANCANGAN KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI

Berisi tentang : pemilihan refrigeran, pemilihan dan perancangan evaporator, kompresor, kondenser dan katup ekspansi, pemilihan dan perancangan menara pendinginan, pompa dan perpipaan, sistem pelumasan, pendinginan, perancangan saluran udara, isolasi dan peralatan tambahan.

Bab V : OPERASIONAL PERAWATAN

Bab VI : KESIMPULAN dan SARAN

BAB II

LANDASAN TEORI

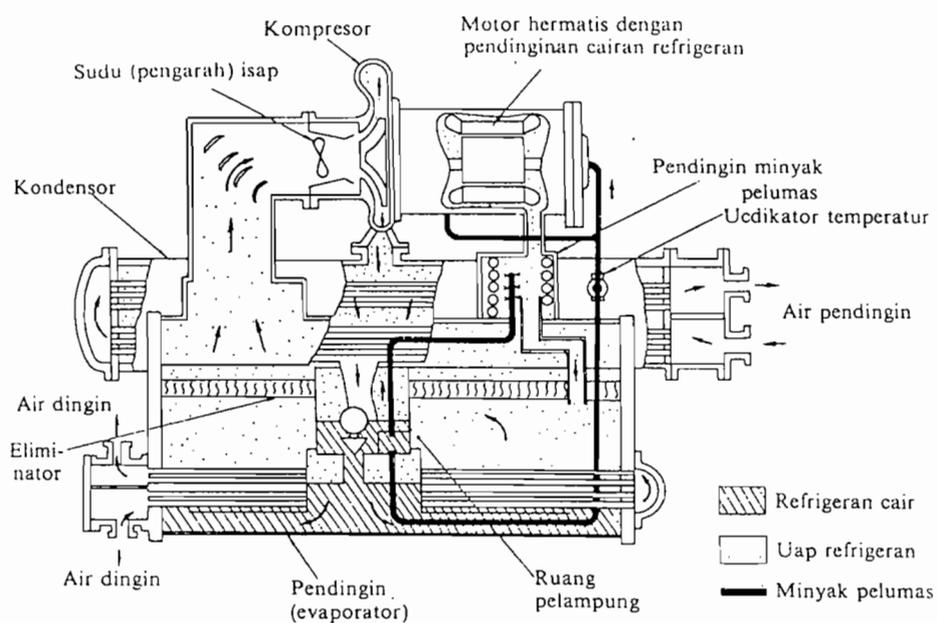
II.1. Siklus pengkondisian udara

Siklus refrigerasi untuk pengkondisian udara yang sering dipakai adalah siklus kompresi uap dan siklus absorpsi uap. Di dalam siklus kompresi uap, kompresor mengisap refrigeran yang diuapkan di dalam evaporator, kemudian uap refrigeran ditekan sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan. Sedangkan siklus absorpsi menggunakan penyerap untuk menyerap refrigeran di dalam evaporator sehingga menjadi suatu larutan absorpsi yang kemudian akan dimasukkan ke dalam sebuah generator untuk memisahkan refrigeran dari larutan tersebut dengan cara memanasi sekaligus akan menaikkan tekanannya sampai tingkat yang mudah diembunkan.

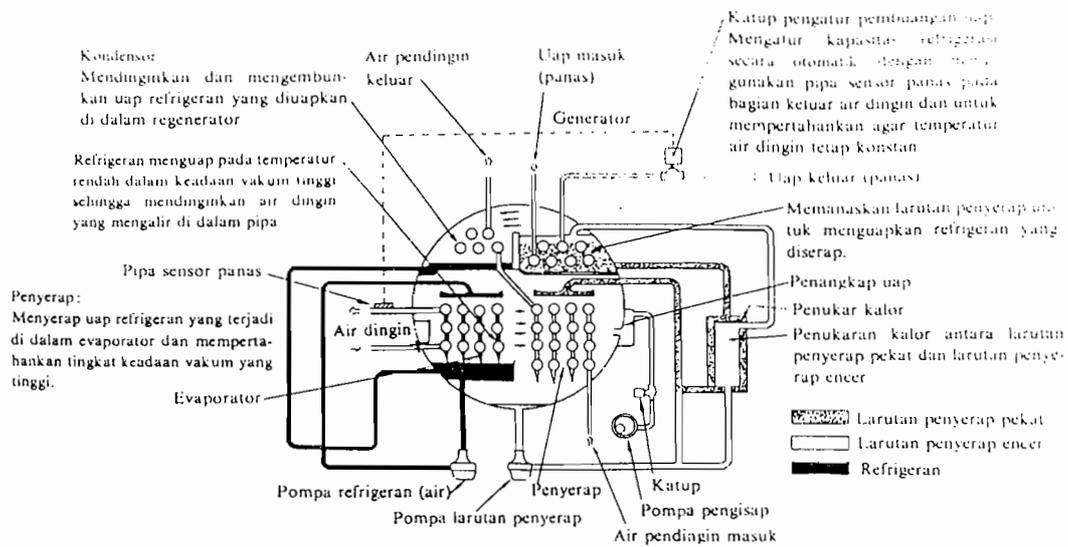
II.1.1. Penguapan

Tekanan cairan refrigeran yang diturunkan pada katup ekspansi didistribusikan secara merata ke dalam evaporator. Di dalam evaporator, refrigeran akan menguap karena menyerap kalor dari udara ruangan yang dialirkan melalui permukaan luar dari pipa evaporator. Apabila udara didinginkan (di bawah titik embun), maka uap air yang akan ada dalam udara akan mengembun pada permukaan evaporator kemudian ditampung dan dialirkan keluar. Jadi cairan refrigeran diuapkan secara berangsur-angsur karena menerima kalor sebanyak kalor laten penguapan selama mengalir di dalam setiap pipa evaporator. Selama proses pengupaan, di dalam pipa

akan terdapat campuran refrigeran di dalam fase cair dan gas (tekanan dan suhu konstan). Uap refrigeran (uap jenuh kering) yang terjadi karena penguapan sempurna di dalam pipa dikumpulkan di dalam sebuah penampung uap/header (tekanan diusahakan tetap rendah agar selalu berada dalam keadaan uap dan bertemperatur rendah), selanjutnya uap tersebut dihisap kompresor.



Gbr. 2.1. siklus refrigerasi unit pendingin sentrifugal
 Sumber : Penyegaran udara, *Wiranto Arismunandar & Heizo Saito* hal. 99



Gbr. 2.2. siklus refrigerasi mesin refrigerasi absorpsi
 Sumber : Penyebaran udara, *Wiranto Arismunandar & Heizo Saito* hal. 100

II.1.2. Kompresi

Dalam kompresi, kompresor mengisap uap jenuh refrigeran dari evaporator, uap jenuh ini mengalami kenaikan temperatur dan tekanan kemudian dialirkan ke dalam kondenser untuk diembunkan. Energi yang diperlukan untuk kompresi diberikan oleh motor listrik yang menggerakkan kompresor. Jadi di dalam proses kompresi energi diberikan kepada uap refrigeran. Pada saat uap refrigeran diisap masuk ke dalam kompresor temperaturnya masih rendah, tetapi selama proses kompresi berlangsung temperaturnya naik.

II.1.3. Pengembunan

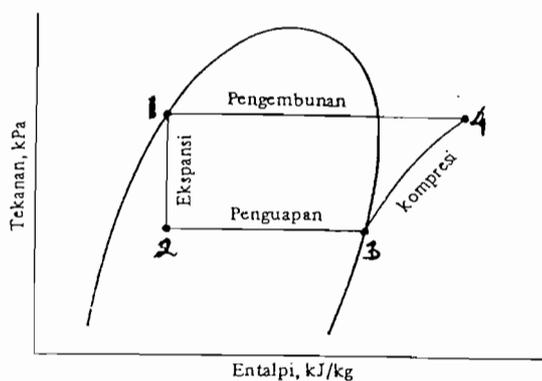
Uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi pada akhir kompresi dialirkan ke dalam kondenser untuk diembunkan dengan cara mendinginkannya

dengan air/udara pendingin yang ada pada temperatur normal. Dengan kata lain air/udara pendingin menyerap panas dari refrigeran. Selama refrigeran dalam fase uap dan cair tekanan dan temperatur pengembunan konstan. Kalor yang dikeluarkan di dalam kondenser adalah jumlah kalor yang diperoleh dari udara yang mengalir melalui evaporator dan energi yang diberikan kompresor kepada refrigeran. Uap refrigeran menjadi cair sempurna di dalam kondenser kemudian dialirkan ke dalam pipa evaporator melalui katup ekspansi.

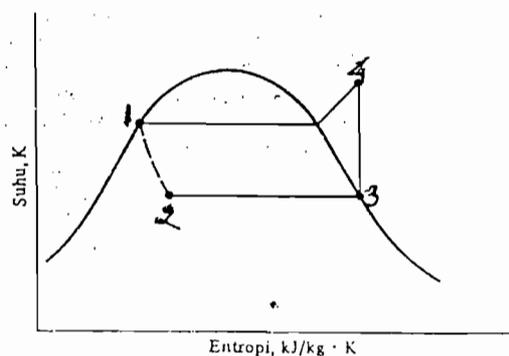
II.1.4. Katup ekspansi

Katup ekspansi digunakan untuk menurunkan tekanan dari refrigeran yang dicairkan di dalam kondenser agar mudah menguap. Cairan refrigeran mengalir ke dalam evaporator dan menerima kalor penguapan dari udara sehingga menguap secara berangsur-angsur.

Demikian seterusnya.



Gambar 2.3. Diagram p-h
Sumber : W.F. Stoecker hal 185, 187



Gambar 2.4. Diagram T – S

II.2. Komponen Sistem Refrigerasi

II.2.1. Kompresor

Kompresor mengambil uap panas pada temperatur rendah di dalam evaporator dan memompakannya ke tingkat temperatur yang lebih tinggi di dalam kondenser, oleh karena itu disebut juga head pump. Jumlah jenis refrigeran saat ini dengan tidak sengaja memaksa akan adanya perbedaan sifat maka refrigeran tertentu memerlukan kompresor dengan sifat tertentu pula yang sanggup menangani volume uap refrigeran dalam jumlah besar tapi perbedaan temperatur yang kecil.

Kompresor dibagi dalam tiga kelompok besar yaitu :

❖ *Kompresor torak*

Digunakan untuk refrigeran yang mempunyai volume/lb rendah dengan perbedaan temperatur yang besar. Amonia, freon 12 dan methylchlorida adalah beberapa yang cocok.

❖ *Kompresor rotary*

Terdiri dari sebuah silinder dan sebuah rotor yang mempunyai beberapa sudu. Garis sumbu rotor eksentrik terhadap sumbu silinder. Ada ruangan clearance yang sempit antara rotor dengan silinder dan lapisan film oli yang berfungsi sebagai perapat (seal). Sudu-sudu itu mempunyai pegas di bagian belakangnya, sehingga sudu-sudu terdorong ke depan. Dengan demikian sudu-sudu tetap menyentuh dinding silinder secara rapat tergantung dari gaya sentrifugalnya. Bila rotor berputar, maka gas yang masuk terjepit diantara 2 sudu

yang berdekatan. Ruang antara itu makin lama makin kecil karena porosnya berputar, tekanannya naik dan dikeluarkan pada ujung putaran. Kompresor jenis ini biasanya berputar pada putaran motor. Pada saat kompresor dalam keadaan diam (*idle*), film oli yang ada diantara rotor dengan silinder jadi kaku dan karenanya uap bertekanan tinggi bisa masuk ke sisi tekanan rendah. Sebuah katup pengetes (*check valve*), mesti dipasang pada sisi saluran masuk kompresor untuk mencegah uap panas tersebut dan satu lagi *check valve* dipasang pada sisi saluran masuk untuk mencegah uap panas tersebut mengalir balik. Stabilitasnya tekanan membuat mudah untuk memulai garakan/start.

❖ *Kompresor sentrifugal*

Kompresor yang mengkompresikan uap refrigeran dengan gaya sentrifugal. Impeler berputar menyebabkan uap terhisap masuk ke dalam lubang dekat poros penggerak dan mengeluarkannya lagi pada kecepatan yang tinggi biasanya diikuti perubahan pada tekanannya. Kompresor ini dapat menangani jumlah volume uap refrigeran yang besar pada tingkat efisiensi yang sangat tinggi. Agar didapat jumlah tekanan yang diperlukan maka kompresor harus mempunyai motor penggerak yang berputar pada kecepatan tinggi. Jika perbedaan tekanan yang diperlukan demikian besar maka kompresor harus dibuat dalam beberapa tingkat, hasil yang keluar dari tingkat pertama merupakan masukan tingkat kedua dan seterusnya.

II.2.2. Kondenser

Panas uap refrigeran menerobos dinding saluran kondenser ke media pendingin kondenser. Akibat hilangnya panas yang dikandung uap refrigeran, maka uap refrigeran itu berangsur-angsur berubah fase menjadi cairan kembali. Pada umumnya kondenser dibagi 3 jenis walaupun kadang brine (air garam) digunakan sebagai media pendingin di dalam kondenser, yaitu :

* Berpendingin udara

Udara yang bersirkulasi melewati kondenser berpendingin udara dapat terjadi secara alamiah dan dapat juga dihembus dengan blower/kipas. Jadi sirkulasi terjadi secara alamiah, jumlah udara yang bersirkulasi melewati kondenser sedikit dan akibatnya permukaan kondenser relatif agak besar. Karena itu kondenser yang berpendingin udara hanya dipakai untuk instalasi kecil.

Kondenser yang menggunakan aliran udara paksa, berdasarkan lokasinya dibagi dua, yaitu unit kesatuan (chassis mounted) dan unit terpisah (remote). Pada unit kesatuan, kondenser dan kompresor diletakkan pada dudukan yang sama dan dipisahkan oleh kipas yang mengalirkan udara dengan arah berlawanan. Jenis ini disebut juga condensing unit yang baik digunakan pada ruangan sempit dan kapasitas di bawah 2 ton. Pada unit terpisah, biasa digunakan dengan kapasitas 100 ton lebih, dapat diletakkan di dalam/luar ruangan jika kondenser diletakkan di daerah yang hangat maka harus dilengkapi dengan saluran udara (duct) yang bertujuan mengalirkan udara ke kondenser dan kembali lagi ke luar. Oleh karena jumlah udara yang dibutuhkan banyak, maka hanya kondenser yang berkapasitas kecil saja yang

diletakkan di dalam ruangan. Jenis ini lebih populer digunakan pada instalasi AC/pendinginan.

* Berpendingin air

Berdasarkan konstruksi, kondenser berpendingin air terbagi tiga, yaitu pipa rangkap (*double tube*), tabung dan gabungan pipa (*shell and coil*), tabung dan pipa (*shell and tube*).

Pada kondenser pipa rangkap, pipa dirancang sedemikian rupa sehingga pipa satu ada di dalam pipa lainnya. Air mengalir di dalam pipa bagian dalam sementara refrigeran mengalir berlawanan arah diantara kedua dinding pipa luar dan pipa dalam. Di bagian luarnya udara bebas mengalir membantu mendinginkan air. Kedua aliran dibuat berlawanan agar diperoleh perpindahan panas sebesar mungkin.

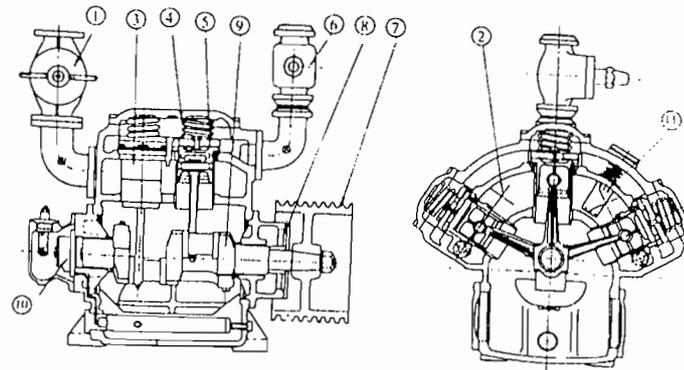
Kondenser tabung dan gulungan pipa terdiri dari satu atau lebih bare tube atau finned tube dan dimasukkan ke dalam suatu tabung baja dan dilas. Air mengalir sepanjang pipa sedangkan refrigeran berada di dalam tabung sekeliling pipa. Uap refrigeran panas masuk dari bagian atas dan akan mengembun setelah berhubungan dengan pipa-pipa air pendingin. Embun-embun refrigeran akan menetes jatuh ke bawah tabung dan akan ditampung dalam suatu wadah penampung. Pada umumnya kondenser ini dilengkapi dengan alur aliran air terpisah (*split water circuit*) yang dihubungkan secara seri untuk saluran pembuangan dan secara paralel untuk sistem resirkulasi. Kondenser ini biasanya digunakan untuk instalasi kecil dengan kapasitas dibawah 10 ton.

Kondenser tabung dan pipa terdiri dari suatu tabung silinder baja dan di dalamnya terdapat sejumlah pipa-pipa lurus yang dirangkai secara paralel dan pada ujungnya dibatasi plat sehingga terjadi ruang terbatas. Air pendingin disirkulasikan melalui pipa-pipa lurus tersebut sedangkan refrigeran ditampung pada tabung baja. Air bersirkulasi di ruangan antara dinding pemisah yang juga berfungsi untuk mengatur aliran air. Kondenser ini biasanya dipakai untuk kapasitas 2 ton ke atas sampai ratusan ton. Diameter tabung berkisar antara 4 inch sampai 60 inch dan panjang pipa antara 3 ft sampai 20 ft. Jumlah dan diameter pipa tergantung pada besarnya diameter tabung.

Berdasarkan sumber terbagi menjadi dua jenis, yaitu sistem air limbah dan sistem air sirkulasi. Pada sistem air limbah, air berasal dari sumbernya setelah dialirkan melalui kondenser, air itu akan dibuang ke selokan sebagai air limbah. Sedangkan sistem air resirkulasi, setelah dialirkan melalui kondenser air dialirkan ke cooling tower dengan menggunakan pipa penyalur. Di cooling tower, air didinginkan kembali sampai temperaturnya sama seperti temperatur masuk.

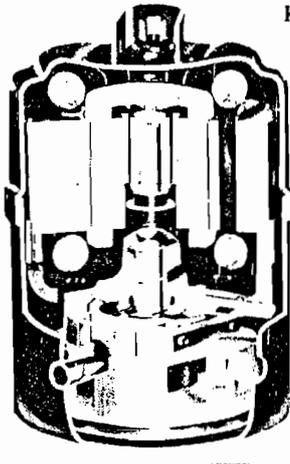
* Campuran

Pada jenis ini walaupun udara pendingin mengalami kenaikan temperatur pada saat melewati kondenser, tetapi sebenarnya udara berfungsi menaikkan jumlah penguapan air akibat panas yang diambilnya dari kondenser. Secara bertahap air mendinginkan kondenser dan air didinginkan udara. Makin cepat penguapan terjadi, makin banyak uap air yang didinginkan udara agar cepat kembali ke wujud air.

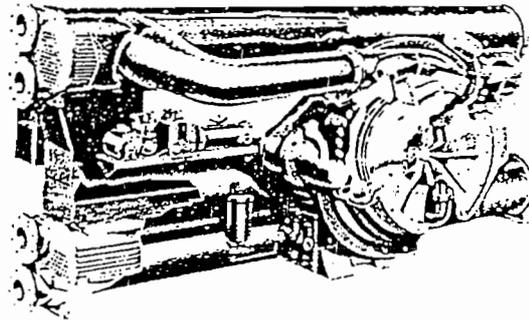


- 1. Katup penutup pada pipa isap
- 2. Saringan isap
- 3. Silinder
- 4. Pegas keamanan
- 5. Torak
- 6. Katup penutup pada pipa buang
- 7. Puli alur-V
- 8. Sekat poros
- 9. Poros engkol
- 10. Pompa minyak
- 11. Katup keamanan

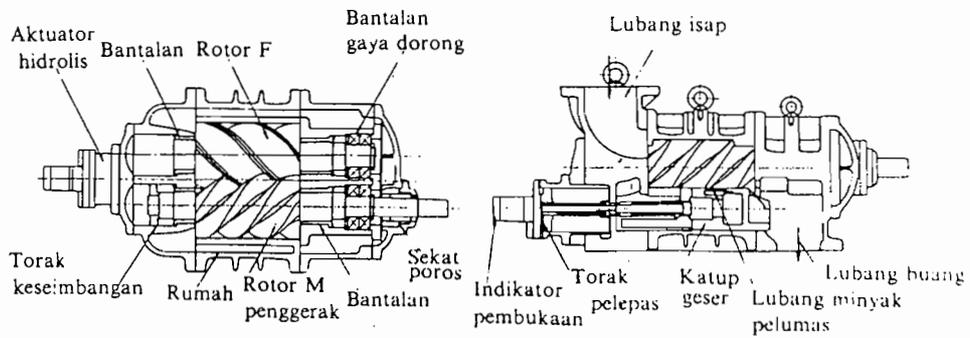
Konstruksi kompresor torak (silinder ganda) kecepatan tinggi.



Kompresor putar hermatik.

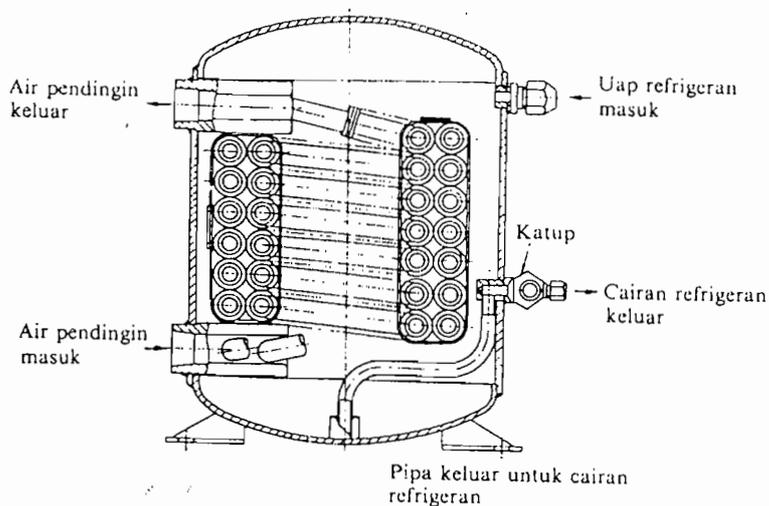


Kompresor jenis sentrifugal

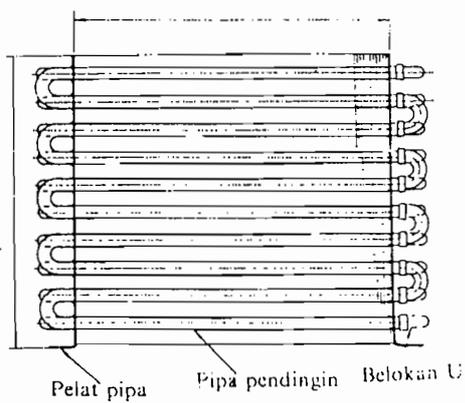
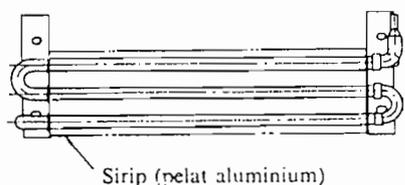


Konstruksi kompresor sekrup.

Gbr. 2.5. Macam-macam kompresor
 Sumber : Penyegaran udara, Wiranto A & Heizo Saito



Kondensor tabung dan koil.



Kondensor pendinginan udara koil bersirip pelat.

Gbr. 2.6. Macam-macam kondenser
 Sumber : Penyebaran udara, Wiranto A & Heizo Saito

II.2.3. Katup ekspansi

Bertujuan untuk mengekspansi secara adiabatik (tidak terjadi perpindahan kalor) cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah.

Katup ekspansi yang banyak digunakan adalah :

- Katup apung

Katup ekspansi yang mentrotel lubang saluran sesuai dengan posisi pelampung di atas cairan refrigeran untuk mengontrol cairan refrigeran masuk ke dalam evaporator.

- Katup ekspansi otomatis termostatik

Katup ekspansi otomatis termostatik berfungsi mengatur pembukaan katup, yaitu mengatur pemasukan refrigeran ke dalam evaporator sesuai beban pendinginan yang harus dilayani.

- Katup ekspansi manual

Katup ekspansi dengan trotei yang diatur secara manual dengan menggunakan katup jarum yang berbeda dari katup stop biasa.

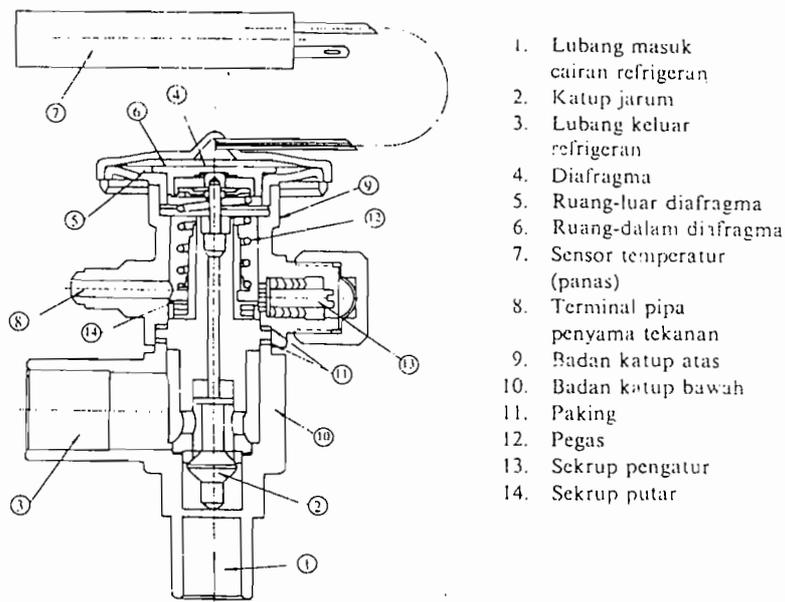
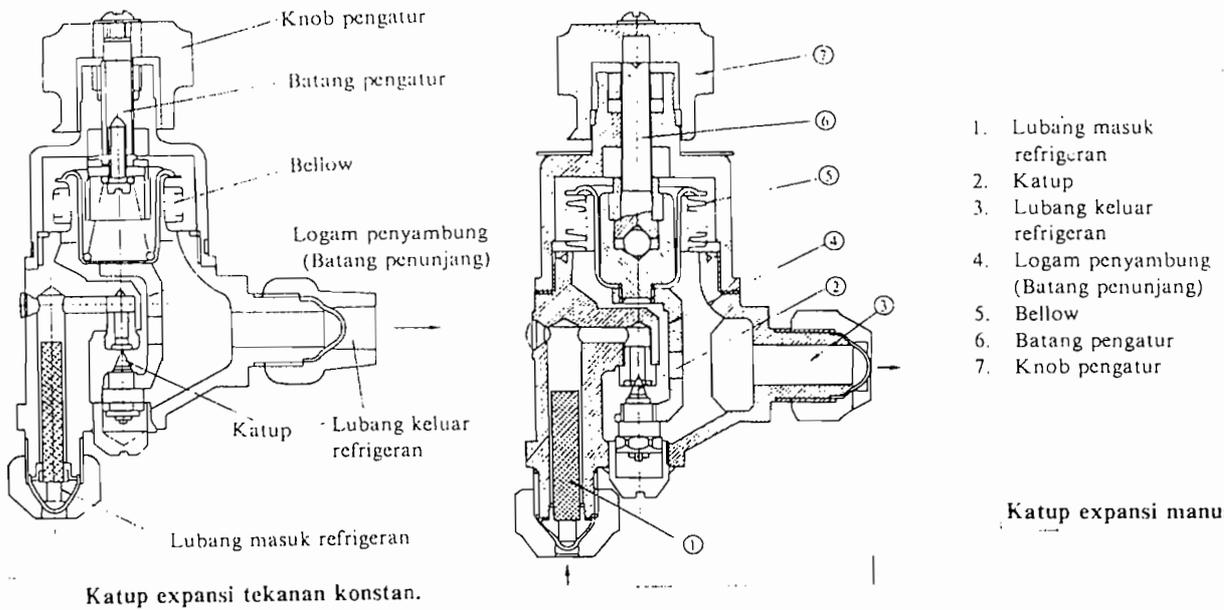
- Katup ekspansi tekanan konstan

Katup ekspansi dimana katup digerakkan oleh tekanan di dalam evaporator untuk mempertahankan supaya tekanan tetap konstan.

- Pipa kapiler

Pipa kapiler dipasang sebagai pengganti katup ekspansi. Tekanan dari pipa kapiler inilah yang digunakan untuk mentrotel dan menurunkan tekanan. Diameter dan panjang pipa kapiler ditetapkan berdasarkan kapasitas pendinginan, kondisi

operasi-operasi dan jumlah refrigeran. Sering dipakai pada mesin refrigerasi kapasitas rendah.



Katup ekspansi otomatis thermostatik penyama tekanan external.

Gbr. 2.7. Macam-macam katup ekspansi
 Sumber : Penyegaran udara, Wiranto A & Heizo Saito

II.2.4. Evaporator

Merupakan komponen refrigerasi yang memegang peranan penting yaitu mendinginkan media sekitarnya karena cairan refrigeran yang mengalir menyerap panas dari media sekitar sambil berubah fase. Panas dari luar ruangan mengalir masuk ke dalam ruangan menembus lapisan insulasi dan akan berhubungan langsung dengan evaporator sehingga terjadi perpindahan panas dimana logam dari evaporator sebagai penghubung panas dan mengakibatkan refrigeran berubah menjadi uap. Berdasarkan keadaan refrigeran yang ada di dalamnya, evaporator terbagi menjadi :

- Jenis ekspansi kering

Cairan refrigeran yang masuk ke dalam evaporator telah berbentuk campuran cair dan uap sehingga keluar dari evaporator berbentuk uap kering. Perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar karena sebagian besar evaporator terisi oleh uap refrigeran. Evaporator jenis ini tidak memerlukan refrigeran dalam jumlah besar dan minyak pelumas yang tertinggal sangat kecil.

- Jenis basah

Sebagian besar dari evaporator terisi cairan refrigeran. Gelembung refrigeran yang terjadi karena pemanasan akan naik, pecah pada permukaan cairan. Sebagian refrigeran kemudian masuk ke dalam akumulator yang memisahkan uap dari cairan. Refrigeran dalam bentuk uap akan masuk dalam kompresor dan dalam bentuk cair akan kembali ke dalam evaporator. Tinggi permukaan cairan refrigeran diatur oleh katup pelampung dan jumlah refrigeran yang masuk ke dalam evaporator disesuaikan dengan beban pendinginan yang harus dilayani.

- Jenis setengah basah

Kondisi refrigeran berada diantara jenis ekspansi kering dan jenis basah, dimana selalu terdapat refrigeran cair di dalam pipa penguapnya sehingga laju perpindahan kalor lebih tinggi dari jenis ekspansi kering namun lebih rendah dari jenis basah.

Berdasarkan konstruksi, evaporator terbagi menjadi :

- Evaporator tabung dan koil

Terdiri dari koil pipa tunggal/ganda di dalam sebuah tabung dan refrigeran mengalir di dalam koil pipa untuk mendinginkan air/larutan garam yang ada di bagian luar koil. Evaporator jenis ini hanya dipakai untuk kapasitas kecil karena laju perpindahan kalor sangat rendah.

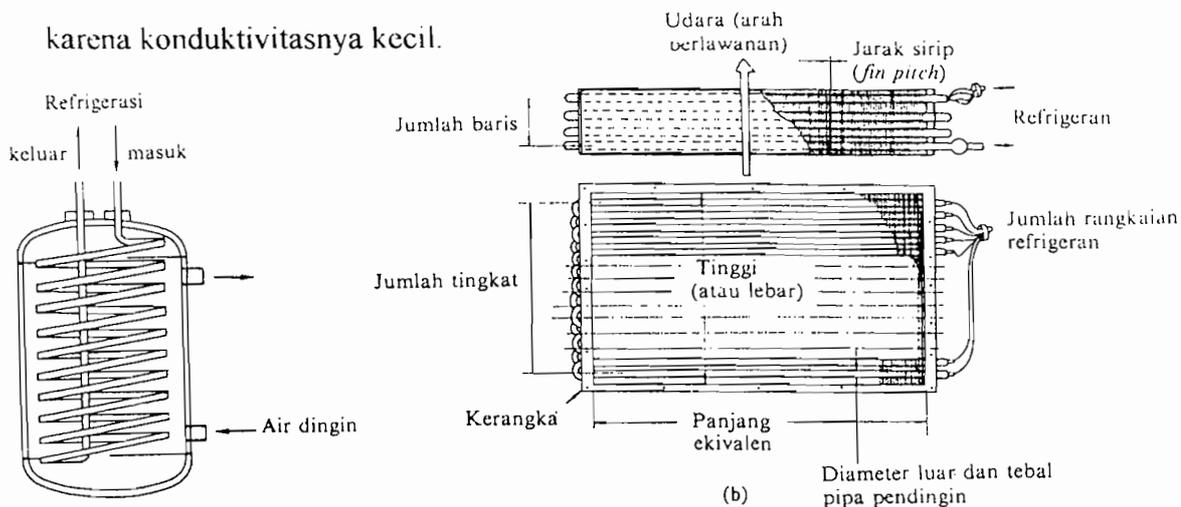
- Evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering

Menggunakan banyak pipa yang dipasang di dalam tabung. Refrigeran mengalir di dalam pipa dan cairan yang akan didinginkan mengalir di dalam tabung. Di dalam tabung dipasang plat sekat yang berfungsi menunjang pipa refrigeran dan mengarahkan aliran cairan yang akan didinginkan tegak lurus pipa dengan kecepatan yang lebih tinggi sedangkan refrigeran mengalir melalui 2 atau 4 saluran yang dibentuk dengan memasang sekat-sekat di dalam ruangan tutup belakang dan tutup depan evaporator.

- Koil dengan pendingin udara

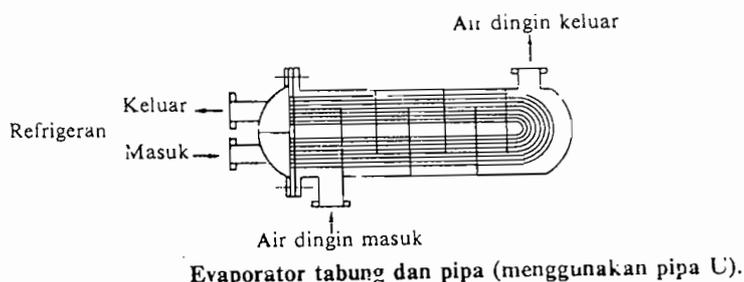
Terdiri dari koil pipa bersirip pada bagian luarnya. Koil dengan pendinginan udara terbagi menjadi dua macam, yaitu jenis ekspansi langsung dan jenis ekspansi tak langsung. Pada jenis ekspansi langsung refrigeran diuapkan secara langsung di

dalam pipa sedangkan pada jenis tak langsung, udara didinginkan oleh refrigeran sekunder yang mengalir melalui pipa tersebut. Sirip-sirip bertujuan untuk memperbesar luas bidang perpindahan kalor yang berhubungan dengan udara karena konduktivitasnya kecil.



Evaporator tabung dan koil.

Evaporator koil bersirip pelat jenis ekspansi langsung.



Evaporator tabung dan pipa (menggunakan pipa U).

Gbr. 2.8. Macam-macam evaporator
 Sumber : Penyebaran udara, Wiranto A & Heizo Saito

II.3. Refrigeran

Refrigeran merupakan bahan yang menyerap/melepas panas melalui proses pengembunan/penguapan. Dalam memilih refrigeran, harus memperhatikan bahwa tidak ada refrigeran yang dapat bekerja sempurna/ideal pada semua keadaan, karena refrigeran untuk suhu rendah berbeda dengan refrigeran untuk suhu tinggi.

Sifat-sifat refrigeran yang perlu diperhatikan antara lain :

1. Tekanan

Tekanan evaporator dan tekanan kondenser diusahakan sedikit lebih besar dari tekanan atmosfer untuk mencegah udara masuk dan memudahkan mencari kebocoran.

2. Suhu

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

3. Panas laten

Panas penguapan refrigeran yang tinggi sangat dikehendaki sebab akan menghasilkan refrigerating effect (RE) yang besar. Aliran refrigeran yang disirkulasikan akan lebih rendah bila RE tinggi sehingga akan lebih ekonomis.

4. Volume jenis

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

5. Koefisien prestasi harus tinggi

Dari segi karakteristik termodinamika refrigeran, koefisien prestasi merupakan parameter untuk menentukan biaya operasi.

6. Tidak boleh beracun dan berbau merangsang.

7. Tidak mudah terbakar dan meledak.

8. Viskositas yang rendah.

9. Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugiannya akan berkurang.

II.4. Klasifikasi Pengkondisi Udara

Alat pengkondisi udara dapat digolongkan menjadi :

1. Jenis sentral

Merupakan dasar dari kebanyakan jenis pengkondisi udara. Terdiri dari motor listrik, kipas udara dan komponen refrigerasi. Banyak digunakan pada hotel/gedung bertingkat dengan kapasitas pendinginan yang besar yang biasanya dilayani cukup dengan satu unit mesin refrigerasi.

- *AHU (Air Handling Unit)*

Koil pendingin dan kipas udara digabungkan menjadi satu. Sebagai fluida kerja dari koil pendingin digunakan air dingin atau refrigeran. Air dingin yang diperlukan dibuat dalam unit pendingin sedangkan bagi unit yang menggunakan refrigeran diperlukan unit pengembun. AHU biasanya dilengkapi dengan koil pemanas dan pelembab. Untuk unit yang lebih besar, koil pemanas merupakan sistem pipa dimana mengalir uap/air panas.

- *FCU (Fan Coil Unit)*

Merupakan unit terkecil dibandingkan AHU.

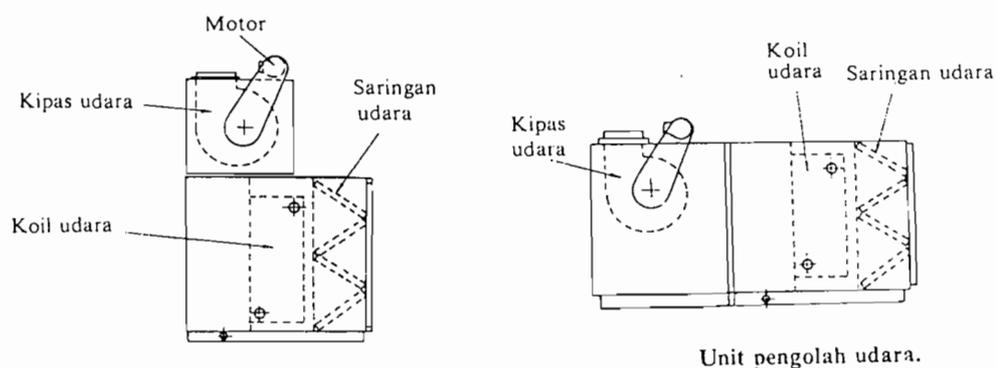
- *Unit Induksi*

Mempunyai kotak udara, nosel, koil udara dan penutup. Udara dari pengkondisi sentral (udara primer) dimasukkan ke dalam kotak udara primer lalu dialirkan melalui nosel sehingga udara masuk ke dalam ruang pencampur dengan kecepatan tinggi. Dengan pengaruh induksi dari pancaran udara tersebut, udara ruangan (udara sekunder) terisap masuk melalui koil udara sekunder kemudian tercampur dengan udara primer dan masuk kembali ke dalam ruangan.

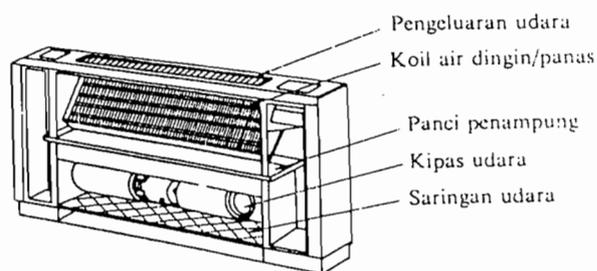
2. Jenis paket

Terdiri dari peralatan pengkondisi udara yang terletak dalam satu rumah dan digunakan untuk pengkondisian udara ruangan berukuran besar/kecil. Biasanya berkapasitas sampai dengan 10 ton refrigerasi.

Gambar 1.10 menunjukkan konstruksi jenis paket yaitu udara yang terinduksi melalui lubang masuk akan mencapai temperatur dan kelembaban yang diinginkan kemudian ditekan masuk ke dalam ruang plenum yang ada di bagian atas kipas udara dan masuk ke dalam ruangan. Bila satu pengkondisi udara jenis paket harus melayani beberapa ruangan maka udara dimasukkan ke dalam ruangan melalui saluran udara.

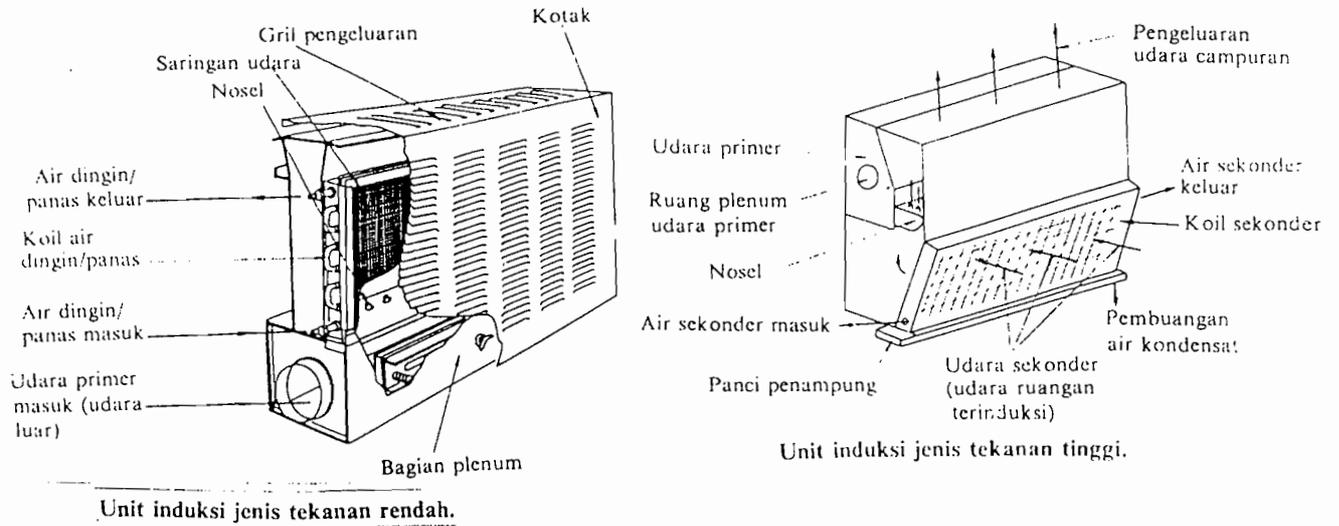


Gbr. 2.9. AHU

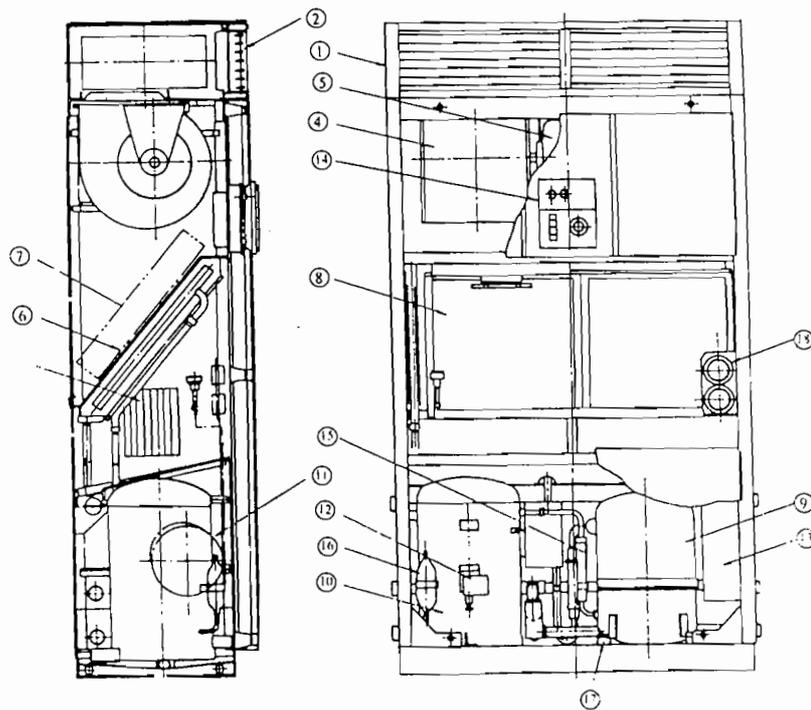


Unit koil-kipas udara.

Gbr. 2.10. FCU



Gbr. 2.11. Unit Induksi
 Sumber : Penyegaran udara, Wiranto A & Heizo Saito



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

Gbr. 2.12. Penyegar Udara Paket
 Sumber : Penyegaran udara, Wiranto A & Heizo Saito

BAB III

SISTEM PENGKONDISIAN UDARA HOTEL



III.1. Sistem Pendinginan

Sistem pengkondisian udara yang digunakan adalah sistem pengkondisian udara sentral yang menggunakan mesin refrigerasi sentrifugal yang dilengkapi dengan menara pendingin.

Secara garis besar siklus refrigerasi yang akan digunakan adalah sebagai berikut :

Air dari bak penampungan air (ground tank) dialirkan masuk ke menara pendingin kemudian dialirkan ke kondenser untuk mendinginkan refrigeran, kemudian disirkulasikan kembali ke menara pendingin. Di dalam menara pendingin terjadi perpindahan kalor dari air ke udara tak jenuh yang disebabkan karena adanya perbedaan suhu dan tekanan sehingga air menjadi lebih dingin dari semula. Air yang hilang karena menguap diganti dengan menambah air dari ground tank.

Kompresor menghisap refrigeran dalam bentuk uap (vapour) secara kontinyu dari evaporator (cooler) dengan suhu 5°C . Energi yang dibutuhkan untuk penguapan diperoleh dari aliran air di dalam tabung evaporator. Dengan terjadinya perpindahan kalor antara refrigeran dan air, maka air menjadi dingin untuk disirkulasikan dalam pengkondisian udara. Setelah menyerap panas dari air, refrigeran dikompresikan masuk ke kondenser dengan suhu 45°C .

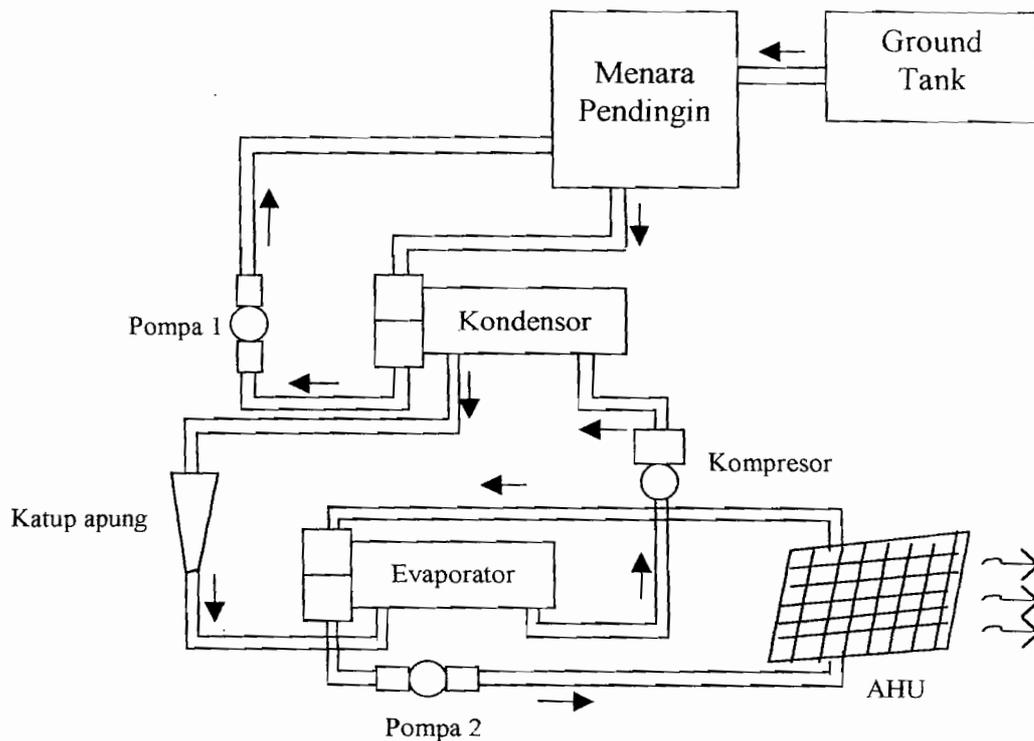
Air yang cukup dingin yang berasal dari menara pendingin masuk ke kondenser dengan suhu sekitar 30°C - 32°C untuk menyerap panas dari refrigeran

yang mengalami proses pengembunan. Uap jenuh refrigeran akan berubah menjadi fase uap air kemudian menjadi cair (sub cooling) yang menyebabkan sebagian refrigeran (fase uap) akan didinginkan oleh sisi refrigeran cair tersebut. Hasil pengembunan tersebut (refrigeran cair) mengalir melalui saluran ruang pengapung (katup apung). Ketika refrigeran cair melewati katup, sebagian menguap karena adanya penurunan tekanan di evaporator. Dengan demikian refrigerator dengan suhu yang dijaga sekitar 5°C siap untuk mendinginkan air di evaporator.

Air pendingin dari evaporator mesin refrigerasi dipompa mengalir melalui pipa air pendingin ke masing-masing AHU/FCU yang tersedia, kemudian air tersebut digunakan sebagai media pendinginan. Setelah mengalami proses perpindahan kalor dengan udara yang akan dikondisikan, air pendingin tersebut dipompa kembali masuk ke evaporator mesin refrigerasi untuk diolah lagi menjadi media pendingin. Sirkulasi air ini juga digunakan sebagai sensor untuk pengoperasian mesin refrigerasi, dimana bila air telah bersirkulasi maka mesin baru bisa bekerja.

Di dalam ruangan yang akan dikondisikan, udara luar dihisap masuk ke dalam alat pengkondisian udara (AHU/FCU) melalui grill kemudian dialirkan melalui koil pendingin setelah terlebih dahulu dibersihkan melalui saringan. Apabila suhu permukaan koil pendingin lebih rendah dari pada titik embun udara maka uap air dalam udara akan mengembun pada permukaan koil pendingin. Air embun (kondensat) tersebut akan menetes dan dialirkan keluar sehingga perbandingan kelembaban udara akan berkurang, selanjutnya udara tersebut akan melalui kipas udara dan saluran udara (duct) dan masuk ke dalam ruangan melalui diffuser. Udara ini harus masuk pada temperatur dan perbandingan kelembaban yang lebih rendah

daripada udara ruangan dan kemudian menyerap kalor sensible dan kalor laten ruangan tersebut sehingga dicapai suhu dan kelembaban ruangan yang diinginkan.



Gambar 3.1. Sistemika Pengkondisian Udara Hotel

III.2. Beban pendinginan

Dalam merancang sistem refrigerasi, beban pendinginan harus diketahui terlebih dahulu karena beban pendinginan merupakan faktor penting dalam perancangan sistem refrigerasi dimana beban pendinginan akan digunakan sebagai acuan dalam menentukan jenis dan dimensi dari peralatan refrigerasi.

Beban pendinginan udara di dalam ruangan ada 2 macam, yaitu :

- beban karena panas sensible
- beban karena panas laten

Panas sensibel adalah jumlah kalor karena adanya perubahan suhu sedangkan panas laten merupakan jumlah panas karena adanya perubahan fase. Di dalam pengkondisian udara ruangan pada umumnya, panas yang tak dikehendaki berasal dari berbagai sumber yang masing-masing akan berubah secara kontinyu atau periodik. Oleh karena itu, perhitungan beban pendinginan hanyalah secara pendekatan dengan menggunakan beban panas maksimum yang terjadi dalam periode tertentu. Pendekatan perhitungan beban pendinginan yang akan digunakan meliputi :

- Perhitungan panas sensibel
 1. transmisi kalor melalui jendela/kaca
 2. transmisi kalor melalui dinding/atap
 3. infiltrasi
 4. orang
 5. lampu dan peralatan listrik
- Perhitungan panas laten
 1. infiltrasi
 2. orang
- Lain-lain
 1. kebocoran saluran udara

III.3. Kondisi umum

Hotel yang akan dirancang terdiri dari 8 lantai, yaitu :

Lantai 1 : hanya lokasi kamar yang akan dikondisikan udaranya

Lantai 2-6 : dikondisikan seluruhnya

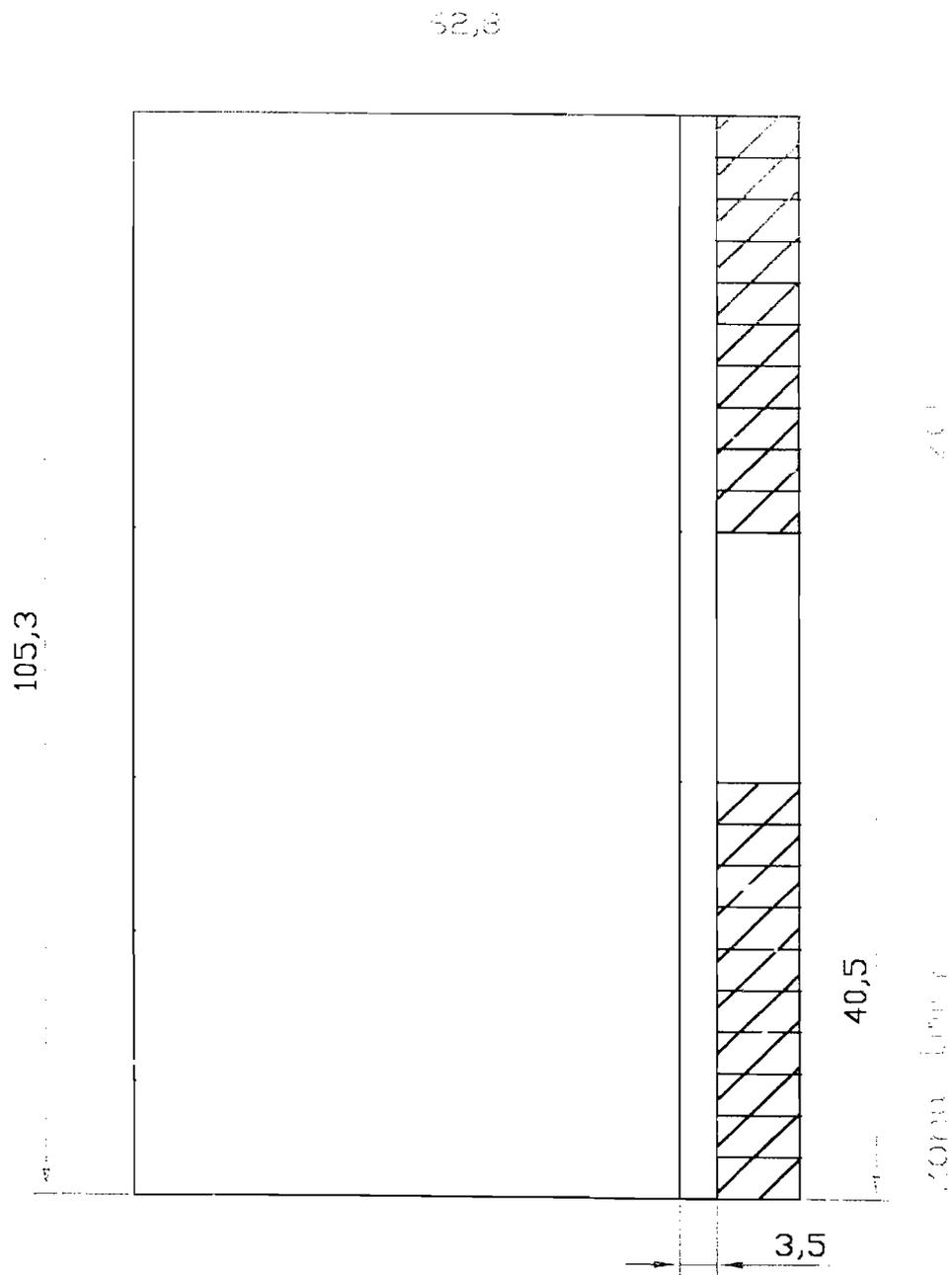
Lantai 7 (lobby) : dikondisikan sebagian

Lantai 8 : tidak dikondisikan

Ukuran kamar : 7,8 m x 4,05 m

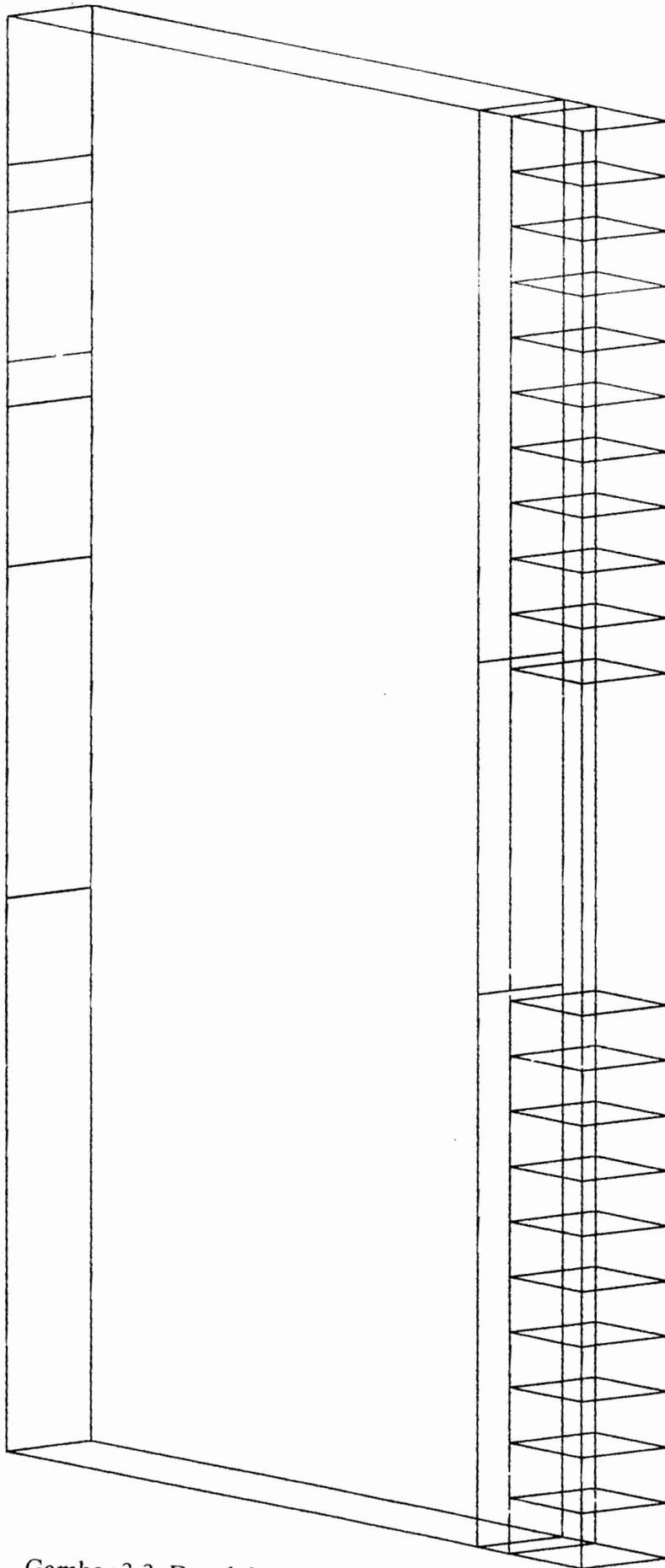
Tinggi : 3,5 m

Denah pengkondisian udara :

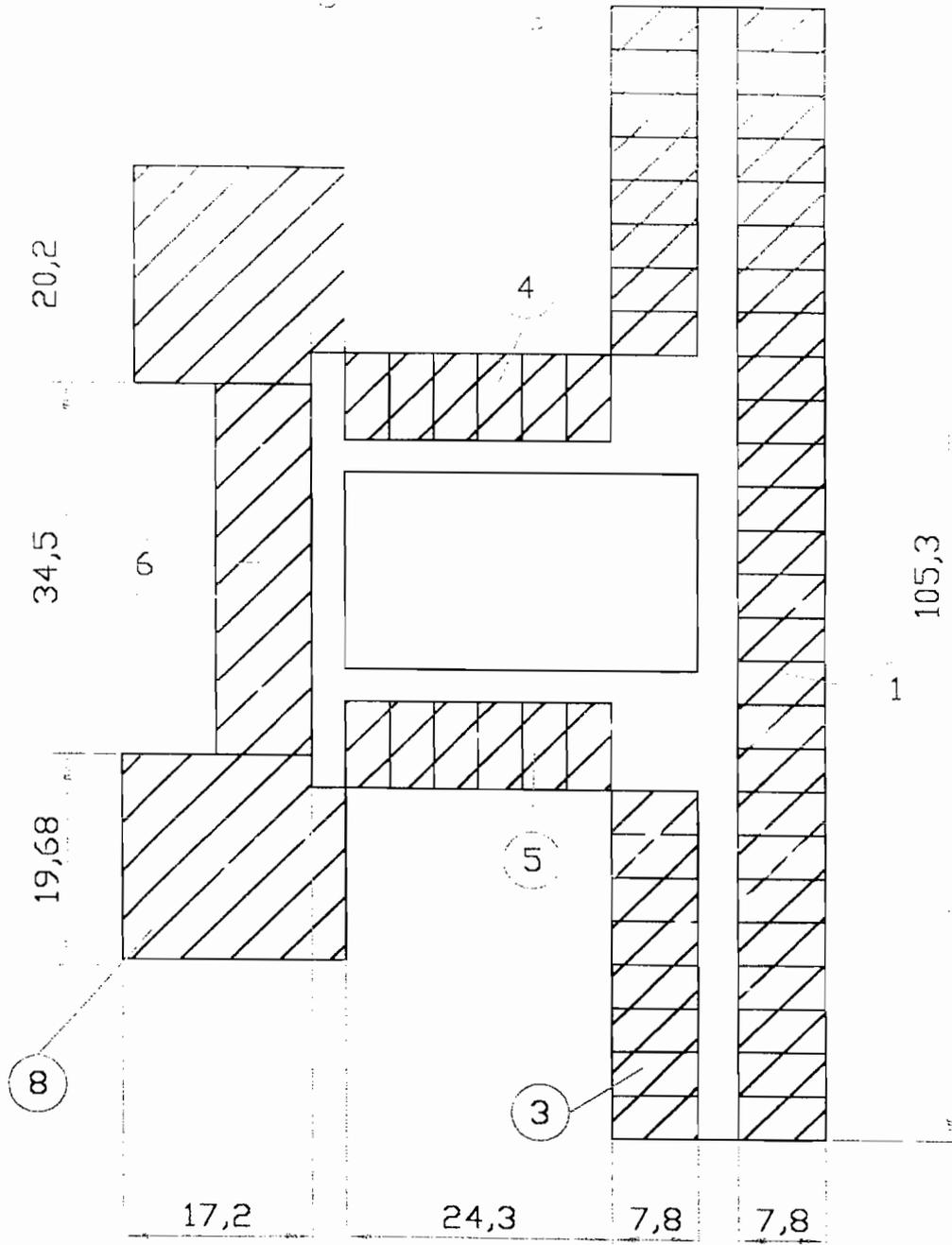


 : Lokasi yang dikondisikan

Gambar 3.2. Denah lantai 1 yang dikondisikan (dua dimensi)

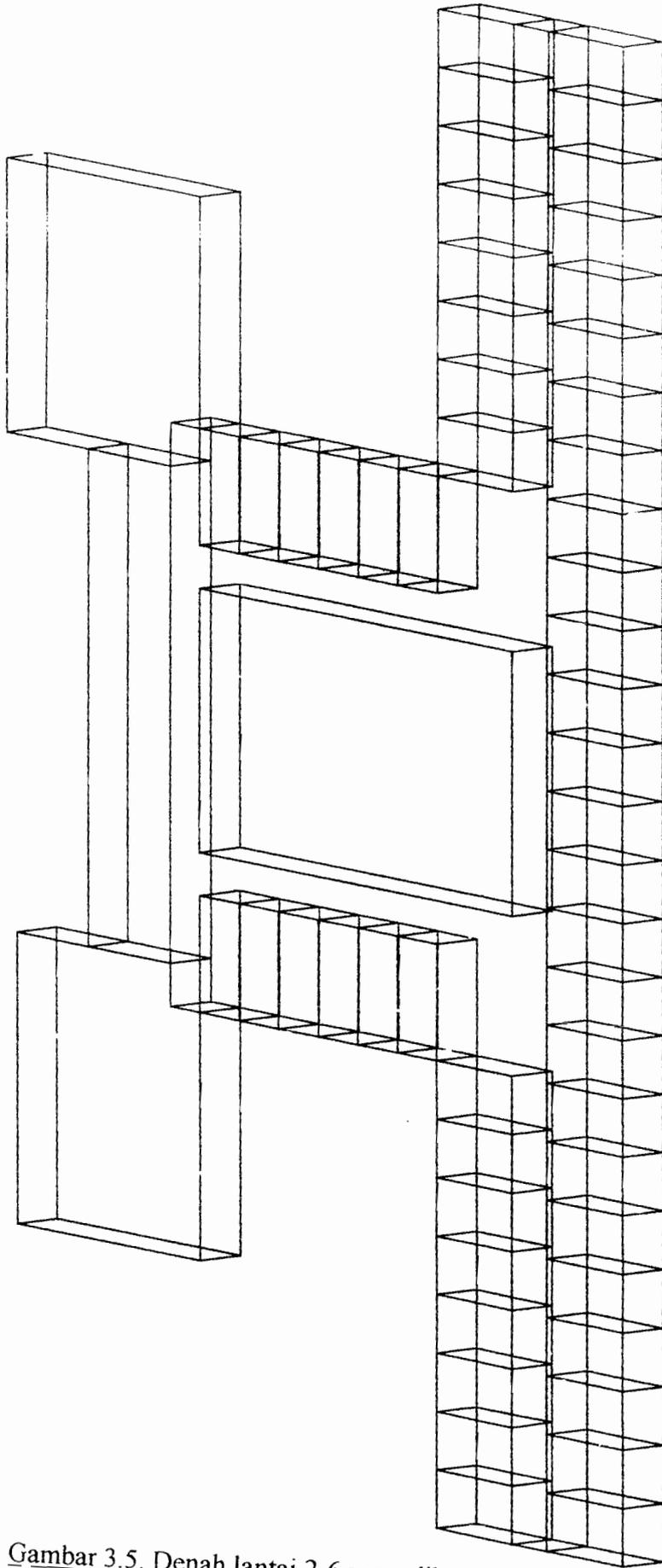


Gambar 3.3. Denah lantai 1 yang dikondisikan (tiga dimensi)

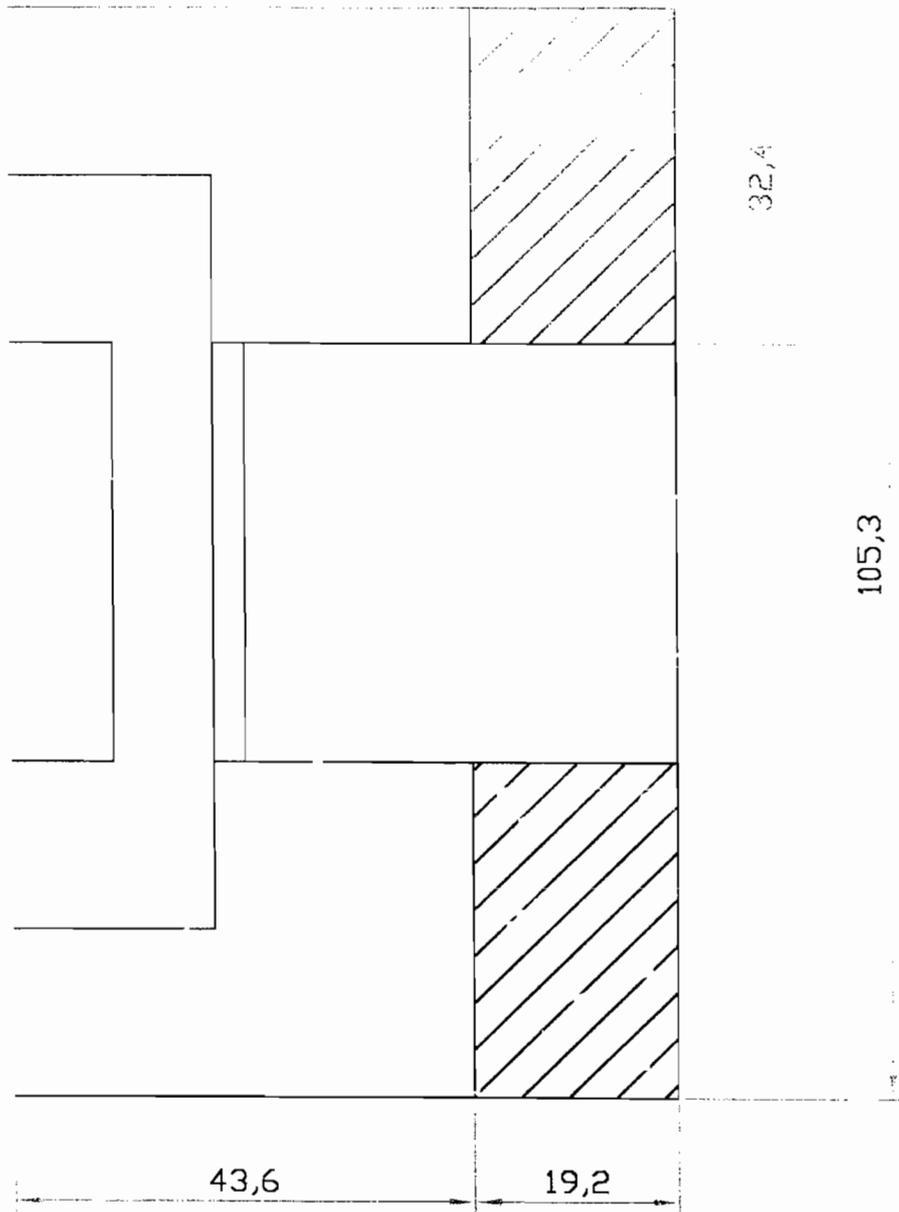


 : Lokasi yang dikondisikan

Gambar 3.4. Denah lantai 2-6 yang dikondisikan (dua dimensi)

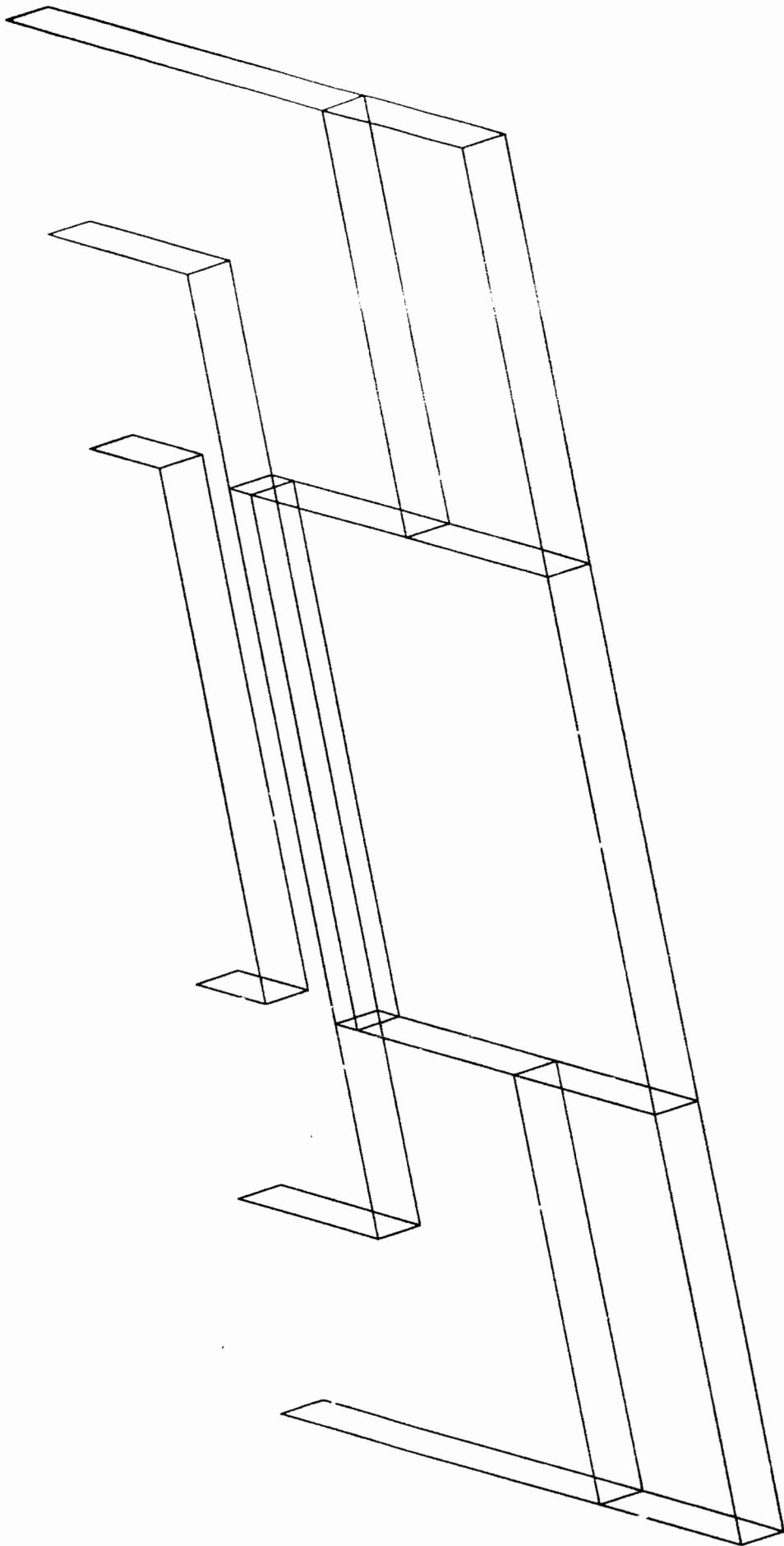


Gambar 3.5. Denah lantai 2-6 yang dikondisikan (tiga dimensi)

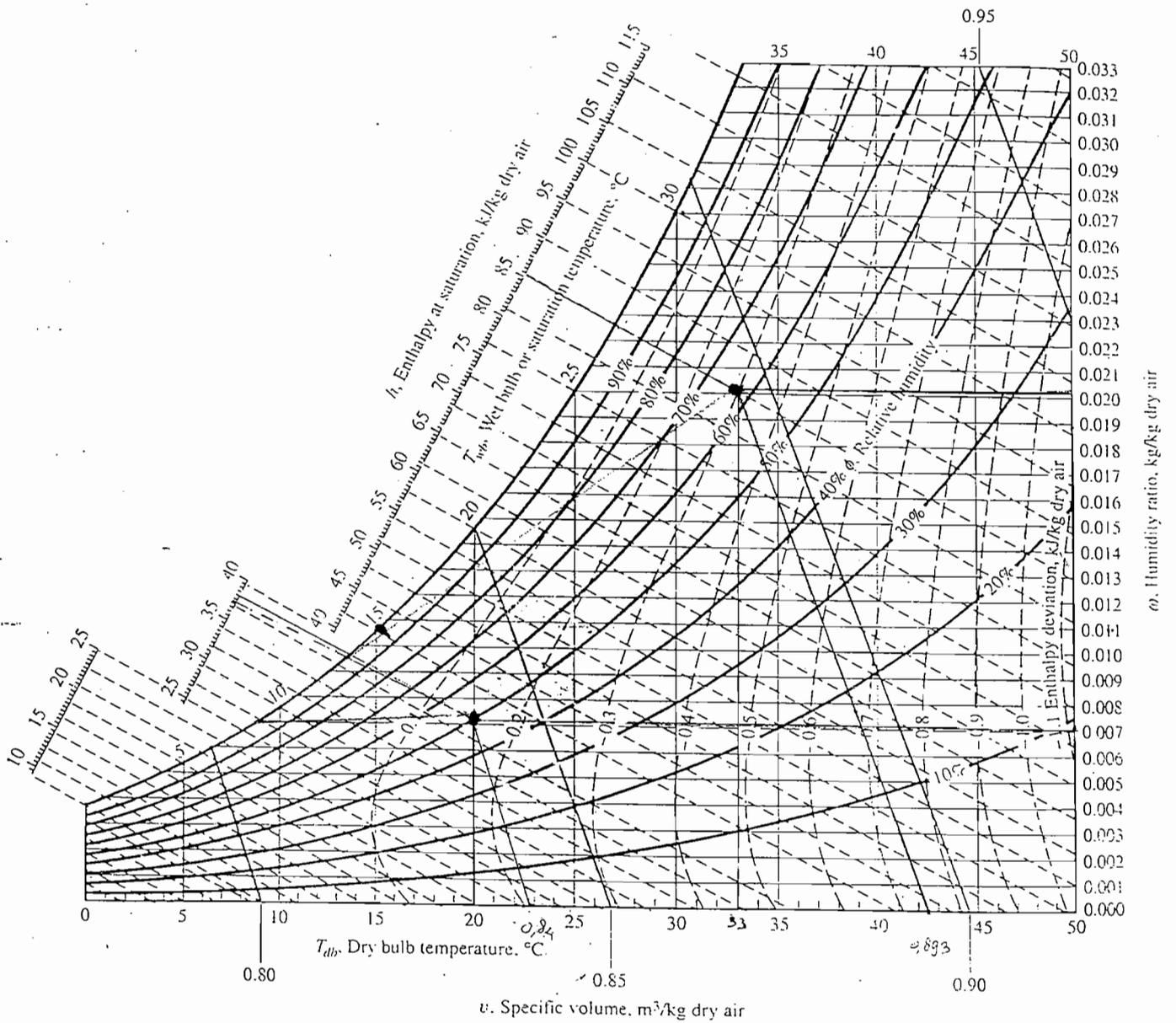


 : Lokasi yang dikondisikan

Gambar 3.6. Denah lantai 7 yang dikondisikan (dua dimensi)



Gambar 3.7. Denah lantai 7 yang dikondisikan (tiga dimensi)



Gambar 3.8. Diagram Psikrometric

Dengan memperhatikan lokasi hotel yang berada di Yogyakarta yang terletak pada 6° LS dan 107° BT, diperoleh data-data kondisi cuaca sebagai berikut ¹ :

Bulan terpanas dalam satu tahun : September/Oktober

Temperatur bola kering : $33^{\circ}\text{C} = 91,4^{\circ}\text{F}$

Temperatur bola basah : $27^{\circ}\text{C} = 81,32^{\circ}\text{F}$

Temperatur kering rata-rata : $27,4^{\circ}\text{C}$

Kelembaban relatif rata-rata : 77%

Perubahan temperatur harian : $8^{\circ}\text{C} = 14,4^{\circ}\text{F}$

Dari diagram psikometrik diperoleh :

Relative humidity : 64%

Entalphy : 85 kJ/kg

Humidity ratio (Who) : 0,0204 kg/kg

Volume spesifik : $0,892 \text{ m}^3/\text{kg}$

Kondisi udara rancangan :

Temperatur rancangan : $20^{\circ}\text{C} = 68^{\circ}\text{F}$

Relative humidity : 50%

Dari diagram psikometrik diperoleh :

Wet bulb temperature : 14°C

Entalphy : 37 kJ/kg

Humidity ratio (Whi) : 0,0073 kg/kg

Volume spesifik : $0,84 \text{ m}^3/\text{kg}$

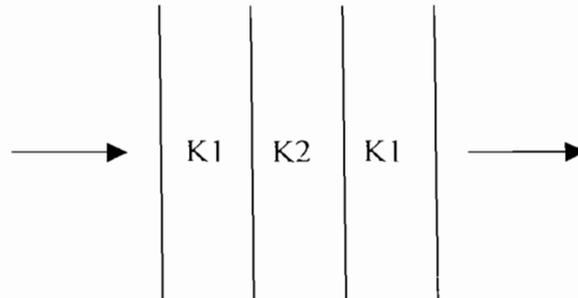
¹ Bangunan di Indonesia

Soegijanto hal. 10

Konstruksi hotel

Bahan dinding :

1. Semen plester
2. Beton
3. Semen plester



Koeff. perpindahan kalor (U)²

$$1/U = \frac{1}{f_0} + \frac{x_1}{K_1} + \frac{x_2}{K_2} + \frac{x_3}{K_1} + \frac{1}{f_i}$$

Dengan f_0 dan f_i merupakan koeff. perpindahan panas permukaan bidang.³

$$1/U = \frac{1}{1,65} + \frac{0,6}{12} + \frac{4,724}{5} + \frac{0,6}{12} + \frac{1}{1,65}$$

$$U = 0,4435 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} = 2,518 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bahan kaca⁴

Kaca plat tunggal biasa

Koeff. perpindahan kalor (K) = 5,5 kcal/m² °C = 6,397 W/m² °C

Bahan lantai :

1. Parket	K3
2. Beton	K4
3. Glaswool	K5
4. Gypsum	K6

² Dasar-dasar Pesawat Pendingin,

G. Harjanto

³ Pengantar Teori Teknik Pendingin, Ricky Gunawan hal. 251

Koeff. perpindahan kalor lantai (U) :

$$1/U = \frac{1}{f_0} + \frac{x_1}{K_3} + \frac{x_2}{K_4} + \frac{x_3}{K_5} + \frac{x_4}{K_6} + \frac{1}{f_i}$$

$$1/U = \frac{1}{1,65} + \frac{0,787}{1,15} + \frac{7,086}{12} + \frac{0,472}{0,265} + \frac{0,472}{3,3} + \frac{1}{1,65}$$

$$U \text{ lantai} = 0,225 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} = 1,249 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabel konduktifitas thermal bahan :

Bahan	Tebal (inch)	K (BTU In/hr ft ² °F)
Semen plester	0,6	12
Batu bata	4,724	5
Parket	0,787	1,15
Beton	7,086	12
Glaswool	0,472	0,265
Gypsum	0,472	3,3
Genteng	0,6	5
Beton cor bertulang	7,87	12

Tabel 3.1. Konduktivitas thermal bahan.

Bahan atap :

1. Genteng	K7
2. Beton cor bertulang	K8
3. Glaswool	K5
4. Gypsum	K6

Koeff. perpindahan kalor atap (U) :

$$1/U = \frac{1}{f_0} + \frac{x_1}{K_7} + \frac{x_2}{K_8} + \frac{x_3}{K_5} + \frac{x_4}{K_6} + \frac{1}{f_i}$$

⁴ Penyegaran udara, Wiranto Arismunandar hal. 44

$$1/U = \frac{1}{1,65} + \frac{0,6}{5} + \frac{0,6}{12} + \frac{7,87}{12} + \frac{0,6}{3,3} + \frac{1}{1,65}$$

$$U \text{ lantai} = 0,48 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} = 2,725 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

III.4. Perhitungan beban pendinginan :

III.4.1. Beban transmisi kalor lantai 2 – 6

1. Transmisi kalor melalui jendela/kaca⁵

Luas kaca yang mengalami perpindahan panas/kamar = 7,5 m²

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

Dengan :

A : luas bidang yang mengalami transmisi

K : koef. transmisi kalor melalui kaca = 6,397

T_o : temperatur udara = 33°C = 91,4°F

T_i : temperatur rancangan = 20°C = 68°F

Zona	Luas bidang (m ²)	Qsensibel (Watt)
1	195	16216,395
2	60	4989,66
3	60	4989,66
4	45	3742,245
5	45	3742,245
6	45	3742,245
7	-	-
8	-	-
		Qtot: 37422,45
		Qt2-6: 187112,25

Tabel 3.2. Transmisi kalor jendela.

⁵ Penyebaran Udara, Wiranto Arismunandar hal. 30

2. Transmisi kalor melalui dinding⁶

Dalam menghitung besarnya transmisi kalor pada dinding harus memperhatikan bahan-bahan yang digunakan dalam dinding tersebut untuk mengetahui konduktifitas thermal masing-masing bahan.

- dinding koridor

$$Q = A \times U \times (T_o - T_i)$$

Dengan :

A : luas dinding yang mengalami transmisi

K : koef. transmisi kalor melalui dinding = 2,518 W/m² °C

T_o : temperatur udara koridor

Diasumsikan pada suhu kamar = 25 °C = 77°F

T_i : temperatur rancangan = 20 °C = 68°F

Zona	Luas bidang (m ²)	Qsensibel (Watt)
1	368,55	4640,0445
2	113,4	1427,706
2 timur	27,3	343,707
3	113,4	1427,706
3 barat	27,3	343,707
4	85,05	1070,7795
4 u + s	54,6	687,414
5	85,05	1070,7795
5 u + s	54,6	687,414
6	121,8	1533,422
7	-	-
8	-	-
		Qtot: 13232,7195
		Qt2-6: 66163,5975

Tabel 3.3. Transmisi kalor melalui dinding koridor.

⁶ Dasar-dasar pesawat pendingin G. Harjanto

- dinding udara luar

$$Q = A \times U \times (T_o - T_i)$$

Dengan :

T_o : temperatur udara luar = $33^\circ\text{C} = 91,4^\circ\text{F}$

Zona	Luas bidang (m ²)	Qsensible (Watt)
1	54,6	1787,2764
2	27,3	893,6382
3	-	-
4	-	-
5	-	-
6	-	-
7	234,15	7664,6661
8	234,15	7664,6661
		Qtot: 18010,247
		Qt2-6: 90051,234

Tabel 3.4. Transmisi kalor dinding udara luar.

3. Kalor dari lampu⁷

Jumlah panas yang dilepaskan dari lampu sebanding dengan wattase lampu tersebut. Untuk lampu-lampu fluorescent digunakan "allowance faktor" = 1,25 karena melepas lebih banyak kalor daripada lampu biasa.

Jumlah watt lampu per petak kamar 200 watt.

$$Q = \text{watt} \times 1,25$$

⁷ Ibid

Zona	Luas bidang (m ²)	Qsensibel (Watt)
1	26	6500
2	8	2000
3	8	2000
4	6	1500
5	6	1500
6	8	2000
7	11	2750
8	11	2750
		Qtot: 21000
		Qt2-6: 105000

Tabel 3.5. Kalor lampu.

4. Kalor dari penghuni⁴

Manusia dan makhluk hidup lainnya selalu mengeluarkan panas. Panas sensibel terlepas secara radiasi, konveksi dan konduksi. Panas laten terlepas karena adanya penguapan air dari tubuh. Panas total yang dilepas tergantung dari kegiatan dan suhu ruangan.

Diambil asumsi per luasan kamar terdiri dari 2 orang pria dewasa.

Panas laten : 250 BTU/h

Panas sensibel : 200 BTU/h

$Q = \text{jumlah penghuni} \times \text{koeff. panas BTU/h}$

$Q_{\text{sensibel}} = 2 \times 200 \times 260 \text{ petak kamar} = 104000 \text{ BTU/h} = 30471,725 \text{ Watt}$

$Q_{\text{laten}} = 2 \times 250 \times 260 \text{ petak kamar} = 130000 \text{ BTU/h} = 38089,657 \text{ Watt}$

Diambil asumsi karyawan hotel/lantai 15 orang yaitu 10 pria dan 5 wanita.

$Q_{\text{sensibel}} = 10 \times 200 \times 8 \text{ lantai} = 16000 \text{ BTU/h} = 4687,957 \text{ Watt}$

$Q_{\text{sensibel}} = 5 \times 0,85 \times 200 \times 8 \text{ lantai} = 6800 \text{ BTU/h} = 1992,382 \text{ Watt}$

⁴ Penyegaran Udara, Wiranto Arismunandar hal. 30

$$Q_{tot} = 22800 \text{ BTU/h} = 6680,339 \text{ Watt}$$

$$Q_{laten} = 10 \times 250 \times 8 \text{ lantai} = 20000 \text{ BTU/h} = 5859,947 \text{ Watt}$$

$$Q_{laten} = 5 \times 0,85 \times 250 \times 8 \text{ lantai} = 8500 \text{ BTU/h} = 2490,477 \text{ Watt}$$

$$Q_{tot} = 28500 \text{ BTU/h} = 8350,424 \text{ Watt}$$

5. Transmisi kalor melalui infiltrasi⁹

Perembesan udara luar yang masuk ke ruangan akan menyebabkan panas sensibel dan panas laten.

$$Q_{sensibel} = \text{cfm} \times 1,08 \times (T_o - T_i)$$

$$Q_{laten} = \text{cfm} \times 0,68 \times (W_{ho} - W_{hi}) / 3,413 \text{ Watt}$$

$$\text{Cfm} = \text{volume ruangan} \times \text{faktor dinding} \times \text{faktor koreksi} / 60$$

Zona	Volume (ft ³)	Cfm	Qsensibel (Watt)	Qlaten (Watt)
1	102667,5	855,5626	6335,101	15903,938
2	31590	263,258	1949,267	4893,533
3	31590	263,258	1949,267	4893,533
4	23692,5	197,43	1461,895	3670,008
5	23692,5	197,43	1461,895	3670,008
6	37410	311,75	2308,391	5795,095
7	48101,25	400,84	2968,069	7451,157
8	48101,25	400,84	2968,069	7451,157

Tabel 3.6. Kalor infiltrasi

III.4.2. Beban transmisi kalor lantai 1

$$Q = A \times U (T_o - T_i)$$

Dengan

T_o : temperatur udara luar 33°C

⁹ Refrigeration and Air Conditioning

Jordan, RC hal 233

T_i : temperatur udara rancangan 20°C

Zona timur :

$$\text{Luasan kaca} = 7,5 \text{ m}^2 \times 10 = 100 \text{ m}^2$$

$$Q = 7,5 \text{ m}^2 \times 6,397 \times 13 \times 10 = 6237,075 \text{ Watt}$$

$$\text{Luasan dinding koridor} = 40,5 \text{ m}^2 \times 13 \text{ m} = 141,75 \text{ m}^2$$

$$Q = 2,518 \times 141,75 \times 5 = 1784,6325 \text{ Watt}$$

$$\text{Luasan dinding barat} = 7,8 \times 3,5 = 27,3 \text{ m}^2$$

$$Q = 2,518 \times 27,3 \times 5 = 343,707 \text{ Watt}$$

$$\text{Luasan dinding timur} = 7,8 \times 3,5 = 27,3 \text{ m}^2$$

$$Q = 2,518 \times 27,3 \times 13 = 893,638 \text{ Watt}$$

Infiltrasi

$$\text{Volume} = 40,5 \times 7,8 \times 3,5 = 1105,65 \text{ m}^3 = 39487,5 \text{ ft}^3$$

$$\text{Cfm} = 39487,5 \times 1 \times 0,5 / 60 = 329,06 \text{ cfm}$$

$$Q_{\text{sensibel}} = 329,06 \times 1,08 \times 23,4 / 3,413 = 2436,56 \text{ Watt}$$

$$Q_{\text{laten}} = 329,06 \times 0,68 \times 93 / 3,413 = 6116,85 \text{ Watt}$$

Lampu

$$Q = 200 \times 10 \text{ petak kamar} \times 1,25 = 2500 \text{ Watt}$$

Zona barat = zona timur

III.4.3. Beban transmisi kalor atap lantai 7

Karena lantai atas (lantai 8) tidak dikondisikan maka atap tidak berpengaruh terhadap perpindahan kalor. Perpindahan kalor yang terjadi adalah melalui lantai atas terhadap lantai dibawahnya (lantai 7).

Luasan yang mengalami perpindahan kalor :

$$A1 : 105,3 \times 19,2 = 2021,76 \text{ m}^2$$

$$A2 : 30,15 \times 16,2 = 488,43 \text{ m}^2$$

$$A3 : 488,43 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{total}} = 2998,62 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{atap}} = 1,249 \times 2998,62 \times 5 = 18726,382 \text{ Watt}$$

Lantai 7 (lobby) :

Zona 1 :

$$A_{\text{dinding}} = 19,2 \times 3,5 = 67,2 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{dinding}} = 2,518 \times 67,2 \times 5 = 2199,725 \text{ Watt}$$

$$Q_{\text{din.koridor}} = 2,518 \times 67,2 \times 5 = 846,048 \text{ Watt}$$

$$A_{\text{kaca}} = 7,5 \times 6 \text{ petak} = 45 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{kaca}} = 45 \times 6,397 \times 13 = 3742,245 \text{ Watt}$$

Infiltrasi

$$\text{Volume ruangan} = 4,05 \times 8 \times 19,2 = 622,08 \text{ m}^3$$

$$\text{Cfm} = 77760 \times 1 \times 0,5 / 60 = 648 \text{ cfm}$$

$$Q_{\text{sensibel}} = 648 \times 11,08 \times 23,4 / 3,413 = 4798,198 \text{ Watt}$$

$$Q_{\text{laten}} = 648 \times 0,68 \times 93 / 3,413 = 12045,622 \text{ Watt}$$

Lampu

$$Q = 200 \times 18 \times 1,25 = 4500 \text{ Watt}$$

Zona 2 = Zona 1

III.4.4. Panas dari motor listrik¹⁰

Panas dari motor listrik menyebabkan timbulnya panas dari tenaga listrik yang dikonversi menjadi tenaga panas yang merupakan panas sensible. Motor listrik yang terletak di dalam lingkungan yang akan dikondisikan berpengaruh terhadap beban pendinginan.

Panas sensibel dari motor listrik :

$$Q = \text{watt} \times \text{eff. motor}$$

$$Q = 22000 \times 0,9 = 19800 \text{ Watt}$$

III.4.5. Kebocoran saluran udara¹¹

Temperatur udara di dalam saluran udara (duct) biasanya berkisar antara 50°F - 60°F dry bulb. Saluran udara ini melalui ruang yang tidak dikondisikan bertemperatur lebih tinggi sehingga akan menimbulkan panas ke dalam saluran udara, dimana udara yang telah dikondisikan belum mencapai ruangan. Hal ini akan menambah beban pendinginan. Untuk besarnya perpindahan panas yang terjadi dengan teliti hanya dapat dilakukan bila pengerjaan saluran udara (duct) telah selesai. Untuk itu dapat diambil angka-angka perkiraan sebagai berikut :

- supply duct heat gain	:	2%
- supply duct leakage loss	:	4%
total	:	6%

¹⁰ Dasar-dasar pesawat pendingin G. Harjanto

¹¹ Carrier handbook Air Conditioning Systems

Beban tambahan :

$$Q = 6\% \times \text{beban sensibel total}$$

$$= 6\% \times 662579,1145 = 39754,747 \text{ Watt}$$

Ringkasan hasil perhitungan :

1. Lantai 1 :

Zona timur	Panas sensibel (Watt)	Panas Laten (Watt)
Panas melalui kaca	6237,075	
Panas melalui dinding koridor	1784,6325 + 343,707	
Panas melalui dinding luar	893,638	
Infiltrasi	2436,56	6116,85
Lampu	2500	
Zona barat = zona timur		
	Q: 14195,6125	Q: 6116,85
	Qtot: 28391,225	Qtot: 12233,7

Tabel 3.7. Ringkasan perhitungan lantai 1

2. Lantai 2 – 6 :

Zona timur	Panas sensibel (Watt)	Panas Laten (Watt)
Panas melalui kaca	187112,25	
Panas melalui dinding koridor	66163,5975	
Panas melalui dinding luar	90051,234	
Infiltrasi	107009,77	268642,145
Lampu	105000	
	Q: 642779,1195	Q: 339173,485

Tabel 3.8. Ringkasan perhitungan lantai 2-6.

3. Atap : Q sensible = 18726,382 Watt

4. Lantai 7 :

Zona timur	Panas sensibel (Watt)	Panas Laten (Watt)
Panas melalui kaca	3742,245	
Panas melalui dinding koridor	846,048	
Panas melalui dinding luar	2199,725	
Infiltrasi	4798,198	12045,622
Lampu	4500	
Zona barat = zona timur		
	Q: 16086,216	Q: 12045,622
	Qtot: 32172,432	Qtot: 24091,244

Tabel 3.9. Ringkasan perhitungan lantai 7.

5. Penghuni

$$Q \text{ sensible} = 37152,064 \text{ Watt}$$

$$Q \text{ laten} = 46440,081 \text{ Watt}$$

6. Motor listrik

$$Q \text{ sensible} = 19800 \text{ Watt}$$

7. Kebocoran Udara :

$$Q \text{ sensible} = 39754,747 \text{ Watt}$$

Beban pendinginan :

$$Q \text{ teoritis} = 1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6 + 7 = 1041507,347 \text{ Watt}$$

$$Q \text{ teoritis} = 1041,507 \text{ kW}$$

Dengan menambahkan safety faktor sebesar 15%, maka beban pendinginan total adalah :

$$Q \text{ total} = Q \text{ teoritis} + 15\% Q \text{ teoritis}$$

$$Q \text{ total} = 1041507,347 + 156226,102 = 1197733,449 \text{ Watt}$$

$$Q \text{ total} = 1197,74 \text{ kW}$$

$$Q \text{ total} = 1197,74 / 3,5169 = 340,56 \text{ TR}$$

BAB IV

PERANCANGAN KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI

IV.1. Pemilihan refrigeran

Refrigeran yang digunakan dalam perancangan sistem refrigerasi ini adalah HFC 134a karena mempunyai keunggulan, antara lain :

1. Merupakan senyawa kimia yang stabil, tidak berbau, tidak beracun, tidak mudah terbakar.
2. Mempunyai volume spesifik yang kecil yang dapat menaikkan kapasitas refrigerasi dan tidak mengikis ozon.
3. Koefisien prestasi yang tinggi.
4. Mempunyai daya/ton yang besar.

Koefisien kerja prestasi (COP)

Data-data yang digunakan untuk menghitung koefisien kerja prestasi pada mesin refrigerasi adalah sebagai berikut :

Refrigeran yang digunakan : HFC 134a (CH_2FCF_2)

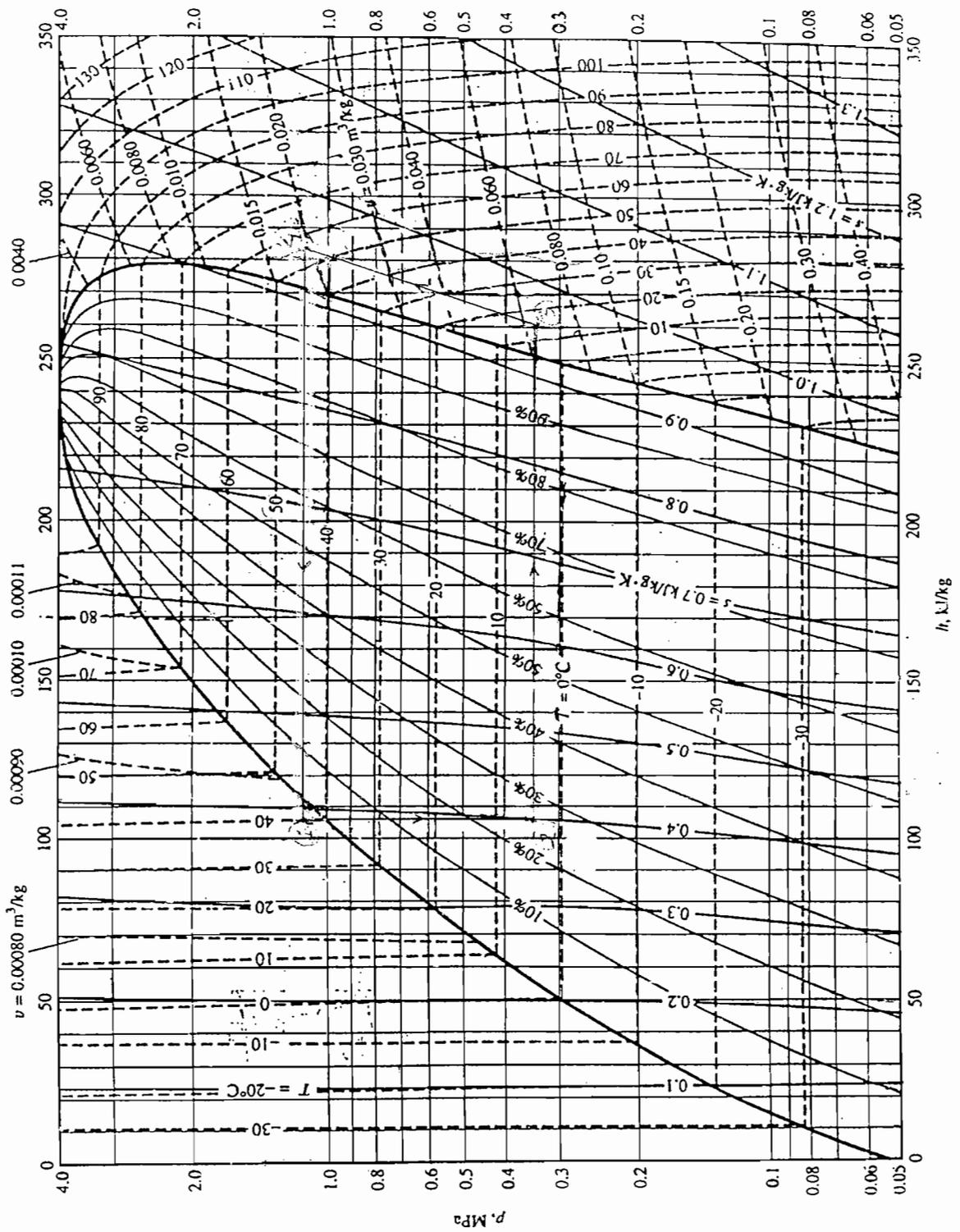
Suhu evaporator (T_e) : 5°C

Superheated : 10°C

Suhu kondenser (T_c) : 45°C

Subcooling : 5°C





Gambar 4.1. Diagram MOLLIER

Keterangan :

Titik 1 : Tekanan : 1161 kPa

Entalphy : pada kondisi suhu 40°C = 108,245 kJ/kg

Titik 2 : Tekanan : 349,9 kPa

Entalphy : pada kondisi suhu 5°C = 108,245 kJ/kg

Titik 3 : Tekanan : 349,9 kPa

Entalphy : pada kondisi suhu 15°C = 263,394 kJ/kg

Titik 4 : Tekanan : 1161 kPa

Entalphy : pada kondisi suhu 55°C = 281,634 kJ/kg

Efek pendinginan (RE)

$$RE = h_3 - h_2 = 263,394 - 108,245 = 155,149 \text{ kJ/kg}$$

Laju aliran massa refrigeran (m_r) :

$$\begin{aligned} m_r &= \frac{\text{cooling load}}{RE} \\ &= \frac{1197,74}{155,149 \text{ kJ/kg}} = 7,72 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Daya kompresor (N) :

$$\begin{aligned} N &= (h_4 - h_3) \cdot m_r \\ &= (281,634 - 263,394) \times 7,72 = 140,81 \text{ kW} \end{aligned}$$

Koefisien prestasi :

$$COP = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} = \frac{155,149}{18,24} = 8,506$$

IV.2. Pemilihan dan perancangan evaporator

IV.2.1. Pemilihan evaporator

Evaporator yang direncanakan akan digunakan dalam sistem refrigerasi adalah jenis ekspansi kering yaitu cairan refrigeran yang diekspansikan ke dalam evaporator sudah berada dalam keadaan campuran cair dan uap sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan uap kering. Tipe yang digunakan adalah tipe tabung dan pipa (*shell and tube*), yaitu refrigeran yang mengalir di dalam tabung sedangkan air yang didinginkan mengalir di dalam pipa. Pemasukan refrigeran ke dalam evaporator diatur oleh katup ekspansi katup apung. Ciri-ciri evaporator jenis ini antara lain, adalah :

- jumlah refrigeran yang diperlukan tidak banyak.
- minyak pelumas dapat kembali ke kompresor dengan cepat karena refrigeran mengalir dengan kecepatan tinggi (refrigeran tidak ada yang tertinggal di dalam evaporator).
- tahanan aliran pada air pendingin kecil.

IV.2. Perancangan evaporator

Data-data evaporator :

1. Tekanan evaporator (Pe) : 349,9 kPa
2. Temperatur refrigeran (Tr) : 5°C
3. Temperatur air masuk (Ti) : 14°C
4. Temperatur air keluar (To) : 9°C
5. Beban evaporator (Qe) : 1197,74 kW

Sifat-sifat air pada suhu 14°C, yaitu :

Kalor spesifik	(Cpa)	: 4,188 kJ/kg
Densitas air	(ρ_a)	: 998,8 kg/m ³
Viskositas air	(μ)	: 0,00117 kg/ms
Konduktifitas termal	(Ka)	: 0,592 W/m °C
Angka prandtl	(Pra)	: 8,3

Sifat-sifat refrigeran HFC 134a pada temperatur 5°C, yaitu :

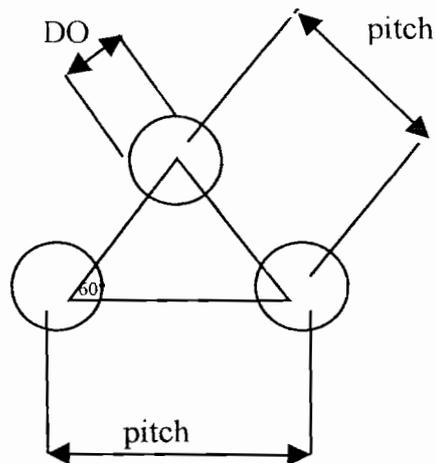
Densitas uap refrigeran	(ρ_{ru})	: 4,415 kg/m ³
Densitas cairan refrigeran	(ρ_{rr})	: 1372,126 kg/m ³
Viskositas refrigeran	(μ_r)	: 0,0002862 kg/ms
Konduktivitas termal	(Kr)	: 0,070 W/m °C
Angka prandtl	(Prr)	: 3,84

Pemilihan diameter tabung dan pipa :

Evaporator menggunakan susunan pipa segitiga (triangular pitch) dengan diameter luar pipa 1" dan jarak antar pipa (pitch) 1¼".

Diameter dalam tabung	(DS)	: 33" = 0,838 m
Diameter luar pipa	(DO)	: 1" = 0,0254 m
Diameter dalam pipa	(DI)	: 0,87" = 0,022 m
Jumlah lintasan/pass	(s)	: 2 pass
Jumlah pipa	(NP)	: 522 buah
Jumlah lintasan vertikal	(sn)	: 51

Bahan tabung : Baja tahan karat
 Bahan pipa : Tembaga
 Konduktivitas bahan pipa : 400 W/m°C
 Susunan pipa :



• Perhitungan pada sisi pipa (air)

Laju aliran air (ma) :

$$Ma = \frac{Q_e}{C_{pa} \times (T_i - T_o)} \quad 10$$

$$Ma = \frac{1197,74}{4,188 \times (14 - 9)} = 57,199 \text{ kg/s}$$

Kapasitas aliran air (w) :

$$Wa = \frac{ma}{\rho} \quad 11$$

¹⁰ Refrigerasi dan Pengkondisian Udara W.F. Stoecker & J.W. Jones, hal. 236

¹¹ W.F. Stoecker, op.cit, hal. 236

$$W_a = \frac{57,199}{998,8} = 0,057 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kecepatan aliran air (V_a) :

$$V_a = \frac{w_a}{\pi \times (0,022^2 / 4) \times (522 / 2)} = 0,577 \text{ m/s}$$

Kecepatan massa air (G_a) :

$$G_a = \rho \times V_a^{12}$$

$$G_a = 998,8 \times 0,57 = 576,3076 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Reynolds (Re_a) :

$$Re = \frac{G_a \times D_i}{\mu} \quad 13$$

$$Re_a = \frac{576,3076 \times 0,022}{0,00117} = 10836,533$$

Aliran air merupakan aliran turbulen.

Bilangan Nusselt (Nu_a) :

$$Nu_a = 0,023 \times Re_a^{0,8} \times Pr_a^{0,4} \quad 14$$

$$= 0,023 \times 10836,553^{0,8} \times 8,3^{0,4} = 90,63$$

Perpindahan panas (Ha) :

$$Ha = \frac{k \times Nu_a}{D_i} \quad 15$$

$$Ha = \frac{0,592 \times 90,63}{0,022} = 2438,77 \text{ W/m}^2\text{C}$$

¹² Perpindahan Kalor, J.P. Holman hal. 195

¹³ Perpindahan Kalor, J.P. Holman hal. 195

¹⁴ Ibid hal. 234

¹⁵ Ibid hal. 234

- **Perpindahan panas melalui sisi tabung (refrigeran)**

Laju aliran refrigeran (m_r) :

$$m_r = \frac{Q_e}{RE}$$

$$m_r = \frac{1197,74}{155,149} = 7,72 \text{ kg/s}$$

Kecepatan aliran refrigeran direncanakan 1,5 m/s

$$V_r = 1,5 \text{ m/s}$$

Kecepatan massa refrigeran (G_r) :

$$G_a = \rho \times V_r$$

$$G_a = (1372/4,415) \times 1,5 = 466,181 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Reynold (Re) :

$$Re = \frac{G \times DO}{\mu r}$$

$$Re = \frac{466,181 \times 0,0254}{0,0002862} = 41373,156$$

Aliran refrigeran merupakan aliran turbulen.

Perpindahan panas (H_r)¹⁶ :

$$H_r = \frac{K_r \times 0,06}{DS} \times (Re_r \times Fu)^{0,87} \times Pr_r^{0,4} \times (p_{ru} / p_{rr})^{0,28}$$

F_u = fraksi uap

$$F_u = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_1}$$

¹⁶ Prinsip-prinsip Perpindahan Panas,

Frank Kreith, Arko Prijono, hal. 518

$$F_u = \frac{263,394 - 108,245}{281,634 - 108,245} = 0,895$$

$$H_r = \frac{0,070 \times 0,06}{0,0254} \times (41373,156 \times 0,895)^{0,87} \times 3,84^{0,4} \times (1372,126 / 4,415)^{0,28}$$

$$= 13325,056 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Faktor kotoran (f) :

Karena air yang didinginkan merupakan sistem sirkulasi, maka faktor pengotoran untuk air (f) = 0,0002

Tahanan pipa (Rp) :

$$R_p = \frac{\text{tebal pipa} \times A_o}{K_p \times A_m} \quad 17$$

$$R_p = \frac{((0,0254 \times 0,022) / 2) \times ((\pi \times 0,0254^2) / 4)}{400 \times ((0,0254 + 0,022) / 2)}$$

$$R_p = 9,086 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Tahanan pipa terlalu kecil sehingga dapat diabaikan.

Koefisien perpindahan panas (Uo)¹⁸ :

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{H_r} + R_p + \left(\frac{(\pi \times DO^2 / 4) \times 0,0002}{\pi \times DI^2 / 4} \right) + \left(\frac{(\pi \times DC^2 / 4)}{(\pi \times DI^2 / 4) \times H_a} \right)}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{13325,056} + \left(\frac{(\pi \times 0,0254^2 / 4) \times 0,0002}{\pi \times 0,022^2 / 4} \right) + \left(\frac{(\pi \times 0,0254^2 / 4)}{(\pi \times 0,022^2 / 4) \times 2438,77} \right)}$$

$$U_o = 1125,905 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

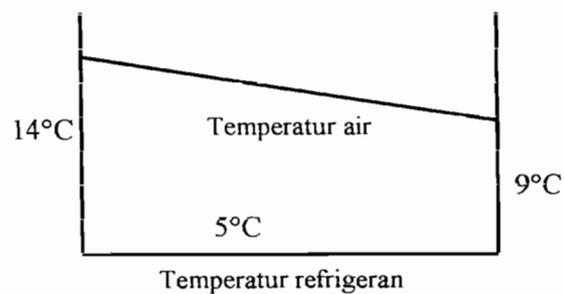
¹⁷ Perpindahan Kalor, J.P. Holman, hal. 31

¹⁸ Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, WF. Stoecker & JW. Jones. hal 233

Log mean temperature differential (LMTD)¹⁹ :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_i - T_r) - (T_o - T_r)}{\ln(T_i - T_r)/(T_o - T_r)}$$

$$\text{LMTD} = \frac{(14 - 5) - (9 - 5)}{\ln(14 - 5)/(9 - 5)} = 6,166^\circ\text{C}$$



Luas yang dibutuhkan (At)²⁰ :

$$A_t = \frac{Q_c}{U_o \times \text{LMTD}}$$

$$A_t = \frac{1197,74 \times 1000}{1125,905 \times 6,166} = 172,53 \text{ m}^2$$

Panjang pipa yang dibutuhkan (Lc)²¹ :

$$L_c = \frac{A_t}{N_p \times D_o \times \pi}$$

$$L_c = \frac{172,53}{522 \times 0,0254 \times \pi} = 4,144 \text{ m}$$

¹⁹ Ibid, hal. 234

²⁰ Ibid, hal. 236

²¹ Ibid, hal. 236

Penurunan tekanan (ΔP)

Penurunan tekanan sisi air (ΔPa)²²

$$(\Delta Pa) = \frac{f \times Le \times Va^2 \times \rho a}{2 \times DI}$$

Dengan f : faktor gesekan

$$f = \frac{0,316}{Re_a^{1,4}} \quad 23$$

$$f = \frac{0,316}{10836,553^{1,4}} = 0,031$$

Le : panjang ekivalen

$$Le = s \times Lc = 2 \times 4,144 = 8,288 \text{ m}$$

$$\Delta Pa = \frac{0,031 \times 8,288 \times 0,577^2 \times 998,8}{2 \times 0,022}$$

$$\Delta Pa = 1,942 \text{ kPa}$$

Penurunan tekanan sisi refrigeran (ΔPr)

$$\Delta Pr = \frac{f \times Le \times Vr^2 \times (\rho_{rr} / \rho_{ru})}{2 \times DO}$$

dengan f : faktor gesekan

$$f = \frac{0,316}{Re_r^{1,4}}$$

$$f = \frac{0,316}{13389,797^{1,4}} = 0,033$$

²² Perpindahan Kalor, J.P. Holman hal. 233

²³ Ibid, hal. 233

$$\Delta P_a = \frac{0,033 \times 8,288 \times 1,5^2 \times (1372,126 / 4,415)}{2 \times 0,0254}$$

$$\Delta P_a = 3,765 \text{ kPa}$$

IV.3. Pemilihan dan perancangan kompresor

IV.3.1. Pemilihan kompresor

Berdasarkan kapasitas refrigerasi yaitu sekitar 340 TR dan daya kompresor maka kompresor yang akan digunakan adalah kompresor sentrifugal. Kompresor ini mengkompresikan uap refrigeran dengan gaya sentrifugal. Impeler berputar menyebabkan uap terhisap masuk ke dalam lubang dekat poros penggerak dan mengeluarkannya lagi pada kecepatan tinggi yang diikuti pada perubahan tekanannya. Kompresor ini dapat menangani jumlah volume uap refrigeran yang besar pada tingkat efisiensi yang tinggi.

IV.3.2. Perancangan kompresor

Daya kompresor : 140,81 kW

Kecepatan keliling impeler (V_t)²⁴ :

$$V_t = \sqrt{\frac{P}{mr}}$$

$$V_t = \sqrt{\frac{140,81}{7,72}} = 4,27 \text{ m/s}$$

²⁴ WF. Stoecker, op.cit. hal. 214

Head (tinggi tekan)

$$P = \rho r g H \quad 25$$

$$H = \frac{P}{\rho r g}$$

$$H = \frac{140,81 \times 10^3}{7,72 \times 9,81} = 1859,3 \text{ m}$$

Kecepatan isap :

$$C_s = \varepsilon \sqrt{2gH} \quad 26$$

ε merupakan faktor pengisapan diambil 0,25

$$C_s = 0,25 \sqrt{2 \times 9,81 \times 1859,3} = 47,75 \text{ m/s}$$

Volume pengisapan :

$$V_s = \frac{W}{\rho} \quad 27$$

$$V_s = \frac{8}{4,415} = 1,82 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Putaran motor direncanakan 5400 rpm

Diperoleh :

$$\text{Diameter luar impeler (Do)} = \frac{Vt.60}{\pi \rho} \quad 28$$

$$Do = \frac{5,23 \times 60}{\pi \times 5400} = 0,018 \text{ m}$$

²⁵ Turbin, Pompa dan Kompresor,

F. Dietzel, hal. 362

²⁶ Ibid, hal. 368

²⁷ Ibid, hal. 368

²⁸ Ibid, hal. 265

Diameter luar impeler (D_o) diambil 450 mm.

Diameter dalam impeler (D_i) diambil 250 mm.

Diameter hub (D_n) diambil 100 mm.

$$\text{Luas penampang isap : } A_s = \frac{V_s}{C_s} = \frac{1,182}{58,506} = 0,020 \text{ m}^2$$

Diameter mulut isap :

$$D_s = \sqrt{\frac{4A_s}{\pi}} + D_n \quad 29$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times 0,020}{\pi}} + 0,1 = 0,250 \text{ m}$$

Jumlah sudu (z) : 8 buah

Tebal sudu : 5 mm

Jarak pembagian sudu (t) :

$$T = D_i \pi / z = 250 \pi / 8 = 98,125 \text{ mm}$$

Kecepatan meridian

$$C_m = \sqrt{\frac{V_s \times \tau}{D_m \times \pi \times L}} \quad 30$$

Dengan τ : faktor penyempitan sudu diambil 1,04

D_m : diameter meridional = 0,35 m

L : panjang impeller = 0,1 m

$$C_m = \sqrt{\frac{1,182 \times 1,04}{0,35 \times \pi \times 0,1}} = 11,18 \text{ m/s}$$

²⁹ Ibid, hal. 369

³⁰ Ibid, hal. 399

Kerja spesifik³¹ :

$$Y = g H$$

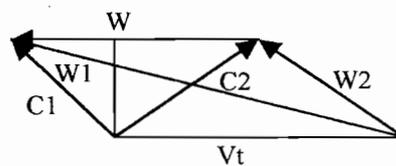
$$Y = 9,81 \times 2791,46 = 27384,22 \text{ m}$$

Kecepatan relatif :

$$W = \frac{Y}{V_t}$$

$$W = \frac{27384,22}{5,23} = 5235,988 \text{ m/s}$$

Diagram segitiga



C_1 : kecepatan absolut fluida masuk sudu

C_2 : kecepatan absolut fluida keluar sudu

W_1 : kecepatan relatif fluida masuk sudu

W_2 : kecepatan relatif fluida keluar sudu

$$C_1 = C_2 = W_2 = \sqrt{C_m^2 + (1/2 V_t)^2}$$

$$= \sqrt{11,18^2 + 2,615^2} = 11,48 \text{ m}$$

$$W_1 = \sqrt{(3/2 V_t)^2 + C_m^2}$$

$$= \sqrt{7,845^2 + 11,18^2} = 13,657 \text{ m}$$

³¹ Ibid, hal. 361

Sudut sudu masuk (β_1) = 4°

Sudut sudu keluar (β_2) = $10,08^\circ$

IV.4. Pemilihan dan perancangan kondenser

IV.4.1. Pemilihan kondenser

Kondenser yang direncanakan akan digunakan adalah jenis tabung dan pipa (shell and tube) dengan pendinginan air karena sesuai dengan kapasitas refrigerasi yaitu sekitar 340 TR. Air pendingin mengalir di dalam pipa dan refrigeran mengalir di dalam tabung. Sistem air pendingin yang digunakan adalah sistem air resirkulasi dengan menggunakan menara pendingin. Hal ini dipilih berdasarkan harga air yang semakin mahal, sumber air yang semakin berkurang dan untuk menghemat biaya. Pada sistem air resirkulasi diperoleh hasil yang paling ekonomis karena terdapat keseimbangan antara tingginya koefisien perpindahan kalor dengan head pompa yang rendah. Aliran air pendingin di dalam kondenser dibuat turbulen agar diperoleh perpindahan kalor yang besar. Ujung dan pangkal pipa pendingin terikat pada plat pipa.

Ciri-ciri kondenser jenis ini adalah :

- Dapat dibuat dengan pipa pendingin bersirip sehingga ukuran relatif lebih kecil dan ringan.
- Pipa air dibuat lebih mudah.
- Bentuk sederhana dan pemasangannya mudah.
- Pipa pendingin mudah dibersihkan dan dapat digunakan untuk menyimpan sementara cairan refrigeran.

IV.4.2. Perancangan kondenser

Data-data kondenser :

1. Tekanan kondenser (Pk) : 1161 kJ/kg
2. Temperatur refrigeran (Tr) : 45°C
3. Temperatur air masuk (Ti) : 30°C
4. Temperatur air keluar (To) : 35°C
5. Rasio kompresi (Rk) : 1,105
6. Beban kondenser (Qk) : $1197,74 \times Rk = 1323,503 \text{ kW}$

Sifat-sifat air pada temperatur 30°C, yaitu :

- Kalor spesifik (Cpa) : 4,176 kJ/kg
- Densitas air (ρ_a) : 995,26 kg/m³
- Viskositas air (μ) : 0,00083 kg/ms
- Konduktifitas termal (Ka) : 0,619 W/m°C
- Angka prandtl (Pra) : 5,41

Sifat-sifat refrigeran pada temperatur 45°C, yaitu :

- Panas laten (hfg) : 167,399 kJ/kg
- Densitas refrigeran (ρ_r) : 1162,7 kg/m³
- Viskositas refrigeran (μ_R) : 0,000244 kg/ms
- Konduktifitas termal (Kr) : 0,07 W/m°C

Pemilihan diameter tabung dan pipa :

Kondenser menggunakan susunan pipa segitiga (triangular pitch) dengan diameter 1" dan jarak antar pipa (pitch) 1¼".

Diameter dalam tabung (DS) : 33" = 0,838 m

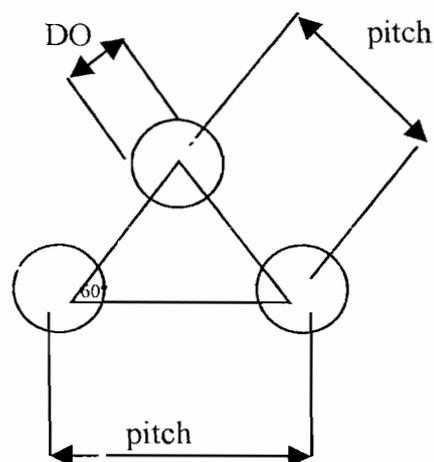
Diameter luar pipa (DO) : 1" = 0,0254 m

Diameter dalam pipa (DI) : 0,87" = 0,022 m

Jumlah lintasan/pass (s) : 2 pass

Jumlah pipa (NP) : 522 buah

Susunan pipa :



Jumlah lintasan vertikal (sn) : 51

Bahan tabung : Baja tahan karat

Bahan pipa : Tembaga

Konduktivitas bahan pipa : 400 W/m°C

- **Perpindahan panas pada sisi pipa (air)**

Laju aliran air (ma) :

$$Ma = \frac{Qk}{Cpa \times (To - Ti)}$$

$$Ma = \frac{1323,503}{4,176 \times (35 - 30)} = 63,386 \text{ kg/s}$$

Kapasitas aliran air (w) :

$$Wa = \frac{ma}{\rho}$$

$$Wa = \frac{63,386}{995,26} = 0,0637 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kecepatan aliran air (Va) :

$$Va = \frac{Wa}{\pi \times (Di^2 / 4) \times (NP / s)}$$

$$Va = \frac{0,0637}{\pi \times (0,022^2 / 4) \times (522 / 2)}$$

Kecepatan massa air (Ga) :

$$Ga = \rho \times Va$$

$$Ga = 995,26 \times 0,642 = 639,203 \text{ kg/m}^3\text{s}$$

Bilangan Reynold (Re) :

$$Re = \frac{G \times Di}{\mu}$$

$$Re = \frac{639,203 \times 0,022}{0,00083} = 16942,73$$

Bilangan Nusselt (Nu) :

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,023 \times \text{Re}_d^{0,8} \times \text{Pr}_a^{0,4} \\ &= 0,023 \times 16942,73^{0,8} \times 5,41^{0,4} = 109,208 \end{aligned}$$

Perpindahan panas (Ha) :

$$\text{Ha} = \frac{k \times \text{Nu}}{\text{DI}}$$

$$\text{Ha} = \frac{0,619 \times 109,208}{0,022} = 3072,739 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

- **Perpindahan panas melalui sisi tabung (refrigeran)**

Perpindahan panas (Hr)³² :

$$\text{Hr} = 0,725 \times \left[\frac{9,81 \times \rho r^2 \times \text{hfg} \times \text{Kr}^3}{\mu r \times \text{Nm} \times \text{DO} \times \Delta t} \right]^{1/4}$$

Jumlah rata-rata pipa (Nm) :

$$\text{Nm} = \text{NP/sn}$$

$$\text{Nm} = 522/51 = 10,235$$

Beda temperatur (Δt) :

$$(\Delta t) = (\text{Tr}-\text{To})/2$$

$$\Delta t = (40-30)/2 = 5$$

$$\text{Hr} = 0,725 \times \left[\frac{9,81 \times (1162,7)^2 \times 167,399 \times 10^3 \times (0,07)^3}{0,000244 \times 10,235 \times 0,0254 \times 5} \right]^{1/4}$$

$$\text{Hr} = 902,465 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Faktor pengotoran (f) :

Karena air pendingin berasal dari menara pendingin, maka diambil faktor pengotoran (f) = 0,0002.

Tahanan pipa (Rp) :

$$R_p = \frac{\text{tebal pipa} \times A_o}{K_p \times A_m}$$

$$R_p = \frac{((0,0254 - 0,022) / 2) \times ((\pi \times 0,0254^2) / 4)}{400 \times ((0,0254 + 0,022) / 2)}$$

$$R_p = 9,86 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Tahanan pipa terlalu kecil sehingga dapat diabaikan.

Koefisien perpindahan panas (Uo) :

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_r} + R_p + \left(\frac{(\pi \times DO^2 / 4) \times 0,0002}{\pi \times DI^2 / 4} \right) + \left(\frac{(\pi \times DO^2 / 4)}{(\pi \times DI^2 / 4) \times h_a} \right)}$$

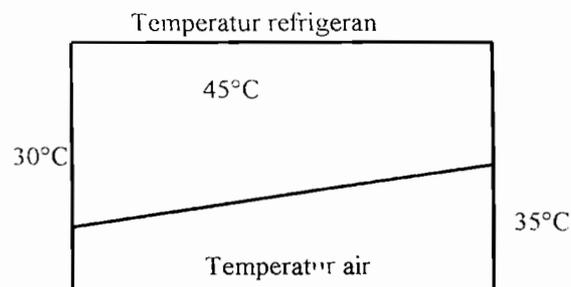
$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{902,465} + \left(\frac{(\pi \times 0,0254^2 / 4) \times 0,0002}{\pi \times 0,022^2 / 4} \right) + \left(\frac{(\pi \times 0,0254^2 \cdot 4)}{(\pi \times 0,022^2 \cdot 4) \times 3072,739} \right)}$$

$$U_o = 725,847 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Log mean temperature differential (LMTD) :

$$LMTD = \frac{(T_k - T_i) - (T_k - T_o)}{\ln(T_k - T_i) / (T_k - T_o)}$$

$$LMTD = \frac{(45 - 30) - (45 - 35)}{\ln(45 - 30) / (45 - 35)} = 12,34^\circ\text{C}$$



Luas yang dibutuhkan (A_t) :

$$A_t = \frac{Q_k}{U_o \times LMTD}$$

$$A_t = \frac{Q_k}{NP \times DO \times \pi}$$

$$A_t = \frac{1293,56 \times 1000}{725,847 \times 12,34} = 144,42 \text{ m}^2$$

Panjang pipa yang dibutuhkan (L_c) :

$$L_c = \frac{A_t}{N_p \times DO \times \pi}$$

$$L_c = \frac{144,42}{522 \times 0,0254 \times \pi} = 3,47 \text{ m}$$

- **Penurunan tekanan sisi pipa (air)**

Penurunan tekanan (ΔPa) :

$$(\Delta Pa) = \frac{f \times L_c \times \bar{v}_a^2 \times \rho_a}{2 \times DI}$$

Dengan f : faktor gesekan

$$f = \frac{0,316}{Re_a^{1/4}}$$

$$f = \frac{0,316}{16942,73^{0,4}} = 0,0277$$

Le : panjang ekuivalen

$$Le = s \times Lc = 2 \times 3,47 = 6,94 \text{ m}$$

$$\Delta Pa = \frac{0,0277 \times 6,94 \times 0,642^2 \times 995,26}{2 \times 0,022}$$

$$\Delta Pa = 1,792 \text{ kPa}$$

IV.5. Pemilihan dan perancangan katup ekspansi

IV.5.1. Pemilihan katup ekspansi

Katup ekspansi berfungsi menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator. Katup ekspansi yang digunakan adalah katup apung (*float valve*) yaitu katup ekspansi yang mempertahankan cairan pada level konstan di dalam evaporator. Saklar apung (*float switch*) yang membuka penuh bila level cairan menurun ke bawah atas kendali dan menutup rapat bila level cairan mencapai batas kendali. Dengan mempertahankan level cairan di dalam evaporator, katup apung selalu menciptakan kondisi aliran yang seimbang antara kompresor dan katup itu sendiri. Katup apung dan kombinasi saklar solenoid digunakan pada instalasi- instalasi besar yang berfungsi mengatur aliran ke evaporator dengan memberikan tanggapan terhadap perubahan level cairan.

IV.5.2. Perancangan katup ekspansi

Laju aliran refrigeran (m_r) : 7,72 kg/s

Densitas refrigeran pada kondenser (ρ) : 1162,7 kg/m³

Viskositas refrigeran pada kondenser (μ) : 2,445 x 10⁻⁴ kg/ms

Kapasitas aliran refrigeran (Q_r) :

$$Q_r = \frac{m_r}{\rho}$$

$$Q_r = \frac{7,72}{1162,7} = 0,00664 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dipilih dimensi dan bahan pipa :

Diameter nominal : 125 mm = 0,125 m

Diameter dalam pipa (D_i) : 128,2 mm = 0,1282 m

Diameter luar pipa (D_o) : 141,3 mm = 0,1413 m

Bahan pipa : baja

Luas penampang pipa bagian dalam :

$$A_i = \frac{\pi \times D_i^2}{4}$$

$$A_i = \frac{\pi \times 0,1282^2}{4} = 0,0129 \text{ m}^2$$

Laju aliran massa refrigeran :

$$G = \frac{m_r}{A_i}$$

$$G = \frac{7,72}{0,0129} = 598,45 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Reynold :

$$Re = \frac{G \times Di}{\mu}$$

$$Re = \frac{598,45 \times 0,1282}{2,445 \times 10^{-4}} = 313788,5$$

Luas penampang orifice :

$$A_{orf} = \frac{Q_r}{C \times \left[\frac{2 \times \Delta P}{\rho} \right]^{1/2}} \quad ^{33}$$

dengan C : konstanta = 0,7

$$\begin{aligned} \Delta P : \text{beda tekanan} &= (1162 - 459,24) \\ &= 701,76 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$A_{orf} = \frac{6,88 \times 10^{-3}}{0,7 \times \left[\frac{2 \times 701,76}{1162,7} \right]^{1/2}} = 0,008945 \text{ m}^2$$

Diameter orifice :

$$D_{or} = \left[\frac{4 \times A_{orf}}{\pi} \right]^{1/2}$$

$$D_{or} = \left[\frac{4 \times 0,008945}{\pi} \right]^{1/2} = 0,106 \text{ m}$$

³³ Fluid Mechanics, VL. Streeter & Benjamin Wylie, hal. 348



IV.6. Pemilihan dan perancangan menara pendingin

Menara pendingin merupakan komponen system refrigerasi yang bertugas mengembalikan kondisi pendingin yang keluar dari kondenser ke kondisi semula sebelum masuk ke kondenser. Air tersebut dipompakan masuk ke menara pendingin untuk dicurahkan lagi ke bawah dan ditampung pada bak penampungan.

Menara pendingin yang akan digunakan adalah menara pendingin tarikan paksa dengan aliran udara dan air berlawanan arah, yaitu kipas udara digunakan untuk mengalirkan udara cukup banyak sehingga dapat berkontak secara efektif dengan pancaran air. Air yang hilang karena menguap/dibuang diganti dengan memasukkan air tambahan (make up water) dari bak penampungan air.

Luas permukaan air yang besar dibentuk dengan menyemprotkan air lewat nosel atau memercikkan air ke bawah lewat bafel-bafel (bahan pengisi) yang terbuat dari keramik/plastik. Prestasi menara pendingin dipengaruhi oleh semua faktor yang menyebabkan bertambahnya air yang berubah menjadi uap air, antara lain :

- perbedaan temperatur rata-rata antara udara dan air.
- luas permukaan air yang terbuka dan lamanya permukaan tersebut terbuka.
- kecepatan udara.
- arah aliran udara.

Perbedaan temperatur antara temperatur air keluar menara pendingin dengan temperatur wet bulb udara disebut *lower approach*. Perbedaan

temperatur air saat masuk dan keluar menara pendingin disebut *tower range*. Secara alami, untuk mempertahankan kesetimbangan pada kondenser maka tower range harus selalu sama dengan kenaikan temperatur di dalam kondenser.

Pada menara pendingin terjadi pengurangan jumlah air karena terbawa oleh angin yang disebut *drift losses*. Sedangkan kerugian yang sengaja dilakukan dengan jalan membuang air yang mengendap untuk mencegah adanya pengendapan akibat mineral-mineral dalam air agar tidak terjadi pengerakan di dalam kondenser disebut *bleed off*. Jumlah bleed off dipengaruhi jumlah aliran air, kondisi air semula, dan cooling range.

Data menara pendingin :

Temperatur air masuk	: $35^{\circ}\text{C} = 95^{\circ}\text{F}$
Temperatur air keluar	: $30^{\circ}\text{C} = 86^{\circ}\text{F}$
Temperatur udara	: $27^{\circ}\text{C} = 80,6^{\circ}\text{F}$
Kapasitas air yang mengalir	: $0,0637 \text{ m}^3/\text{s} = 1009,5 \text{ gpm}$
Laju aliran air	: $63,386 \text{ kg/s}$

Diperoleh :

Tower range	: $35 - 30 = 5^{\circ}\text{C} = 9^{\circ}\text{F}$
Tower approach	: $30 - 27 = 3^{\circ}\text{C} = 6,6^{\circ}\text{F}$
Range approach factor (rf)	: 1,07
Wet bulb factor (wf)	: 1,04
Bleed of rates (br)	: 0,285

Aliran nominal air :

$$Vn = w \times rf \times wf^{34}$$

$$= 1009,5 \times 1,07 \times 1,04 = 1123,37 \text{ gpm}$$

Bleed off :

$$bl = Va \times br^{35}$$

$$= 1009,5 \times 0,285 = 287,7 \text{ gpm}$$

Dari tabel menara pendingin, untuk kecepatan aliran nominal 1123,37 gpm diperoleh tipe menara pendingin yaitu tipe SA 1266.

Capacities based on 2 mph wind velocity

Tower No.	Tower Size W.B.	Refrigeration			Tons			20' Range—14' Approach							
		3 Gpm Per Ton	4 Gpm per Ton	5 Gpm per Ton	30	35	40	Gas and Gasoline Engine	Distill Engine	Steam Condensing	Comp. Air 100 lb				
		91	87	83	91	87	83	90	87	84					
		76	80	75	76	74	80	70	73	76	HP	HP	lb/hr	Cfm	
SA 33	12	2.7	3.4	3.8	3.1	3.1	2.9	3.0	3.4	3.4	3.4	30	33	100	470
SA 33	20	4.3	4.4	4.1	4.1	5.1	4.4	5.0	5.7	4.4	3.8	30	30	135	1,000
SA 34	24	5.4	5.3	5.7	6.1	5.7	6.0	6.0	6.8	5.7	6.9	40	47	200	1,330
SA 44	32	7.2	7.0	7.6	8.2	7.7	8.0	8.0	9.1	8.0	9.2	50	63	250	1,670
SA 43	40	9.0	8.8	9.5	10.2	9.4	10.0	10.0	11.4	10.1	11.3	60	100	300	2,000
SA 45	50	11.2	11.0	11.8	12.4	12.0	12.5	12.5	14.2	14.0	14.4	80	133	400	2,470
SA 44	72	16.2	15.8	17.1	17.7	17.2	18.0	18.0	20.3	20.0	20.7	110	183	550	3,470
SA 33	22	3.0	4.1	3.2	3.4	3.3	3.1	3.1	4.3	3.0	4.3	40	47	300	1,330
SA 34	30	4.3	4.4	4.1	4.1	5.1	4.4	5.0	5.7	4.4	4.4	50	57	350	1,670
SA 44	40	6.0	5.8	6.5	7.0	6.4	7.0	7.0	8.1	7.0	8.1	60	100	300	2,000
SA 43	50	8.0	7.8	8.5	9.0	8.4	9.0	9.0	10.4	9.0	10.4	80	133	400	2,470
SA 44	70	11.5	11.2	12.0	12.6	12.0	12.5	12.5	14.2	14.0	14.4	100	167	500	3,330
SA 46	73	16.9	16.5	17.4	18.0	17.4	18.0	18.0	20.4	20.0	20.7	120	200	600	4,000
SA 51	100	22.5	22	23.7	24.3	23.7	24.3	24.3	28.3	28.0	29	140	267	800	5,330
SA 41	120	31	31	34	34	39	39	39	44	44	44	200	333	1,000	4,470
SA 41A	130	34	33	34	34	34	34	34	43	43	43	230	410	1,330	4,200
SA 41C	180	41	40	43	44	43	43	43	51	51	51	300	500	1,500	10,000
SA 41B	225	50	49	51	51	51	51	51	64	64	64	350	540	1,750	11,400
SA 41A	240	54	53	57	57	57	57	57	68	68	68	400	670	2,000	13,400
SA 41B	270	61	60	63	63	63	63	63	77	77	77	450	750	2,330	15,000
SA 41C	300	67	66	71	71	71	71	71	84	84	84	500	850	2,500	16,600
SA 42A	340	81	79	82	82	82	82	82	101	101	101	600	1,000	3,000	20,000
SA 42B	400	90	88	93	93	93	93	93	114	114	114	700	1,147	3,500	23,300
SA1254	450	102	100	107	107	104	104	104	127	124	124	800	1,330	4,000	24,300
SA1259	500	114	111	118	118	112	112	112	137	134	134	1,000	1,670	5,000	33,300
SA126	450	144	143	154	154	154	154	154	184	184	184	1,200	2,000	6,000	40,000
SA1242	730	184	183	194	194	194	194	194	234	234	234	1,400	2,330	7,000	44,700
SA1241	830	192	191	202	202	204	204	204	243	243	243	1,600	2,670	8,000	51,300
SA1254	930	211	210	224	224	224	224	224	271	271	271	1,800	3,040	9,000	60,000
SA1259	1100	247	246	261	261	261	261	261	314	314	314	2,000	3,330	10,000	64,700
SA1264	1200	270	269	280	280	280	280	280	340	340	340	2,200	3,670	11,000	71,300

Tabel 4.1. Rating for Atmospheric Cooling Tower.

Sumber : Ricky Gunawan, hal. 24.

³⁴ Pengantar Teori Teknik Pendinginan, Ricky Gunawan, hal. 195

³⁵ Ibid, hal. 195

IV.7. Pompa dan perpipaan

Sistem pipa refrigeran pada mesin refrigerasi terdiri dari 4 bagian yang menghubungkan seluruh komponen refrigerasi sehingga diperoleh siklus refrigerasi, yaitu :

- pipa gas isap (tekanan rendah) : evaporator – kompresor
- pipa gas keluar (tekanan tinggi) : kompresor – kondenser
- pipa cairan (tekanan tinggi) : kondenser – katup ekspansi
- pipa gas jenuh (tekanan rendah) : katup ekspansi – kompresor

Sistem pipa air yang digunakan dalam sistem refrigerasi ini pipa air dingin jenis sirkulasi, yaitu air pendingin yang telah dipergunakan tidak dibuang melainkan disirkulasikan kembali. Pada sistem pipa air dingin yang menghubungkan kondenser dan menara pendingin disebut system terbuka karena berhubungan dengan udara atmosfer.

Pompa digunakan untuk mengalirkan air melalui sistem pipa dari mesin pendingin air ke AHU/FCU. Pompa yang akan digunakan adalah pompa jenis sentrifugal. Keunggulan pompa sentrifugal antara lain adalah dapat memompakan volume yang besar pada head yang rendah, tidak ada bagian-bagian dalam yang bergesek sehingga tidak ada keausan kecuali untuk bantalan, fluida dipompakan dengan aliran steady sehingga dibutuhkan penampung, dapat didesain menghantar fluida dengan kapasitas yang berbeda pada tekanan yang hampir konstan bila beroperasi pada kecepatan yang konstan.

Pompa harus dapat memberikan energi/tinggi angkat yang diperlukan untuk mengatasi tahanan gesek, tahanan lokal dan tinggi angkat statik.

$$H_t = h_f + h_d + h_m + h_s \text{ (m)}^{36}$$

Dengan : H_t : tinggi angka total

H_f : kerugian gesek dari pipa lurus

H_d : kerugian tahanan lokal dari sistem pipa

H_m : kerugian tahanan pada perlengkapan

H_s : tinggi angka static

IV.7.1. Perancangan pompa air pendingin kondenser – menara pendingin

Kapasitas air pendingin (Q) : 0,0637 m³/s

Dipilih : Bahan pipa : baja dengan diameter nominal 300 mm.

Diameter dalam (DD) : 303,3 mm = 0,3033 m

Diperoleh:

Luas penampang pipa bagian dalam :

$$A = \frac{1}{4} \pi DD^2$$

$$A = \frac{1}{4} \pi (0,3033)^2 = 0,0722 \text{ m}^2$$

Kecepatan aliran air :

$$V = Q/A$$

$$V = 0,064/0,0722 = 0,886 \text{ m/s}$$

Bilangan Reynolds (Re) :

$$Re = \frac{\rho \times vD}{\mu}$$

³⁶ Penyegar Udara,

W. Arismunandar & H. Saito, hal, 207

$$Re = \frac{995,26 \times 0,886 \times 0,303}{0,00083} = 321910,252$$

Bahan pipa dari baja hitam dengan $\delta = 0,046$ mm

$$\text{Perbandingan } \frac{\varepsilon}{D} = 1,27 \times 10^{-4}$$

Dari diagram Moody diperoleh koefisien gesekan (f) = 0,03

Panjang pipa dari kondenser ke menara pendingin 45 m dengan belokan (elbow) 90° dan 2 katup pintu. Sedangkan panjang pipa dari menara pendingin ke kondenser 40 m dengan 9 belokan 90° dan 2 katup pintu.

Kerugian gesekan :

$$H_f = \frac{f \times L \times v^2}{2 \times D \times g}$$

$$H_f = \frac{0,03 \times 85 \times 0,886^2}{2 \times 0,303 \times 9,81}$$

Kerugian tahanan :

$$H_d = \frac{kv^2}{2g}$$

Dengan k : koefisien tahanan lokal.

$$K \text{ elbow } 90^\circ = 0,9$$

$$K \text{ katup pintu } \frac{1}{2} \text{ terbuka} = 5,6$$

$$H_d = \frac{19 \times 0,9 \times 0,886^2}{2 \times 9,81} + \frac{4 \times 0,9 \times 0,886^2}{2 \times 9,81} = 1,694 \text{ m}$$

Kerugian tahanan dari perlengkapan (hm) :³⁷

Kerugian tahanan dari kondenser : 6 m

³⁷ Penyegaran Udara,

W. Arismunandar & H. Saito, hal. 208

Kerugian tahanan dari menara pendingin : 4 m

Tinggi angkat statistik (h_s) : merupakan jarak vertikal antara pipa pemancar air dengan permukaan bawah dari menara pendingin = 3 m

Tinggi angkat total (H_t) :

$$H_t = 0,337 + 1,694 + 6 + 4 + 3 = 15,031 \text{ m}$$

Daya pompa (N_p)

$$N_p = \frac{Q \times \rho \times g \times H_t}{\eta} \text{ (Watt)}$$

Efisiensi pompa (η) diambil 70%

$$N_p = \frac{0,064 \times 995,26 \times 9,81 \times 15,031}{0,7} \text{ (Watt)}$$

$$N_p = 13417,62 \text{ Watt} = 13,42 \text{ kW}$$

Pompa air pendingin kondenser berjumlah 1 buah, dengan cadangan 1 buah.

IV.7.2. Perancangan pompa air pendingin evaporator – koil pendingin

Kapasitas air pendingin (Q) : $0,057 \text{ m}^3/\text{s}$

Dipilih :

Bahan pipa : baja hitam

Diameter nominal : 300 mm

Diameter dalam (DD) : 303,3 mm = 0,3033 m

Luas penampang pipa (A) : $0,0722 \text{ m}^2$

Kecepatan aliran air : 0,789 m/s

Bilangan Reynolds (Re) :

$$Re = \frac{\rho \times vD}{\mu}$$

$$Re = \frac{999,2 \times 0,789 \times 0,303}{0,00131} = 182347,89$$

Bahan pipa dari baja hitam dengan $\frac{\epsilon}{D} = 1,27 \times 10^{-4}$

Dari diagram Moody diperoleh koefisien gesekan (f) = 0,03

Tinggi pipa hisap (suction) – pipa buang (discharge) : 30 m

Panjang pipa dari evaporator ke titik puncak aliran air \pm 150 m dengan 10 belokan (elbow) 90° dan 2 katup pintu. Sedangkan panjang pipa dari menara pendingin ke kondenser \pm 150 m dengan 9 belokan 90° dan 2 katup.

Kerugian gesekan :

$$H_f = \frac{f \times L \times v^2}{2 \times D \times g}$$

Daya pompa (Np)

$$N_p = \frac{Q \times \rho \times g \times H_t}{\eta} \text{ (Watt)}$$

Efisiensi pompa (η) diambil 70%

$$N_p = \frac{0,057 \times 999,2 \times 9,81 \times 43,067}{0,7} \text{ (Watt)}$$

$$N_p = 34375,012 \text{ Watt} = 34,5 \text{ kW}$$

Pompa air pendingin disediakan 4 buah, yaitu satu buah beserta cadangannya untuk sisi barat hotel dan satu buah beserta cadangannya untuk sisi timur hotel. Bertujuan untuk memisahkan kerja pompa.

IV.7.3. Tangki ekspansi

Sistem pipa air dengan rangkaian tertutup diisi air pada temperatur normal, dimana air tersebut disirkulasikan setelah melaksanakan fungsi mendinginkan. Sebelum dan sesudah mulai beroperasi atau bila terjadi perubahan temperatur, air yang berada di dalam pipa akan berekspansi atau berkontraksi. Keadaan ini dapat menyebabkan kenaikan atau penurunan tekanan sehingga bisa menimbulkan gangguan operasional. Untuk itu diperlukan tangki ekspansi untuk menampung kemungkinan ekspansi dan kontraksi tersebut.

Jumlah air yang berekspansi :

$$V = \left[\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_1} \right] V_t \quad ^{38}$$

Dengan V : jumlah air yang berekspansi (l)

V_t : jumlah air yang bersirkulasi (l)

γ_1 : berat jenis air sebelum pendinginan pada temperatur T_1 (kg/l)

γ_2 : berat jenis air sebelum pendinginan pada temperatur T_2

$$\begin{aligned} V &= \left[\frac{1}{0,999} - \frac{1}{0,998} \right] \times 57 \text{ l.s} \\ &= 57000 \text{ liter/s} = 57 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

³⁸ Penyegaran Udara, W. Arismunandar & Saito, hal. 220

IV.8. Sistem Pelumasan

Pelumasan diperlukan untuk mencegah panas berlebihan dan keausan pada komponen-komponen di dalam kompresor yang saling bergesekan. Minyak pelumas yang baik harus mempunyai sifat-sifat yang sesuai dengan karakteristik refrigeran yang digunakan agar tidak menyebabkan kerusakan pada komponen-komponen refrigerasi. Secara umum minyak pelumas harus sesuai dengan jenis refrigeran, jenis kompresor dan temperatur operasional.

Syarat-syarat yang baik antara lain :

- mempunyai viskositas yang tepat
- mempunyai titik beku rendah
- dapat dipisahkan dari refrigeran dengan mudah
- tidak mudah membentuk emulsi
- kekuatan lapisan minyak tinggi
- bersifat isolator

Sistem pelumasan kompresor yaitu oli/minyak pelumas dipompa masuk ke saringan untuk menyaring partikel-partikel asing agar tidak masuk, kemudian ditekan masuk ke pendingin oli kondenser dimana oli didinginkan ke dalam suhu kerja yang sesuai. Setelah oli didinginkan, kemudian diarahkan ke bantalan poros. Oli kemudian mengalir kembali ke tempatnya untuk dipompa lagi.

$$\begin{aligned} \text{Viskositas minyak pelumas} &= 100/\text{Cm}^{0,4} \\ &= 100/(11,18)^{0,4} = 38,07 \text{ cSt} \end{aligned}$$

Minyak pelumas yang akan digunakan adalah minyak pelumas ND-OIL 8 yang merupakan oli sintetis dan sesuai dengan refrigeran HFC 134a.

IV.9. Sistem Pendinginan

Motor dan oli didinginkan oleh refrigeran cair yang diambil dari dasar tabung kondenser. Aliran refrigeran diperoleh dari adanya perbedaan tekanan kerja kompresor. Setelah refrigeran melewati katup isolasi, saringan dan sight glass, aliran refrigeran terbagi untuk mendinginkan motor dan sebagian lagi untuk pendinginan oli.

Untuk pendinginan motor, aliran refrigeran melewati orifice dan diarahkan masuk ke motor oleh nosel. Juga terdapat orifice dan katup solenoid yang akan terbuka jika diperlukan penambahan pendinginan motor. Refrigeran terkumpul di dasar casing motor dan disalurkan kembali ke evaporator melewati saluran refrigeran yaitu katup tekanan balik/orifice yang berfungsi menjaga agar tekanan di motor lebih tinggi daripada evaporator.

Refrigeran yang mengalir untuk system pendinginan oli diatur oleh katup ekspansi termostatik (TXV) untuk masuk ke tempat oli. Katup ini dilengkapi sensor bola termal untuk bantalan. Setelah masuk ke pendingin oli, refrigeran kemudian masuk ke evaporator.

IV.9.1. Perancangan koil

Data-data :

Air : suhu masuk (T_{ci}) = 14 °C

suhu keluar (T_{co}) = 9 °C

kecepatan (U_c) = 0,577 m/s

Udara : suhu masuk (T_{hi}) = 33 °C

suhu keluar (T_{ho}) = 25 °C

kecepatan (U_h) = 1500 fpm = 1,5 m/s

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

Panjang pipa (L) : 4,144 m

Diameter luar pipa (D) : 1" = 0,0254 m

Diameter dalam pipa (d) : 0,87" = 0,022 m

Pitch : 1¼" = 0,0318 m

Laju aliran massa (m) :³⁹

$$\text{Sisi udara : } m_h = \frac{Q}{C_{p_{ud}} \Delta T_h} = \frac{1197733,449 \text{ kJ/jam}}{1,0058 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (33^\circ - 25^\circ)} = 148853,32 \text{ kg/jam}$$

$$\begin{aligned} \text{Sisi air : } M_c &= (m_h \times C_{p_{ud}} \times \Delta T_h) / (C_{p_{air}} \times \Delta T_c) \\ &= (148853,32 \times 1,0058 \times 8) / (4,184 \times 5) \\ &= 57253,03 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

dengan : Q = beban pendinginan total.

$$LMTD = \frac{(T_i - T_r) - (T_o - T_r)}{\ln(T_i - T_r) / (T_o - T_r)} = \frac{(14 - 5) - (9 - 5)}{\ln(14 - 5) / (9 - 5)} = 6,166^\circ\text{C}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_o)

$$\text{Sifat-sifat udara pada suhu limbak : } T_b = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{2} = 29^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1,17 \text{ kg/m}^3 \quad \mu = 1,855 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

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

³⁹ J.P. Holman, Perpindahan Kalor, hal. 491

$$\text{Pr} = 0,708$$

Angka Reynold (Re) :

$$\text{Re} = \frac{\rho(U/D)}{\mu} = \frac{1,17 \times 6,166 \times 25,4 \times 10^{-3}}{1,855 \times 10^{-5}} = 9905$$

$$\text{Sn}/D = 44/22 = 2$$

$$\text{Sp}/D = 22/22 = 1$$

$$C = 0,495$$

$$n = 0,571$$

Angka Nusselt (Nu) :

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{1/3} = 0,495 (9905)^{0,571} (0,708)^{1/3} = 84$$

Koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa (h_o) :

$$h_o = \text{Nu} \times \frac{k}{D} = 84 \times \frac{0,0264}{25,4 \times 10^{-3}} = 87,7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Menghitung koefisien perpindahan kalor (h_i) :

Sifat-sifat air pada suhu limbak : $T_b = (T_{ci} + T_{co})/2 = 11,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

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

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

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

Angka Reynold (Re) :

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\mu} = \frac{998,2 \times 0,577 \times 22 \times 10^{-3}}{1,07 \times 10^{-3}} = 1184,22$$

Angka Nusselt (Nu) :

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^n = 0,023 (1184,22)^{0,8} (7,5)^{0,4} = 14,8$$

Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa (h_i) :

$$h_i = \text{Nu} \times \frac{k}{d} = 14,8 \times \frac{0,598}{22 \times 10^{-3}}$$

Efisiensi sirip⁴⁰

Dari gambar 47 diperoleh :

$$L = (87,7 \text{ mm} - 25,4 \text{ mm}) \times 0,577 = 35,95 \text{ mm}$$

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

$$r_1 = 0,577 \times 25,4 \text{ mm} = 14,656 \text{ mm}$$

$$r_2 = 0,577 \times 87,7 \text{ mm} = 50,6 \text{ mm}$$

$$L_c = L + t/2 = 35,95 + 1 \text{ mm}/2 = 36,45 \text{ mm}$$

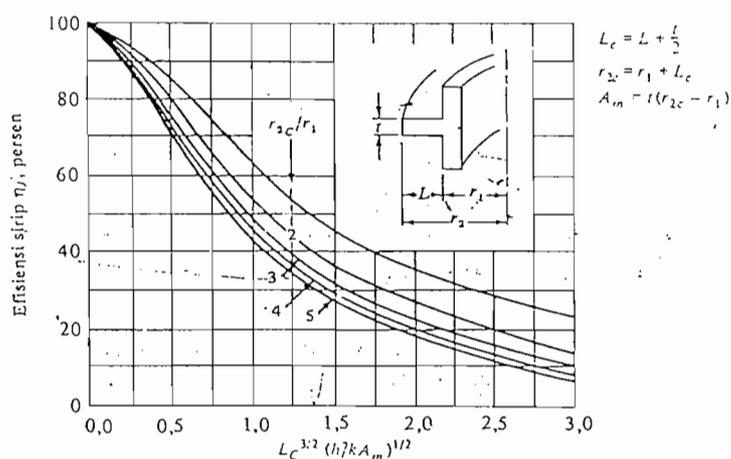
$$r_{2c} = r_1 + L_c = 14,656 \text{ mm} + 36,45 \text{ mm} = 87,55 \text{ mm}$$

$$A_m = t (r_{2c} - r_1) = 1 \text{ mm} (87,5 \text{ mm} - 14,656 \text{ mm}) = 72,9 \text{ mm}^2$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{87,5}{14,656} = 5,97 \approx 6$$

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

$$L_c^{3/2} \left(\frac{h_o}{k \cdot A_m} \right)^{1/2} = (36,45 \times 10^{-3})^{3/2} \left(\frac{87,7}{137 \times 36,45 \times 10^{-6}} \right)^{1/2} = 0,29$$

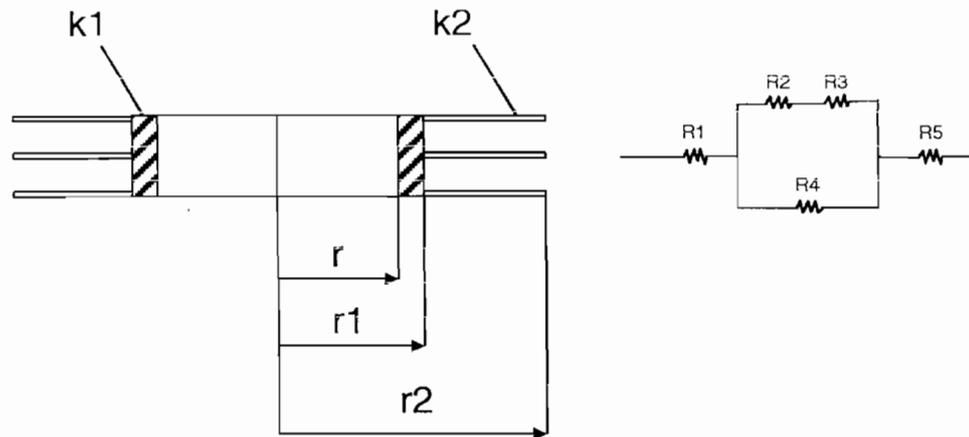


Gambar 4.2. Efisiensi sirip Sirkumferensial
Sumber : Perpindahan Kalor, J.P. Holman

Efisiensi sirip : $\eta_f = 92 \%$

⁴⁰ Ibid hal 85.

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



Tebal sirip = 1 mm.

Jarak antar sirip = 2 mm.

$$r = 0,577 d = 0,577 \times 22 = 12,694 \text{ mm}$$

$$k1 = 386 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$k2 = 137 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$A_i = 2\pi \cdot r \cdot l = 2\pi \times 12,694 \times 10^{-3} \times 1 = 0,0797 \text{ m}^2$$

$$A_o = 2\pi \cdot r1 \cdot l = 2\pi \times 14,656 \times 10^{-3} \times 1 = 0,092 \text{ m}^2$$

$$R1 = \frac{1}{h_i \cdot A_i} = \frac{1}{402,29 \times 0,0797} = 0,0312^\circ\text{C/W}$$

$$R2 = \frac{\ln \frac{r1}{r}}{2\pi \cdot k1 \cdot l} = \frac{\ln 1,23}{(2\pi)(386)(1)} = 8,5 \times 10^{-5}^\circ\text{C/W}$$

$$R3 = \frac{\ln \frac{r2}{r1}}{2\pi \cdot k2 \cdot l} = \frac{\ln 1,84}{(2\pi)(137)(1)} = 7,06 \times 10^{-4}^\circ\text{C/W}$$

$$R4 = R2 = 8,5 \times 10^{-5}^\circ\text{C/W}$$

$$R5 = \frac{1}{h_o \cdot A_o \cdot \eta_f} = \frac{1}{(87,7)(0,092)(0,92)} = 0,135^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$R_p = \frac{(R2 + R3)R4}{R2 + R3 + R4} = 7,68 \times 10^{-5}^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$\frac{1}{U_i} = A_i \cdot R1 + A_i \cdot R_p + A_i \cdot R5 = 5,26 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$$

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

$$\text{Tinggi koil (H)} = N_p \times D = 522 \times 0,0254 = 13,26 \text{ m}$$

$$\text{Tebal koil (T)} = 51 \times 2 \times 0,0254 = 2,59 \text{ m}$$

Dari perhitungan di atas didapat hasil sebagai berikut :

Jenis koil : pipa bersirip

Diameter luar pipa (D) : 0,0254 m

Diameter dalam pipa (d) : 0,022 m

Diameter luar sirip : 0,0877 m

Tebal sirip : 0,001 m

Jarak antar sirip : 0,002 m

Panjang pipa (L) : 4,144 m

Tinggi koil (H) : 13,26 m

Tebal koil (T) : 2,59 m

Pitch : 0,0318 m

IV.9.2. Perancangan saluran udara

Saluran udara merupakan sistem perpipaan yang mengalirkan udara dari mesin refrigerasi ke lubang keluar, dari lubang isap ke mesin refrigerasi atau

mengalirkan udara masuk ke mesin refrigerasi. Sistem saluran udara umumnya terdiri dari bagian saluran lurus, belokan, saluran masuk dan saluran keluar cabang, damper-damper, diffuser dan unit-unit terminal (register). Hal-hal yang harus diperhatikan dalam system saluran udara adalah mengalirkan udara dengan laju tertentu ke tempat tujuan, tidak mengeluarkan suara (bising) yang mengganggu dan ekonomis untuk semua pembiayaan awal. Sistem saluran udara dibagi menjadi 3 golongan, yaitu :

- Sistem saluran udara peti

Menghubungkan mesin refrigerasi dengan lubang keluar.

- Sistem saluran udara tunggal

Setiap lubang keluar dihubungkan dengan sistem refrigerasi oleh satu saluran.

- Sistem saluran udara melingkar

Menggunakan sebuah saluran yang menghubungkan dua buah saluran utama.

Dalam perancangan saluran udara, dipilih sistem saluran udara peti karena mudah dibuat, pemasangan sederhana, tidak banyak memerlukan tempat dan biaya pemasangan murah.

Saluran udara diusahakan agar konstruksinya sederhana mungkin dan tidak menimbulkan gangguan kenyamanan bagi penghuni.

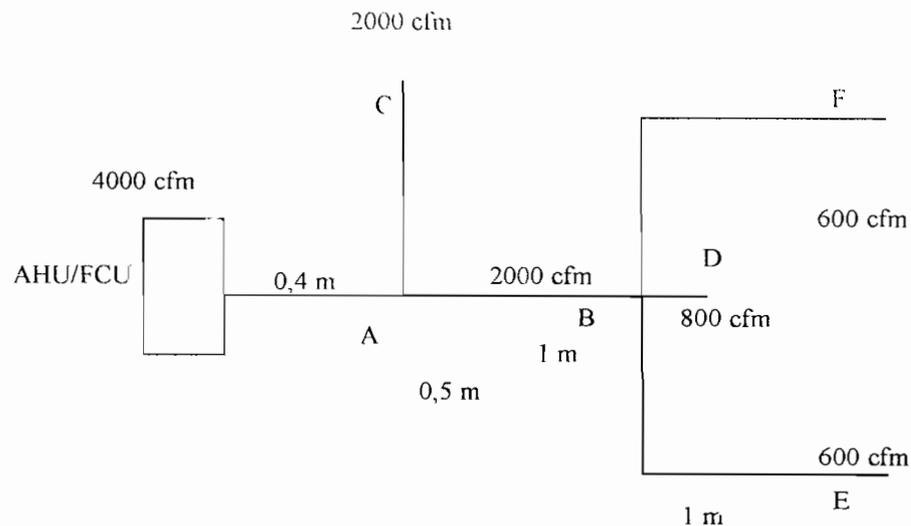
Data duct :

Jumlah udara : 4000 cfm

4 buah terminal dengan $R/D = 1,25$

Tekanan : 0,15 in.wg

Gambar ducting tiap kamar :



Gambar 4.3. Ducting.

Luas duct = jumlah udara/kecepatan udara⁴⁰

Kecepatan udara diambil (Vf) : 1500 fpm

Luas duct = $4000/1500 = 2,66 \text{ ft}^2$

Dipilih ukuran duct : 20 in x 20 in.

Friction rate : 0,15 in.wg per 100 ft panjang ekuivalen % cfm = jumlah udara tiap bagian/jumlah total udara⁴¹

Kerugian gesekan = panjang total x friction rate⁴²

= $(3/0,3048) \text{ ft} \times 0,15/100 \text{ (in wg/ft)} = 0,015 \text{ in.wg}$

43

$$\text{Regain} = \left[\left(\frac{V_u}{4000} \right)^2 - \left(\frac{V_d}{4000} \right)^2 \right]$$

Dengan Vd : kecepatan udara akhir saluran : 600 fpm

⁴⁰ Carrier Handbook of Air Conditioning Design System, hal 2-47

⁴¹ Ibid, hal 2-47

⁴² Ibid, hal 2-47

⁴³ Ibid, hal 2-48

$$\text{Regain} = 0,75 \left[\left(\frac{1500}{4000} \right)^2 - \left(\frac{600}{4000} \right)^2 \right] = 0,088 \text{ in.wg}$$

Saluran	Jumlah Udara (cfm)	Kapasitas Udara (%)	Luas Saluran (%)	Luas Saluran (ft ²)	Ukuran Saluran (in)
To A	4000	100	100	2,66	20 x 20
A-B	2000	50	58	1,33	20 x 10
B-D	800	20	27	0,54	10 x 10
B-E	600	15	21,5	0,4	6 x 10

Tabel 4.2. Saluran udara

$$\begin{aligned} \text{Tekanan statik total} &= \text{kerugian gesekan} + \text{tekanan terminal} - \text{regain}^{44} \\ &= 0,015 + 0,15 - 0,088 = 0,0768 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

Distribusi udara

Dengan adanya saluran udara (duct) yang sesuai diharapkan distribusi udara ke seluruh ruangan (tiap kamar) dapat dilakukan dengan optimal dengan memperhatikan besarnya kalor sensible dan kalor laten suatu ruangan.

Jumlah aliran udara penyegar :

45

$$G = \frac{Q_s}{(T_r - T_a) \times 0,240} \text{ (kg/h)}$$

Dengan, Q_s : kalor sensible/petak kamar : 2088,57 kcal/h

T_a : temperatur udara penyegar ; 12 °C

T_r : temperatur ruangan : 22°C

⁴⁴ Ibid, hal 2-48

⁴⁵ Penyegaran Udara, W. Arismunandar & Saito, hal 21

$$G = \frac{2088,57}{(22 - 12) \times 0,240} = 870,2375 \text{ kg/h}$$

Perbandingan pencampuran lembab :

⁴⁶

$$X_a = X_r - \frac{Q_l}{G \times 597,3} \text{ (kg/kg')}$$

Dengan, Q_l : kalor laten/petak kamar : 945,786 kcal/h.

X_r : perbandingan kelembaban udara ruangan dengan kelembaban relatif

55% : 0,0123

$$X_a = 0,0123 - \frac{945,786}{870,237 \times 597,3} = 0,01 \text{ kg/kg'}$$

Kalor sensibel :

$$SHF = Q_s / (Q_s + Q_l)$$

$$SHF = 2088,57 / 3034,356 = 0,7$$

Volume udara :

$$Q = v G$$

Dengan v : volume udara spesifik : 0,874 m³/kg

$$Q = 0,874 \times 870,2375 = 760,58 \text{ m}^3\text{h}$$

Jumlah penggantian udara :

$$N = Q/V$$

Dengan V : volume ruangan/petak kamar : 110.565 m³

$$N = 760,58 / 110,565 = 6,88 \text{ kali/h.}$$

Jumlah penggantian udara per petak kamar = 7 kali/jam.

⁴⁶ Ibid, hal. 21

Lubang isap dan lubang keluar

Lubang isap merupakan lubang tempat udara ruangan diisap kembali masuk ke dalam AHU/FCU atau dibuang keluar/atmosfer. Lubang isap yang digunakan adalah jenis jeruji sudu tetap dengan udara ruangan diisap kembali masuk ke AHU/FCU.

Lubang keluar merupakan lubang pada dinding, lantai atau langit-langit tempat udara segar/pendingin masuk ke ruangan. Lubang keluar yang digunakan adalah jenis panic/plaket berbentuk persegi panjang. Lubang keluar diletakkan di langit-langit dengan konstruksi sedemikian rupa sehingga udara mengalir horizontal dan dalam arah radial sepanjang langit-langit.

IV.10. Isolasi Pipa

Isolasi pipa bertujuan untuk mencegah perpindahan panas agar tetap berada di dalam pipa/tabung karena adanya perbedaan temperatur refrigeran di dalam tabung dengan udara luar. Bahan isolasi umumnya adalah terbuat dari bahan yang lunak seperti asbestos (serat gelas) atau bahan yang keras seperti magnesium karbida, kalsium silikat dan busa polistilen. Isolasi di dalam perancangan ini meliputi isolasi pada tabung kondenser, tabung evaporator, pipa hisap, pipa buang, pipa gas jenuh, pipa air dan saluran udara (ducting). Dalam perancangan ini isolasi yang akan digunakan adalah asbestos dengan konduktifitas termal $0,02 - 0,05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$. Isolasi pada pipa aliran gas/uap biasanya lebih tebal daripada komponen lainnya. Untuk itu

penulis hanya merancang isolasi untuk tabung evaporator dengan asumsi hasil perancangan tersebut dapat digunakan untuk komponen lainnya.

Perancangan isolasi :

Bahan tabung : baja
 Diameter dalam (DI) : 0,838 m
 Luas Penampang (AI) : 0,55 m²
 Diameter luar (DO) : 0,85 m
 Luas Penampang (AO) : 0,57 m²
 Konduktifitas terminal : 400 W/m °C

Kecepatan aliran massa refrigeran :

$$Gr = w/AI = 8/0,55 = 14,5 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Kecepatan aliran refrigeran :

$$V_r = 1,5 \text{ m/s}$$

Bilangan Reynold :

$$\begin{aligned} Re &= V_r \times DI/\mu \\ &= 1,5 \times 0,838/0,00028 = 43396,43 \end{aligned}$$

Bilangan Nusselt :

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \\ &= 0,023 \times 43396,43^{0,8} \times 3,84^{0,4} = 202,03 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas :

$$\begin{aligned} H &= k \text{ Nu}/DI \\ &= 0,07 \times 202,03 / 0,838 = 16,876 \text{ W/m}^2 \text{ °C} \end{aligned}$$

Sisi udara :

Viskositas udara (27°C) : $15,994 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Konduktivitas termal udara : $0,265 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

Angka Prandtl = 0,707

Kecepatan aliran udara : 1 m/s

Faktor pengotoran : 0,000176

Bilangan Reynold :

$$\begin{aligned} \text{Re} &= V \times \text{DO} / \mu \\ &= 1 \times 0,85 / 15,994 \times 10^{-6} = 53144,93 \end{aligned}$$

Bilangan Nusselt :

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,023 \times \text{Re}^{0,8} \times \text{Pr}^{0,4} \\ &= 0,023 \times 53144,93^{0,8} \times 0,707^{0,4} = 102,74 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas :

$$\begin{aligned} H &= k \text{Nu} / \text{DI} \\ &= 0,0265 \times 102,74 / 0,85 = 3,76 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas secara menyeluruh :

$$\begin{aligned} 1/U_o &= (1/H_u) + ((t \text{ AO} / k \text{ A}_m)) + (\text{AO} f / \text{AI}) + (\text{AO} / \text{AI} H) \\ &= (1/3,76) + ((0,006 \times 0,57) / (20 \times 0,56)) + \\ &\quad (0,57 \times 0,000176 / 0,55) + (0,57 / (0,55 \times 16,87)) \\ &= 0,266 + 0,0003 + 0,0002 + 0,061 = 0,3275 \end{aligned}$$

$$U_o = 3,05 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Perpindahan panas dari tabung ke udara (Q_p) :

$$\begin{aligned} Q_p &= U_o A_o (T_u - T_r) \\ &= 3,05 \times 0,57 \times (27 - 5) = 38,247 \text{ W} \end{aligned}$$

Jari-jari isolasi tabung :

$$Q_p = \frac{2\pi(T_u - T_r)}{\frac{\ln r_2 / r_1}{K_b} + \frac{\ln r_3 / r_2}{K_i}}$$

Dengan,

T_u : temperatur udara 27°C

T_r : temperatur evaporator 5°C

K_b : konduktifitas termal baja : $20 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

K_i : konduktifitas termal asbestos : $0,04 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

r_1 : jari-jari bagian dalam tabung : $0,419 \text{ m}$

r_2 : jari-jari bagian luar tabung : $0,425 \text{ m}$

r_3 : jari-jari isolasi

$$38,247 = \frac{2\pi(27 - 5)}{\frac{\ln(0,425/0,419)}{20} + \frac{\ln(r_3/0,425)}{0,04}}$$

$$r_3 = 0,492$$

Tebal isolasi :

$$T_s = r_3 - r_2 = 0,492 - 0,425 = 0,067 \text{ m} \approx 6,7 \text{ cm}$$

Diameter isolasi :

$$D_s = 2 r_3 = 0,984 \text{ m}$$

Dengan demikian untuk isolasi komponen mesin refrigerasi digunakan asbestos dengan konduktifitas termal $0,02 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ dengan tebal $6,7 \text{ cm}$.

IV.11. Peralatan tambahan

IV.11.1. Katup keamanan

Dipasang pada kompresor atau kondenser. Katup ini digunakan untuk melindungi mesin refrigerasi terhadap kerusakan karena tekanan kerja yang terlampau tinggi. Prinsip kerjanya adalah apabila tekanan refrigeran melebihi tekanan kerja, maka katup yang semula ditekan oleh pegas sehingga menempel rapat pada kedudukannya, akan terangkat sehingga membuka lubang saluran katup. Dengan demikian, refrigeran akan keluar melalui lubang saluran katup secara otomatis. Tekanan refrigeran pada bidang katup yang luasnya sesuai dengan besarnya lubang saluran katup, mampu mengangkat katup setinggi-tingginya sehingga refrigeran akan keluar dengan cepat. Pengeluaran refrigeran tersebut akan mengakibatkan turunnya tekanan secara cepat pula sehingga katup akan menutup kembali dengan segera setelah tekanan refrigeran turun mencapai tekanan kerja.

IV.11.2. Katup pengatur air pendingin kondenser

Katup yang digunakan untuk mengontrol jumlah air pendingin kondenser agar dapat mempertahankan tekanan pengembunan yang konstan. Katup yang digunakan adalah katup yang bekerja atas dasar perubahan temperatur pengembunan yang dilengkapi dengan bola sensor termal dimana bila temperatur pengembunan naik, maka katup akan membuka.

IV.11.3. Katup pengatur tekanan penguapan/tekanan isap

Dipasang diantara evaporator dan kompresor. Katup ini digunakan untuk mempertahankan tekanan penguapan/tekanan isap agar berada pada kondisi konstan.

IV.11.4. Sight glass (kaca penglihat)

Berfungsi untuk melihat aliran refrigeran cair, dipasang pada saluran sebelum evaporator.

IV.11.5. Pemisah minyak pelumas

Berfungsi memisahkan minyak pelumas dengan refrigeran.

IV.11.6. Katup tekanan balik

Berfungsi menjaga agar tekanan di motor lebih tinggi daripada evaporator.

IV.11.7. Katup ekspansi termostatik

Digunakan untuk mengatur aliran refrigeran yang digunakan untuk pendinginan oli/pelumas.

IV.11.8. Pompa oli, saringan oli

- Pompa oli berfungsi mensirkulasikan oli.
- Saringan oli berfungsi menyaring partikel-partikel asing agar tidak masuk dalam pensirkulasian oli.



IV.11.9. Sudu pengarah

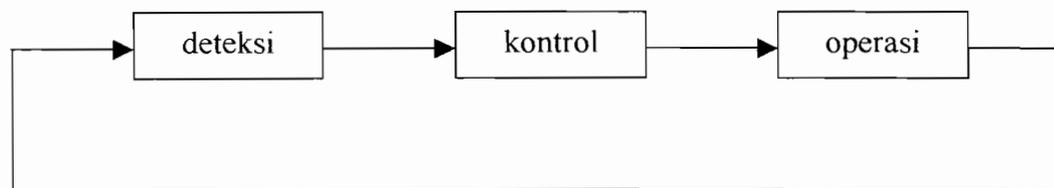
Berfungsi mengarahkan aliran refrigeran masuk ke impeller di dalam kompresor.

BAB V

OPERASIONAL dan PERAWATAN

V.1. Operasional

Secara umum pengontrolan pengkondisian udara merupakan kontrol terhadap temperatur udara ruangan. Secara sederhana system kontrol dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 5.1. Operasional pengkondisian udara.

Keterangan :

- Bagian sensor berfungsi menyatakan temperatur dan kelembaban ruangan yang hendak dikontrol.
- Bagian kontrol berfungsi menerima sinyal dari sensor, membandingkan dengan tingkat keadaan yang diinginkan dan mengirim sinyal pengoreksi ke bagian operasi.
- Bagian operasi menerima sinyal pengoreksi kemudian mesin beroperasi atas dasar sinyal tersebut demikian seterusnya.

V.2. Perawatan

Perawatan mesin dan sistem refrigerasi meliputi segala hal yang dilakukan untuk mempertahankan agar semua komponen refrigerasi bekerja dalam keadaan optimal sehingga diperoleh :

- waktu operasi yang maksimal.
- pemakaian daya yang rendah dan biaya operasi lebih murah.
- umur mesin yang lebih panjang.

Perawatan dapat dilakukan beberapa tahap, yaitu :

- perawatan preventif : perawatan dilakukan setiap hari sebelum dan sesudah mesin bekerja.
- perawatan korektif : perawatan dilakukan dalam periode tertentu dengan melakukan pemeriksaan terhadap komponen-komponen yang menyimpang dari data-data yang diinginkan.
- perawatan restorasi : perawatan tingkat berat, biasanya dilakukan setelah ada komponen-komponen refrigerasi yang rusak dan harus diganti.

Perawatan harian harus dilakukan secara seksama antara lain terhadap :

- temperatur air pendingin.
- getaran dan suara yang terjadi pada instalasi yang bekerja.
- tegangan dan arus listrik.
- tekanan dan temperatur minyak pelumas di dalam kompresor.
- kebersihan minyak pelumas.
- pembukaan katup ekspansi.

Perawatan kompresor

Kompresor, terutama yang dihubungkan dengan system pipa yang terbuat dari baja atau besi, sebaiknya dibuka dan dibersihkan setiap 2 minggu kerja. Sebelum membuka mesin, dilakukan pemvakuman terlebih dahulu agar semua refrigeran yang bercampur dengan minyak pelumas keluar. Bagian dalam kompresor dibersihkan dari sisa-sisa minyak pelumas, jika minyak pelumas sudah kotor, ganti dengan yang baru.

Tinggi permukaan minyak pelumas (*oil level*)

Oil level merupakan bagian pemeriksaan rutin yang harus dilakukan setiap hari. Dalam siklus yang berjalan normal, minyak pelumas tidak perlu lagi ditambahkan. Jika kompresor tetap kekurangan minyak pelumas, periksalah cekungan-cekungan pada pipa saluran masuk atau pada tempat yang lebih tinggi pada evaporator yang memungkinkan minyak pelumas tak dapat balik lagi ke kompresor. Mungkin juga terjadi kebocoran. *Oil level* harus dijaga agar berada pada pertengahan garis batas yang dapat dilihat pada *sight glass*, tetapi tidak boleh lebih dari garis batas tertinggi karena jika minyak pelumas berlebihan, akan menyebabkan hambatan untuk kompresor.

Perawatan kondenser/evaporator

Setelah operasi dalam jangka waktu yang lama, permukaan pipa pendingin pada sisi air pendingin akan tertutup oleh pengendapan kotoran dan mineral yang dibawa oleh air pendingin sehingga menyebabkan konduktifitas termal pipa dan kemampuan pengembunan menurun. Oleh karena itu, pipa air pendingin dan tabung

harus dibersihkan secara periodik dengan cara membuka kedua tutup tabung dan kemudian dibersihkan.

Pemeriksaan air pendingin

Apabila temperatur air pendingin masuk adalah rendah, meski volume aliran konstan, temperatur air keluar dari kondenser akan turun dan perbedaan temperatur rata-rata dari kondenser akan naik sehingga akan menurunkan temperatur pengembunan. Akibatnya, kapasitas kompresor akan naik dan temperatur penguapan akan menurun. Oleh karena itu temperatur masuk air pendingin harus dijaga.

BAB VI**KESIMPULAN dan PENUTUP****Hasil teknis perancangan****Sistem refrigerasi :**

Refrigeran	:	HFC 134a
Beban pendinginan	:	340 TR
Efek pendinginan (RE)	:	155,149 kJ/kg
Laju aliran refrigeran (mr)	:	7,72 kg/s
Koefisien prestasi (COP)	:	8,506

Data evaporator

Jenis evaporator	:	tabung dan pipa
Diameter dalam tabung	:	0,838 m
Diameter luar tabung	:	0,85 m
Bahan tabung	:	baja
Diameter dalam pipa	:	0,022 m
Diameter luar pipa	:	0,0254 m
Bahan pipa	:	tembaga
Tekanan evaporator (Pe)	:	349,9 kPa
Temperatur refrigeran (Tr)	:	5°C
Temperatur air masuk (Ti)	:	14°C
Temperatur air keluar (To)	:	9°C
Beban pendinginan (Qe)	:	1197,74 kW

Data kompresor

Jenis kompresor	:	sentrifugal
Head	:	1612,23 m
Kecepatan isap	:	44,46 m/s
Putaran motor	:	5400 rpm
Diameter luar impeller	:	0,45 m
Diameter dalam impeller	:	0,25 m
Diameter hub	:	0,1 m
Daya kompresor (N)	:	140,81 kW
Bahan pipa	:	tembaga
Rasio kompresi (Rk)	:	1,105

Data kondenser

Jenis kondenser	:	tabung dan pipa
Diameter dalam tabung	:	0,838 m
Diameter luar tabung	:	0,85 m
Bahan tabung	:	baja
Tekanan kondenser (Pk)	:	1161,0 kPa
Temperatur refrigeran (Tr)	:	45°C
Temperatur air masuk (Ti)	:	30°C
Temperatur air keluar (T _o)	:	35°C
Beban pendinginan (Qk)	:	1323,503 kW
Diameter luar pipa	:	0,0254 m = 1"

Diameter dalam pipa	:	0,022 m
Jumlah lintasan/pass	:	2 pass
Jumlah pipa	:	522 buah

Data katup ekspansi

Jenis	:	tekanan konstan
Diameter nominal	:	0,125 m
Diameter dalam pipa	:	0,1282 m
Diameter luar pipa	:	0,141 m
Bahan pipa	:	baja
Diameter orifice	:	0,106 m

Data koil pendingin

Jenis	:	pipa tembaga bersirip alumunium
Diameter luar pipa	:	0,0254 m
Diameter dalam pipa	:	0,022 m
Diameter luar sirip	:	0,0877 m
Tebal sirip	:	0,001 m
Jarak antar sirip	:	0,002 m
Panjang pipa	:	4,144 m
Jumlah pipa	:	51

Data saluran udara

Jenis	:	saluran udara peti
Kebutuhan udara	:	4000 cfm
Kecepatan udara	:	1500 fpm

Jumlah diffuser	:	4
Penampang saluran	:	segiempat
Bahan saluran	:	baja
Bahan isolasi	:	asbestos

Data kipas udara

Jenis	:	sentrifugal arah aksial
Daya kipas	:	9,8 kW

Data pompa

Pompa 1 (air pendingin kondenser - menara pendingin)

Jenis	:	sentrifugal
Head total	:	15,031 m
Daya pompa	:	13,42 kW

Pompa 2 (air pendingin evaporator – koil pendingin)

Jenis	:	sentrifugal
Head total	:	43,067 m
Daya pompa	:	34,5 kW

Data menara pendingin

Jenis	:	tarikan paksa dengan aliran udara dan air berlawanan arah
Tipe	:	SA 1266

Kesimpulan

Dalam hasil perancangan system refrigerasi untuk hotel berbintang lima dapat disimpulkan bahwa :

1. Sistem refrigerasi yang digunakan adalah sistem pengkondisian udara sentral.
2. Refrigeran yang digunakan adalah HFC 134a yaitu senyawa kimia yang tidak merusak ozon.
3. Daur kompresi yang digunakan adalah daur kompresi uap.
4. Mesin pendingin air sangat cocok untuk kapasitas pendinginan yang besar dan lokasi pendinginan terletak jauh dari evaporator.
5. Pengontrolan dan perawatan yang baik dapat meningkatkan umur operasional.

PENUTUP

Demikianlah hasil perancangan Sistem AC untuk Hotel berbintang lima yang menggunakan mesin pendingin air. Semoga hasil perancangan ini dapat bermanfaat bagi kita semua, khususnya yang mendalami bidang konversi energi.

DAFTAR PUSTAKA

1. Arismunandar, W & Heizo Saito, 1987, *Penyegaran Udara*. Penerbit Pradnya Paramita Jakarta.
2. *Carrier Handbook of Air Conditioning Design Systems*. McGraw Hill Book Company Inc.
3. Dietzel, Frits. 1993, *Turbin, Pompa dan Kompresor*. Penerbit Erlangga Jakarta.
4. Gunawan, R, 1988, *Pengantar Teori Teknik Pendinginan*, Depdikbud Jakarta.
5. Harjanto, G, 1988, *Pengantar Teori Teknik Pendinginan*..
6. Hotman, J.P., 1994, *Perpindahan Kalor*, edisi keenam. Penerbit Erlangga Jakarta.
7. Jordan, RC, 1960, *Refrigeration and Air Conditioning*, Prentice Hall Inc.
8. Keith, F, Prijono A, 1986. *Prinsip-prinsip perpindahan panas*, edisi ketiga, Penerbit Erlangga Jakarta.
9. Soegijanto, 1999, *Bangunan di Indonesia dengan iklim tropis lembab ditinjau dari aspek fisika bangunan*, Dirjen Dikti Depdikbud.
10. Stoecker, W.F. & Jones, J.W. 1987, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, edisi kedua, Penerbit Erlangga Jakarta.
11. Streeter, V.L. & Wylie, B, 1972, *Fluids Mechanics*, McGraw Hill Company Singapore.



