Annotasi
2591/5

3100099010629

PERANCANGAN ALAT PENUKAR KALOR KONDENSOR DAN EVAPORATOR UNTUK PENDINGIN DENGAN KAPASITAS 300 TON

TUGAS AKHIR

RSF
621.402 5
Bud
P-1
1997

PERPUSTAKAAN
ITS
15 MAY 1997
H
7320

Oleh :

BUDI PRASETYO
NRP. 2491 100 067

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK FISIKA
SURABAYA
1997

PERPUSTAKAAN

PERANCANGAN ALAT PENUKAR KALOR KONDENSOR DAN EVAPORATOR UNTUK PENDINGIN DENGAN KAPASITAS 300 TON

TUGAS AKHIR

Diajukan sebagai salah satu syarat
untuk menyelesaikan program S - 1 gelar Sarjana Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

BUDI PRASETYO
NRP. 2491 100 067

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK FISIKA
SURABAYA
1997

PERANCANGAN ALAT PENUKAR KALOR KONDENSOR DAN EVAPORATOR UNTUK PENDINGIN DENGAN KAPASITAS 300 TON

TUGAS AKHIR

Oleh :

BUDI PRASETYO
NRP. 2491 100 067

Surabaya, Pebruari 1997

Mengetahui / Menyetujui
Dosen Pembimbing

Ir. ABU HASAN
NIP. 130 238 775

Ketua Jurusan
Teknik Fisika FTI-ITS

Ir. MOCH. ILYAS, HS
NIP. 130 805 282

ABSTRAK

Perancangan pada tugas akhir ini pada dasarnya hanya memilih dari standar pipa yang telah ada dan seterusnya akan dihitung panjang yang diperoleh untuk dibandingkan dengan kondisi plan, karena keterbatasan tempat maka diusahakan sekali untuk tidak melebihi kondisi lapangan selain juga batasan penurunan tekanan yang terjadi pada plan.

ABSTRACT

Basically, Design of in this finally project just choose from pipes standar which they were supplied and then They will be analysed of length had been get for compared with really on plan.Because limitedness in the room of plan The design was carried on to not higher than plan between length and pressure drop it.

KATA PENGANTAR

Dengan rasa syukur kepada Allah swt yang telah memberi bantuan kepada penulis, sehingga mampu menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik, semoga berkahnya selalu melimpah kepada kita semua.

Adapun tugas akhir ini dikerjakan sebagai syarat untuk menyelesaikan tahap pendidikan S1 di JurusanTeknik Fisika, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar - besarnya kepada :

- Ir. Ilyas Hs. , selaku Ketua Jurusan Tenik Fisika FTI - ITS.
- Ir. Abu Hasan. , selaku dosen pembimbing yang telah memberi semangat dan pengarahan dalam penyelesaian tugas akhir ini.
- Ir. Yerri Susatio. , selaku dosen wali yang telah memberi pengarahan selama masa studi.
- Seluruh staf dan karyawan P.T Pertamina Tower atas bantuannya selama pengambilan data - data chiller.
- Seluruh rekan - rekan khususnya angkatan '91 dan angkatan lainnya.
- Seluruh karyawan di jurusan yang telah memberi kemudahan dalam urusan administrasi.
- Semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Akhir kata, semoga laporan tugas akhir ini dapat membantu bagi mahasiswa bidang studi lain di jurusan Teknik Fisika FTI - ITS serta bermanfaat bagi pembaca.

Surabaya, Pebruari 1996

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK i

KATA PENGANTAR ii

DAFTAR ISI iii

BAB I PENDAHULUAN 1

1.1 Latar belakang 1

1.2 Maksud dan Tujuan 2

1.3 Permasalahan 2

1.4 Batasan Masalah 2

1.5 Metodologi 3

BAB II TEORI DASAR 4

2.1 Pendahuluan

2.11 Refrigeran 7

2.12 Kondensor 8

2.13 Ekspansi 9

2.14 Evaporator 10

2.2 Perhitungan Termodinamika Siklus Refrigerasi 12

2.3 Perhitungan Rancangan Kondensor

		Pipa dan Tabung	14
	2.4	Perhitungan Rancangan Evaporator	26
BAB III	Perhitungan Siklus Thermodinamika		29
BAB IV	Perhitungan Kondensor		33
	4.1	Perhitungan Sisi Pipa/air	33
	4.2	Perhitungan Sisi Tabung / Refrigeran	40
BAB V	Perhitungan Evaporator		47
	5.1	Perhitungan Sisi Pipa / air	47
	5.2	Perhitungan Sisi Tabung / refrigeran	50
BAB VI	KESIMPULAN		52

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN A

LAMPIRAN B

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang

Perubahan cuaca dari hari ke hari menunjukkan gejala meningkatnya suhu di muka bumi .Ini disebabkan oleh adanya kemajuan teknologi yang membawa dampak pada lingkungan .Disamping dampak positif bagi manusia,terdapat dampak negatif bagi lingkungan seperti kebisingan, tercemarnya air oleh buangan industri, tercemarnya udara oleh gas-gas buangan dari kendaraaan-kendaraan bermotor maupun pabrik-pabrik.Khususnya gas-gas yang mencemari udara inilah yang menyebabkan suhu rata-rata bumi semakin naik,yaitu melalui peristiwa efek rumah kaca maupun menipisnya lapisan ozon di atmosfir.Kenyataan-kenyataan diatas mengantar manusia untuk semakin perlu memikirkan tentang sistem pengkondisian lingkungan .Sistim pengkondisian yang terkait dalam hal ini tentunya adalah pengkondisian udara nyaman (comfort air conditioning) yaitu proses perlakuan terhadap udara untuk mengatur suhu, kelembaban, kebersihan dan pendistribusiannya secara serentak guna mencapai kondisi nyaman yang dibutuhkan oleh penghuni yang berada didalam ruangan tertutup seperti pada gedung-gedung bertingkat maupun ruangan di kantor-kantor.Disamping tujuan yang lainnya seperti penyimpanan daging, udang, buah-buahan maupun pembuatan es. Untuk pengkondisian udara nyaman pada ruangan di negara-negara asia maupun Afrika jelas pendinginan (cooling) yang memegang peranan, seperti halnya di Indonesia karena tidak mengenal musim panas (summer)seperti di eropa.

1.2 Maksud dan tujuan

Dalam tugas akhir berusaha merancang ulang sistim pendinginan kapasitas 300 Ton Refrigerasi pada gedung MENARA PERTAMINA (PERTAMINA TOWER) di Jl.Jagir Wonokromo tetapi dengan refrigeran 502 dan diusahakan panjangnya tidak lebih dari yang ada di lapangan.

1.3 Permasalahan

Permasalahan yang dibahas dalam tugas akhir ini adalah membandingkan hasil rancangan dengan yang ada di lapangan (plan) yaitu dari segi panjang tabung, diameter tabung dan penurunan tekanan yang terjadi pada air maupun refrigeran di kedua penukar panas (kondensor dan evaporator).

1.4 Batasan masalah

Dalam perancangan ini hanya berusaha merancang sistim agar dapat bekerja saja (workable system), tanpa melakukan optimasi hasil rancangan serta perhitungan biaya pembuatan bila rancangan diwujudkan.

BAB II

TEORI DASAR

BAB II

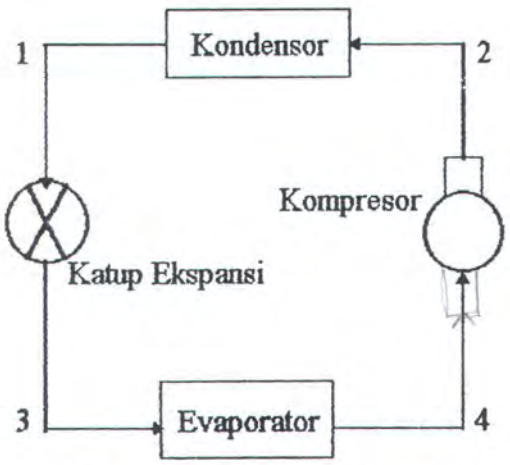
TEORI DASAR

2.1 Pendahuluan

Dalam suatu siklus tertutup dari sistim pendingin, kita mengenal 4 komponen penting yaitu :

- Refrigeran
- Evaporator
- Kondensor
- Katup ekspansi

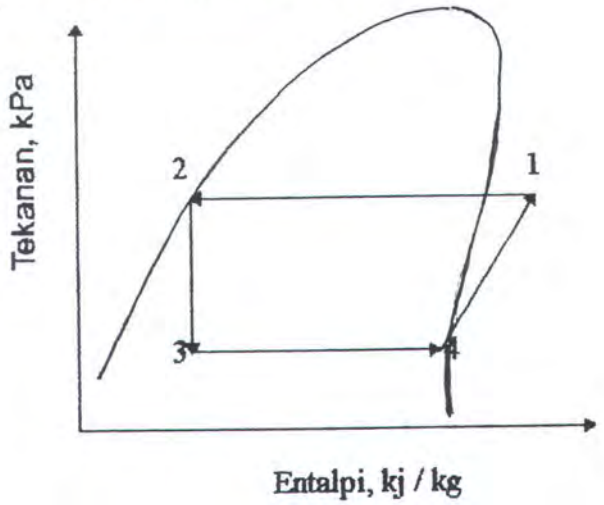
Dimana ke empat komponen diatas tersusun seperti gambar berikut,



Gambar 2.1 Gambar susunan alat dalam pendingin

Dalam gambar diatas disebut sistim tertutup, karena dalam operasinya tidak terjadi penambahan maupun pengurangan refrigeran (zat alir), jadi hanya terjadi perubahan wujud dari refrigeran tersebut secara bolak-balik sesuai kondisi dari tekanan dan entalpi yang dimilikinya.Untuk lebih jelasnya , dapat kita lihat dari

diagram hubungan tekanan dengan entalpi (P-h diagram) yang biasa disebut dengan **Diagram Mollier** , berikut diagram tersebut :



Gambar 2.2 Gambar diagram Mollier

Dalam diagram diatas terlihat garis melengkung yang dinamakan garis jenuh, dimana wujud zat akan jenuh cair bila tepat berada pada lengkungan yang kiri dan jenuh uap bila tepat pada lengkungan kanan,sedang bila disebelah kirinya lengkungan kiri berupa cairan super dingin (sub cooled) dan bila disebelah kanannya lengkungan kanan adalah uap super panas (superheated vapor) dan bila diantara kedua lengkungan tersebut atau ditengahnya maka wujudnya adalah campuran antara cair dan uap (uap basah). Diagram diatas merupakan siklus refrigerasi yang ideal,yang terbagi menjadi 4 bagian yaitu :

1 - 2 : Proses pengembunan (kondensasi)

2 - 3 : Proses ekspansi

3 - 4 : Proses penguapan (evaporasi)

4 - 1 : Proses Kompresi

Beberapa hal berikut ini menerangkan tentang Diagram Mollier :

- Garis-garis horisontal menunjukkan proses tekanan konstan, seperti terjadi pada penguapan refrigeran di evaporator, dan pengembunan di dalam kondensor.Pengertian kenaikan entalpi dan penurunan entalpi pada refrigeran adalah sama dengan jumlah kalor yang dimasukkan dan jumlah kalor yang dilepaskan oleh refrigeran.

- Proses kompresi di dalam kompresor dapat dianggap adiabatik reversibel atau isentropik, sehingga terjadi pada garis entropi konstan. Kerja yang dilakukan oleh kompresor (isentropik) adalah sama dengan kenaikan entalpi refrigeran antara seksi keluar dan seksi masuk kompresor.

- Ekspansi, yaitu proses penurunan tekanan pada entalpi konstan, yang terjadi pada waktu refrigeran melalui katup ekspansi dinyatakan berlangsung sepanjang garis iso-entalpi (arah vertikal). Jadi, entalpi refrigeran sebelum dan sesudah masuk katup ekspansi adalah sama.

Dalam proses refrigerasi yang tergambar pada Diagram Mollier (ambar.2), perpindahan kalor antara refrigeran dan lingkungannya dianggap tidak terjadi kerugian tekanan karena gesekan atau sebab lainnya.Oleh karena itu, siklus refrigerasi ideal tingkat tunggal yang terlukis pada Diagram Mollier tersebut akan berbeda dari siklus refrigerasi tingkat tunggal yang sebenarnya.Dan lingkungan yang dimaksud disini adalah lingkungan yang berhubungan langsung dengan refrigeran, karena perancangan tugas akhir ini merupakan perancangan pendinginan secara ekspansi tidak langsung maka lingkungannya adalah air. Sehingga dari jenis lingkungan kita dapat mengenal berbagai macam jenis kondensor atau evaporator,

yang akan diterangkan lebih lanjut.Selanjutnya dibawah ini diterangkan satu-persatu komponen tersebut

2.11 Refrigeran

Refrigeran merupakan fluida yang bersirkulasi secara siklus tertutup dan fasanya selalu berubah-ubah. Dari sifat ini maka refrigeran yang dipakai tidak boleh sembarang fluida, namun harus memenuhi syarat-syarat lain tertentu agar dapat menjalankan tugasnya sesuai sebagai zat pendingin, antara lain :

- Tidak beracun, tidak berbau dalam semua keadaan
- Tidak dapat terbakar atau meledak sendiri, juga bila bercampur dengan udara, minyak dan sebagainya.
- Tidak mempunyai daya korosi terhadap logam yang dipakai pada sistim pendinginan.
- Dapat bercampur dengan minyak kompresor, tetapi tidak merusak atau mempengaruhi minyak kompresor.
- Mempunyai struktur kimia yang stabil, tidak boleh terurai setiap kali dimampatkan (dikompresi), diembunkan dan diuapkan.
- Mempunyai suhu penguapan atau suhu didih (boiling point) yang rendah.Harus lebih rendah dari pada suhu evaporator yang direncanakan.
- Mempunyai tekanan pengembunan atau kondensasi (condensing pressure) yang rendah.Tekanan yang tinggi memerlukan kompresor yang besar dan kuat, juga pipa- pipa harus kuat dan kemungkinan bocor besar.

- Mempunyai tekanan penguapan (evaporating pressure) yang sedikit lebih tinggi dari pada 1 atmosfir,sehingga apabila terjadi kebocoran ,udara luar tidak dapar masuk kedalam sisitim.
- Mempunyai panas laten penguapan yang besar, agar panas yang diambil oleh evaporator dari lingkungan jadi besar jumlahnya, sebaliknya jumlah bahan pendingin yang dipakai sedikit.
- Harus mudah dideteksi bila terjadi kebocoran.
- Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh.
- Viskositas yang rendah dalam fasa cair maupun gas.

Refrigeran yang memenuhi sifat-sifat tersebut diatas sudah banyak beredar dipasaran, akibat kemajuan yang pesat di bidang pendinginan, hingga sampai sekarang telah beberapa refrigeran dipakai secara meluas seperti R-11, R-12, R-13, R-21, R-22, R-113, R-114, R-500, R-502, Ammonia (R-717) dan masih ada beberapa lagi.Yang perlu perhatian kita adalah bagaimana membuat jenis refrigeran yang tidak merusak lapisan ozon.Pada perancangan Tugas Akhir ini digunakan R-502 sebagai refrigerannya.

2.12 Kondensor

Sesuai dengan namanya maka komponen ini adalah sebagai tempat untuk pengembunan (kondensasi).Uap refrigeran yang bertekanan dan bersuhu tinggi pada akhir kompresi dapat dengan mudah dicairkan, yaitu mendinginkannya dengan air pendingin yang ada pada suhu normal.Dengan kata lain, uap refrigeran menyerahkan panasnya (kalor laten pengembunan) kepada air pendingin didalam kondensor. Selama refrigeran mengalami perubahan dari fasa uap ke fasa

cair,tekanan pengembunan dan suhu pengembunan adalah konstan. Oleh karena itu suhunya dapat dicari dengan mengukur tekanannya. Kalor yang dikeluarkan di dalam kondensor adalah jumlah kalor yang diperoleh dari air (media penyerap panas udara) yang mengalir didalam evaporator (kapasitas pendinginan) dan kerja (energi panas) yang diberikan oleh kompresor kepada fluida kerja.Dalam hal penyegaran udara, jumlah kalor kondensor tersebut kira-kira sama dengan 1,2 kali kapasitas pendinginannya. Uap refrigeran menjadi cair sempurna didalam kondensor, kemudian dialirkan ke dalam pipa evaporator melalui katup ekspansi. Dalam hal ini, suhu refrigeran cair biasanya 2 - 3 °C lebih rendah daripada suhu refrigeran cair jenuh pada tekanan kondensasinya. Suhu tersebut menyatakan besarnya derajat pendinginan lanjut (degree of subcooling).

Penggolongan kondensor yang terutama adalah berdasarkan pendinginannya, yaitu :

a. Kondensor dengan pendinginan udara (air cooled).
b. Kondensor dengan pendinginan air (water cooled).
c. Kondensor dengan pendinginan campuran (evaporative).

Pada perancangan ini digunakan kondensor pendinginan air (water cooled) serta mempunyai kontruksi tabung dengan pipa-pipa didalamnya (shell and tube).

2.13 Ekspansi

Untuk menurunkan tekanan dari refrigeran cair (tekanan tinggi) yang dicairkan didalam kondensor, supaya dapat mudah menguap, maka dipergunakan alat yang dinamai katup ekspansi .

Setiap alat tersebut dirancang untuk suatu penurunan tekanan tertentu. Katup ekspansi yang biasa dipergunakan adalah katup ekspansi termostatik yang dapat mengatur laju aliran refrigeran, yaitu agar derajat super panas uap refrigeran di dalam evaporator dapat diusahakan konstan.

Cairan refrigeran mengalir ke dalam evaporator,tekanannya turun dan menerima kalor penguapan dari air pendingin hotel, sehingga menguap secara berangsur-angsur.

2.14 Evaporator

Tekanan cairan refrigeran yang diturunkan pada katup ekspansi , didistribusikan secara merata kedalam pipa evaporator, oleh distributor refrigeran. Dalam hal tersebut refrigeran akan menguap dan menyerap kalor dari air pendingin yang berasal dari obyek pendinginan yaitu bisa hotel, restoran maupun bangunan-bangunan lain yang membutuhkan pengkondisian udara nyaman. Jadi, cairan refrigeran diuapkan secara berangsur-angsur karena menerima kalor sebanyak kalor laten penguapan , selama mengalir didalam setiap pipa dari evaporator. Selama proses penguapan itu, didalam pipa akan terdapat campuran refrigeran dalam fasa cair dan gas.Dalam keadaan tersebut, tekanan penguapan dan suhu penguapan adalah konstan. Oleh karena itu suhunya dapat dicari dengan mengukur tekanan refrigeran di dalam evaporator.

Penggolongan jenis evaporator dapat dibagi menjadi tiga bagian yaitu berdasarkan pemakaian, cara kerja, dan kontruksinya. Masing-masing pembagiannya dapat dilihat dibawah ini.

- Dari pemakaiannya dapat dibagi dua, yaitu :
  a. Ekspansi langsung (direct expansion)
  b. Ekpansi tidak langsung (indirect expansion)
- Dari cara kerjanya dapat dibagi dua, yaitu :
  c. Evaporator kering (dry or direct evaporator), hanya terdiri dari pipa-pipa saja.
  d. Evaporator banjir (flooded evaporator), terdiri dari pipa dan tabung.
- Dari kontruksinya dapat dibagi menjadi empat, yaitu :
  a. Pipa dengan sirip-sirip (finned).
  b. Pipa saja (bare tube).
  c. Permukaan pelat (plate surface)
  d. Tabung dengan pipa (shell and tube).

Untuk perancangan, yang dipilih adalah evaporator dengan pemakaian ekpansi tidak langsung, jenis evaporator basah (flooded evaporator) dan kontruksinya adalah tabung dengan pipa-pipa didalamnya (shell and tube evaporator), jadi air berada didalam pipa (tube).

2.15 Kompresor

Kompresor mengisap uap refrigeran dari ruang penampung uap. Di dalam penampung uap, tekanannya diusahakan supaya tetap rendah, supaya refrigeran senantiasa berada dalam keadaan uap dan bersuhu rendah. Di dalam kompresor tekanan refrigeran dinaikkan sehingga memudahkan pencairannya kembali. Energi

yang diperlukan untuk kompresi diberikan oleh motor listrik yang menggerakkan kompresor.Jadi dalam proses kompresi energi diberikan kepada uap refrigeran.

Pada waktu uap refrigeran diisap masuk ke dalam kompresor, suhunya masih rendah, tetapi selama proses kompresi berlangsung, suhunya naik.

Jumlah refrigeran yang bersirkulasi dalam siklus refrigerasi tergantung pada jumlah uap yang diisap masuk ke dalam kompresor.

2.2 Perhitungan Thermodinamika Siklus Refrigerasi

Untuk menjelaskan tentang perhitungannya, perlu diperhatikan kembali gambar diagram Mollier yang terdapat pada **Gambar 2.2** agar lebih dipahami

- Kalor yang diserap di dalam evaporator (efek refrigerasi). Kalor yang diserap didalam evaporator, q_e, adalah selisih entalpi antara titik entalpi 4 dan titik entalpi 3 atau

$$q_e = h_4 - h_3 \qquad \text{kj/kg} \qquad (2.1)$$

pada proses ini, refrigeran menguap dan menyerap kalor q_e dari air yang masuk dan keluar evaporator sehingga suhu air yang keluar evaporator lebih rendah daripada yang masuk.

- Kalor ekivalen, K

$$K = h_1 - h_4 \qquad \text{kj/kg} \qquad (2.2)$$

kalor ini yang diperlukan untuk kerja kompresi terhadap 1 kg refrigeran sehingga sama dengan kenaikan entalpi yang terjadi selama proses kompresi dari titik 4 - 1.

- Jumlah refrigeran yang bersirkulasi dalam siklus tertutup.

Jumlah refrigeran yang bersirkulasi, W_r, adalah jumlah refrigeran yang dimasukkan dan diuapkan di dalam evaporator untuk memperoleh kapasitas refrigerasi yang diperlukan. Jumlah refrigeran tersebut adalah,

$$W_r = Q / q_e \quad kg / dt \qquad (2.3)$$

dengan W_r = jumlah refrigeran yang bersirkulasi, kg / jam

Q = kapasitas refrigerasi, kj / jam

q_e = efek refrigerasi, kj / kg

- Kebutuhan daya oleh suatu kompresor ideal adalah hasil kali antara laju alir massa refrigeran dan kenaikan entalpi selama proses kompresi isentropik,

$$P = W_r . K \quad kj / dt \qquad (2.4)$$

daya ini akan semakin naik bila refrigeran dibawah dinginkan (sub cooled), namun keuntungannya adalah bahwa refrigeran yang akan masuk ke kompresor adalah benar-benar sudah dalam keadaan gas semua, disamping juga akan menaikkan efek refrigerasi dari evaporator.

- Kalor yang dilepaskan didalam kondensor. Kalor yang dilepaskan didalam kondensor , q_c , haruslah sama dengan jumlah efek refrigerasi, q_e, ditambah kalor ekivalen dari kerja yang diberikan kepada refrigeran selama langkah kompresi. Jadi,

$$q_c = q_e + K \quad kj/dt \qquad (2.5)$$

- Koefisien Prestasi (COP)

Koefisien prestasi merupakan perbandingan dari kapasitas pendinginan dengan daya kompresor.Pada mesin refrigerasi kompresor berfungsi sebagai pompa kalor, sehingga perbandingan ini akan lebih baik jika melebihi dari angka satu, perbandingannya yaitu,

$$\text{C.O.P} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_4} \qquad (2.6)$$

- Volume langkah torak,V

$$V = W_r \cdot v_A \quad \text{m}^3/\text{dt} \qquad (2.7)$$

Volume langkah torak ini untuk mengetahui jumlah refrigeran yang di konsumsi setiap jam oleh torak dalam kompresor, dimana v_A = volume spesifik refrigeran dalam m^3 per kg.

2.3 Perhitungan Rancangan Kondensor Pipa dan Tabung

Dalam perhitungan ini didasarkan pada jenis tabung dan pipa (shell and tube) secara ekspansi basah (flooded expansion) yang berarti bahwa refrigeran berada diluar pipa serta pendinginnya yang air berada didalam pipa.

Hal - hal yang diperlukan dalam perencanaan kondensor horisontal tabung dan pipa adalah :

- Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh
- Luas permukaan perpindahan kalor
- Suhu refrigeran masuk dan keluar kondensor

- Suhu air pendingin masuk dan keluar kondensor
- Laju kalor yang harus dikeluarkan pada kondensor
- Lintasan (pass) fluida di dalam kondensor

2.31 Mencari U_o pada kondisi steady

Berikut keterangan dari masing - masing energi kalor :

- film sisi luar $q = h_o . A_o . (t_1 - t_2)$
- Logam $q = (k_m / x_m) . A_m . (t_2 - t_3)$
- Internal scale $q = h_{if} . A_i . (t_3 - t_4)$
- film sisi dalam $q = h_i . A_i . (t_4 - t_5)$
- Perpindahan panas total $q = U_o . A_o . (t_1 - t_5)$

penggabungan semuanya akan didapat,

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{x_m . A_o}{k_m . A_m} + \frac{A_o}{h_{if} . A_i} + \frac{A_o}{h_i . A_i} \qquad (2.8)$$

persamaan ini bila tidak terjadi kerak, jika kerak diperhitungkan maka sisi kanan harus ditambah lagi dengan $1 / h_{of}$.

U_o = koefisien menyeluruh perpindahan panas

h_o = koef.perpindahan panas konveksi luar pipa

x_m = tebal dinding pipa refrigeran

A_o = luas permukaan luar pipa

k_m = konduktivitas panas bahan pipa

A_m = luas rata-rata permukaan pipa yang tegak lurus thd aliran kalor

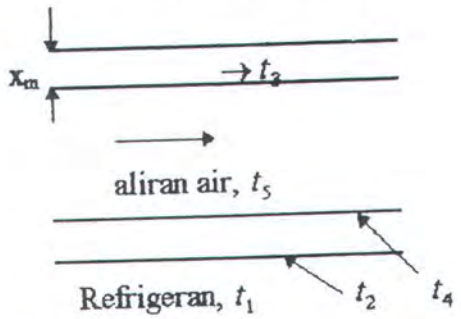
h_{of} = koef.perpindahan panas kerak luar pipa

h_{if} = koef.perpindahan panas kerak dalam pipa

A_i = luas permukaan dalam pipa kondensor

h_i = koef.perpindahan panas konveksi sisi dalam (water side)

Untuk lebih jelasnya kita perhatikan gambar berikut ini :



Gambar 3.3 gambar pipa dalam tabung

dalam perhitungan yang dilakukan akan diperhitungkan tahanan dari bahan pipa.

2.32 Perhitungan sisi pipa (air)

Perhitungan ini didasarkan pada jenis pipa yang meliputi bahan, diameter, jumlah pass / lintasan dari air, dan bentuk susunan dari rangkuman pipa

yang kesemuanya akan ditentukan pada bab berikutnya. Berikut perhitungan-perhitungan yang diperlukan :

Luas aliran pipa total adalah luas aliran yang dibutuhkan oleh air mengalir dalam pipa secara keseluruhan, dirumuskan sebagai berikut :

$$a_t = \frac{N_t \cdot a_t'}{1550 \cdot n} \qquad (2.9)$$

dimana a_t = luas aliran pipa total, m^2

N_t = jumlah pipa (tube)

a'_t = luas aliran per pipa, in^2

n = jumlah lintasan pipa

Laju air total di dalam pipa untuk mengembunkan refrigeran, laju air ini dihitung berdasarkan keseimbangan energi di kondensor yaitu,

$$W_r \cdot (h_1 - h_2) = W_c \cdot c_{p,w} \cdot (t_2 - t_1) \qquad (2.10)$$

dengan W_r = laju refrigeran, kg / jam

$h_1 - h_2$ = selisih entalpi refrigeran masuk dan keluar kondensor, kj / kg

W_c = laju air, kg / jam

$c_{p,w}$ = kalor spesifik air, kj / kg ° C

$t_2 - t_1$ = selisih suhu air masuk dan keluar kondensor, ° C

Laju air per pipa, laju air ini adalah laju air di seluruh pipa dibagi dengan luas aliran pipa total, jadi

$$G_t = \frac{W_w}{a_t} \qquad (2.11)$$

dengan G_t = laju air per pipa, kg / jam.m^2

W_w = laju air total, kg / jam

a_t = luas aliran pipa total, m^2

Harga bilangan Reynold air di dalam pipa, harga bilangan Reynold digunakan untuk mengecek jenis aliran, yaitu laminer atau Turbulen, jika Re > 2300 aliran adalah Turbulen .Bilangan Reynold didefinisikan sebagai berikut :

$$\mathrm{Re}_t = \frac{D \cdot G_t}{\upsilon} \qquad (2.12)$$

dengan D = diameter dalam pipa, m

G_t = laju air per pipa, kg / jam.m^2

υ = viskositas air Pa.s (kg / m.dt)

Harga bilangan Prandtl air di dalam pipa, harga bilangan ini dapat diperoleh langsung dari tabel sesuai dengan suhunya.

Harga bilangan Nuselt, harga bilangan Nuselt berkaitan dengan bilangan Reynold dan Prandtl, bilangan ini dipakai untuk mengetahui koefisien pengembunan maupun penguapan, berikut besar bilangan tersebut :

$$Nu = \frac{h_i \cdot D}{k} = 0{,}02645 \cdot \mathrm{Re}_t^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.4} \qquad (2.13)$$

dimana h_i = koefisien perpindahan panas air, W/m^2.° C

D = diameter pipa, m

k = konduktivitas pipa, W/m.° C

Beban aktual kalor Kondensor, beban kalor ini adalah beban kalor teoritis ditambah dengan 10%-nya yaitu,

$$q_{\text{aktual}} = 1{,}1 \quad q_c = 1{,}1 \text{ x } (q_{\ e} + K) \qquad (2.14)$$

Luas permukaan perpindahan kalor dalam kondensor, luas yang dihitung berdasarkan luas permukaan bagian luar, sehingga

$$A_o = \frac{q_{aktual}}{U_o \cdot \Delta T_{LMTD}} \qquad (2.15)$$

Panjang pipa / tube, panjang pipa ini adalah panjang pipa di dalam Tabung (shell) yaitu,

$$L = \frac{A_o}{N_t \cdot a''} \qquad (2.17)$$

dimana A_o = luas permukaan luar pipa, m^2

N_t = jumlah pipa

a'' = luas penampang per panjang pipa, m^2/m

Penurunan tekanan di dalam pipa lurus merupakan penurunan akibat gesekan yang terjadi dengan dinding pipa sebelah dalam, yaitu

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5{,}22 \cdot 10^{10} \cdot D_D \cdot s \cdot \Phi_t} \qquad (2.18)$$

dengan f = faktor gesek

G_t = laju masa, kg / jam.m^2

L = panjang pipa, m

n = jumlah lintasan pipa

D_D = diameter dalam pipa, m

s = spesifik gravitasi

$$\Phi_t = (\mu / \mu_w)^{0.14}$$

μ = viskositas air pada suhu rata-rata bulk, kg / m.jam

μ_w = viskositas air pada suhu dinding dalam pipa, kg/ m . jam

Penurunan tekanan akibat belokan, penurunan ini terjadi karena rangkunan (bundle) pipa berbentuk U sehingga menurut teori aliran fluida hal ini menyebabkan penambahan besar dari penurunan tekanan total, dirumuskan :

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n \cdot V^2 \cdot 62{,}5}{s \cdot 2g' \cdot 144} \qquad (2.19)$$

dengan V = kecepatan, fps

g' = percepatan gravitasi, m / dt^2

Penurunan tekanan total dalam pipa, penurunan tekanan total merupakan jumlah dari penurunan tekanan akibat aliran lurus dan aliran belok U, jadi :

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \qquad (2.20)$$

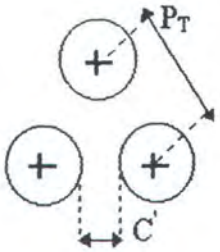
penurunan yang terjadi harus lebih kecil dari 10 psi untuk air (liquid) dan lebih kecil dari 2 psi untuk gas.

2.33 Perhitungan sisi Tabung / Shell (Refrigeran)

Dalam perhitungan ini didasarkan pada data - data yang ada pada lapangan dan ukuran tabung yang telah ditentukan dalam tugas akhir ini.Data dari lapangan meliputi data fluida alirnya yaitu Refrigeran, sedang data ukuran tabung adalah hasil

rekayasa sesuai dengan tujuan dalam tugas akhir ini. Berikut perhitungan yang diperlukan :

Luas daerah pengembunan, luas daerah ini merupakan area yang dibutuhkan oleh refrigeran untuk proses mengembun yang terjadi diluar rangkuman (bundle) pipa - pipa.Berikut gambar susunan pipanya :



Gambar 3.4 Gambar susunan pipa yang dipakai

diatas merupakan bentuk susunan pipa trianguler pitch, dimana ketiga pipa membentuk segitiga sama sisi bila ditarik garis antar pusat lingkaran pipa, dan luasnya adalah :

$$a_s = \frac{D_D \cdot C' \cdot B}{P_T} \qquad (2.21)$$

dimana D_D = diameter dalam tabung / shell, m

C' = clearence antara pipa, m

B = jarak baffle, m

P_T = jarak pitch antar pipa, m

jarak baffle yang dipakai adalah setengah dari diameter dalam tabung (shell).

Kecepatan massa refrigeran, kecepatan ini merupakan kecepatan aliran refrigeran dibagi dengan luas daerah pengembunan, disebut juga bahwa hal adalah flux massa

$$G_s = \frac{W_r}{a_s} \qquad (2.22)$$

dimana W_r = laju masa refrigeran, kg / jam

a_s = luas daerah pengembunan, m^2

Harga bilangan Jakob, harga bilangan ini bermanfaat untuk mendapatkan hasil yang lebih teliti tentang kalor laten kondensasi dan evaporasi, didefinisikan :

$$Ja = \frac{c_p \cdot \Delta t}{h_{fg}} \qquad (2.23)$$

dimana c_p = kalor jenis pada tekanan tetap, J/ kg.° C

h_{fg} = kalor laten pengembunan, J/ kg

Kalor Laten kondensasi untuk distribusi suhu lapisan tipis (film) tak linear, kalor Laten adalah kalor yang dipergunakan untuk merubah wujud fluida, jadi kalor ini tidak dipergunakan untuk menaikkan suhu fluida.Semakin besar kalor ini mengakibatkan semakin besar pula koefisien perpindahan panas yang terjadi, baik itu koefisien pengembunan maupun penguapan. Penggunaan anggapan bahwa suhu ini tak linear dimaksudkan agar mendapatkan hasil yang lebih teliti. Besar kalor ini adalah :

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0{,}68\ Ja) \qquad (2.24)$$

dimana h_{fg} = kalor laten pengembunan , J/ kg

Ja = bilangan Jakob

Bilangan Nuselt pengembunan atau penguapan, bilangan Nuselt pada keadaan mengembun (kondensasi) berbeda dengan keadaan tidak mengembun, sehingga bilangan Nuselt ini berbeda dengan Nuselt yang dimiliki oleh air, bilangan Nuselt rata-rata untuk refrigeran adalah sebagai berikut :

$$Nu = 0{,}728 \cdot \left(\frac{g \rho_l^2 h'_{fg} D^3}{\mu_l k_l \Delta t} \right)^{\frac{1}{4}} \qquad (2.25)$$

dimana g = percepatan gravitasi, m / dt^2

ρ_l = massa jenis refrigeran, kg / m^3

μ_l = viskositas dinamik refrigeran, kg / m.dt

h'_{fg} = kalor laten, J/ kg

D = diameter luar pipa, m

k_l = konduktivitas panas, J / m.dt.° C

Δ t = beda suhu antara permukaan pipa dan refrigeran, ° C

Jumlah *cross* air melewati baffle, menunjukkan jumlah aliran tegak lurus dari refrigeran tehadap pipa (tube), dirumuskan :

$$N+1=\frac{L}{B} \qquad (2.26)$$

dimana L = panjang pipa, m

B = jarak baffle, m

N = jumlah baffle

dimana jumlah *cross* ini harus menunjukkan bilangan bulat dan sebaiknya dibulatkan keatas untuk adanya desimal yang terjadi dengan mengingat tekanan yang ditimbulkan.

Jarak Baffle, jarak baffle yang diijinkan antara setengah sampai sama dengan diameter dalam dari tabung (shell). jadi

$$B = (0.5 - 1) D_D \qquad (2.27)$$

pada tugas akhir ini diambil 0,5 dari diameter dalam tabung.

Penurunan tekanan refrigeran, penurunan tekanan ini merupakan penurunan tekanan refrigeran selama mengalir sepanjang tabung (shell). Dapat dibayangkan bahwa penurunan tekanan ini tentu berbanding lurus dengan jumlah baffle yang ada, dan persamaannya sebagai berikut :

$$\Delta P_s=\frac{f\cdot G_s^2\cdot D_s\cdot(N+1)}{5{,}22\cdot 10^{10}\cdot D_e\cdot s\cdot \Phi_s} \qquad (2.28)$$

dimana f = faktor gesek

G_s = laju refrigeran, kg/dt

D_s = diameter tabung (shell), m

D_e = diameter ekivalen untuk perpindahan panas, m

Φ_s = perbandingan viskositas sisi tabung $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$

μ = viskositas air pada suhu rata-rata bulk refrigeran, kg/m.dt

μ_w = viskositas air pada suhu dinding tabung, kg/m.dt

s = spesifik gravity, yaitu kerapatan suatu fluida terhadap air

Diameter ekivalen untuk perpindahan panas, diameter ekivalen merupakan diameter dari tabung (shell) yang dapat dilalui oleh fluida secara bebas, jadi diameter ini merupakan diameter tabung dikurangi dengan jumlah total diameter pipa yang terdapat didalamnya.Untuk mendapatkan diameter ini didapat dari lampiran B-7.

2.4 Perhitungan Rancangan Evaporator

Perhitungan rancangan evaporator / chiller tidak jauh berbeda, karena dalam siklus tertutup pendinginan, menganut teori kesetimbangan energi yaitu bahwa panas yang diserap oleh evaporator adalah sama dengan kalor yang dilepas oleh kondensor.Hal ini mengakibatkan Kondensor dan Evaporator mempunyai UA yang sama, sekaligus panjang pipa beserta tabungnya. Dan perlu dijelaskan bahwa

evaporator berfungsi sebagai chamber, sehingga tidak terdapat baffle didalamnya.Berikut hal yang perlu diketahui :

Laju air di Evaporator, laju air ini didapat dari hukum kesetimbangan energi kalor antara evaporator dan kondensor yaitu :

$$W_e.(T_o - T_i)_{WE}.c_{p_{WE}} = W_c.(T_o - T_i)_{WC}.c_{p_{WC}} \qquad (2.29)$$

dengan W = laju air , kg / dt

c_p = kalor spesifik dari air, kj / kg.° C

T_o = suhu keluar, ° C

T_i = suhu masuk, ° C

$_{WE}$ = water in evaporator

$_{WC}$ = water in condenser

$_e$ = evaporator

$_c$ = kondensor

Hal -hal lain dalam Bab 5 juga di hitung namun tidak sedetail seperti di kondensor, karena sebenarnya hasil yang diperoleh di kondensor seperti panjang pipa, jumlah pipa dan diameter tabung adalah sebagai hasil akhir dari perancangan sistem pendingin, jadi hal lain yang dimaksud diatas adalah sebagai perbandingan

saja.Hal ini dapat dimengerti karena menurut hukum keseimbangan dari kondensor dan evaporator yang ditunjukkan sebagai berikut :

$$(Uo \cdot Ao \cdot \Delta t)_k = (Uo \cdot Ao \cdot \Delta t)_e \qquad (2.30)$$

dimana sisi kiri adalah untuk kalor yang dilepas oleh kondensor dan kanan untuk kalor yang diserap oleh evaporator, pada persamaan tersebut beda suhu keduanya dan koefisien perpindahan panas totalnya jelas beda sedangkan luas permukaan luarnya adalah sama.Jadi hal tersebut amat memungkinkan keduanya mempunyai panjang pipa yang sama.

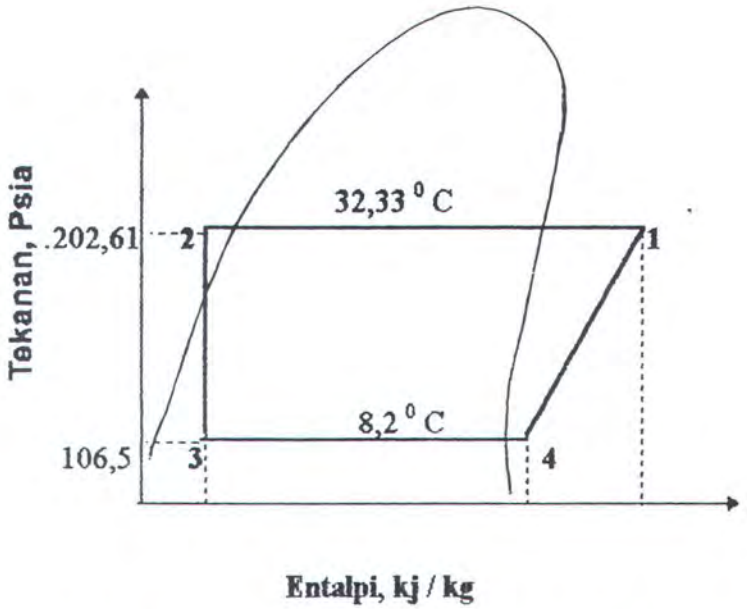
BAB III

PERHITUNGAN SIKLUS THERMODINAMIKA

BAB III

PERHITUNGAN SIKLUS TERMODINAMIK

Dalam perhitungan ini didasarkan dari beberapa data lapangan, guna merancang Chiller dengan kapasitas **300 Ton Refrigerasi**. Pada data lapangan yang terlampir dalam **Lampiran A-1** dapat dibuat diagram siklusnya sebagai berikut :



Gambar 3.1 Diagram Mollier dari pendingin yang dirancang

Diagram diatas merupakan diagram Mollier dengan suhu pemanasan lanjut (superheated) sebesar 2 ^{0}C dan suhu pendinginan lanjut (subcooling) sebesar 2 °C, hal ini dimaksudkan untuk mencegah cairan agar tidak masuk kompresor dan untuk menjamin bahwa seluruh refrigeran yang memasuki alat ekspansi dalam keadaan seratus persen cair.

Untuk lebih jelasnya dapat dilihat dalam bentuk tabel dibawah ini :

Tabel 3.1 Tabel dari Diagram Mollier pendingin yang dirancang

Titik	Tekanan Psia	Suhu °C	Entalpi kj / kg
1	202,61	34,17	200,72
2	202,61	32,33	78
3	106,5	8,2	78
4	106,5	10,2	192,3

Selanjutnya perhitungan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan-persamaan yang telah ditentukan dalam bab sebelumnya.

3.1 Perhitungan Siklus Termodinamik

Pada perhitungan siklus ini dapat dilihat kembali diagram Mollier yang direncanakan, kemudian hasilnya dapat dilihat berikut ini :

Efek refrigerasi berdasarkan persamaan 2.1 adalah :

$q_e = (192,63 - 78)$ kj / kg

$= 114,63$ kj / kg

Kerja Kompresor berdasarkan persamaan 2.2 adalah :

$K = (200,72 - 192,63)$ kj / kg

$= 8,09$ kj / kg

Laju refrigeran per Ton Refrigerasi pada sistim tertutup pendingin berdasarkan persamaan 2. 3 adalah :

$$W_r = (1\,TR \times 12640{,}32 \frac{kj}{jam} \times \frac{1 jam}{3600 dt}) / (114{,}63 \frac{kj}{kg})$$

$$= \frac{3{,}5112 \frac{kj}{dt}}{114{,}63 \frac{kj}{kg}}$$

$$= 0{,}03063 \frac{kg}{dt}$$

Daya Kompresor per Ton refrigerasi berdasarkan persamaan 2. 4 adalah :

$$P = 0{,}03063 \frac{kg}{dt} \times 8{,}09 \frac{kj}{kg}$$

$$= 0{,}2478 \frac{kj}{dt}$$

Besar kalor di Kondensor teoritis yang harus dibuang berdasarkan persamaan 2.5 adalah :

$$q_c = (114{,}63 - 8{,}09) \frac{kj}{dt}$$

$$= 122{,}72 \frac{kj}{dt}$$

C.O.P dari sistim berdasarkan persamaan 2.6 adalah :

$$C.O.P = \frac{192{,}63 - 78}{200{,}72 - 192{,}63} \approx 14$$

Volume langkah torak dari persamaan 2.7 adalah :

Dalam hal ini v_A dicari dari suhu hisap kompresor, yaitu suhu jenuh refrigeran di evaporator ditambah dengan derajad pendinginan lanjut berdasarkan rancangan yang dibuat yaitu sebesar 10,2 °C sehingga didapat sekitar 0,0624 meter kubik per kilogram.

$$V = W_r \cdot v_A$$

$$= 0{,}03063 \ {}^{kg}/_{dt} \text{ x } 0{,}0624 \ {}^{m^3}/_{kg}$$

didapat volume langkah torak sebesar $1{,}91.10^{-3} \ {}^{m^3}/_{dt}$. Volume ini tidak ikut dalam perhitungan, jadi hanya sebagai pengetahuan saja.

BAB IV

PERHITUNGAN KONDENSOR

BAB IV

PERHITUNGAN KONDENSOR

Dalam perancangan ini diseleksi dari **Lampiran B-3** bahwa bahan dan ukuran pipa dan tabung yang diseleksi adalah sebagai berikut :

Data Pipa

Bahan Pipa = Stainless Steels (AISI 304)

Jenis dan Jumlah Pipa = Gage 18 / 1200 buah pipa

Jumlah Pass = 2

Diameter dalam = 0,652 in = 0,01656 m

Diameter luar = 0,75 in = 0,01905 m

Luas penampang per pipa = 0,334 in^2 =2,22.10^{-4} m^2

Luas permukaan per panjang = 0,1963 in = 0,05986 m^2/m

Data Tabung

Diameter dalam Tabung = 37 in

Diameter ekivalen = 0,55 in

Baffle

Jarak baffle = setengah diameter tabung (shell)

Penampang = 75 % penampang (25 % *cut segmental*)

4.1 Perhitungan sisi air

Perhitungan dilakukan didasarkan dari persamaan -persamaan pada **BAB - 2**

Luas aliran pipa total dihitung untuk mendapatkan flux massa dari aliran air yang mengalir didalam pipa, dan selanjutnya untuk menghitung bilangan reynold dari aliran, berikut perhitungannya :

$$a_t = \frac{N_t \cdot a_t'}{n}$$

$$= \frac{1200 \times 0{,}344in}{2} \times \frac{0{,}0254m}{1in}$$

$$\approx 0{,}101 \text{ m}^2$$

Laju air total di dalam pipa untuk mengembunkan refrigeran,

$$W_r \cdot (h_1 - h_2) = W_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_2 - t_1)$$

$$W_w = \frac{W_r \cdot 1{,}1 \cdot (h_1 - h_2)}{c_{p,w} \cdot (t_2 - t_1)}$$

$$= \frac{9{,}189 \frac{kg}{dt} \cdot 1{,}1 \cdot (200{,}7 - 78) \frac{kj}{kg}}{4{,}18 \frac{kj}{kg \cdot {}^\circ C} \cdot (28{,}28 - 25{,}39)^\circ C}$$

$$\approx 102{,}686 \frac{kg}{dt}$$

Laju air per pipa,

$$G_t = \frac{W_w}{a_t}$$

$$= \frac{102{,}686 \, {}^{kg}/_{dt}}{0{,}101 m^2}$$

laju ini disebut juga flux massa dari aliran, dan berpengaruh pada *Reynold number*

semakin besar bilangan ini semakin besar bilangan Reynoldnya, dan hasil yang didapatkan untuk fluk massanya adalah :

$$\approx 794{,}23 \; {kg}/{m^2 \cdot dt}$$

Harga bilangan Reynold air di dalam pipa, Re_t

$$Re_t = \frac{Dd \cdot G_t}{\mu}$$

$$= \frac{0{,}01656m \cdot 794{,}23 \; {kg}/{m^2 \cdot dt}}{0{,}8564 \cdot 10^{-3} \; {kg}/{m.dt}}$$

$$\approx 15360$$

hasil diatas menunjukkan bahwa aliran adalah turbulen karena diatas 2300.

Harga bilangan Prandtl air di dalam pipa, Pr

Harga bilangan ini didapat dari suhu rata - rata air mengalir di kondenser yaitu pada suhu 26,84 °C didapat darai lampiran B-1:

$$Pr \approx 5{,}86$$

Suhu permukaan dalam pipa, T_2

Suhu ini didapat dari suhu asumsi T_3 setelah melakukan prosedur seperti dalam **Lampiran A-2.** T_3 yang telah memenuhi hasil hampir sama dengan asumsi tersebut yaitu sebesar 29,6°C.Dari hasil ini didapat T_2 sebesar 28,577°C dan perbedaan suhu rata- rata air dengan suhu permukaan pipa sebelah dalam sebesar 1,74°C.

Harga bilangan Nuselt dihitung untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas si-

si air, semakin besar harganya semakin besar total koefisien perpindahan panasnya didapat :

$$Nu_D = 0{,}02645 \cdot \mathrm{Re}_t^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.4}$$

$$= 0{,}02645 \cdot 15360^{0.8} \cdot 5{,}86^{0.4}$$

$$\approx 104{,}22$$

Koefisien perpindahan panas sisi air merupakan koefisien perpindahan panas secara konveksi paksa pada dinding pipa sebelah dalam, semakin besar harga ini akan semakin besar pula koefisien total perpindahan panas sistim dan akhirnya juga semakin panjang juga pipa air yang dibutuhkan.

$$h_i = N_u \times \frac{k}{D_D}$$

besaran k didapat dari **Lampiran B - 1** pada suhu air rata -rata yaitu 26,84 °C sebesar $0{,}6106.10^{-3}\ {}^{kj}/_{mdt°C}$, sehingga besar h_i adalah :

$$h_i = 104{,}22 \times \frac{0{,}6106.10^{-3}\ {}^{kj}/_{mdt°C}}{0{,}01656m}$$

$$= 3{,}843\ {}^{kj}/_{m^2 dt°C}$$

Beban aktual kalor Kondensor merupakan beban kalor teoritis yang dihitung dalam perhitungan thermodinamika ditambah dengan sepuluh persennya untuk mendapatkan

faktor keselamatan (*safety faktor*), didapat :

$$q_{aktual} = 1{,}1x\ q_c = 1{,}1\ x\ (q_e + K)$$

$$= 1{,}1\ x\ 122.72\ {}^{kj}/_{kg}$$

$$= 134{,}992\ {}^{kj}/_{kg}$$

Suhu rata-rata logaritma

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(t_c - t_i) - (t_c - t_o)}{\ln\{(t_c - t_i)/(t_c - t_o)\}}$$

$$= \frac{(32{,}33 - 25{,}39) - (32{,}33 - 28{,}28)}{\ln\left[\frac{(32{,}33 - 25{,}39)}{(32{,}33 - 28{,}28)}\right]}$$

$$= 5{,}366\ ^{\circ}C$$

pada umumnya suhu logaritma ada faktor koreksi tetapi karena ini terjadi dalam proses kondensasi maka faktor koreksi adalah satu., dan ini juga berlaku pada peristiwa penguapan (evaporasi).

Luas permukaan perpindahan kalor dalam kondensor adalah luas permukaan luar dari pipa refrigeran, semakin besar harga ini akan mempengaruhi dari panjang pipa yang dibutuhkan dan akhirnya berpengaruh juga pada panjang tabung (shell) karena dianggap bahwa panjang pipa dan tabung adalah sama, didapat luasnya :

$$A_o = \frac{Wr \times q_{aktual}}{U_o \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

$$= \frac{9{,}189\,{}^{kg}/_{dt} \times 134{,}992\,{}^{kj}/_{kg}}{0{,}829\,\frac{kj}{m^2 \cdot dt \cdot {}^{\circ}C} \cdot 5{,}366^{\circ}C}$$

$$= 278{,}995\ m^2$$

Panjang pipa / tube yang dihitung harus lebih kecil dari panjang tabung di plan didapat :

$$L = \frac{A_o}{N_t \cdot a''}$$

$$= \frac{278{,}995 m^2}{1200 \times 0{,}05985\,{}^{m^2}/_{m}}$$

$$= 3{,}885\ m$$

panjang pipa ini dianggap sama dengan panjang tabung dan mendapatkan hasil lebih kecil dari plan sehingga pemilihan standar pipa tidak dilanjutkan.

Faktor gesek dihitung berdasar besar bilangan Reynold, didapat :

$$f = 0{,}184 \cdot \mathrm{Re}_t^{-0{,}2}$$

bila bilangan ini lebih besar dari 2300 maka alirannya adalah turbulen dan bila

lebih kecil sampai 1400 maka aliran adalah transisi dan bila lebih kecil dari 1400 maka aliran adalah laminer, didapat faktor geseknya :

$$f = 0{,}184 \text{ x } (15360)^{-0,2} = 0{,}027$$

Perbandingan viskositas pada suhu rata-rata air dan pada suhu dinding pipa sebelah dalam, Φ_t

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

$$= \left(\frac{0{,}85641}{0{,}8243}\right)^{0,14}$$

$$\approx 1{,}04$$

Penurunan Tekanan di dalam Pipa bagian lurus merupakan penurunan tekanan yang paling besar akibat dari gesekan dengan pipa sebelah dalam, dihitung :

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5{,}22 \cdot 10^{10} D_D \cdot s \cdot \Phi_t} \text{ psi}$$

$$= \frac{0{,}027 \times (794{,}23\, {kg}/{m^2 \cdot dt})^2 \times 3{,}885m}{5{,}22 \times 10^{10} \times 0{,}01656m \times 1 \times 1{,}04} \times \frac{1psi}{1{,}8392 \cdot 10^{-6}\, {kg^2}/{m^4 . dt^2}}$$

$$= 0{,}675 \text{ psi}$$

terlihat bahwa penurunan yang terjadi masih dibawah 10 psi, jadi memenuhi syarat perancangan.

SEPULUH – NOPEMBER

Penurunan Tekanan akibat belokan dicari terlebih dulu dari **Lampiran B-6** tentang besar dari $\frac{V^2}{2g}\cdot\left(\frac{62,5}{144}\right)$ yaitu 0,045 pada fluk massa per pipa sebesar 794,23 kilogram perdetik persatuan luasnya, sehingga penurunan yang terjadi adalah :

$$\Delta P_r = \frac{4\cdot n}{s}\times\frac{V^2}{2g}\cdot\frac{(62,5)}{(144)}$$

$$= \left(\frac{4\cdot 2}{1}\times 0,045\right)\text{psi}$$

$$= 0,36 \text{ psi}$$

Penurunan Tekanan Total dalam Pipa, ΔP_T

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$= (0,675 + 0,36) \text{ psi}$$

$$= 0,41 \text{ psi}$$

pada penurunan total terlihat bahwa rancangan dapat memenuhi standar perencanaan yaitu penurunan dibawah 10 psi.

4.2 Perhitungan sisi refrigeran

Jarak Baffleyang dipakai diandaikan dulu setengah dari panjang diameter tabung bila penurunan yang terjadi melebihi syarat dibawah 10 psi maka bisa diganti dengan yang lebih besar, didapat panjang *baffle* :

$B = 0,5 \times 0,0165\ m$

$= 0,419\ m$

Jarak antar permukaan pipa, C'

$C' = P_T - D_L$

$= (0,0231 - 0,01905)\ m$

$= 0,005\ m$

Luas daerah pengembunan

$$a_s = \frac{D_S \cdot C' \cdot B}{P_T}$$

$$= \frac{0,9398m \times 0,005m \times 0,419m}{0,02381m}$$

$= 0,07\ m^2$

Kecepatan massa refrigeran

$$G_s = \frac{W_r}{a_s}$$

kecepatan massa ini memounyai pengaruh langsung pada bilangan Reynold dari ta - bung atau refrigeran untuk memperoleh besar faktor gesek pada tabung, didapat :

$$= \frac{9{,}189\ ^{kg}/_{dt}}{0{,}07 m^2}$$

$$= 131\ ^{kg}/_{m^2 dt}$$

Beda suhu kerja refrigeran dengan permukaan pipa sebelah luar

Beda suhu ini diperoleh dari asumsi T_3 yaitu 29,6 °C, sehingga besar beda suhu ini didapat sebesar 2,73 °C. Maka sifat - sifat refrigeran ditentukan pada beda suhu rata-rata antara refrigeran dan permukaan pipa luar, yaitu T_m dimana Tm didefinisikan sebagai :

$$T_m = \left(\frac{T_4 + T_3}{2}\right)$$

$$= \frac{(32{,}33 + 29{,}6)^\circ C}{2}$$

$$= 30{,}97\ ^\circ C$$

dari suhu ini didapat sifat-sifat refrigeran sebagai berikut :

$Cp_l = 1{,}266\ ^{kj}/_{kg^\circ C}$ $\quad \mu_l = 1{,}712 \cdot 10^{4}\ ^{kg}/_{m.dt}$ $\quad \kappa_l = 6{,}244.10^{-5}\ ^{kj}/_{m.dt^\circ C}$

$h_f = 78{,}539\ ^{kj}/_{kg}$ $\quad h_g = 168{,}935\ ^{kj}/_{kg}$ $\quad \rho_l = 1{,}723.10^{3}\ ^{kg}/_{m^3}$

Harga bilangan Jakob

$$Ja = \frac{c_p \cdot \Delta t}{h_{fg}}$$

$$= \frac{1{,}266\,{}^{kj}/_{kg^\circ C} \times 2{,}73^\circ C}{90{,}396\,{}^{kj}/_{kg}}$$

$$= 0{,}04$$

Kalor Laten kondensasi untuk distribusi suhu tak linear, h'_{fg}

$$h'_{fg} = h_{fg}\,(1 + 0{,}68\,Ja)$$

$$= 90{,}396\,\frac{kj}{kg}\,x\,[\,1 + (\,0{,}68\,x\,0{,}04\,)\,]$$

$$= 92{,}876\,\frac{kj}{kg}$$

Bilangan Nuselt sering dipakai dalam hal perpindahan panas secara konveksi paksa, untuk bilangan Nuselt pada proses pengembunan didapat :

$$Nu_D = 0{,}728 \cdot \left(\frac{g\rho_l^2 h'_{fg} D^3}{\mu_l k_l \Delta t}\right)^{\frac{1}{4}}$$

dimana sifat - sifat yang dimasukkan adalah keadaan refrigeran pada fasa cair atau

liquid, karena kondisi pada sifat pada keadaan gas amat kecil dibanding dengan keadaan cairnya :

$$= 0{,}728 \times \left(\frac{9{,}8\,{}^{m}/_{dt^2} \times 1723^2 \times 92{,}876\,{}^{kj}/_{kg} \times (0{,}01905m)^3}{1{,}712 \cdot 10^{-4}\,{}^{kg}/_{m.dt} \times 6{,}244 \cdot 10^{-5}\,{}^{kj}/_{m.dt.^\circ C} \times 2{,}73^\circ C} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= 650{,}998$$

Koefisien perpindahan panas sisi refrigeran, h_o

$$h_o = Nu_D . \frac{K_l}{D_L}$$

$$= 650{,}998 \text{ x } \frac{6{,}244.10^{-5}\,{}^{kj}/_{m.dt.^\circ C}}{0{,}01905m}$$

$$= 2{,}133\ {}^{kj}/_{m^2.dt^\circ C}$$

Bilangan Reynold Refrigeran (Shell), R_s

$$Re_s = \frac{D_e . G_s}{\mu}$$

dimana diameter yang dimaksud adalah diameter ekivalen dari tabung yang dipilih. Dipatkan dari **Lampiran B-7** yaitu untuk diameter dalam pipa tiga perempat dan jarak *pitch* 15 / 16 in, dan viskositas dinamik yang dihitung berdasar suhu kerja dari refrigeran di kondensor. Sehingga bilangan Reynold pada refrigeran adalah :

$$= \frac{0{,}01397m \times 131\,{}^{kg}/_{m^2 dt}}{1{,}683 \cdot 10^{-4}\,{}^{kg}/_{m.dt}} = 10880$$

hasil ini menunjukkan aliran adalah turbulen.

Jumlah *cross* refrigeran melewati baffle, N+1

$$N+1=\frac{L}{B}$$

$$=\frac{3{,}696m}{0{,}419m}$$

$$=9{,}27$$

hasil diatas dibulatkan menjadi 10, bila tidak terjadi masalah dengan besar penurunan tekanan, agar distribusi perpindahan panas menjadi lebih merata.

Faktor gesek pada tabung, f

Faktor gesek ini didapat dari besarnya laju refrigeran per luas daerah pengembunan atau G_s yaitu dengan melihat grafik pada **Lampiran B-5** kurang lebih sekitar 0,0055.

Penurunan tekanan refrigeran dihitung dulu spesifik grafity dari refrigeran. Untuk besar *spesifik gravity* diperoleh dari kerapatan refrigeran dibagi dengan kerapatan air pada suhu yang sama, pada perhitungan harganya adalah satu sehingga penurunan tekanan pada tabung adalah :

$$\Delta P_s=\frac{f\cdot G_s^2\cdot D_s\cdot(N+1)}{5{,}22\times10^{10}\times D_e\times s\times\Phi_s}$$

$$= \frac{0{,}0055 \times \left(131\,{}^{kg}/_{m^2 dt}\right)^2 \times 0{,}9398m \times 10}{5{,}22 \times 10^{10} \times 1{,}1866 \times 0{,}01397m \times 1} \times \frac{1psi}{1{,}8392.10^{-6}\,{}^{m^4}/_{kg^2.dt}}$$

$= 0{,}557$ psi

Koefisien total perpindahan panas, U_o

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{x_m.A_o}{k_m.A_m} + \frac{A_o}{h_{if}.A_i} + \frac{A_o}{h_i.A_i}$$

besar dari $\frac{1}{h_{if}}$ disarankan sebesar 0,176 ${}^{m^2 dt}/_{kj}$ sehingga besar perpindahan panas total adalah 0,829 ${}^{kj}/_{m^2 dt^\circ C}$. Koefisien perpindahan panas total ini dipergunakan untuk menghitung luas permukaan luar total yang diperlukan yang selanjutnya luas permukaan tersebut untuk mencari panjang pipa (tube).

BAB V

PERHITUNGAN EVAPORATOR

BAB V

PERHITUNGAN EVAPORATOR

Perhitungan pada evaporator tidak berbeda dengan kondenser, dan sebagai acuan bahwa keduanya mempunyai koefisien perpindahan panas menyeluruh yang sama dan panjang pipa air (tube) yang sama juga, berdasarkan hukum kesetimbangan energi kalor pada kondensor dan evaporator.Namun ada hal - hal yang perlu diketahui, untuk lebih jelasnya kita perhatikan perhitungan dibawah ini :

5.1 Perhitungan sisi air

Perhitungan berdasarkan sifat - sifat pada suhu rata - rata air yaitu 12,575°C didapat sifat -sifat sebagai berikut :

$\mathrm{Pr} = 8{,}725 \qquad \mu = 0{,}001 \ {}^{kg}/_{dt.m}$

$\rho = 999{,}5 \ {}^{kg}/_{m^3} \qquad \kappa = 0{,}587 \cdot 10^{-3} \ {}^{kj}/_{m.dt.^\circ C}$

Luas aliran pipa total, a_t

Luas ini mempunyai besar yang sama dengan yang ada di kondensor yaitu sebesar 0,129 m^2

Laju air di Evaporator berdasar persamaan 28

$$W_e = \frac{102{,}686 \ {}^{kg}/_{dt} \times (28{,}28 - 25{,}39)^\circ C \times 4{,}18 \ {}^{kj}/_{kg^\circ C}}{(14{,}6 - 10{,}55)^\circ C \times 4{,}19 \ {}^{kj}/_{kg^\circ C}}$$

$$= 73{,}1 \ {}^{kg}/_{dt}$$

Laju air per pipa, G_t

$$G_t = \frac{W_e}{a_t}$$

$$= \frac{73{,}1\ ^{kg}/_{dt}}{0{,}129 m^2}$$

$$= 565{,}394\ ^{kg}/_{m^2.dt}$$

Bilangan Reynold air, R_e

$$R_e = D_D \times \frac{G_t}{\mu}$$

$$= 0{,}01656m \times \frac{565{,}394\ ^{kg}/_{m^2 dt}}{0{,}001\ ^{kg}/_{m.dt}}$$

$$= 9363$$

Bilangan Nuselt, Nu_D

$$Nu_D = 0{,}023 \times Re^{0{,}8} \times Pr^{0{,}4}$$

$$= 82{,}255$$

Suhu permukaan dalam pipa, T_2

Didapat T_2 sebesar 11,072°C dari T_3 sebesar 9,62 °C dan perbedaan suhu rata- rata air dengan suhu permukaan pipa sebelah dalam sebesar 1,42 °C.

Perbandingan viskositas, Φ_t

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0{,}14}$$

Pada suhu dinding pipa (tube) air permukaan sebelah dalam (T_2) diperoleh μ_w sebesar $8{,}709.10^{-4}\,{}^{kg}/_{m.dt}$ sehingga besar perbandingan viskositasnya adalah 1,02

Faktor gesek, f

$$f = 0{,}184.\mathrm{Re}^{-0{,}2}$$

$$= 0{,}184.(\,9363\,)^{-0{,}2}$$

$$= 0{,}029$$

Penurunan tekanan pipa lurus, ΔP_t

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5{,}22 \cdot 10^{10} D_D \cdot s \cdot \Phi_t}$$

$$= \frac{0{,}029 \times (565{,}394\,{}^{kg}/_{m^2 \cdot dt})^2 \times 3{,}885m}{5{,}22 \times 10^{10} \times 0{,}01656m \times 1 \times 1{,}02} \times \frac{1psi}{1{,}8392 \cdot 10^{-6}\,{}^{kg^2}/_{m^4 . dt^2}}$$

$$= 0{,}0393 \text{ psi}$$

Penurunan pipa bagian belokan, ΔP_r

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n}{s} \times \frac{V^2}{2g} \cdot \frac{(62{,}5)}{(144)}$$

$$= \frac{4 \cdot 2}{1} \times 0{,}025psi$$

$$= 0{,}2 \text{ psi}$$

Penurunan total air dalam pipa, ΔP_T

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$= (\,0{,}0393 + 0{,}2\,) \text{ psi}$$

$$= 0{,}2393 \text{ psi}$$

5.2 Perhitungan sisi refrigeran

Perhitungan didasarkan pada sifat refrigeran pada suhu kerjanya yaitu 8,2^{0}C sehingga didapat sebagai berikut :

$\mu_r = 2{,}157 \cdot 10^{-4}\ {}^{kg}/_{m.dt}$ $\qquad$ $\rho_r = 1{,}29 \cdot 10^{3}\ {}^{kg}/_{m^3}$

Jumlah *cross* refrigeran melalui baffle, N+1

$$N+1=\frac{L}{B}$$

Pada evaporator tidak terdapat baffle karena evaporator berfungsi sebagai *chamber*, karena itu dapat dikatakan bahwa jarak baffle sama dengan panjang pipa (L = B), sehingga besar N +1 adalah satu.

Jarak antar muka pipa dalam susunan segitiga, C'

Jarak ini sama dengan jarak pada kondensor yaitu sebesar 0.05 m

Luas daerah penguapan, a_s

$$a_s = \frac{D_s \times C' \times L}{P_T}$$

$$= \frac{0{,}9398m \times 0{,}05m \times 3{,}885m}{0{,}02381m}$$

$$= 7{,}667\ \text{m}^2$$

Kecepatan massa refrigeran, G_s

$$G_s = \frac{W_r}{a_s}$$

$$= \frac{9{,}189\ {}^{kg}/_{dt}}{7{,}667 m^2}$$

$$= 1{,}1985\ {}^{kg}/_{m^2.dt}$$

Bilangan Reynold refrigeran, Re

$$\mathrm{Re} = \frac{De \cdot G_s}{\mu}$$

$$= \frac{0{,}01397 m \times 7{,}667 m^2}{2{,}157 \cdot 10^{-4}\ {}^{kg}/_{m.dt}}$$

$$= 496{,}56$$

pada reynold sebesar ini berarti aliran refrigeran pada kondisi laminer dan pada **Lampiran B-5** dapat diketahui besar koefisien gesek f adalah sekitar 0,0012.

Penurunan tekanan refrigeran, ΔP_s

Pada suhu yang sama dengan suhu kerja refrigeran yaitu sebesar 8,2 °C diperoleh besar dari kerapatan air adalah sebesar 996,8 ${}^{kg}/_{m^3}$ sehingga s besarnya adalah 1,294

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N+1)}{5{,}22 \times 10^{10} \times D_e \times s \times \Phi_s}$$

$$= \frac{0{,}0012 \times \left(1{,}1985\ {}^{kg}/_{m^2 dt}\right)^2 \times 0{,}9398 m \times 1}{5{,}22 \times 10^{10} \times 1{,}294 \times 0{,}01397 m \times 1} \times \frac{1 psi}{1{,}8392.10^{-6}\ {}^{m^4}/_{kg^2.dt}}$$

≈ 0.65 psi

dengan hasil diatas berarti penurunan tekanan masih memenuhi syarat perancangan.

BAB VI

KESIMPULAN

BAB VI
KESIMPULAN

Dalam akhir perancangan dapat disimpulkan bahwa untuk membuat pendingin dengan kapasitas 300 Ton Refrigerasi dengan menggunakan R - 502, salah satu ukuran kondensor dan evaporator yang dapat mewakili adalah sebagai berikut :

- Diameter tabung (shell) = 0,9398 m (37 in)
- Lintasan tabung = 1
- Panjang pipa (Tube) = 3,885 m
- Diameter dalam pipa = 0,01656 m (0,75 in)
- Diameter luar pipa = 0,01905 m (15/16 in)
- Jumlah pipa = 1200 buah
- Lintasan pipa = 2

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. ASHRAE HANDBOOK, FUNDAMENTAL volume Inc,New York,1981
2. ASHRAE HANDBOOK,Equipment volume , Inc, New York,1975
3. ASHRAE HANDBOOK,Guide dan Data Book, Inc, New York,1970
4. ASHRAE HANDBOOK,Aplication volume, Inc, New York, 1978
5. HANDBOOK OF Air Conditioning System Design, Carrier Air Conditioning Company, Mc.Graw Hill Book Company, New York.
6. HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK, HEAT EXCHANGER THEORY HEMISPHERE, Publising corporation, Washington ,1985.
7. HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK,Fluid Mechanic and Heat Transfer,Hemisphere Publising Corporation,Washington, 1985
8. HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK, Physical Properties Hemisphere Publising Corporation, Washington 1985.
9. ARORA, C.P. Refrigeration and Air Conditioning ,Tata , Mc.Graw Hill Publising Company Limited,New Delhi,1984.
10. DOSSAT,R.J, Principles of Refrigeration,SI version,second edition,John Wiley and Sons, New York,1981.
11. FOX, W.ROBERT and Mc.Donald, T.Alan,Introduction to Fluid Mechanic,John Wiley & Sons ,Inc, Canada,1976
12. GUNTHER,RAYMOND. C.Refrigeration Air Conditioning and Cold Storage,Chilton Company, Inc, Philadelphia ,1962.
13. HICK, T.G. , P.E and Edward, T.W., Pump Aplication Engineering .
14. Holman, J.P., Jasfie,E.,Jr.,Perpindahan Kalor,edisi kelima,Erlangga,Jakarta,1984.

15. Incropera, F.P. and De Witt, D.P., Fundamental of Heat Transfer,John Wiley & Sons, Inc,Canada,1981

16. Jordan,R.C and Priester,G.B., Refrigeration and Air Conditioning,second edition,Prentice Hall of India,New Delhi,1985.

17. Kays,W.M., and London,A.L.,Compact Heat Exchanger.,second edition,Mc.Graw Hill Book Company,united states of America,1964.

18. Robert F.Boehm., Design Analysis of Thermal System, John Wiley & Sons,Inc,Canada, 1987

19. Kern, D.Q.,Proces Heat Transfer ,International Student Edition,second printing Mc.Graw Hill International Book Company,Tokyo,1983.

20. King,Guy R.,Modern Refrigeration Practice.,Mc.Graw Hill Book Company,United States of America,1971.

21. Kreith,F.,Priyono,a.,M.Sc,Prinsip-prinsip Perpindahan Panas,edisi ketiga,Erlangga Jakarta,1986

22. Mc.Adams,Heat Tranmission,Third Edition,International Student Edition Mc.Graw Hill.Book Company,1985.

23. Pherry,R.H.andChilton,C.H.,ChemicalEngineersHandbook,fifthedition,Internati onal Student Edition,Mc.Graw Hill,Kogakusha,LTD.,Tokyo,1973.

24. Pita,E.G.,Refrigeraation Principles &System,John Wiley & Sons,new York,1984.

25. Pitt,D.R and Sisson,L.E,Heat Transfer,Schaum outline series ,Mc.Graw Hill International book company,Singapore,1983.

26. Reynold.W.C. and Perkin.H.C.,Harahap F.dan Silaban P.,Termodinamika Teknik, Erlangga ,Jakarta,1982.

27. Rohsenow,Warran M and Harnett,James P.,Handbook of Heat Transfer,Mc.Graw Hill Book Company ,New York,1973.

28.Saito .H.,Arismunandar W.,Penyegaran Udara ,Pradnya Paramita ,Jakarta ,1981.

29. Stoecker.W.F.,Refrigeration and Air Conditioning,Tata,Mc.Graw Hill Publishing Company, LTD,New Delhi,1980.

30. Stoecker.W.F.,and Jones ,J.w.,Haara Supratman ,Refrigerasi and Pengkondisian Udara,edisi kelima,Erlangga,Jakarta,1987

31. Streter,V.C. and Benyamin Wilie,Fluid Mechanic,Seventh Edition,International Student Edition ,Mc. Graw Hill International Book Company,1981.

32. Weast,R.C.,Ph.D, Handbook of Chemistry and Physics 66 th edition,CRS Press,Inc.,Boca Raton,Florida,1986.

LAMPIRAN

DATA LAPANGAN

Tabel A-1 : Data tentang suhu dan tekanan fluida

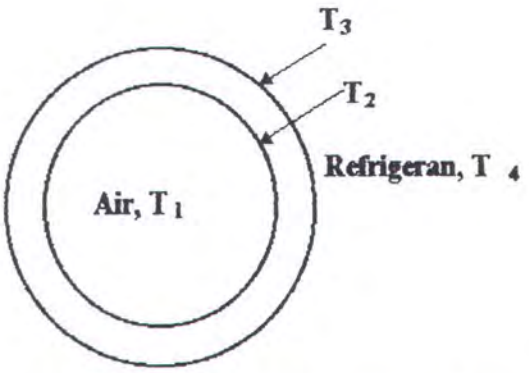
Komponen	Suhu Air, °C		Tekanan Air, Psi		Selisih Tekanan Psi	Suhu Refrigeran °C
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar		
Kondenser	25,39	28,28	122	90	32	32,33
Evaporator	14,6	10,55	139	119	20	8,2

Panjang Kondesor dan Evaporator = 4350 mm ≈ 171 in

Diameter Kondensor dan Evaporator = 797 mm ≈ 31 in

Jenis Refrigeran = R - 134A

PERHITUNGAN KONDENSER



Gambar A-2 : Gambar penampang untuk satu pipa dalam tabaung (shell)

Langkah perhitungan :

1. Menentukan harga koefisien perpindahan panas sisi dalam pipa h_{12}

2. Menentukan harga asumsi dari T_3, untuk menentukan sifat - sifat refrigeran pada suhu rata rata antara T_3 dan T_4 (suhu film).

3.Menentukan harga koefisien perpindahan panas sisi luar pipa h_{34}.

4.Menentukan koefisien perpindahan panas totalnya, U_o.

5.Pembuktian harga asumsi dari T_3 melalui hukum keseimbangan energi antara sisi air dan refrigeran, sebagai berikut :

$$h_{34}.(T_3 - T_4) = U_o.(T_1 - T_4) = \frac{q}{A_o}$$

6.Bila harga T_3 belum sama maka, perhitungan dimulai dari no.2 kembali.

7.Harga - harga yang dipakai haruslah ketika terjadi kesamaan antara T_3 asumsi dengan T_3 hasil pembuktian.

GAMBAR SISTEM

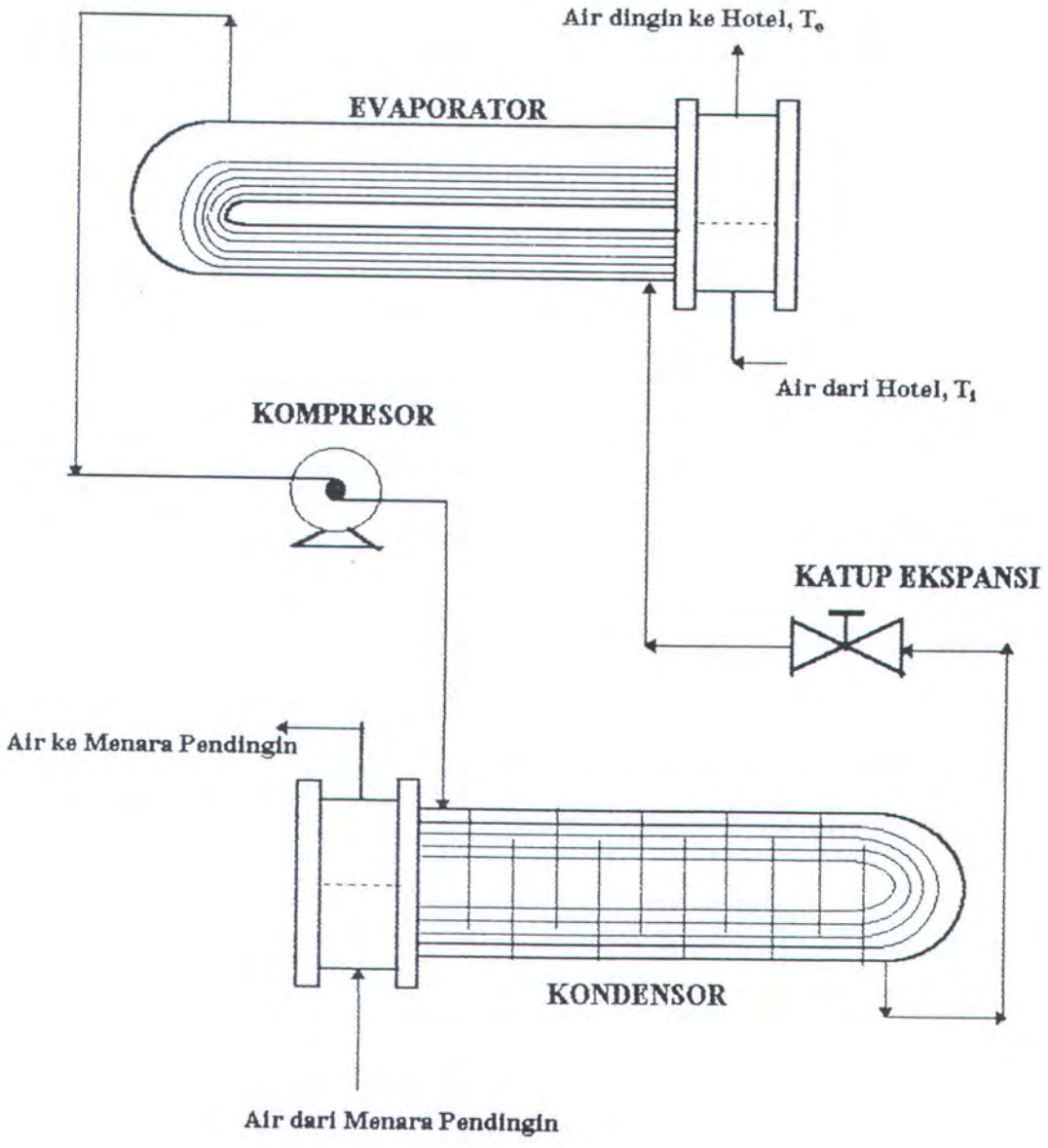
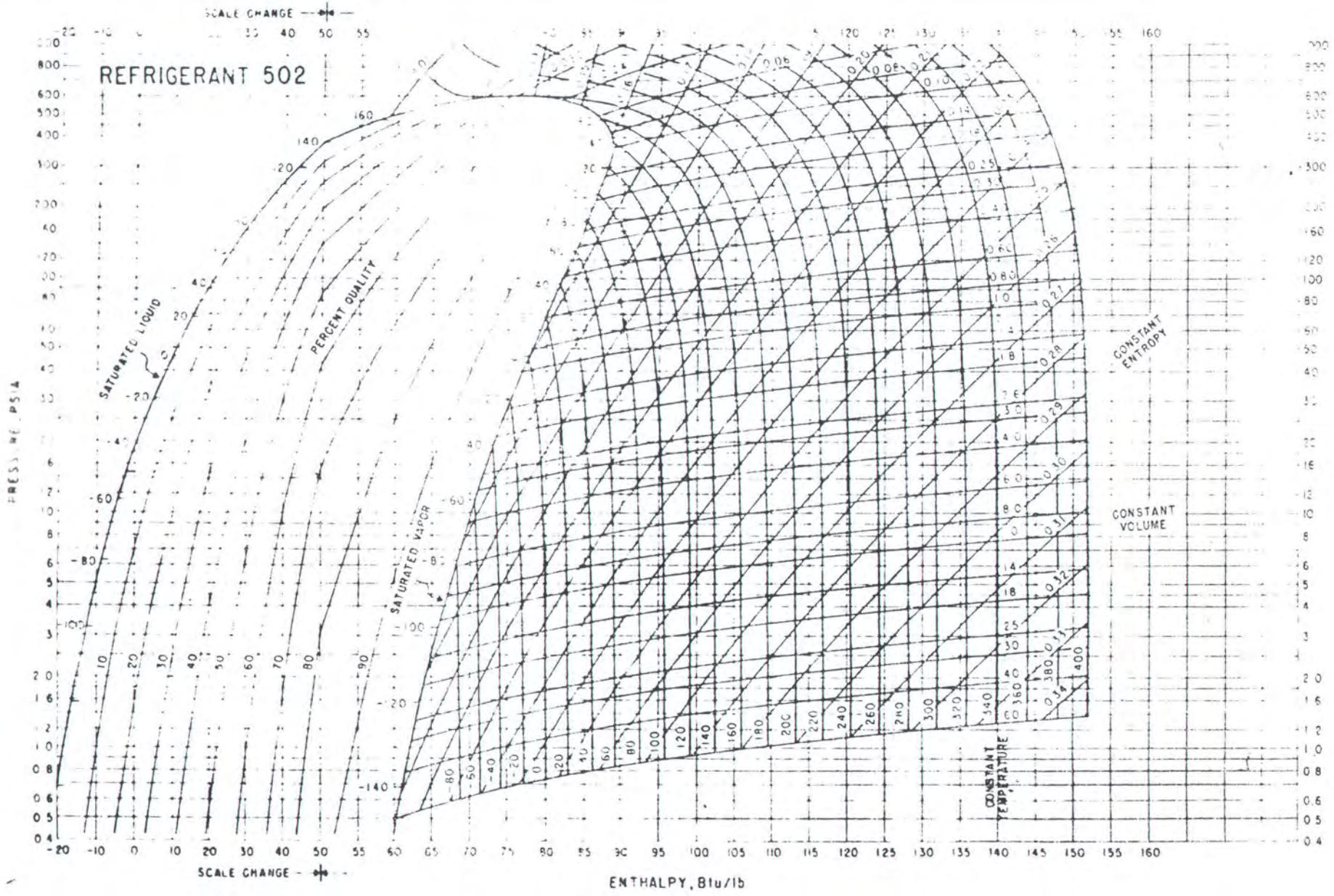


TABLE A.3-SI Properties of Saturated Water (SI Units)*

t °C	c_p kJ/kg-°C	ρ kg/m³	$\mu \times 10^3$ kg/m-s	$\nu \times 10^6$ m²/s	k W/m-°C	$\alpha \times 10^7$ m²/s	$\beta \times 10^3$ 1/°K	Pr
0	4.218	999.8	1.791	1.792	0.5619	1.332	−0.0853	13.45
5	4.203	1000.0	1.520	1.520	0.5723	1.362	0.0052	11.16
10	4.193	999.8	1.308	1.308	0.5820	1.389	0.0821	9.42
15	4.187	999.2	1.139	1.140	0.5911	1.413	0.148	8.07
20	4.182	998.3	1.003	1.004	0.5996	1.436	0.207	6.99
25	4.180	997.1	0.8908	0.8933	0.6076	1.458	0.259	6.13
30	4.180	995.7	0.7978	0.8012	0.6150	1.478	0.306	5.42
35	4.179	994.1	0.7196	0.7238	0.6221	1.497	0.349	4.83
40	4.179	992.3	0.6531	0.6582	0.6286	1.516	0.389	4.34
45	4.182	990.2	0.5962	0.6021	0.6347	1.533	0.427	3.93
50	4.182	998.0	0.5471	0.5537	0.6405	1.550	0.462	3.57
55	4.184	985.7	0.5043	0.5116	0.6458	1.566	0.496	3.27
60	4.186	983.1	0.4668	0.4748	0.6507	1.581	0.529	3.00
65	4.187	980.5	0.4338	0.4424	0.6553	1.596	0.560	2.77
70	4.191	977.7	0.4044	0.4137	0.6594	1.609	0.590	2.57
75	4.191	974.7	0.3783	0.3881	0.6633	1.624	0.619	2.39
80	4.195	971.6	0.3550	0.3653	0.6668	1.636	0.647	2.23
85	4.201	968.4	0.3339	0.3448	0.6699	1.647	0.675	2.09
90	4.203	965.1	0.3150	0.3264	0.6727	1.659	0.702	1.97
95	4.210	961.7	0.2978	0.3097	0.6753	1.668	0.728	1.86
100	4.215	958.1	0.2822	0.2945	0.6775	1.677	0.755	1.76
120	4.246	942.8	0.2321	0.2461	0.6833	1.707	0.859	1.44
140	4.282	925.9	0.1961	0.2118	0.6845	1.727	0.966	1.23
160	4.339	907.3	0.1695	0.1869	0.6815	1.731	1.084	1.08
180	4.411	886.9	0.1494	0.1684	0.6745	1.724	1.216	0.98
200	4.498	864.7	0.1336	0.1545	0.6634	1.706	1.372	0.91
220	4.608	840.4	0.1210	0.1439	0.6483	1.674	1.563	0.86
240	4.770	813.6	0.1105	0.1358	0.6292	1.622	1.806	0.84
260	4.991	783.9	0.1015	0.1295	0.6059	1.549	2.130	0.84
280	5.294	750.5	0.0934	0.1245	0.5780	1.455	2.589	0.86
300	5.758	712.2	0.0858	0.1205	0.5450	1.329	3.293	0.91
320	6.566	666.9	0.0783	0.1174	0.5063	1.156	4.511	1.02
340	8.234	610.2	0.0702	0.1151	0.4611	0.918	7.170	1.25
360	16.138	526.2	0.0600	0.1139	0.4115	0.485	21.28	2.35

*c_p, ρ, μ, β computed from equations recommended in *ASME Steam Tables*, 3rd ed., New York, Am. Soc. Mech. Engrs., 1977. k computed from equation recommended in J. Kestin, "Thermal Conductivity of Water and Steam," *Mech. Eng.*, Aug. 1978, p. 47.



© 1968, E. I. du Pont de Nemours & Company, Inc. (Used by permission.)

Fig. 23 .... Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 502

TABLE 3-292 Saturated Refrigerant 502*

T, K	P, bar	v_f, m³/kg	v_g, m³/kg	h_f, kJ/kg	h_g, kJ/kg	s_f, kJ/(kg·K)	s_g, kJ/(kg·K)	c_{pf}, kJ/(kg·K)	μ_f, 10^{-4} Pa·s	k_f, W/(m·K)
200	0.2274	6.381 − 4	0.646	−29.04	153.34	−0.1337	0.7782	1.018	5.72	0.103
210	0.4098	6.507 − 4	0.374	−20.83	158.42	−0.0937	0.7599	1.036	4.88	0.099
220	0.6965	6.640 − 4	0.228	−12.15	163.49	−0.0534	0.7449	1.055	4.23	0.095
230	1.1251	6.783 − 4	0.146	− 2.99	168.50	−0.0128	0.7328	1.075	3.71	0.091
240	1.7392	6.938 − 4	0.0969	6.66	173.42	0.0280	0.7228	1.097	3.28	0.087
250	2.5867	7.105 − 4	0.0665	16.78	178.20	0.0691	0.7148	1.120	2.94	0.083
260	3.7188	7.289 − 4	0.0470	27.36	182.81	0.1102	0.7082	1.144	2.65	0.079
270	5.1893	7.492 − 4	0.0340	38.36	187.21	0.1514	0.7027	1.170	2.41	0.075
280	7.0530	7.720 − 4	0.0251	49.77	191.35	0.1923	0.6980	1.197	2.18	0.072
290	9.3660	7.979 − 4	0.0188	61.55	195.16	0.2330	0.6937	1.225	1.99	0.068
300	12.19	8.280 − 4	0.0143	73.68	198.56	0.2734	0.6896	1.254	1.79	0.064
310	15.57	8.637 − 4	0.0109	86.17	201.43	0.3134	0.6852	1.285	1.59	0.060
320	19.60	9.081 − 4	0.0084	99.06	203.57	0.3532	0.6798	1.317	1.40	0.056
330	24.35	9.666 − 4	0.0064	112.53	204.62	0.3933	0.6723	1.351	1.23	0.052
340	29.95	1.053 − 3	0.0048	127.13	203.71	0.4351	0.6604	1.386	1.07	0.048
350	36.62	1.220 − 3	0.0033	145.44	197.82	0.4859	0.6355	1.422	0.93	0.044
355.3[c]	40.75	1.786 − 3	0.0018	174.00	174.00	0.5634	0.5634			

*Values reproduced and converted from Table 13, p. 17.101, *ASHRAE Handbook, 1981: Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1981. Copyright material. Reproduced by permission of the copyright owner. c = critical point. The notation 6.381 − 4 signifies 6.381×10^{-4}

TABLE 9. TUBE-SHEET LAYOUTS (TUBE COUNTS).—(*Continued*)
Triangular Pitch

¾ in. OD tubes on 15/16-in. triangular pitch					
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13¼	127	114	96	90	86
15¼	170	160	140	136	128
17¼	239	224	194	188	178
19¼	301	282	252	244	234
21¼	361	342	314	306	290
23¼	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958
37	1240	1200	1144	1104	1072
39	1377	1330	1258	1248	1212

¾ in. OD tubes on 1-in. triangular pitch					
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13¼	109	106	86	82	74
15¼	151	138	122	118	110
17¼	203	196	178	172	166
19¼	262	250	226	216	210
21¼	316	302	278	272	260
23¼	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1074	1044	1012	986	870
39	1206	1176	1128	1100	1078

1 in. OD tubes on 1¼-in. triangular pitch					
8	21	16	16	14	
10	32	32	26	24	
12	55	52	48	46	44
13¼	68	66	58	54	50
15¼	91	86	80	74	72
17¼	131	118	106	104	94
19¼	163	152	140	136	128
21¼	199	188	170	164	160
23¼	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	296	286
29	397	376	338	334	316
31	472	454	430	424	400
33	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	672

1¼ in. OD tubes on 1 9/16-in. triangular pitch					
10	20	18	14		
12	32	30	26	22	20
13¼	38	36	32	28	26
15¼	54	51	45	42	38
17¼	69	66	62	58	54
19¼	95	91	86	78	69
21¼	117	112	105	101	95
23¼	140	136	130	123	117
25	170	164	155	150	140
27	202	196	185	179	170
29	235	228	217	212	202
31	275	270	255	245	235
33	315	305	297	288	275
35	357	348	335	327	315
37	407	390	380	374	357
39	449	436	425	419	407

1½ in. OD tubes on 1⅞-in. triangular pitch					
12	18	14	14	12	12
13¼	27	22	18	16	14
15¼	36	34	32	30	27
17¼	48	44	42	38	36
19¼	61	58	55	51	48
21¼	76	72	70	66	61
23¼	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

TABLE 10. HEAT EXCHANGER AND CONDENSER TUBE DATA

Tube OD, in.	BWG	Wall thickness, in.	ID, in.	Flow area per tube, in.²	Surface per lin ft, ft²		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

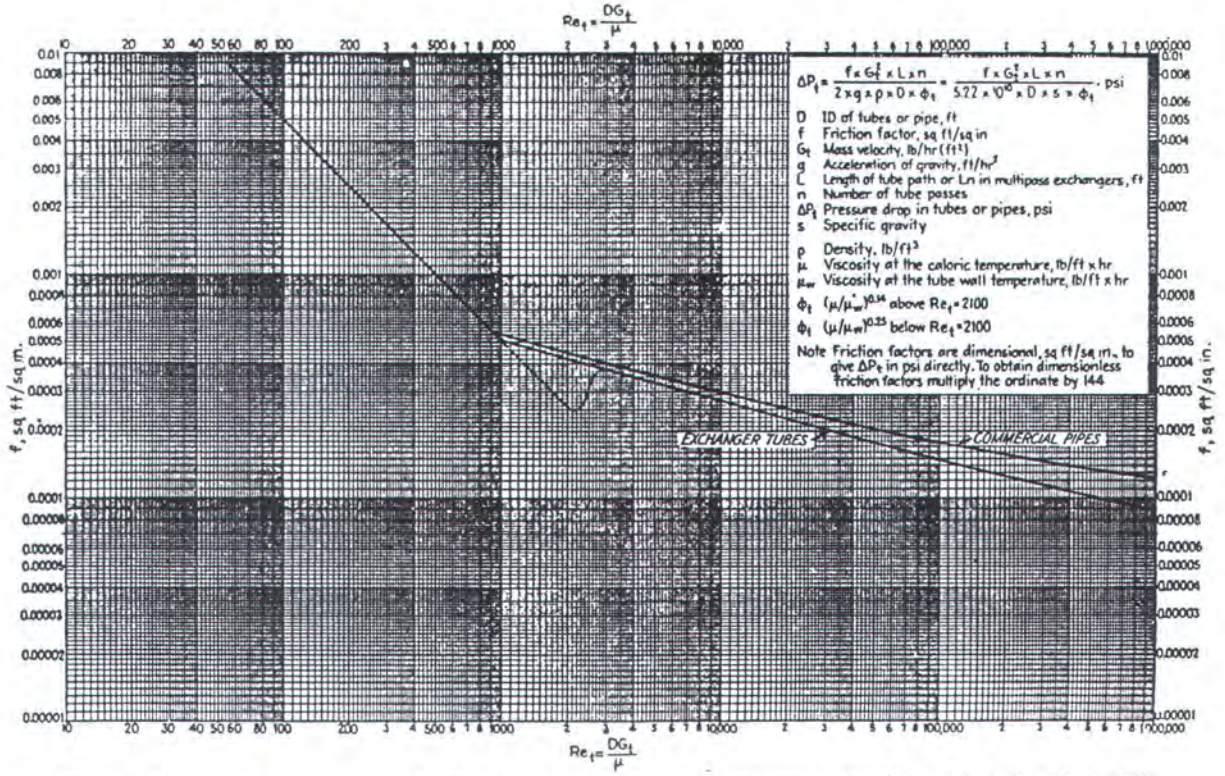


FIG. 26. Tube-side friction factors. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 2d ed., *New York*, 1949.)

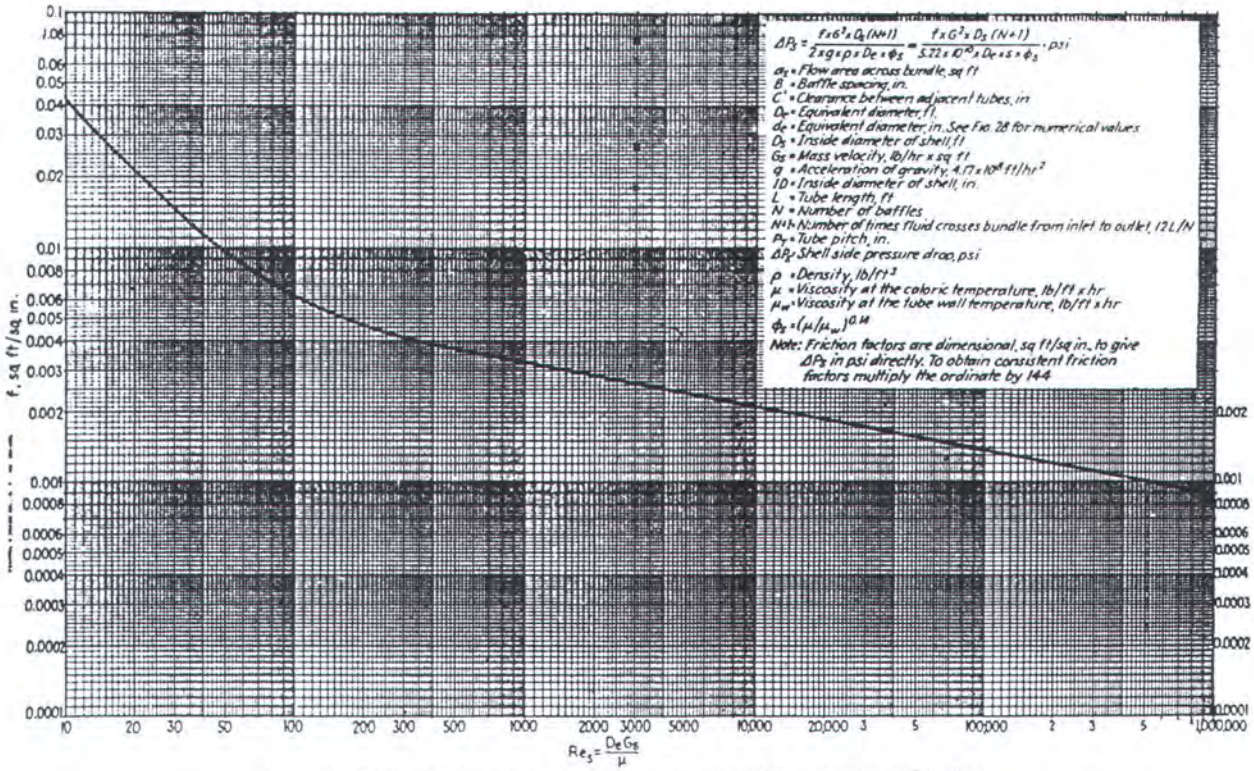


FIG. 29. Shell-side friction factors for bundles with 25% cut segmental baffles.

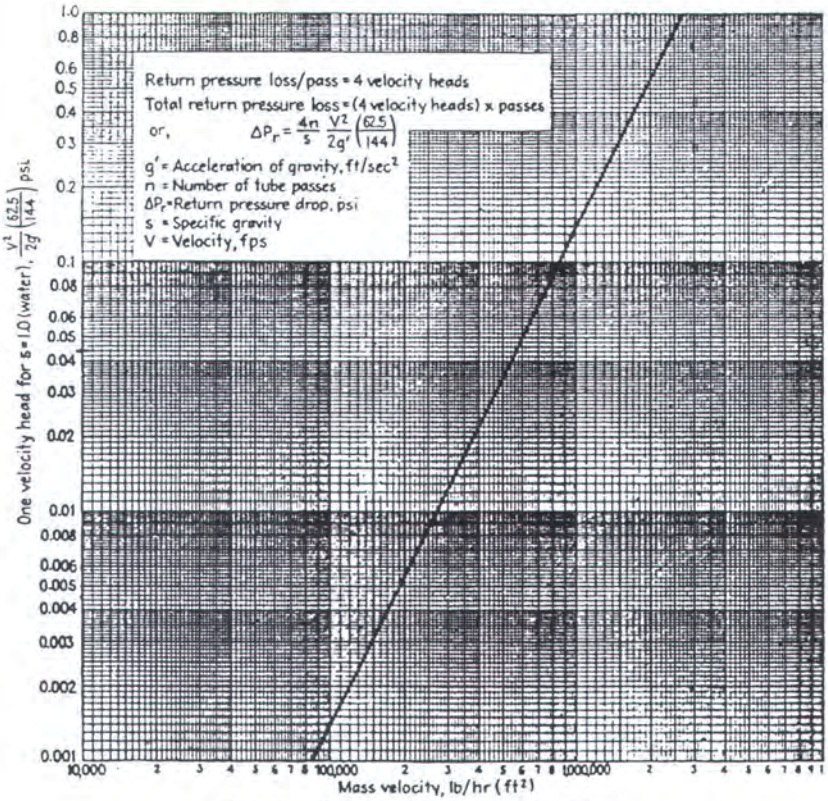


FIG. 27. Tube-side return pressure loss.

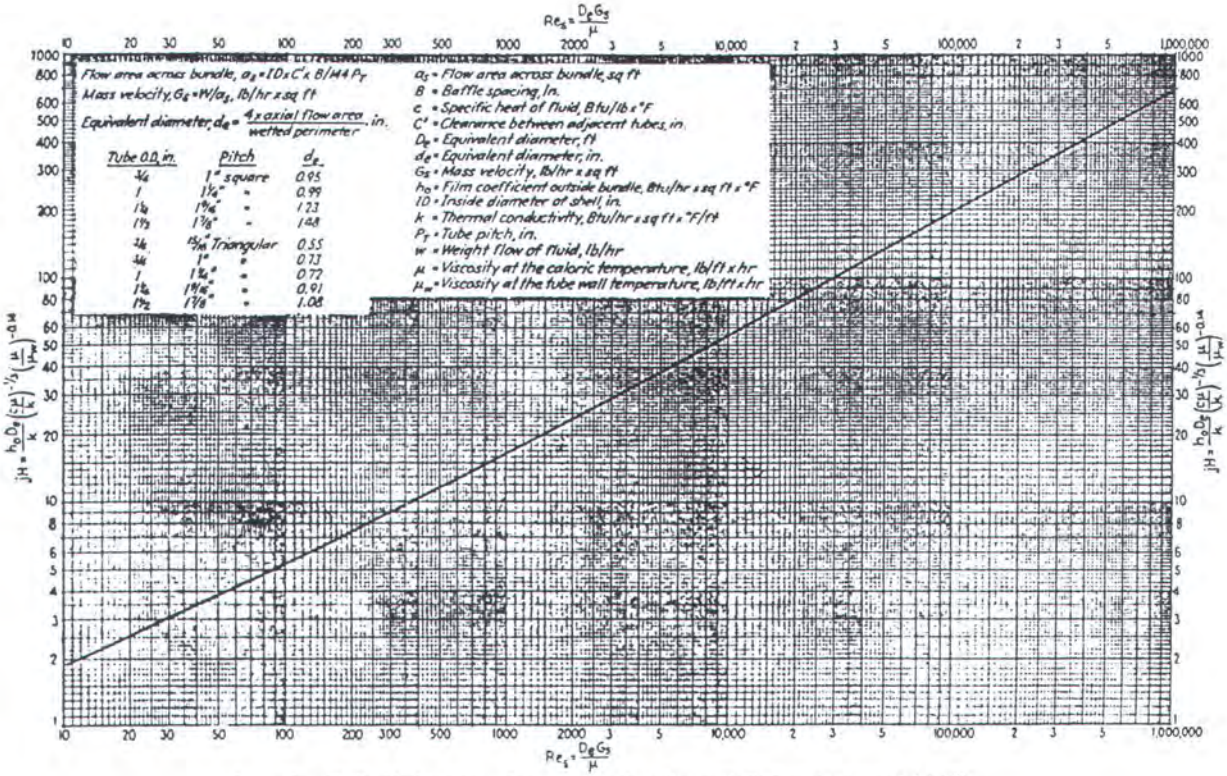


FIG. 28. Shell-side heat-transfer curve for bundles with 25% cut segmental baffles.