

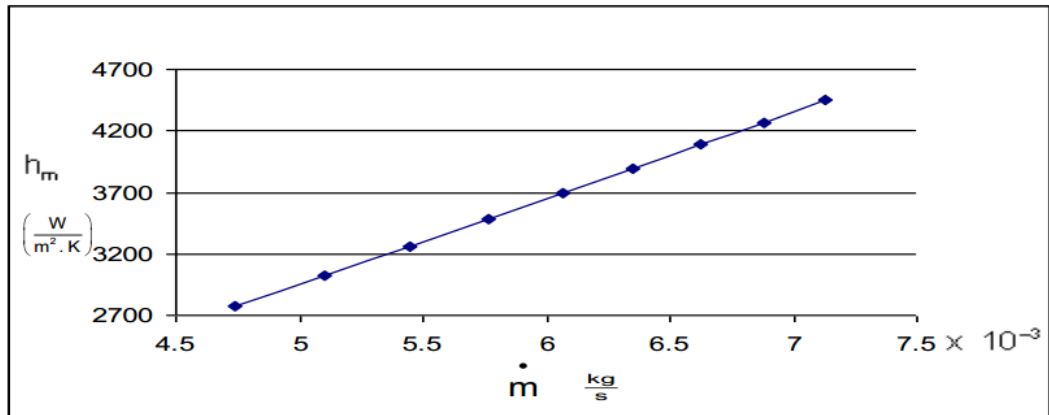
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

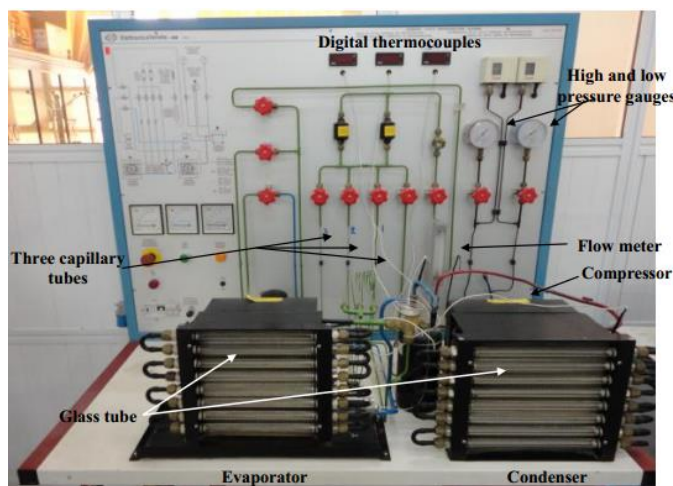
Pengukuran dan penelitian koefisien perpindahan kalor evaporasi dalam saluran halus dan mendatar dewasa ini banyak dilakukan dengan menggunakan berbagai macam fluida kerja, baik murni maupun fluida kerja campuran. Beberapa korelasi telah diusulkan oleh para peneliti terdahulu untuk memperkirakan nilai koefisien perpindahan kalornya.

Basri (2011) melakukan penelitian mengenai analisis pengaruh laju aliran massa terhadap koefisien perpindahan panas rata-rata pada pipa kapiler mesin refrigerasi Focus 808. Komponen yang diteliti meliputi laju aliran massa refrigeran serta koefisien perpindahan panas rata-rata. Metode pengambilan data yang dilakukan adalah dengan metode eksperimental dengan memberikan variasi laju aliran massa 0,0047 kg/s sampai dengan 0,0071 kg/s caranya dengan mengatur bukaan katup. Instrumen yang digunakan adalah manometer tekanan stagnasi, thermometer, *preassure gauge*, dan *clampmeter* digital untuk mengukur tegangan dan kuat arus listrik. *Heater* di pasang pada pipa kapiler mesin refrigerasi Focus 808 kemudian di isolasi. Metode penelitian dilakukan dengan cara memasang alat-alat pengukur kemudian melakukan variasi laju aliran yang ada dan di tunggu selama 5 menit hingga *steady*. Setelahnya didapatkan data yang diperlukan serta dilakukan perhitungan kemudian dibuatlah grafik agar lebih mudah dalam menganalisa, dari gambar grafik yang dibuat dapat diambil kesimpulan bahwa semakin besar laju aliran massa refrigeran maka makin besar pula koefisien perpindahan panas rata-ratanya. Grafik perbandingan laju aliran massa refrigeran terhadap koefisien perpindahan kalor evaporasi dapat dilihat pada gambar 2.1 berikut.

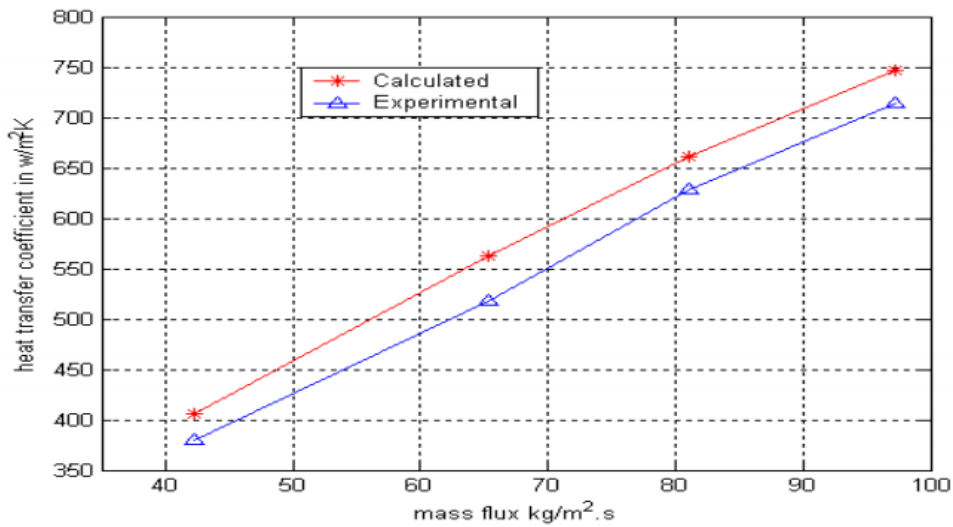


Gambar 2.1 Hubungan antara laju aliran massa terhadap koefisien perpindahan kalor rata-rata (Basri, 2011)

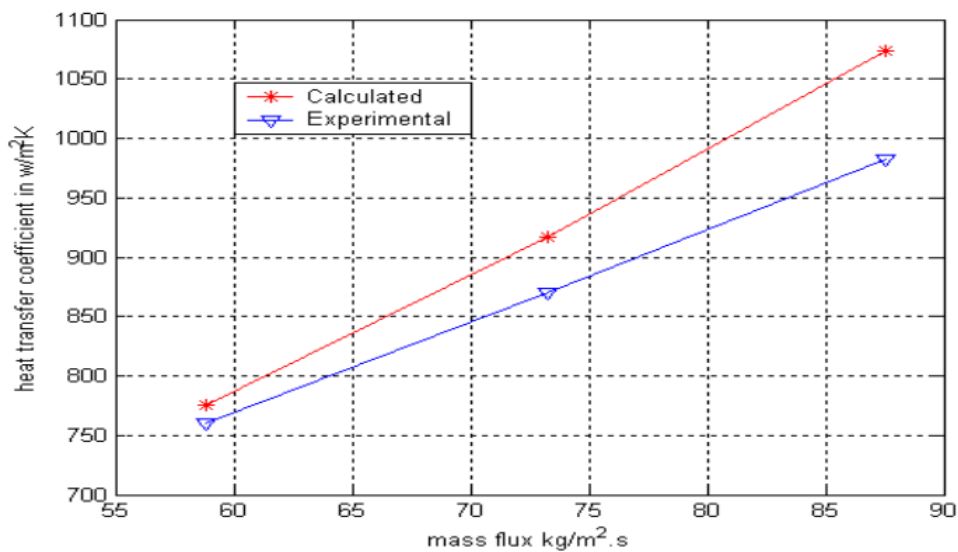
Penelitian yang sama juga dilakukan Hussain (2011) melakukan penelitian penguapan refrigeran R-134a dan R12 dalam saluran refrigerasi berkondensor horisontal. Komponen penelitian meliputi laju aliran massa refrigeran, udara masuk dan keluar pada kondensor, kecepatan udara, arus, voltase, dan konsumsi listrik yang dipakai. Suhu ruangan divariasikan 32° , 27.5° , dan 19.5° pada setiap masing-masing refrigeran. Alat-alat pengujian yang digunakan hampir sama dengan dengan penelitian Basri, (2011) akan tetapi pada penelitian ini menggunakan *data logger*, sehingga lebih praktis.



Gambar 2.2 Skema alat uji.



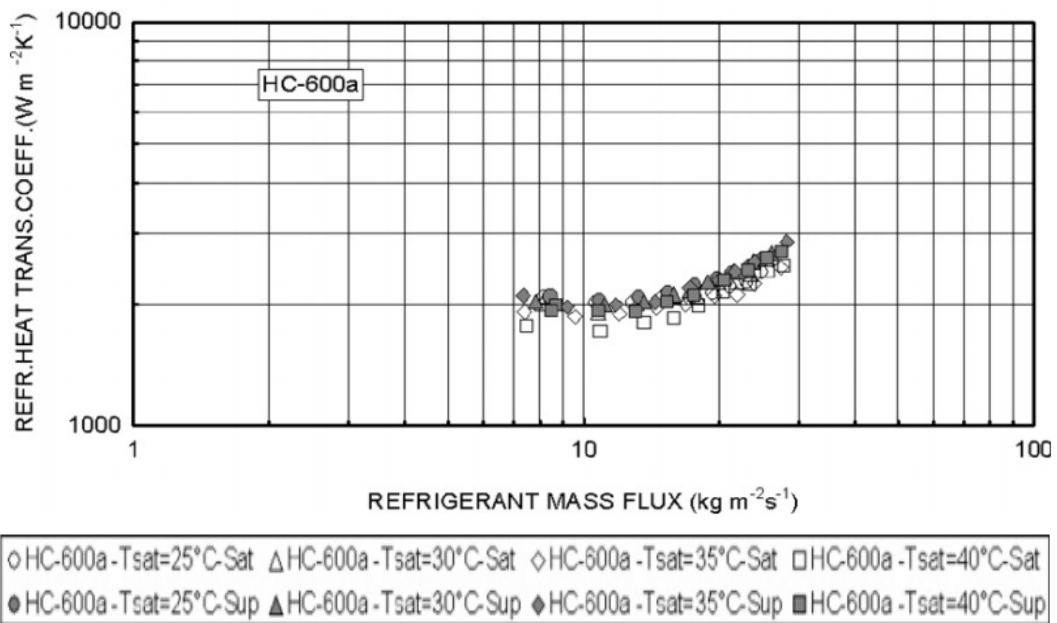
Gambar 2.3 Perbedaan antara perhitungan koefisien perpindahan panas dengan eksperimental dengan R12 pada temperatur 27,5° (Hussain, 2011).



Gambar 2.4 Perbedaan antara perhitungan koefisien perpindahan panas dengan eksperimental dengan R-134a pada temperature 27,5° (Hussain, 2011)..

Kesimpulan yang diperoleh dari kedua gambar tersebut adalah dengan menggunakan refrigeran yang berbeda dan variasi suhu yang sama diperoleh hasil bahwa semakin bertambahnya laju aliran massa refrigeran maka akan bertambah pula koefisien perpindahan kalor evaporasinya.

Tidak jauh berbeda dengan kedua penelitian yang sebelumnya Longo (2011) juga melakukan penelitian yang sama, yaitu mengenai efek penguapan pada refrigeran hidrokarbon dalam plat penukar panas berpendingin air. Refrigeran yang digunakan adalah 600a (*Isobutene*), 290 (*Propane*), 1270 (*Propylene*). Laju aliran massa refrigeran divariasikan 15-18 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ pada setiap refrigerannya. Mesin yang digunakan juga tidak terlalu berbeda dengan penelitian yang ada sebelumnya, hanya refrigeran yang di gunakan lebih variatif.



Gambar 2.5 Skema rata-rata koefisien perpindahan kalor evaporasi terhadap laju aliran massa refrigeran HC-600a (Longo, 2011)

Menggunakan gambar diatas telah dapat dibuktikan bahwa semakin tingginya laju aliran massa refrigeran akan diiringi kenaikan koefisien perpindahan kalornya, sama dengan penelitian yang ada sebelumnya.

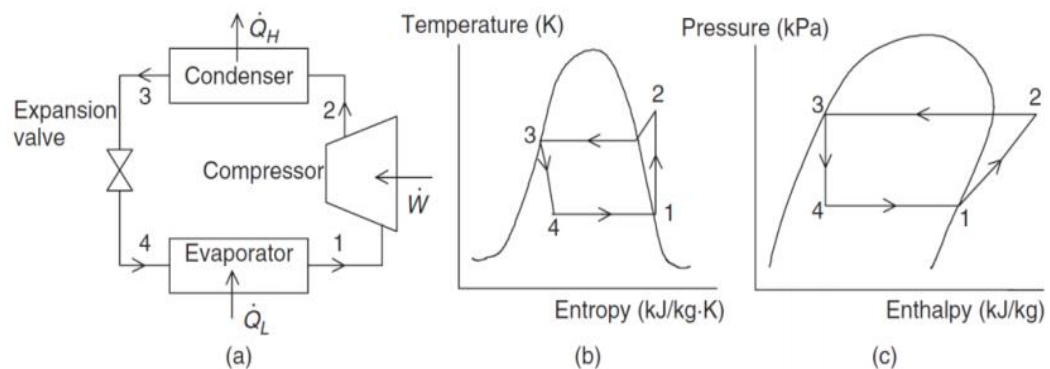
2.2 Dasar Teori

2.2.1 Termodinamika Sistem Refrigerasi

Untuk mendinginkan suatu ruangan, ruang tersebut harus dikenakan pada suatu fluida yang lebih dingin dibandingkan dengan temperatur ruang dingin yang ingin didinginkan. Dengan demikian energi sebagai panas dapat dipindahkan dari ruang dingin ke fluida yang lebih dingin tersebut, dan keadaan ini akan

mempertahankan temperature ruang dingin tersebut terhadap perpindahan energi sebagai panas yang bocor dari lingkungan yang hangat, melalui ruang dingin yang terisolasi. Apabila diinginkan agar fluida tidak terbuang, fluida harus didaur melalui sistem., sedemikian rupa sehingga energi yang diambil dari ruang dingin dapat dibuang keluar. Keinginan ini biasanya dicapai dalam suatu penukar panas kedua, dimana energi dipindahkan sebagai sebagai panas dari fluida ke lingkungan. Tentunya pada proses ini fluida harus lebih panas daripada suhu lingkungan agar perpindahan energi dapat berlangsung dengan baik.

Mengingat bahwa ekspansi suatu campuran berkualitas rendah di dalam suatu katup “ *throttling* ” dapat menghasilkan penurunan temperature yang berarti, terlihat bahwa proses ekspansi merupakan cara mudah untuk mendapatkan fluida yang bertemperatur rendah. Sesudah fluida dingin ini dievaporasikan melalui penarikan energi diruang pendinginan, fluida ini harus ditekan kembali untuk menaikkan temperaturnya hingga berada diatas temperature lingkungan, agar proses pembuangan panas dapat berlangsung.



Gambar 2.6 Siklus Ideal Refrigerasi Kompresi Uap, (a) Diagram skematik, (b) Diagram T-s, (c) Diagram P-h (Wahyuadi, 2012)

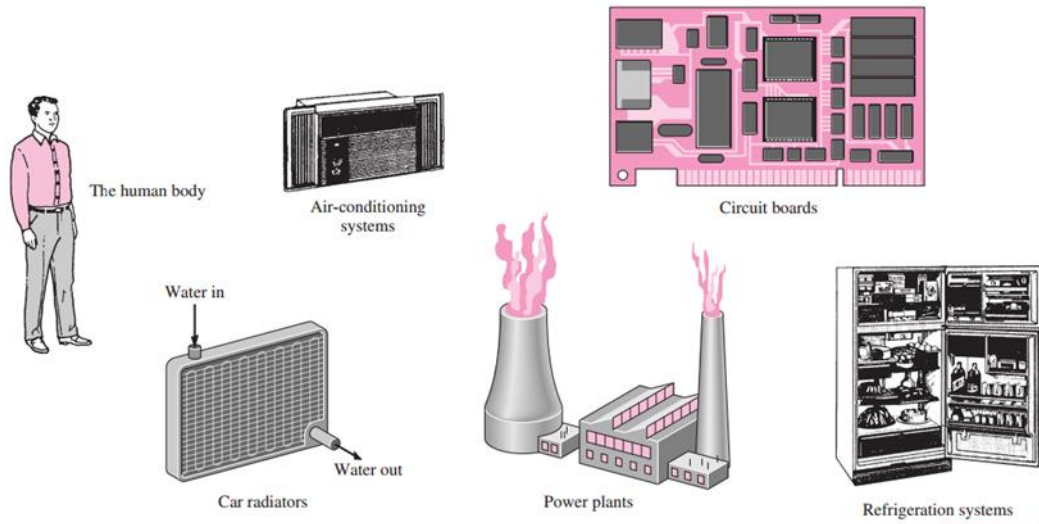
Gambar 2.6a merupakan diagram skematik dari sistem refrigerasi kompresi uap. Namun untuk lebih memahami sistem refrigerasi ini, siklus refrigersi juga dapat digambarkan melalui diagram tekanan-entalpi (p – h). Berikut merupakan penjelasan dari setiap proses berdasarkan gambar 2.6.

- (1-2) Kompresi adiabatik reversibel. Ketika keluar evaporator, refrigeran berfasa gas dan memiliki tekanan uap yang rendah. Akibat kerja kompresor, tekanan uap dan temperatur refrigeran menjadi lebih tinggi dan bergerak maju mengarah ke kondensor.
- (2-3) Pelepasan kalor pada tekanan konstan. Di dalam kondensor refrigeran memiliki tekanan uap dan temperatur yang tinggi sehingga dapat melepas kalor keluar. Karena pelepasan kalor tersebut refrigeran terkondensasi.
- (3-4) Ekspansi ireversibel pada tekanan konstan. Refrigeran yang berfasa cair setelah keluar dari kondensor, kemudian masuk katup ekspansi sehingga temperatur dan tekanannya tereduksi.
- (4-1) Penerimaan panas reversibel pada tekanan konstan. Setelah melewati katup ekspansi, refrigeran fasa cair memasuki evaporator. Pada bagian ini terjadi proses penerimaan kalor oleh refrigeran sehingga menghasilkan efek pendinginan yang menyebabkan lingkungan sekitar menjadi lebih dingin serta mengubah fasa di evaporator menjadi gas sebelum masuk ke dalam kompresor lagi.

2.2.2 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor merupakan perpindahan energi, dalam hal ini adalah energi thermal (kalor), yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur. Kalor berpindah dari tempat yang memiliki suhu tinggi menuju ke tempat yang memiliki suhu rendah. Perpindahan kalor sangat berhubungan dengan dengan ilmu termodinamika, yaitu ilmu yang mempelajari mengenai perpindahan energi dalam bentuk kerja ataupun kalor antara sistem dengan lingkungan dan memprediksi energi yang dibutuhkan untuk merubah sistem dari suatu keadaan setimbang menuju kepada keadaan yang lainnya. Perpindahan kalor merupakan ilmu yang mempelajari mengenai jenis-jenis ataupun proses perpindahan kalor itu sendiri, serta meramalkan laju perpindahan kalor antara suatu sistem dengan

lingkungan yang ada disekitarnya. Perpindahan kalor terbagi atas tiga jenis, yaitu radiasi, konduksi, dan konveksi.



Gambar 2.7 Contoh Berbagai Perpindahan kalor (Cengel, 2002).

2.2.3 Konduksi

Merupakan jenis perpindahan kalor pada suatu material yang tidak disertai dengan gerakan mikroskopik mediumnya. Perpindahan kalor jenis konduksi ini tidak hanya dapat terjadi pada benda padat saja, melainkan dapat terjadi pula pada benda cair dan gas, asalkan kedua zat tersebut tidak bergerak pada saat perpindahan kalornya sedang berlangsung. Laju perpindahan kalor konduksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1.

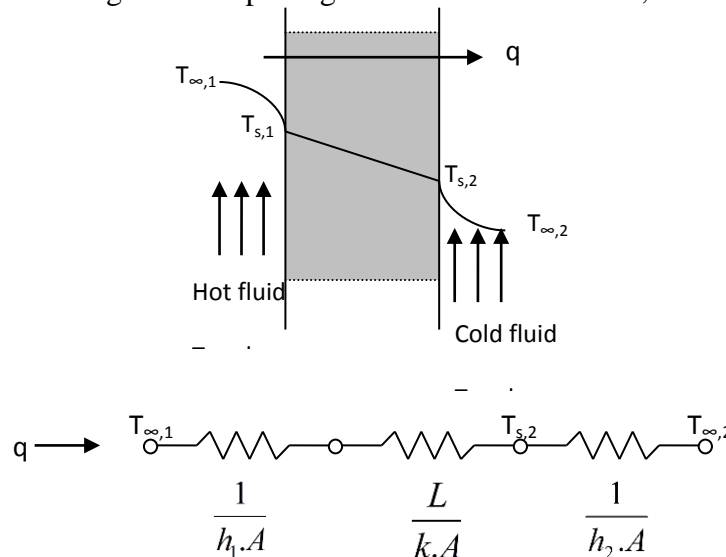
$$\dot{Q}_{kond} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dengan :

- \dot{Q}_{kond} = Laju perpindahan kalor konduksi (Watt)
- K = Konduktifitas thermal (Watt/m°.C)
- A = Luas area yang dialiri perpindahan kalor secara konduksi (m²).
- ΔT = Beda temperatur pada medium perpindahan kalor (°C)
- Δx = Jarak yang ditempuh oleh perpindahan kalor(m).

Tanda negatif dalam persamaan tersebut menunjukkan bahwa perpindahan kalor selalu mengalir dari lokasi yang memiliki temperatur lebih tinggi menuju kearah lokasi bertemperatur lebih rendah.

Pada dinding tebal L pada gambar 2.8 dibawah ini, berada pada fluida bergerak.



Gambar 2.8 Proses perpindahan kalor konduksi pada dinding datar.

Sehingga laju perpindahan kalornya ditentukan oleh Hukum *Fourier*,

$$q_{(x)} = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots\dots\dots(2.2)$$

Tahanan termal konduksi ditentukan berdasarkan persamaan (2.2) diatas,

$$R_{t,kond} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots(2.3)$$

Jika analisis mencakup sistem konveksi maka tahanan termal konveksi dapat ditentukan berdasarkan persamaan (2.4),

$$R_{t,konv} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots(2.4)$$

Jadi laju perpindahan kalor menjadi:

$$q_{(x)} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{total}} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} + \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\left(\frac{L}{kA}\right)} + \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\left(\frac{1}{h_2 A}\right)} \dots\dots\dots(2.5)$$

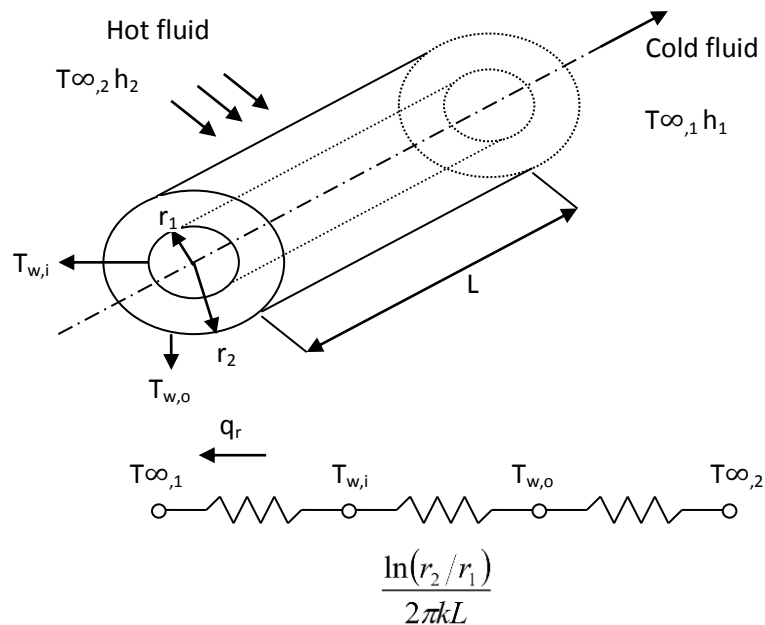
Jika sistem bekerja pada silinder berongga yang dipermukaan dalam dan luarnya terdapat fluida dengan temperatur berbeda ditunjukkan pada gambar 2.9

dimana r_1 (jari-jari dalam), r_2 (jari-jari luar) dan L (panjang silinder) dengan dialiri kalor (q). Untuk temperatur dalam (T_1) dan temperatur luar adalah (T_2) dengan konduktifitas thermalnya adalah (k), dimana kalor bekerja dengan arah radial. Energi yang melintasi permukaan silinder padat dapat dinyatakan dengan persamaan 2.6 sebagai berikut:

$$q_r = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r} = -k \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot L) \cdot \frac{\Delta T}{\Delta r} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dengan :

$A = (2 \cdot \pi \cdot r \cdot L)$ adalah luas area bidang kalor.



Gamduksi pada pipa ber . . .

Berdasarkan Hukum *Fourier*, laju perpindahan kalor dengan $A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$ dan hanya ditinjau dengan sistem konduksi:

$$q_{(x)} = \frac{2\pi kL(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \dots \dots \dots (2.7)$$

Tahanan termal,

$$R_{t,kond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} \dots\dots\dots (2.8)$$

Apabila peninjauan melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka:

$$q_{(r)} = \frac{2\pi L(T_{\infty,2} - T_{\infty,1})}{\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2 r_2}} \dots\dots\dots (2.9)$$

Pada masing-masing material memiliki konduktifitas themal yang berbeda-beda, berikut ini merupakan beberapa material beserta konduktifitas thermalnya dapat dilihat pada tabel 2.1.

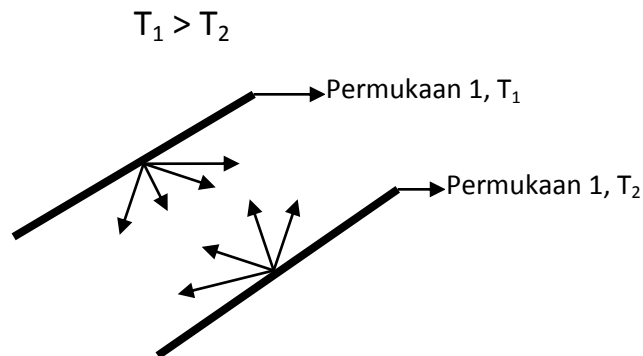
Tabel 2.1 Nilai konduktifitas thermal pada setiap material (Cengel, 2003).

Material	k, W/m .°C
<i>Diamond</i>	2300
<i>Silver</i>	429
<i>Copper</i>	401
<i>Gold</i>	317
<i>Aluminum</i>	237
<i>Iron</i>	80.2
<i>Mercury (l)</i>	8.54
<i>Glass</i>	0.78
<i>Brick</i>	0.72
<i>Water (l)</i>	0.613
<i>Human Skin</i>	0.37
<i>Wood (oak)</i>	0.17
<i>Helium (g)</i>	0.152
<i>Soft rubber</i>	0.13
<i>Glass fiber</i>	0.043
<i>Air (g)</i>	0.026
<i>Urethane, rigid foam</i>	0.026

2.2.4 Radiasi

Radiasi merupakan perpindahan kalor antara suatu permukaan atau volume dengan permukaan atau volume yang lain yang terjadi secara langsung

tanpa membutuhkan suatu medium penghantar. Semua benda yang memiliki temperatur di atas temperatur nol mutlak (0 K atau -273 °C) mengeluarkan radiasi thermal dalam bentuk gelombang elektromagnetik. Semua benda dapat terkena radiasi thermal dan kemudian radiasi yang mengenainya tersebut dapat diserap, dipantulkan, ataupun diteruskan, seperti dilihat pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 Perpindahan kalor radiasi

Radiasi thermal yang dikeluarkan oleh suatu permukaan disebut dengan emisi. Radiasi thermal yang mengenai suatu permukaan disebut dengan irradiasi atau radiasi insiden. Radiasi thermal yang dipantulkan oleh suatu permukaan disebut dengan refleksi. Radiasi thermal yang diteruskan oleh suatu permukaan disebut dengan transmisi.

$$q_{rad} = \epsilon \cdot A_s \cdot \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \dots\dots\dots (2.10)$$

Dengan :

- q_{rad} = Perpindahan kalor radiasi (Watt)
- ϵ = emisivitas
- σ = $5,67 \times 10^{-8} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K}^2)$ (Konstanta Stefan Boltzman)
- A_s = Luas permukaan (m^2)
- T_s = Temperatur permukaan (K)
- T_{sur} = Temperatur lingkungan (K)

Perpindahan kalor pada sebuah alat penukar kalor biasanya meliputi konveksi pada masing-masing fluida dan aliran konduksi pada dinding pemisah antara dua fluida tersebut. Sedangkan perpindahan kalor radiasi diabaikan karena dianggap pengaruhnya tidak signifikan. Dalam menganalisis alat penukar kalor dengan kondisi tersebut maka yang diperlukan adalah mengganti koefisien

konveksi dan koefisien konduksi dengan sebuah koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) untuk menghitung besarnya perpindahan kalor yang terjadi (Q).

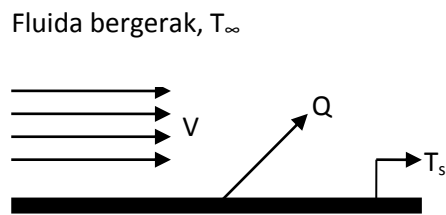
2.2.5 Konveksi

Jika benda bersuhu tinggi berada pada lingkungan fluida bersuhu rendah maka akan terjadi perpindahan kalor secara konveksi dari benda ke lingkungan. Hal ini terjadi karena pengaruh gerakan partikel-partikel fluida. Perpindahan kalor konveksi ditunjukkan pada gambar (2.11).

$$q_{konv} = h' \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.11)$$

Dengan :

- q_{konv} = Laju perpindahan kalro konveksi (W/m²)
- h = Koefisien perpindahan kalor konveksi(W/m².K)
- A = Luas permukaan (m²)
- ΔT = Beda temperatur antara T_∞ (fluida, °C) dengan T_s (Permukaan, °C)
- $\Delta T = T_s - T_\infty$, jika $T_\infty < T_s$
- $\Delta T = T_\infty - T_s$, jika $T_\infty > T_s$
- $T_s > T_\infty$



Gambar 2.11 Perpindahan kalor konveksi

Perpindahan kalor konveksi dapat diklasifikasikan menjadi dua, yaitu:

1. Konveksi bebas
 - Konveksi bebas terjadi karena perbedaan kerapatan fluida yang disebabkan oleh gradien suhu.
2. Konveksi paksa
 - Konveksi paksa terjadi apabila gerakan pertukaran suhu karena pengaruh mekanis (energi dari luar) seperti pompa, kompresor, blower.

Selain itu menurut fasanya perpindahan kalor konveksi juga dibagi menjadi 2 yaitu:

1. Konveksi fasa tunggal yaitu terjadi pada gas dan cair
2. Konveksi dua fasa :
 - a. Evaporasi yaitu perubahan fasa dari cair menjadi uap, pada fluida diam (didih kolam) dan pada fluida bergerak (didih alir)
 - b. Kondensasi yaitu perubahan fasa dari uap menjadi cair.

Pada tabel 2.2 adalah beberapa nilai perpindahan kalor dari beberapa jenis fluida secara konveksi.

Tabel 2.2 Nilai koefisien perpindahan kalor berdasarkan jenis fluida dan aliran (Cengel, 2003)

Jenis Fluida dan Aliran	Koefisien, Perpindahan Kalor Konveksi ($W/m^2 \cdot K$)
Udara atau gas, Konveksi Bebas	6-30
Air, Konveksi Bebas	20-100
Udara atau Uap Panas Lanjut, Konveksi Paksa	20-30
Oli, Konveksi Paksa	60-1800
Refrigeran, Pendidihan	300-18000
Air, Pendidihan	500-3000
Refrigeran, Pendinginan	1500-5000
Uap Air (Panas), Pendinginan	6000-120000

2.2.6 Prinsip Dasar Alat Penukar Kalor

Heat exchanger atau penukar kalor adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan kalor dari suatu aliran fluida ke aliran fluida lain yang berbeda suhunya, dimana fluida yang memiliki suhu lebih tinggi akan memberikan kalor pada fluida yang lebih rendah suhunya sehingga diperoleh suhu yang diinginkan pada masing-masing aliran.

Berdasarkan fungsinya, ada beberapa macam *heat exchanger* yaitu :

1. *Heater* berfungsi untuk memanaskan fluida, biasanya menggunakan pemanas berupa *steam*.
2. *Cooler* berfungsi untuk mendinginkan fluida, medium utama yang digunakan adalah air.

3. *Condensor* yang berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa uap menjadi fasa cair dengan medium pendingin berupa air atau *refrigerant*.
4. *Vaporizer* yang berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa cair menjadi fasa uap (penguapan cairan menjadi uap dengan medium pemanas berupa *steam* atau fluida kalor lain).
5. *Reboiler* yang berfungsi menguapkan kembali hasil bawah (*bottom*) menara destilasi dengan medium pemanas berupa *steam* atau lainnya.

2.2.7 Beberapa Tipe Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor dibedakan menjadi beberapa tipe, yaitu didasarkan pada kegunaan dan fungsi masing-masing. Pemilihan tipe yang sesuai dengan prinsip perpindahan kalor akan menjadikan penukar kalor tersebut efektif dalam operasinya.

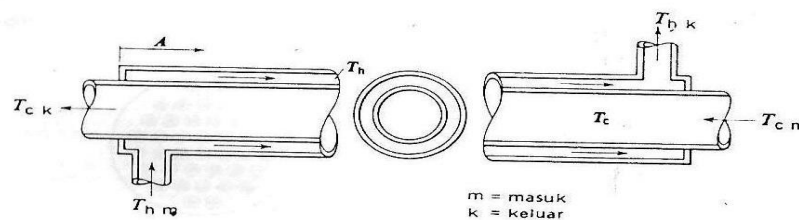
Alat penukar kalor secara umum dibagi menjadi tiga:

1. *Recuperative Heat Exchanger*

Merupakan jenis *heat exchanger* dengan dinding pemisah yang tidak bergerak. *Recuperative* dibedakan menjadi tiga, yaitu:

- a. *Coaxial tube heat exchanger*

Tipe ini merupakan penukar kalor sederhana yang terdiri atas dua lingkaran pipa dengan diameter berbeda seperti terlihat pada gambar (2.12).



Gambar 2.12 Diagram penukar kalor sederhana

Salah satu fluidanya mengalir melalui pipa yang lebih kecil sedangkan fluida lainnya mengalir melalui ruang anular antara dua pipa. Ada dua tipe aliran yang mungkin terjadi pada alat penukar kalor pipa ganda:

- *Parallel Flow* (PF)

Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang sama.

- *Counter Flow (CF)*

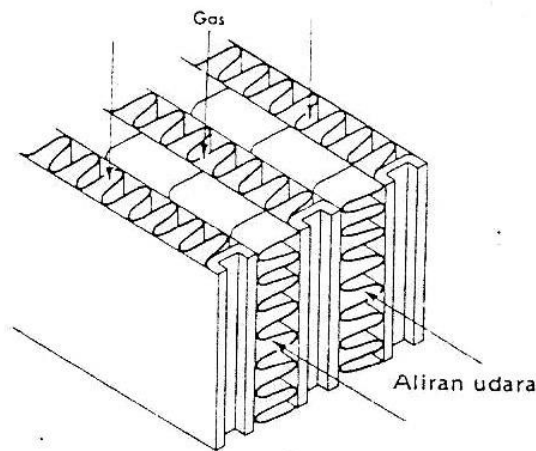
Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang berlawanan.

b. *Cross flow heat exchanger*

Penukar kalor bertipe aliran melintang (*cross flow*) yaitu bila kedua fluida yang mengalir sepanjang permukaan perpindahan kalor bergerak dalam arah saling tegak lurus. Terdapat dua jenis *cross flow*, yaitu:

- Aliran tak bercampur (*unmixed flow*)

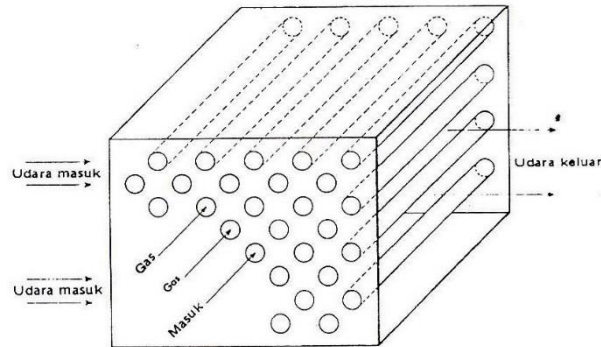
Masing-masing fluida tak bercampur saat melintas melalui penukar kalor, sehingga suhu fluida-fluida yang meninggalkan penampang pemanas tidak seragam, pada satu sisi lebih panas dari pada sisi lainnya. Aliran tak bercampur ditunjukkan seperti pada gambar (2.13).



Gambar 2.13 Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur

- Aliran bercampur (*mixed flow*)

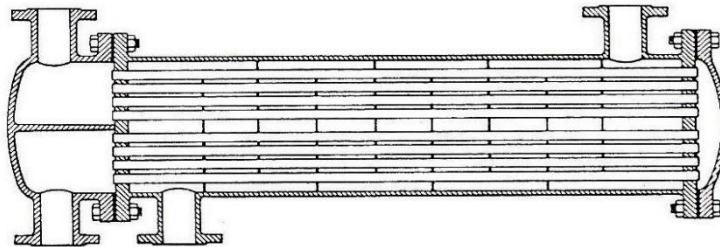
Salah satu fluida tak bercampur sedangkan fluida lainnya bercampur sempurna saat melintas melalui penukar kalor. Suhu aliran bercampur akan seragam pada setiap penampang dan hanya berbeda-beda dalam arah aliran. Aliran bercampur ditunjukkan seperti pada gambar (2.14).



Gambar 2.14 Pemanas udara aliran lintang yang melukiskan aliran lintang dengan satu fluidanya bercampur dan fluida lainnya tak bercampur.

c. *Multi pass shell and tube*

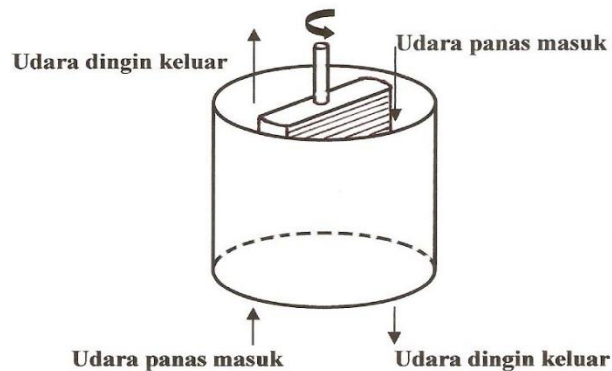
Guna menaikkan luas permukaan perpindahan kalor efektif, kebanyakan penukar kalor komersial menggunakan lebih dari satu lintas melalui pipa-pipa dan fluida yang mengalir diluar pipa-pipa di dalam cangkang diarahkan bolak-balik dengan sarana sekat-sekat (*baffles*). Penukar kalor tersebut digambarkan seperti gambar (2.15).



Gambar 2.15 Penukar kalor *shell and tube* dengan sekat-sekat (*baffles*) segmen

2. *Regenerative Heat Exchanger*

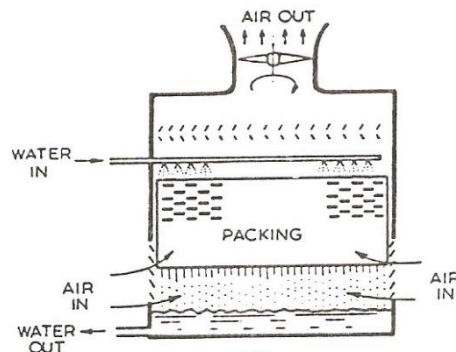
Pada jenis ini dinding pemisah dapat berputar dalam periode waktu tertentu. Seperti pada gambar (2.16), satu sisi dari dinding pemisah berhubungan dengan fluida panas sedang sisi yang lain dengan fluida dingin. Perpindahan kalor terjadi setelah dinding pemisah diputar. Jenis *regenerative* ini diantaranya digunakan dalam *air heater* pada *boiler*.



Gambar 2.16 *Regenerative heat exchanger*

3. *Direct Contact Heat Exchanger*

Yaitu proses pertukaran kalor antara dua fluida dengan kontak langsung sehingga dominasi perpindahan masa terjadi pada pertukaran kalornya. Proses seperti ini misalnya terjadi pada *Cooling Tower* seperti pada gambar (2.17).



Gambar 2.17 *Cooling Tower*

Prinsip kerja *Cooling Tower* adalah mendinginkan air dengan memasukan air bertemperatur tinggi dari bagian atas kemudian air tersebut disemprotkan di dalam menara, air jatuh melewati plat-plat penghalang hingga sampai ke bawah (tempat penampungan). Dari penampungan diperoleh air dengan temperatur yang lebih rendah dari air masukan. Dengan cara itu terjadi proses perpindahan kalor secara langsung yang disebabkan oleh gesekan antara udara dengan butiran-butiran air. Udara panas dan uap air akibat proses itu ditarik keluar oleh kipas/*fan*.

2.2.8 Analisis Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Penukar kalor yaitu sebuah alat yang menyebabkan terjadinya perpindahan kalor. Alat penukar kalor biasanya berfungsi sebagai alat penukar kalor anatar fluida panas engan fluida dingin. Pertukaran kalor tersebut disebabkan oleh pertukaran energi aliran fluida satu dengan aliran fluida lain yang berbeda temperaturnya, dimana fluida yang temperaturnya lebih tinggi akan membagikan kalornya pada fluida yang memilikitemperatur lebih rendah darinya sehingga pada setiap aliran akan didapat fluida yang diinginkan. Oleh sebab itu, Penukar kalor bisa diartikan sebagai gabungan antara perpindahan kalor konduksi dan juga konveksi.

Pada analisis *Heat Exchanger* di pisahkan menjadi 2 metode, yaitu metode simulasi dan metode desain. Pada metode simulasi yang dicari adalah catu kalor (laju perpindahan kalor) dengan syarat luas area alat penukar kalor sudah ditentukan atau diketahui sebelumnya. Metode simulasi dapat dilihat dengan persamaan 2.12 berikut.

$$Q = U \cdot A_s \cdot F \cdot LMTD \dots\dots\dots(2.12)$$

Dengan :

- Q = laju perpindahan kalor(Kcal/hr)
- U = Koefisien perpindahan kalor total (Kcal/hr m² °C)
- A_s = Luasan bidang perpindahan kalor (m²)
- F = Faktor koreksi LMTD
- LMTD = Beda temperatur rata-rata logaritmik.

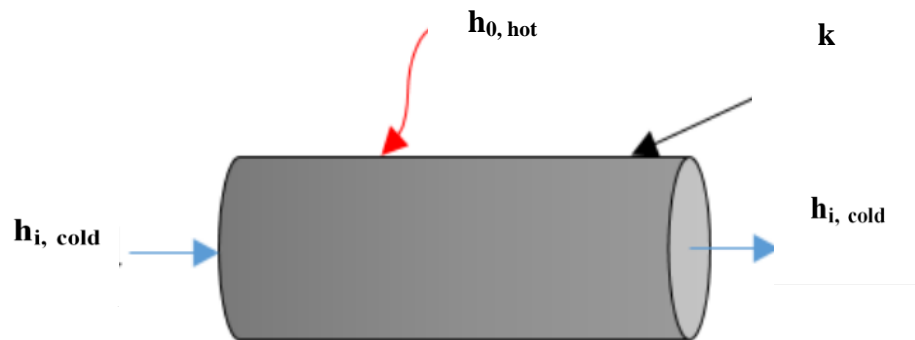
Lain halnya dengan metode desain, persamaannya dapat dilihat pada (2.13) yang berkebalikan dengan metode simulasi yaitu luas area permukaan perpindahan kalor (A_s) yang belum diketahui sebelumnya akan tetapi laju perpindahan kalornya sudah diketahui sebelumnya.

$$A_s = \frac{Q}{U \cdot F \cdot LMTD_{cf}} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dengan :

- $A_s = \pi \cdot D \cdot (N \cdot L)$
- $N = \text{Jumlah tube}$
- $L = \text{Panjang tube (m)}$
- $\text{LMTD} = \Delta T \text{ yang sesuai dengan } Q \text{ yang tepat } (^{\circ}\text{C})$
- $F = \text{Faktor koreksi LMTD}$
- $D = \text{Diameter luar tube (m)}$

Sebagaimana yang terjadi pada evaporator, yang padanya tidak hanya terdapat satu saja jenis perpindahan kalor, melainkan ada tiga ; yaitu perpindahan halor secara konduksi yang terjadi pada benda padat, konveksi pada fluida cair ataupun gas dan radiasi jika perbedaan temperaturnya cukup signifikan. Dari tiga jenis perpindahan kalor tersebut, dapat diperoleh jumlah koefisien perpindahan kalor (U , *overall heat transfer coefficient*). Untuk menentukan nilai U , dapat diperoleh dari persamaan 2.17.



Gambar 2.18 Skema *overall heat transfer coefficient*

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + R_{kond} + \frac{1}{h_{out}}} \dots\dots\dots (2.14)$$

Dengan :

- $h_{in} = \text{Koefisien perpindahan kalor evaporasi aliran fluida (W/m}^2 \cdot \text{K)}$
- $h_{out} = \text{Koefisien perpindahan kalor evaporasi aliran udara (W/m}^2 \cdot \text{K)}$
- $R_{kond} = \text{Dapat diabaikan apabila konduktivitas thermalnya baik karena hambatan thermalnya kecil dan tidak terlalu berpengaruh.}$

Dalam desain perancangan thermal evaporator AC apabila nilai catu kalornya sudah diketahui, maka hanya perlu penentuan luas area permukaan evaporator yang akan dibuat. Nilai dari koefisien perpindahan kalor evaporasi

merupakan kesatuan fungsi terpenting dari nilai U yang harus diperhitungkan, karena dalam pipa-pipa evaporator terjadi proses evaporasi. Untuk nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi pada fluida udara sudah dapat dijumpai pada banyak literatur.

2.2.9 Laju Perpindahan Kalor

Laju perpindahan kalor pada *heat exchanger* biasanya ditentukan oleh kondisi proses. Sebagai contoh untuk pendinginan fluida ditentukan kecepatan aliran fluida dan perbedaan temperatur yang dibutuhkan untuk pendinginan tersebut serta *specific heat* dari fluida pada kondisi proses.

$$\begin{aligned}
 Q &= \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot \Delta T \\
 &= \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots\dots\dots (2.15)
 \end{aligned}$$

Atau,

$$\begin{aligned}
 Q &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T \\
 &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}) \dots\dots\dots
 \end{aligned}$$

(2.16)

Dengan:

- \dot{m} = laju aliran massa dari fluida kerja (lb/hr)
- C = kalor jenis fluida
- ΔT = beda temperatur ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{h,i}$ = temperatur input fluida panas ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{h,o}$ = temperatur output fluida panas ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{c,i}$ = temperatur input fluida dingin ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{c,o}$ = temperatur output fluida dingin ($^{\circ}\text{C}$)

2.2.10 Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD)

Suhu fluida pada alat penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu terjadinya perpindahan kalor dari fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Sehingga untuk tahanan termal yang konstanpun, laju aliran panas akan berbeda-beda sepanjang lintasan alat penukar kalor karena harganya tergantung pada beda suhu antara fluida panas dan fluida dingin pada penampang tertentu.

Perpindahan kalor dapat ditentukan dengan menggunakan hukum Newton tentang pendinginan yang menghubungkan Q dengan ΔT , yaitu:

$$Q = U \times A \times \Delta T \dots\dots\dots (2.17)$$

Dengan berbagai asumsi dibawah ini dapat dibuktikan bahwa harga beda temperatur (ΔT) dalam persamaan diatas adalah beda temperatur rata-rata logaritmik. Asumsi yang dimaksud adalah:

1. Harga U konstan untuk seluruh panjang pipa.
2. Laju aliran fluida konstan, memenuhi ketentuan *steady state*.
3. Kalor jenis (C_p) dianggap konstan.
4. Kehilangan kalor diabaikan.
5. Konduksi aksial memanjang pipa diabaikan.

Apabila ketentuan diatas dipenuhi, maka persamaan berubah menjadi:

$$Q = U \times A \times LMTD \dots\dots\dots (2.18)$$

Besarnya LMTD dapat dihitung berdasarkan jenis susunan aliran yang diterapkan dalam penukar kalor. Persamaan untuk menghitung LMTD pada aliran sejajar, berlawanan dan aliran silang (*cross flow*) dijelaskan dalam penjelasan berikut.

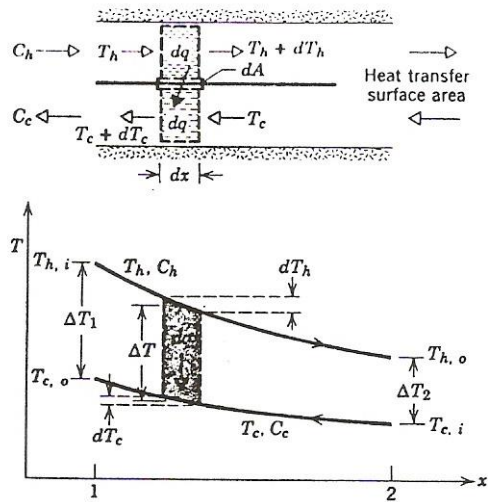
Metode beda temperatur rata-rata logaritmik digunakan sebagai langkah awal dalam analisis *heat exchanger*, bila temperatur masuk dan keluar fluida diketahui, baik untuk fluida panas maupun dingin, sehingga dapat menentukan beda temperatur rata-rata logaritmik. Jika keadaan masuk fluida panas diidentifikasi kondisi 1 dan keadaan keluar fluida diidentifikasi kondisi 2, sedangkan keadaan fluida dingin diidentifikasi sama seperti fluida panas, maka beda temperatur rata-rata logaritmik adalah:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]} \dots \dots \dots (2.19)$$

Untuk aliran berlawanan arah (*counter flow*) ditunjukkan pada gambar (2.19).

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

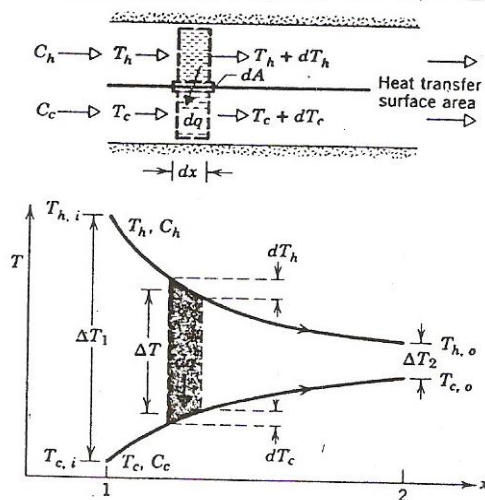


Gambar 2.19 Profil temperatur aliran berlawanan (*counter flow*)

Untuk aliran searah (*parallel flow*) yang ditunjukkan pada gambar (2.20).

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$$



Gambar 2.20 Profil temperatur aliran searah (*parallel flow*)

Pada penukar kalor tipe lain yang lebih kompleks dalam hal aliran baik jumlah maupun arahnya, maka harga LMTD harus dikoreksi dengan faktor koreksi (F) dan LMTD dihitung berdasarkan aliran berlawanan arah (*Counter Flow*).

Sebagai contoh yaitu penukar kalor *multipass* dan *cross-flow* untuk penukar kalor *shell and tube* dengan satu *shell pass* dan dua atau kelipatannya *tube pass*, beda temperatur rata-rata logaritmiknya dapat diperoleh dengan mengalikan faktor koreksi F, sehingga menjadi:

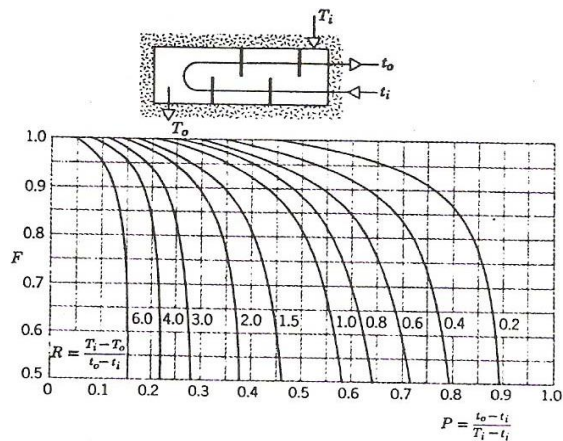
$$LMTD = F.LMTD_{CF} \dots\dots\dots (2.20)$$

Faktor koreksi "F" tersebut besarnya tergantung pada tipe penukar kalor, temperatur fluida masuk dan temperatur fluida keluar, F merupakan fungsi dari:

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \dots\dots\dots (2.21)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \dots\dots\dots (2.22)$$

Setelah harga R dan P diketahui maka harga F dapat ditentukan dengan menggunakan grafik faktor koreksi (F) seperti gambar (2.21) untuk alat penukar kalor *shell and tube* dengan satu lintas *shell* dan dua atau kelipatannya lintas *tube*.



Gambar 2.21 Grafik faktor koreksi (F) untuk 1 *shell pass* dan 2 atau kelipatan *tube pass*

2.2.11 Metode *Effectiveness* (ϵ) – NTU

Effectiveness suatu penukar kalor adalah perbandingan antara jumlah kalor aktual yang bisa dipindahkan dengan jumlah kalor maksimum yang mungkin dapat dipindahkan. Metode (ϵ) – NTU digunakan bila suhu masuk dan keluar baik fluida panas maupun dingin ada yang tidak diketahui, karena jika menggunakan metode LMTD akan membutuhkan iterasi. Metode (ϵ) – NTU terdiri dari:

1. Modus Simulasi, yaitu mencari nilai catu kalor (Q)
2. Modus Desain, yaitu mencari luas penampang perpindahan kalor (A)

Untuk mendefinisikan besarnya kalor maksimum yang mungkin dapat dipindahkan harus terlebih dahulu mendefinisikan laju kapasitas kalor (C), yaitu:

$$C_c = m_c \cdot c_{p,c}$$

$$C_h = m_h \cdot c_{p,h}$$

Bilamana:

$$C_c < C_h, \text{ maka } q_{\max} = C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$C_c > C_h, \text{ maka } q_{\max} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$$

Sehingga laju perpindahan kalor maksimum:

$$q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (2.23)$$

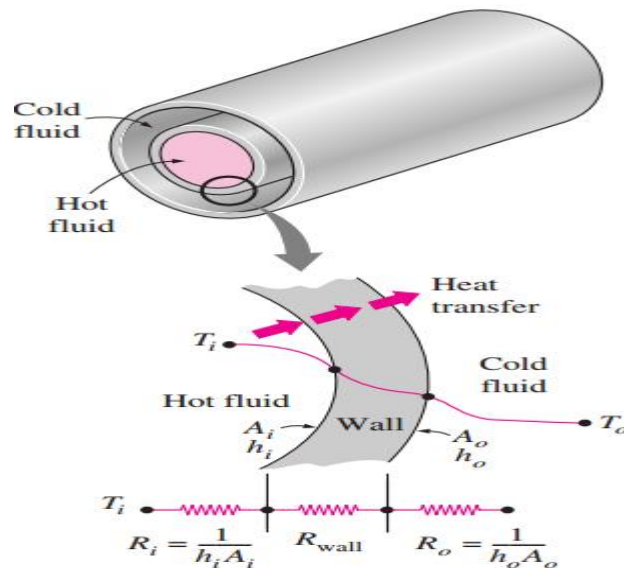
Dimana C_{\min} adalah harga minimum dari C_c dan C_h , *effectiveness* menjadi:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \dots\dots\dots (2.24) \end{aligned}$$

Parameter tanpa dimensi dalam analisis penukar kalor disini adalah suatu bilangan yaitu “*Number Transfer Unit*” (NTU), yang dinyatakan sebagai berikut:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \dots\dots\dots (2.25)$$

2.2.12 Koefisien Perpindahan Kalor Evaporasi



Gambar 2.22 Skema perpindahan Kalor Evaporasi(Cengel, 2003)

Dalam saluran horisontal, begitu sulit menentukan koefisien perpindahan kalor secara analitik. Sifat fluida baik sifat fisik maupun sifat dinamik yang menentukan nilai koefisien tersebut berubah karena perubahan fasa. Ditambah lagi dengan posisi yang tidak simetri karena pengaruh gaya gravitasi semakin menyulitkan jalannya analisis. Sehingga dalam menentukan koefisien perpindahan kalor evaporasi dilakukan secara eksperimental. Dengan cara ini, koefisien perpindahan kalor evaporasi dapat ditentukan dari hukum Newton mengenai pendinginan, pada persamaan 2.26.

$$h_{TP} = \frac{q''}{T_{w,i} - T_{sat}} \dots \dots \dots (2.26)$$

- dengan :
- q'' = fluks kalor [W/m^2]
 - $T_{w,i}$ = suhu dinding dalam saluran [C°]
 - T_{sat} = suhu jenuh di tengah saluran [C°]

Akan tetapi ada beberapa hal lain yang perlu diperhatikan pula dalam penentuan besarnya nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi, seperti :

- a. Tegangan permukaan
- b. Perbedaan suhu dinding dengan suhu saturasi
- c. Gaya badan akibat perbedaan densitas

- d. Kalor laten evaporasi
- e. Panjang karakteristik, L atau D
- f. Sifat thermofisika cairan dan uap
- g. Fluks kalor (q'')
- h. Fluks massa (G)

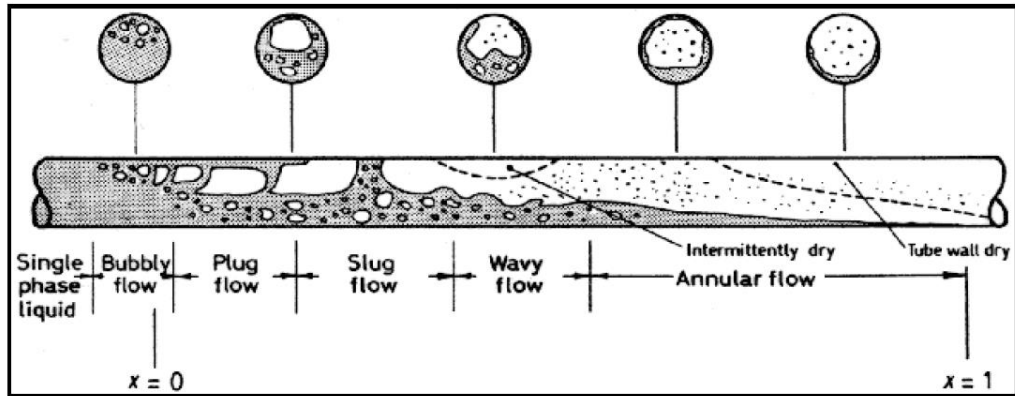
Sehingga koefisien perpindahan kalor evaporasi dapat dituliskan sebagai fungsi dari sifat-sifat diatas, yaitu :

$$h_{TP} = f(\sigma, \Delta T, g(\rho_L - \rho_G), h_{fg}, D, \mu, cp, k, \rho, q'', G) \dots\dots\dots(2.27)$$

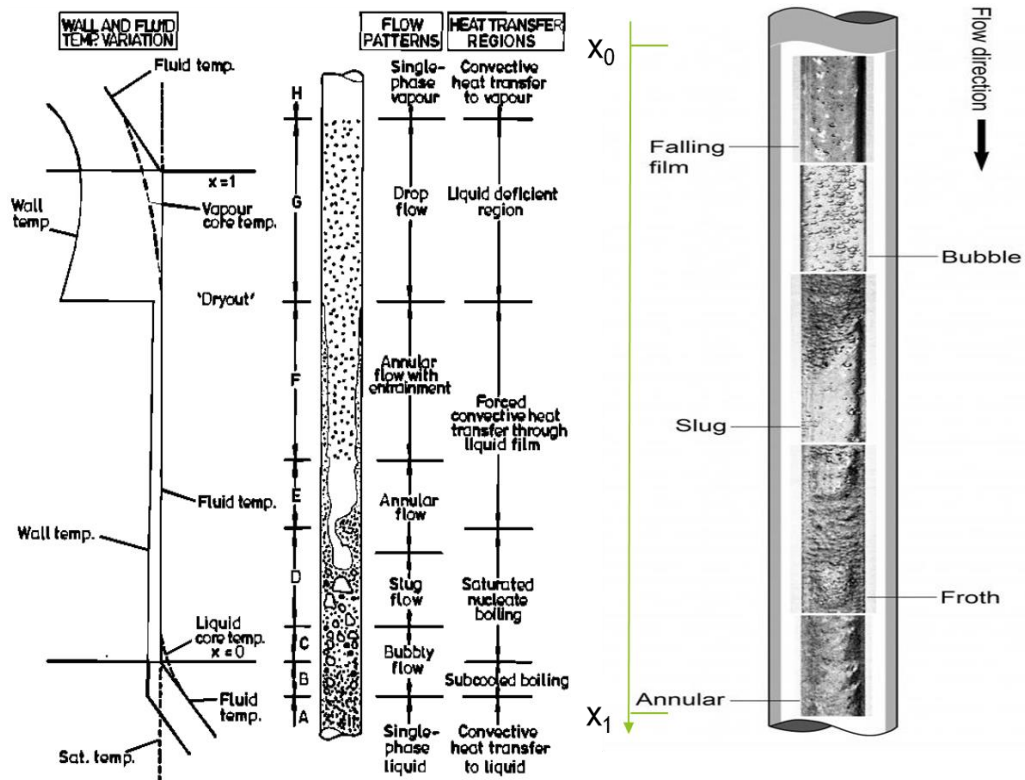
Fungsi f dalam persamaan tersebut ditentukan melalui pengujian. Semakin lengkap faktor- faktor yang mempengaruhi koefisien evaporasi dilibatkan akan memberikan korelasi empirik yang baik(Santosa, 2003).

2.2.13 Pola Aliran

Pola aliran adalah distribusi perubahan fasa fluida yang terjadi di dalam sebuah saluran. Dimana terjadi proses pemanasan oleh lingkungan ketika fluida kerja berada di evaporator, sehingga terjadi perubahan fasa dari cair menjadi uap. Maka sangat penting untuk mengetahui bagaimana fasa-fasa tersebut terdistribusi di dalam saluran. Selain itu ada juga faktor-faktor yang berpengaruh terhadap pola aliran antara lain properties dari fluida berbeda, orientasi dan geometri pipa, gravitasi serta kecepatan aliran dari masing-masing fasa. Dimana konfigurasi yang dibentuk fasa liquid dan fasa gas memiliki bentuk yang berbeda. Jenis pola aliran pada fluida terbagi menjadi dua, yaitu pola aliran horizontal dan pola aliran vertikal. Pada penelitian ini menggunakan pola aliran horizontal, jenis pola aliran horizontal digambarkan pada gambar 2.23, sedangkan pola aliran vertikal terdapat pada gambar 2.24.



Gambar 2.23 Pola Aliran Horizontal



Gambar 2.24 Pola Aliran Vertikal

Pada gambar 2.24 memperlihatkan pola aliran pada pipa vertikal, perbedaan fasa-fasa tersebut akan terdistribusi di dalam jalur pipa dalam banyak konfigurasi-konfigurasi aliran dikarenakan propertis fluida yang berbeda, orientasi dan geometri pipa dimana fluida-fluida yang mengalir, dan *flow rates* dari tiap fasa. Konfigurasi aliran tersebut disebut *regimes* dan *flow patterns*.

2.2.14 Komponen Utama Sistem Refrigerasi

a. Kompresor

Dalam sistem refrigerasi kompresor merupakan jantung dari sistem refrigerasi, selain itu, kompresor juga digunakan untuk menghisap dan menaikkan tekanan uap refrigeran yang berasal dari evaporator. Bagian pemipaan yang menghubungkan antara evaporator dengan kompresor dikenal sebagai saluran hisap (*suction line*). Penambahan tekanan uap refrigeran dengan kompresor ini dimaksud agar refrigeran dapat mengembun pada temperatur yang relatif tinggi. Refrigeran yang keluar dari kompresor masih berfasa uap dengan tekanan tinggi. Perbandingan antara absolut tekanan buang (*discharge pressure*) dan tekanan isap (*suction pressure*) disebut dengan ratio kompresi (*compression ratio*). Kompresor pada sistem refrigerasi dapat berupa kompresor torak (*reciprocating compressor*), *rotary*, *scrol*, *screw*, dan *centrifugal*. Kompresor yang paling umum dijumpai dan terdapat dalam berbagai tingkat kapasitas adalah kompresor torak. Refrigeran yang masuk kedalam kompresor harus benar-benar berfasa uap. Adanya cairan yang masuk ke kompresor dapat merusak piston, silinder, piston ring dan batang torak. Karena itu, beberapa jenis mesin refrigerasi dilengkapi dengan *liquid receiver* untuk memastikan refrigeran yang diisap oleh kompresor benar-benar telah berfasa uap.



Gambar 2.25 Kompresor (Sejahtera, 2014).

b. Kondensor

Kondensor adalah salah satu jenis mesin penukar kalor (*heat exchanger*) yang berfungsi untuk mengkondensasikan *fluida* kerja. Pada sistem pembangkit tenaga uap, fungsi utama kondensor adalah untuk mengembalikan *exhaust steam* dari turbin ke fase cairnya agar dapat dipompakan kembali ke *boiler* dan digunakan kembali. Selain itu, kondensor juga berfungsi untuk menciptakan *back pressure* yang rendah (*vacuum*) pada *exhaust* turbin. Dengan *back pressure* yang rendah, maka efisiensi siklus dan kerja turbin akan meningkat.

Kondensor adalah alat untuk mengubah gas atau uap menjadi cair. Kondensor yang digunakan dalam pembangkit listrik untuk menyingkat uap gas buang dari turbin dan alat pendingin untuk menyingkat uap refrigeran, seperti amonia dan freon. Industri minyak dan kimia menggunakan kondensator sebagai hidrokarbon dan uap kimia lainnya. Dalam distilasi, kondensor mengubah uap menjadi cair. Semua kondensor bekerja dengan menghilangkan panas dari gas atau uap. Dalam beberapa kasus, gas melewati tabung panjang panas-konduktif logam, seperti tembaga (biasanya diatur dalam kumparan atau bentuk lainnya), dan memindahkan panas ke udara sekitarnya. Kondensor industri besar menggunakan air atau cairan lainnya untuk menghilangkan panas. Kondensor panjang juga mengacu pada perangkat yang terpasang pada mesin *carding* dipabrik-pabrik tekstil untuk mengumpulkan serat ke dalam keliling untuk mesin berputar.

Kondenser adalah sebuah alat yang digunakan untuk membuang kalor ke lingkungan, sehingga uap refrigeran akan mengembun dan berubah fasa dari uap ke cair. Sebelum masuk ke kondenser refrigeran berupa uap yang bertemperatur dan bertekanan tinggi, sedangkan setelah keluar dari kondenser refrigeran berupa cairan jenuh yang bertemperatur lebih rendah dan bertekanan sama (tinggi) seperti sebelum masuk ke kondenser (Raharjo, 2013).



Gambar 2.26 Kondensor (Sejahtera, 2014).

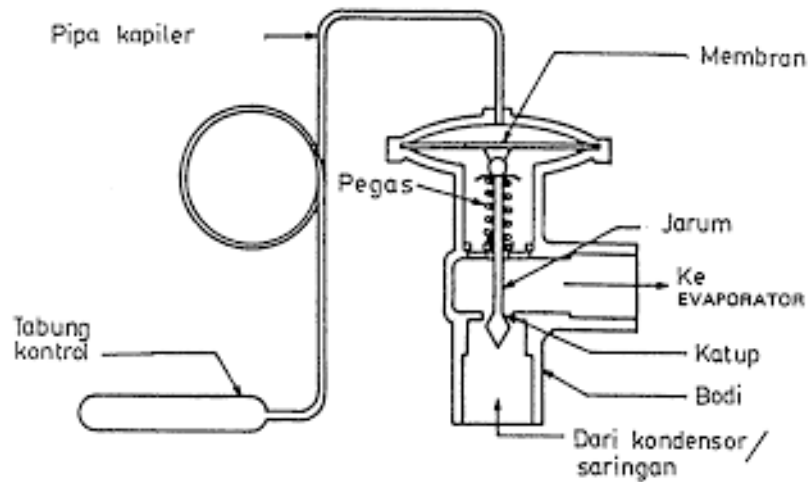
c. Katup Ekspansi

Tekanan zat pendingin yang berbentuk cair dari kondensor, saringan harus diturunkan supaya zat pendingin menguap, dengan demikian penyerapan panas dan perubahan bentuk zat pendingin dari cair menjadi gas akan berlangsung dengan sempurna sebelum keluar evaporator.



Gambar 2.27 Katup Ekspansi

Untuk itulah pada saluran masuk evaporator dipasang katup ekspansi. Bekerjanya katup ekspansi diatur sedemikian rupa agar membuka dan menutupnya katup sesuai dengan temperatur evaporator atau tekanan di dalam sistem (Gendhi, 2010).



Gambar 2.28 Skema Katup Ekspansi (Ngendhi, 2010).

d. Evaporator

Bentuk dan konstruksi evaporator tidak berbeda dengan kondensor, tapi fungsi keduanya berlainan. Pada kondensor panas zat pendingin harus dikeluarkan, agar terjadi perubahan bentuk zat pendingin dari gas ke cair. Prinsip ini berlaku sebaliknya pada evaporator, zat pendingin cair dari kondensor harus dirubah kembali menjadi gas dalam evaporator, dengan demikian evaporator harus menyerap panas, agar penyerapan panas ini dapat berlangsung dengan sempurna, pipa – pipa evaporator juga diperluas permukaannya dengan memberi kisi – kisi (elemen) dan kipas listrik (*blower*), supaya udara dingin juga dapat dihembus ke dalam ruangan.

Pada rumah evaporator bagian bawah dibuat saluran/pipa untuk keluarnya air yang mengumpul disekitar evaporator akibat udara yang lembab. Air ini juga akan membersihkan kotoran – kotoran yang menempel pada kisi – kisi evaporator, karena kotoran itu akan turun bersama air (Ngendhi, 2010).



Gambar 2.29 Evaporator (Raharja, 2016).

d. Refrigeran

Refrigeran merupakan zat yang mengalir dalam mesin pendingin (mesin pengkondisian udara/mesin refrigerasi). Bahan tersebut merupakan komponen terpenting dalam siklus refrigerasi dikarenakan refrigeranlah yang menyebabkan efek pendinginan dan pemanasan pada mesin refrigerasi. Zat ini berfungsi sebagai media penyerap panas dari benda/media yang didinginkan, panas tersebut kemudian dibawa dan dibuang ke udara luar atau atmosfer. Pengelompokan refrigeran terbagi atas refrigeran sintetik dan refrigeran alami. Refrigeran sintetik tidak terdapat di alam dan dibuat manusia dari unsur-unsur kimia. Refrigeran alami dapat ditemui di alam, akan tetapi masih diperlukan peran serta pabrik dalam upaya pemurnian dan penambangannya. Dalam penelitian ini menggunakan refrigeran R134-a



Gambar 2.30 Refrigeran R-134a (Setiawan, 2013)

Refrigeran R-134a merupakan termasuk dalam golongan HFC (*Hydro Fluoro Carbon*) yang tidak menggunakan unsur Chlor yang merusak lapisan ozon. Refrigerant ini juga merupakan jenis refrigeran murni dan direkomendasikan sebagai pengganti dari refrigeran CFC-12 pada temperatur menengah dan tinggi, dalam mesin refrigerasi. Pada refrigeran tidak memiliki kandungan klorin sehingga nilai ODP (*Ozon Depletion Potensial*) = 0. Sehingga refrigeran R-134a tergolong *safetyclassification*.

Menurut Irawan, (2015) kelebihan refrigeran R-134a yaitu :

- Tidak beracun.
- Tidak mudah terbakar.
- Nilai ODP sama dengan nol.
- Perpindahan kalor yang baik.
- Kelarutan yang baik dengan pelumas mineral.

Kekurangan refrigeran R-134a yaitu :

- Memiliki global warming yang signifikan.
- Relatif mahal.
- Tidak dapat dijadikan pengganti R-22 secara langsung tanpa melakukan modifikasi sistem refrigerasi (*drop in subtitude*).