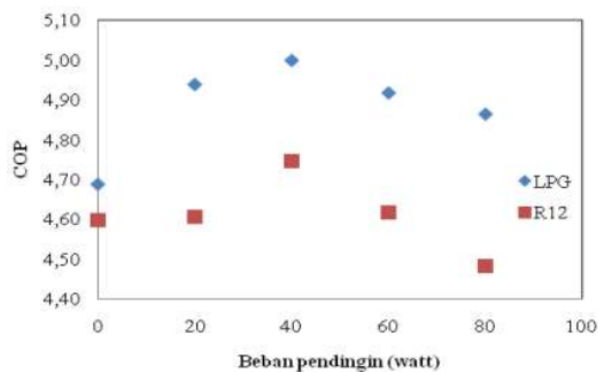


## BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

### 2.1 Tinjauan Pustaka

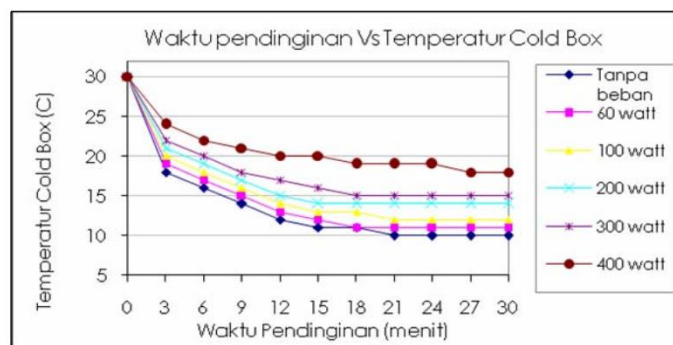
Yudha (2013) dengan melakukan penelitian tentang pengaruh variasi beban pendingin terhadap prestasi kerja mesin pendingin dengan *refrigeran* R12 dan LPG, tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui efek beban pendingin terhadap kinerja mesin pendingin agar mesin pendingin bekerja dengan efisien dan efektif, penelitian ini dilakukan secara eksperimen dengan menggunakan kulkas satu pintu dengan *refrigeran* LPG dan R12, dengan variasi beban pendingin yang ditempatkan lampu sebagai variasi beban pendingin pada ruang pendingin, variasi beban pendingin yang divariasikan yaitu 20W, 40W, 60W, dan 80W. Dari data yang didapat untuk menghitung COP dan variasi beban pendingin, pengambilan data dilakukan pada tiap 5 menit, 15 menit, 20 menit, dan 30 menit untuk *refrigeran* R12 dan LPG. Didapat grafik hubungan COP terhadap beban pendingin pada LPG dan R12, terlihat pada gambar 2.1 .



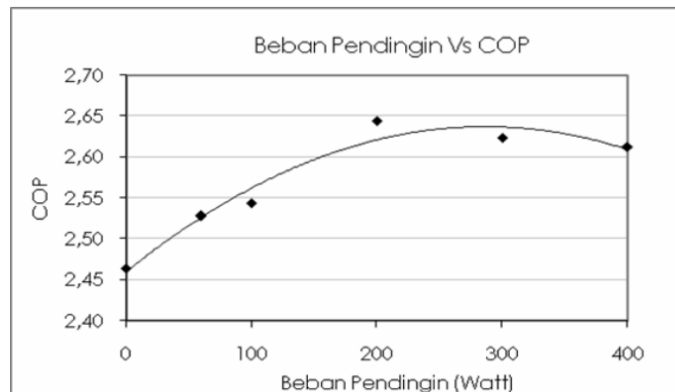
Gambar 2.1 Grafik hubungan antara COP dengan beban pendingin pada LPG dan R12 (Yudha, 2013).

Gambar 2.1 menunjukkan bahwa koefisien kinerja (COP) menggunakan *refrigeran* R12 dengan nilai tertinggi yaitu 4,75 pada beban 40 watt, dan COP pada *refrigeran* LPG dengan koefisien kinerja (COP) tertinggi 5,00 pada beban 40 watt, sehingga disimpulkan *refrigeran* LPG lebih baik karena memiliki koefisien kinerja yang lebih baik dibandingkan *refrigeran* R12.

Anwar (2010) meneliti tentang efek beban pendingin terhadap kinerja sistem mesin pendingin, dan dalam penelitiannya meliputi kapasitas refrigerasi, koefisien prestasi dan waktu pendinginan. Metode penelitian yang digunakan adalah metode eksperimental pada variasi beban pendingin. Variasi beban pendingin di peroleh menggunakan bola lampu 60, 100, 200, 300 dan 400 Watt di dalam ruang pendingin. Untuk pengambilan data dilakukan setiap 3 menit sampai dengan menit ke 30. Pada saat menit 30, tercatat temperatur yang didapat pada beban 0 ( $10^{\circ}\text{C}$ ), beban 60 watt ( $11^{\circ}\text{C}$ ), beban 100 watt ( $12^{\circ}\text{C}$ ), beban 200 watt ( $14^{\circ}\text{C}$ ), beban 300 watt ( $15^{\circ}\text{C}$ ) dan beban 400 watt ( $18^{\circ}\text{C}$ ). Sehingga hal ini terjadi karena di pengaruhi oleh beban pendingin yang besar sehingga melepaskan kalor ke udara lebih besar yang mengakibatkan temperatur ruang menjadi tinggi, pada gambar 2.2 memperlihatkan Grafik hubungan waktu pendinginan terhadap temperatur *cold box* untuk setiap variasi beban pendingin, dan pada gambar 2.3 memperlihatkan grafik perbandingan beban pendingin dengan COP yang mendapatkan hasil COP yang tertinggi terjadi pada beban 200 – 300 watt.

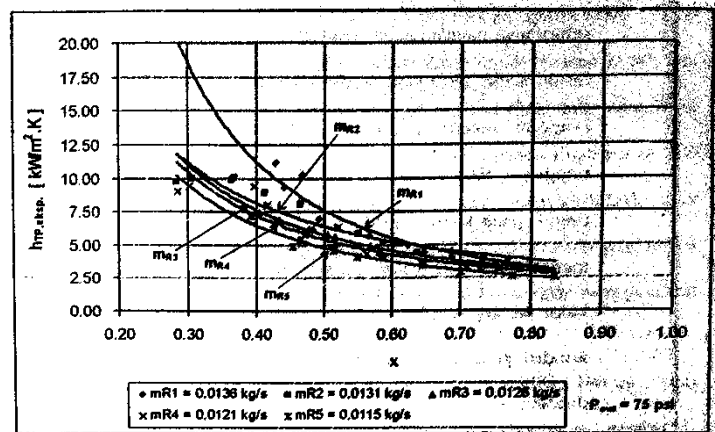


Gambar 2.2 Grafik hubungan waktu pendinginan terhadap temperature cold box untuk setiap variasi beban pendingin (Anwar, 2010).

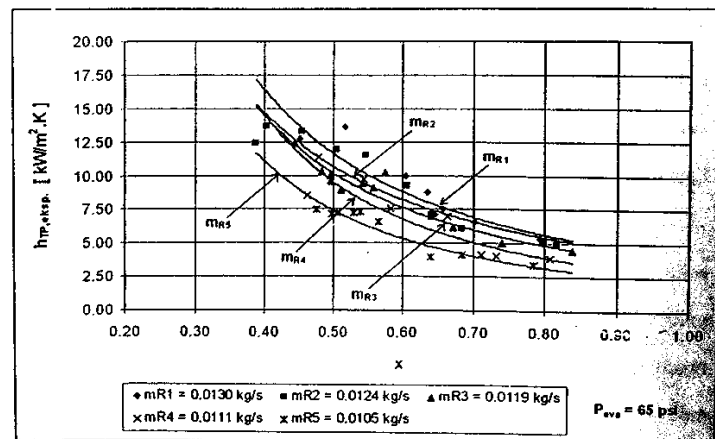


Gambar 2.3 Grafik hubungan beban pendingin terhadap COP (Anwar, 2010).

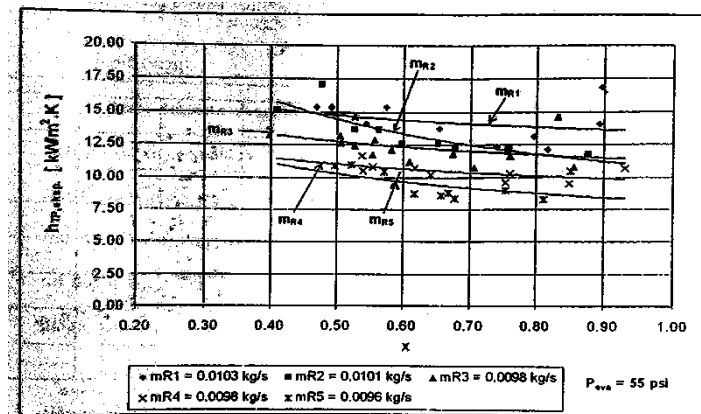
Santosa (2004) meneliti tentang koefisien perpindahan kalor evaporasi Petrozon Rossy 12 di dalam saluran halus mendatar. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui koefisien perpindahan kalor evaporasi Petrozon Rossy 12 di dalam saluran halus horizontal. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan metode eksperimental dengan menggunakan alat uji berupa sistem kompresi uap sederhana yang dimodifikasi. Alat uji juga ditambahkan perangkat penting dalam penelitian seperti orifice-manometer, pemanas listrik, dan seksi uji. Laju aliran massa refrigeran diukur menggunakan perangkat orifice-manometer, pemanas listrik digunakan untuk mengatur kualitas uap, dan untuk mengukur koefisien perpindahan kalor evaporasi menggunakan seksi uji. Pipa ganda dengan aliran berlawanan arah sebagai seksi uji. Pada penelitian dilakukan variasi parameter seperti laju aliran massa refrigeran, tekanan evaporasi, dan kualitas uap. Hasil penelitian Santosa (2003) menunjukkan bahwa koefisien evaporasi turun dengan naiknya kualitas dan variasi tekanan evaporasi menyebabkan perubahan fluks kalor. Penurunan tekanan evaporasi menyebabkan penurunan suhu evaporasi dan peningkatan fluks kalor. Pada gambar 2.4 grafik  $x-h_{TP,eks}$  untuk berbagai tekanan evaporasi (a)  $P_{eva} = 75$  psi, (b)  $P_{eva} = 65$  psi, (c)  $P_{eva} = 55$  psi.



(a)



(b)

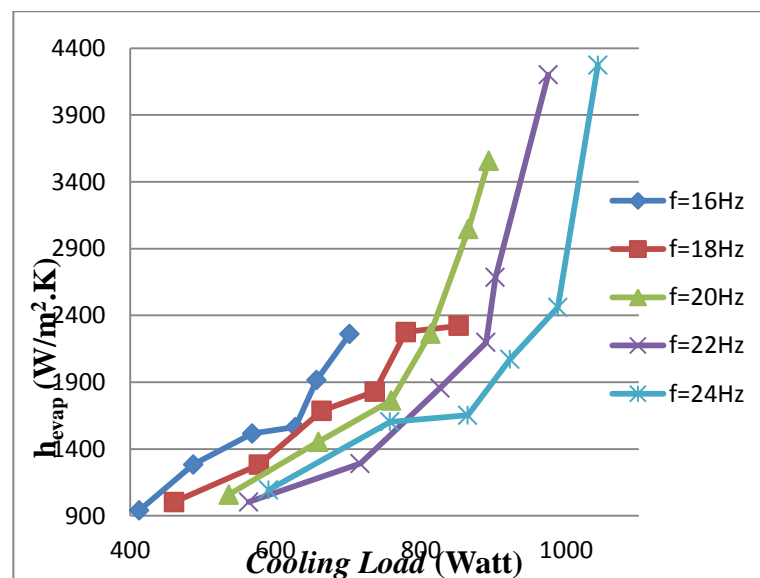


(c)

Gambar 2.4 Grafik  $x-h_{TP, \text{exp}}$  untuk berbagai tekanan evaporasi

(a)  $P_{\text{eva}} = 75$  psi, (b)  $P_{\text{eva}} = 65$  psi, (c)  $P_{\text{eva}} = 55$  psi  
(Santosa, 2003)

Nala (2017) meneliti tentang koefisien perpindahan kalor evaporasi di dalam saluran halus horizontal dengan variasi kapasitas beban pendingin dengan menggunakan refrigerant R-134a, penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh nilai kapasitas beban pendingin terhadap nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi dalam saluran halus horizontal, metode yang digunakan yaitu metode eksperimental, dengan variasi debit air yang masuk kedalam evaporator. Variasi beban pendingin diperoleh menggunakan debit air 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2 LPM yang masuk kedalam evaporator, pencatatan data dilakukan 5 menit pada setiap variasi debit air, hasil penelitian Nala (2017) menunjukkan bahwa nilai kapasitas beban pendingin yang tinggi mempengaruhi nilai koefisien perpindahan kalor yang mengalami kenaikan. Gambar 2.5 memperlihatkan grafik hubungan antara nilai kapasitas beban pendingin terhadap nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi.



Gambar 2.5 Grafik kapasitas beban pendingin (Colling Load) terhadap nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi (Nala, 2017)

Gambar 2.5 menunjukkan bahwa semakin besar debit air yang masuk kedalam evaporasi maka semakin besar kalor yang di serap oleh rifegeran sehingga mempercepat perubahan fasa cair menjadi fasa uap pada evaporator dan mempengaruhi nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi relative naik. Dengan nilai kapasitas beban pendingin tertinggi yaitu 1043,86 W pada frekuensi inverter

24 Hz dan nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi tertinggi yaitu 4273,53 (W/m<sup>2</sup>.K) pada frekuensi inverter 24 Hz.

## 2.2 Dasar Teori

### 2.2.1 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor (*heat transfer*) adalah ilmu yang mempelajari perpindahan energi yang terjadi akibat adanya perbedaan suhu antara benda atau material. Energi yang berpindah tersebut dinamakan kalor (heat). Perpindahan kalor dibagi atas tiga macam, yaitu:

#### 1. Perpindahan kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi merupakan proses perpindahan kalor dari suatu tempat yang bertemperatur tinggi ke tempat yang bertemperatur lebih rendah melalui suatu medium padat. Aliran kalor konduksi memindahkan kalor tanpa memindahkan molekul-molekul suatu medium.

Perpindahan kalor konduksi diatur oleh hukum Fourier, yaitu

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.1)$$

Keterangan:

- q : Laju perpindahan panas (W)
- A : Luas permukaan perpindahan kalor (m<sup>2</sup>)
- $\frac{dT}{dx}$  : Gradient temperature pada penampang (°C/m)
- k : Konduktifitas termal bahan (W/m.°C)

#### 2. Perpindahan kalor Radiasi

Perpindahan kalor radiasi adalah perpindahan kalor yang terjadi dengan rambatan foton yang tak terorganisir. Kalor diradiasikan dalam bentuk gelombang elektromagnetik, gelombang radio atau gelombang cahaya.

$$q_{\text{pancaran}} = \varepsilon \sigma A T^4 \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan :

- $\sigma$  = Konstan Stefan-Boltzmann ( $5,669 \times 10^{-8} \text{W/m.K}^4$ )
- A = Luas permukaan benda (m<sup>2</sup>)
- T = Suhu mutlak benda (K)
- $\varepsilon$  = Emisivitas suatu benda ( $0 < \varepsilon < 1$ )

3. Perpindahan kalor Konveksi

Perpindahan panas konveksi adalah perpindahan kalor yang disertai dengan perpindahan moleku-molekul zat perantara. Perpindahan kalor secara konveksi terjadi pada zat cair dan gas. Persamaan dasar untuk menghitung laju perpindahan panas konveksi, yaitu:

$$q = hA \Delta T \dots\dots\dots(2.3)$$

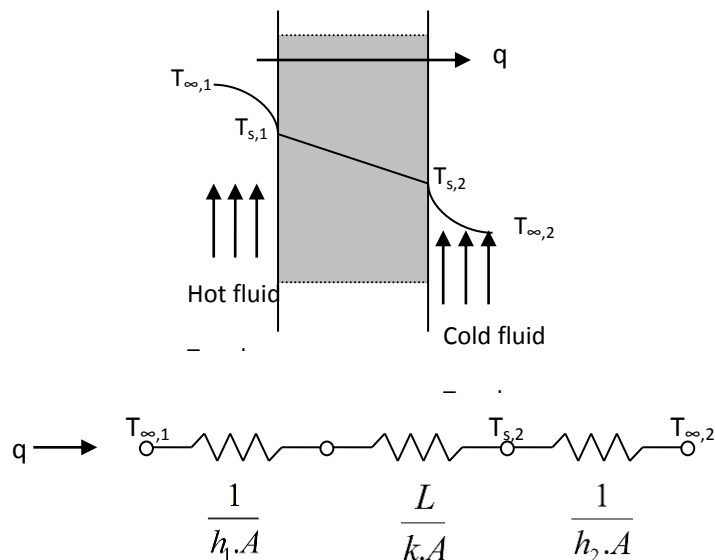
Keterangan:

- q = Laju perpindahan panas (W)
- h = Koefisien perpindahan panas konveksi (W/m<sup>2</sup>.<sup>0</sup>C)
- A = Luas permukaan (m<sup>2</sup>)
- $\Delta T$  = Perbedaan temperature (<sup>0</sup>C)

2.2.2 Perpindahan Kalor Konduksi(Stedi Satu Dimensi)

1. Dinding datar

Dinding datar tebal L pada gambar (2.6) berada pada lingkungan fluida bergerak.



Gambar 2.6 Perpindahan kalor pada dinding datar (Kurniawan, 2007)

Laju perpindahan kalor ditentukan dengan Hukum *Fourier*,

$$q_{(x)} = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots\dots\dots (2.4)$$

Tahanan termal konduksi ditentukan berdasarkan persamaan (2.4) diatas,

$$R_{t,kond} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots (2.5)$$

Jika analisis mencakup sistem konveksi maka tahanan termal konveksi dapat ditentukan berdasarkan persamaan (2.2),

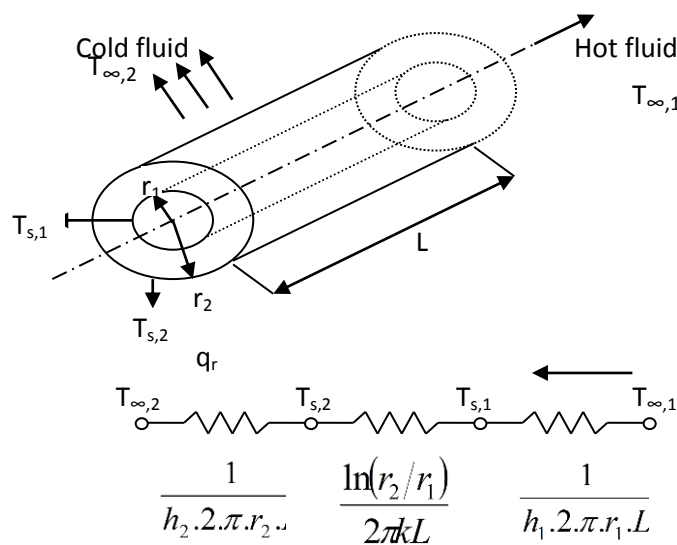
$$R_{t,konv} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots (2.6)$$

Jadi laju perpindahan kalor menjadi:

$$q_{(x)} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{total}} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} + \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\left(\frac{L}{kA}\right)} + \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\left(\frac{1}{h_2 A}\right)} \dots\dots\dots (2.7)$$

2. Silinder

Contoh umum adalah silinder berlubang atau pipa seperti pada gambar (2.7), dimana permukaan dalam dan luar berhadapan dengan fluida yang mempunyai temperatur berbeda.



Gambar 2.7 Perpindahan kalor pada silinder (pipa) (Kurniawan,2007)



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

$$q_{(x)} = \frac{2\pi k L (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \dots\dots\dots (2.8)$$

Tahanan termal,

$$R_{t,kond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} \dots\dots\dots (2.9)$$

Apabila peninjauan melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka:

$$q_{(r)} = \frac{2\pi L (T_{\infty,1} - T_{\infty,2})}{\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2 r_2}} \dots\dots\dots (2.10)$$

### 2.2.3. 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, di mana fluida yang memiliki suhu lebih tinggi akan memberikan kalor pada fluida yang lebih rendah suhunya sehingga diperoleh suhu yang diinginkan pada masing-masing aliran (Firman, 2014).

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

- I. *Cooler* berfungsi untuk mendinginkan fluida, medium utama yang digunakan adalah air.
- II. *Condensor* yang berfungsi untuk mengubah fluida dari fase uap menjadi fase cair dengan medium pendingin berupa air atau *refrigeran*.
- III. *Heater* berfungsi untuk memanaskan fluida, biasanya menggunakan pemanas berupa *steam*.
- IV. *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).

- V. *Reboiler* yang berfungsi menguapkan kembali hasil bawah (*bottom*) menara destilasi dengan medium pemanas berupa *steam* atau lainnya.

#### 2.2.4. Jenis-jenis Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor dibedakan menjadi beberapa tipe, yaitu 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:

##### A. *Recuperative Heat Exchanger*

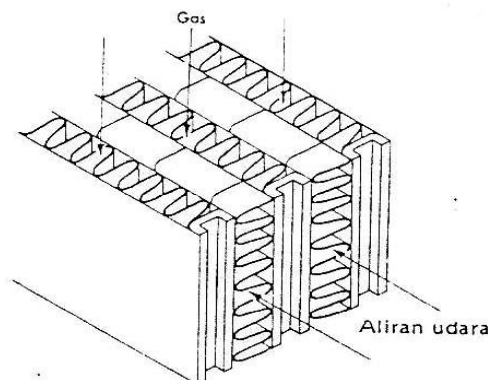
Merupakan jenis *heat exchanger* dengan dinding pemisah yang tidak bergerak. *Recuperative* dibedakan menjadi tiga, yaitu:

##### I. *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*)

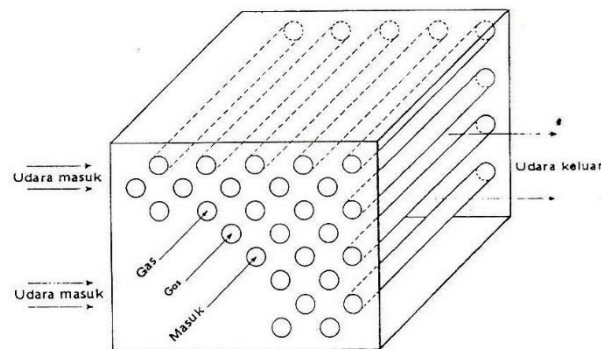
Masing-masing fluida tak bercampur saat melintas melalui penukar kalor, sehingga suhu fluida-fluida yang meninggalkan penampang pemanas tidak seragam, pada satu sisi lebih panas dari pada sisi lainnya. Aliran tak bercampur ditunjukkan seperti pada gambar (2.8).



Gambar 2.8 Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang. dengan kedua fluidanya tak bercampur. (Firman, 2014)

- Aliran bercampur (*mixed flow*)

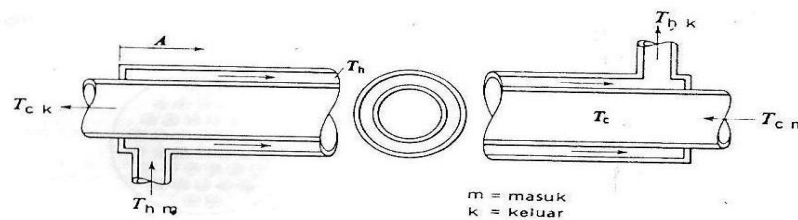
Salah satu fluida tak bercampur sedangkan fluida lainnya bercampur sempurna saat melintas melalui penukar kalor. Suhu aliran bercampur akan seragam pada setiap penampang dan hanya berbeda-beda dalam arah aliran. Aliran bercampur ditunjukkan seperti pada gambar (2.9).



Gambar 2.9 Pemanas udara aliran lintang yang melukiskan aliran lintang dengan satu fluidanya bercampur dan fluida lainnya tak bercampur (Firman, 2014)

## II. Coaxial tube heat exchanger

Tipe ini merupakan penukar kalor sederhana yang terdiri atas dua lingkaran pipa dengan diameter berbeda seperti terlihat pada gambar (2.10).



Gambar 2.10 Diagram penukar kalor sederhana (Kurniawan, 2007)

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)*

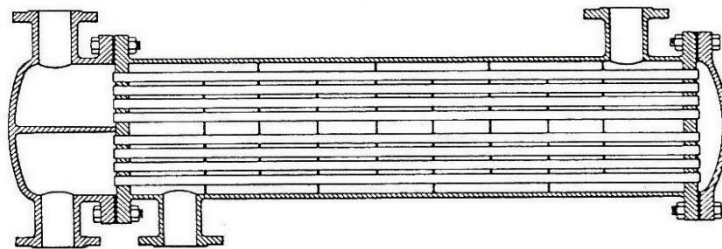
Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang sama.

- *Counter Flow (CF)*

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

III. *Multi pass shell and tube*

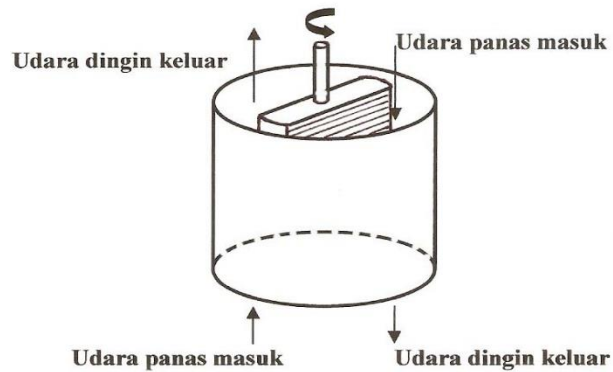
Guna menaikkan luas permukaan perpindahan kalor efektif, kebanyakan penukar kalor komersial menggunakan lebih dari satu lintas melalui pipa-pipa dan fluida yang mengalir diluar pipa-pipa di dalam cangkang diarahkan bolak-balik dengan sarana sekat-sekat (*baffles*). Penukar kalor tersebut digambarkan seperti gambar (2.11).



Gambar 2.11 Penukar kalor shell and tube dengan sekat-sekat (*baffles*) *Segmen* (Haryanto, 2015)

B. *Regenerative Heat Exchanger*

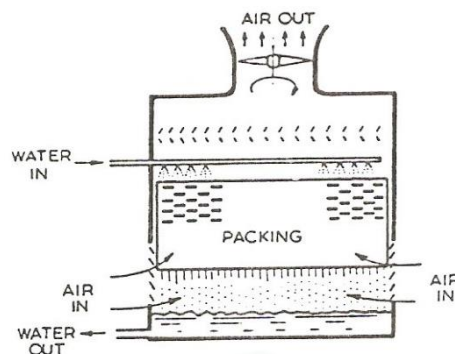
Pada jenis ini dinding pemisah dapat berputar dalam periode waktu tertentu. Seperti pada gambar (2.12), satu sisi dari dinding pemisah berhubungan dengan fluida panas sedang sisi yang lain dengan fluida dingin. Perpindahan kalor terjadi setelah dinding pemisah diputar. Jenis *regenerative* ini diantaranya digunakan dalam *air heater* pada *boiler*.



Gambar 2.12 Regenerative heat exchanger (Haryanto, 2015)

### C. Direct Contact Heat Exchanger

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 (2.13).



Gambar 2.13 Cooling Tower (Haryanto, 2015)

Prinsip kerja *Cooling Tower* adalah mendinginkan air dengan masuk 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*.

### 2.2.5. Perpindahan kalor pada *Heat Exchanger*

Perencanaan *heat exchanger* dilakukan untuk memindahkan beban kalor yang ada melalui luas perpindahan kalor yang dibutuhkan. Dalam hal ini terdapat dua modus analisis perpindahan kalor itu yaitu modus simulasi dan modus desain.

#### 1. Modus Simulasi

Dalam modus simulasi ini yang dicari adalah laju perpindahan kalor sedangkan luas permukaan alat penukar kalor telah diketahui untuk *heat exchanger* aliran kompleks.

$$Q = U \times A \times F \times LMTD \dots\dots\dots (2.11)$$

Dengan:

- Q = laju perpindahan kalor (J/dt)
- U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh (J/dt m<sup>2</sup>°C)
- A = luasan bidang perpindahan kalor (m<sup>2</sup>)
- F = faktor koreksi LMTD
- LMTD<sub>CF</sub> = beda temperatur rata-rata logaritmik (°C)

Harga luasan bidang perpindahan kalor (A) yaitu:

$$A = N \times \pi \times L \times OD_{Tube} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dengan:

- L = Panjang tube (m)
- N = Jumlah *tube*
- OD<sub>Tube</sub> = Diameter luar *tube* (m)

#### 2. Modus Desain

Modus desain adalah kebalikan dari modus simulasi yaitu yang dicari adalah luas permukaan alat penukar kalor dengan laju perpindahan kalor telah diketahui.

$$A = \frac{Q}{U \times F \times LMTD} \dots\dots\dots (2.13)$$

### 2.2.6. 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. 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  $\Delta T$ , yaitu:

$$Q = U \times A \times \Delta T \dots\dots\dots (2.14)$$

Dengan berbagai asumsi di bawah ini dapat dibuktikan bahwa harga beda temperatur ( $\Delta T$ ) dalam persamaan di atas 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 di atas dipenuhi, maka persamaan berubah menjadi persamaan 2.15

$$Q = U \times A \times LMTD \dots\dots\dots (2.15)$$

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,

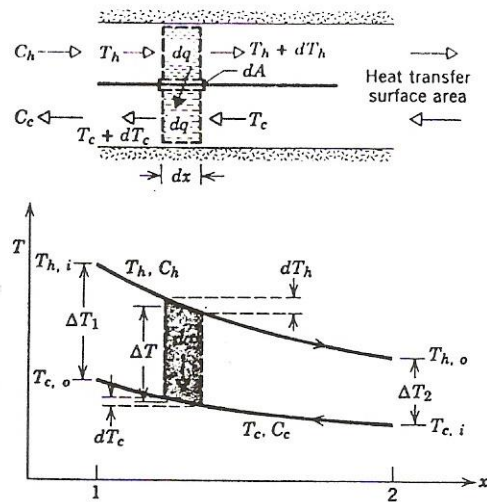
sedangkan keadaan fluida dingin diidentifikasi sama seperti fluida panas, maka beda temperatur rata-rata logaritmik adalah:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[ \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]} \dots\dots\dots (2.16)$$

Untuk aliran berlawanan arah (*counter flow*) ditunjukkan pada gambar (2.14).

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

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



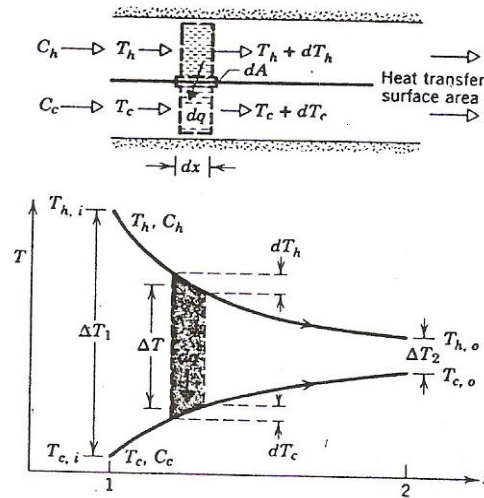
Gambar 2.14 Profil temperatur aliran berlawanan (*counter flow*) (Haryanto, 2015)

Untuk aliran searah (*parallel flow*) yang ditunjukkan pada gambar (2.15).

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

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





Gambar 2 15 Profil temperatur aliran searah (parallel flow) (Haryanto, 2015)

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:

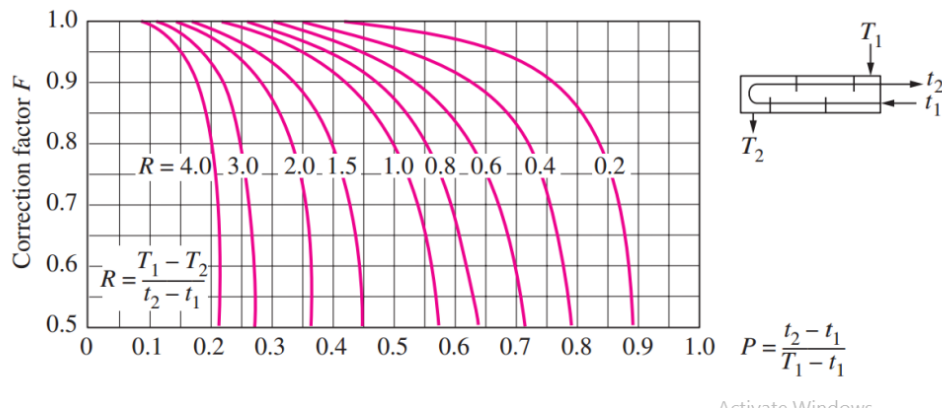
$$LMTD = F.LMTD_{CF} \dots\dots\dots (2.17)$$

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

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \dots\dots\dots (2.19)$$

Setelah harga R dan P diketahui maka harga F dapat ditentukan dengan menggunakan grafik faktor koreksi (F) seperti gambar (2.16) untuk alat penukar kalor *shell and tube* dengan satu lintas *shell* dan dua atau kelipatannya lintas *tube*.



Gambar 2.16 Grafik faktor koreksi (F) untuk 1 shell pass dan 2 atau kelipatan tube pass (Cengel, 2003)

**2.2.7. 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.

$$\begin{aligned}
 Q &= \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot \Delta T \\
 &= \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots\dots\dots (2.20)
 \end{aligned}$$

Atau,

$$\begin{aligned}
 Q &= \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot \Delta T \\
 &= \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}) \dots\dots\dots (2.21)
 \end{aligned}$$

Dengan:

- $\dot{m}$  = laju aliran massa dari fluida kerja (Kg/dt)
- $C_p$  = kalor jenis fluida (KJ/Kg.K)
- $\Delta T$  = beda temperatur (°C)
- $T_{h,i}$  = temperatur input fluida panas (°C)
- $T_{h,o}$  = temperatur output fluida panas (°C)
- $T_{c,i}$  = temperatur input fluida dingin (°C)
- $T_{c,o}$  = temperatur output fluida dingin (°C)

### 2.2.8. Koefisien Perpindahan Kalor Evaporasi

Koefisien perpindahan kalor evaporasi dalam saluran halus horizontal tidak bisa langsung atau sangat sulit didapatkan dengan cara analitik. Sifat fluida baik sifat fisik maupun sifat termodinamik yang menentukan koefisien tersebut berubah karena terjadinya perubahan fasa. Kondisi yang tidak simetri akibat pengaruh gravitasi semakin menyulitkan analisis. Sehingga penentuan koefisien perpindahan kalor evaporasi ditentukan dengan cara eksperimental dari hukum *Newton* tentang pendinginan (Santosa, 2003) pada persamaan 2.22

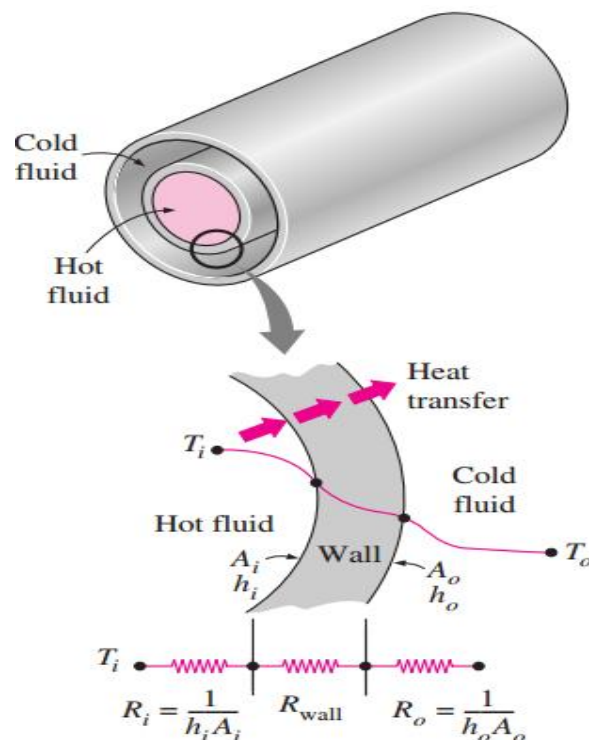
$$h_{TP} = \frac{\dot{q}}{T_{w,i} - T_{sat}} \dots \dots \dots (2.22)$$

dengan:

$\dot{q}$  = fluks kalor ( $\text{W}/\text{m}^2$ )

$T_{w,i}$  = suhu dinding dalam saluran ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{sat}$  = suhu jenuh fluida di tengah saluran ( $^{\circ}\text{C}$ )



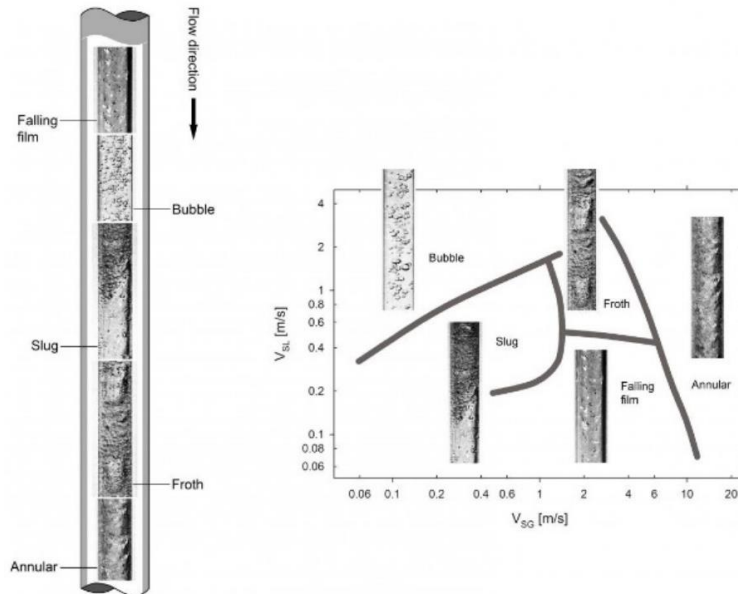
Gambar 2.17 Skema perpindahan Kalor Evaporasi (Cengel, 2003)

Akan tetapi ada beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam menentukan nilai koefisien evaporasi, sebagai berikut:

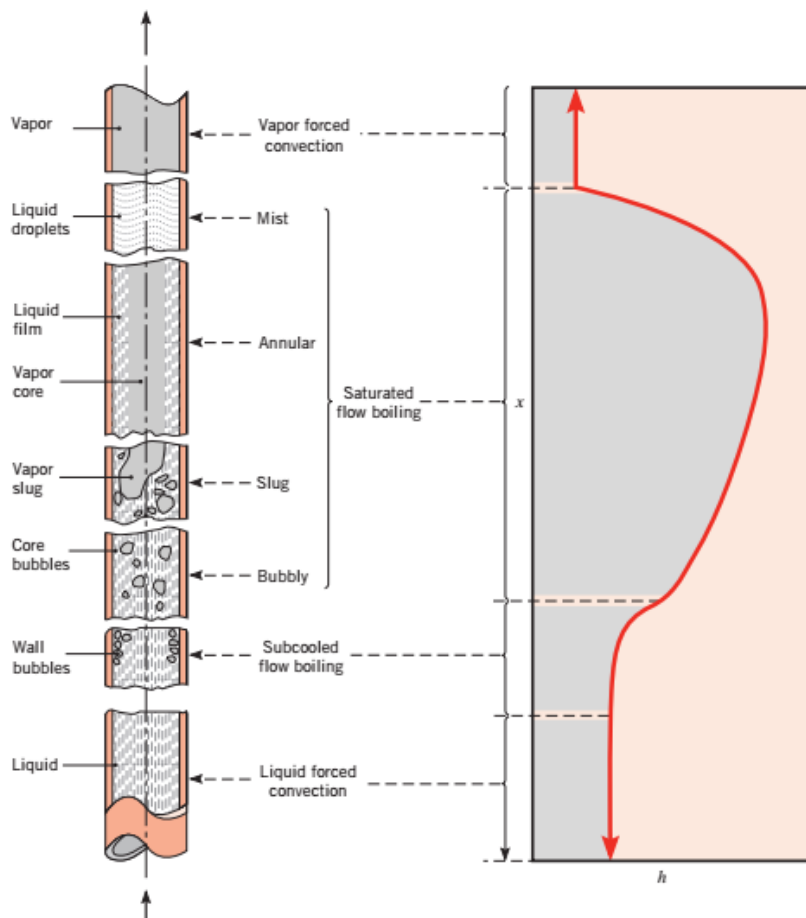
- a. Tegangan permukaan,  $\sigma$
- b. Perbedaan suhu dinding dalam dengan suhu saturasi, ( $\Delta T = T_{w,i} - T_{sat}$ )
- c. Gaya badan akibat perbedaan densitas,  $g(\rho_L - \rho_G)$
- d. Kalor laten evaporasi,  $h_{fg}$
- e. Panjang karakteristik, L atau D
- f. Sifat termofisika cairan dan uap, ( $\rho, c_p, k, \mu$ )
- g. Fluks kalor, ( $\dot{q}$ )
- h. Fluks massa, ( $G$ )

### 2.2.9. Pola Aliran

Analisa pola aliran dapat diketahui dengan mengasumsikan salah satu aliran laminar atau turbulen dan pada pemisahan lain atau efek kedua pada aliran yang terjadi. Ketika fluida cair menguap pada *heater*, fluida cair dan uap menghasilkan beberapa variasi konfigurasi yang disebut pola aliran (Collier, 1994). Pola aliran khusus tergantung pada kondisi tekanan, aliran, *heat flux*, dan geometri saluran. Pola aliran juga dapat dipengaruhi oleh posisi saluran, maka dapat dibedakan menurut posisinya yaitu pola aliran vertikal dan horisontal. Beberapa pola aliran vertikal menurun berlawanan arah jarum jam yang secara jelas dan umumnya dapat dikenali terdapat pada gambar 2.18.

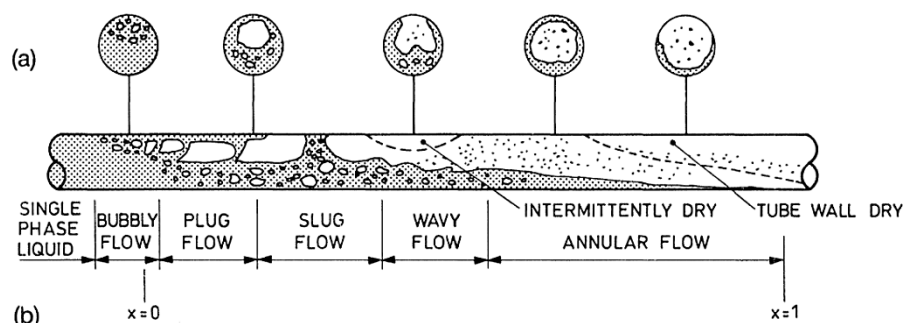


Gambar 2.18 Konfigurasi pipa vertikal dengan arah aliran kebawah (Collier, 1994)



Gambar 2.19 Konfigurasi pipa vertikal dengan arah aliran keatas (Collier, 1994)

Pola aliran fluida dapat terjadi pada laju aliran massa yang tinggi maupun rendah. Konfigurasi pola aliran yang terjadi pada laju aliran massa cair lebih besar terjadi pola aliran *bubble*, sedangkan pada kondisi laju aliran massa fasa cair lebih rendah dari pada gas, terjadi pola aliran yang disebut *falling film*. Kemudian seiring dengan laju evaporasi membuat kesetimbangan laju aliran massa fasa cair dan gas bercampur dan terjadi pola aliran *slug*, semakin tinggi kecepatan laju alirannya maka terjadi pola aliran *froth*. Diakhir proses evaporasi laju aliran fasa gas lebih besar dibanding dengan fasa cair, maka dapat terjadi pola aliran *annular*.



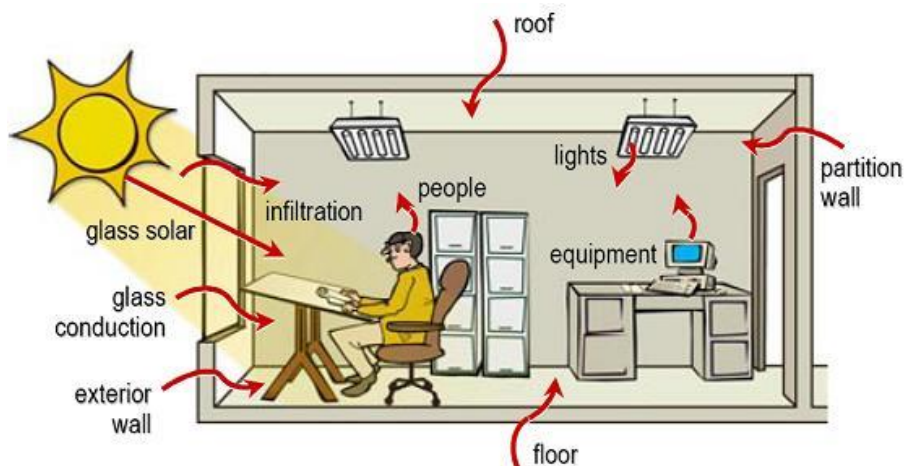
Gambar 2.20 Distribusi pola aliran saluran pipa horisontal (Collier, 1994).

Pola aliran horisontal pada gambar 2.16 terbentuk ketika penguapan dalam pipa horisontal dipengaruhi oleh kesetimbangan termodinamik dan hidrodinamik seperti pada aliran vertikal. Pada pipa horisontal yang dipanaskan, rangkaian pola aliran relatif memiliki kecepatan rendah pada saluran masuk pipa. Dalam segi perpindahan kalor, kemungkinan terjadi pengeringan dan pembasahan kembali pada permukaan bagian atas pipa termasuk dalam aliran *slug* dan *wavy* dan semakin mengering sepanjang pipa yang kemudian termasuk dalam aliran *annular*. Pada kecepatan fluida pada saluran masuk yang lebih tinggi pengaruh gravitasi berkurang, distribusi fasa menjadi lebih simetris dan pola aliran menjadi lebih seperti aliran vertikal

### 2.2.10. Beban Pendingin

Beban pendingin adalah jumlah panas yang dipindahkan oleh sistem pengkondisian udara setiap waktu. Beban pendingin terdiri atas panas yang berasal dari ruang dan tambahan panas, jumlah panas setiap saat yang masuk

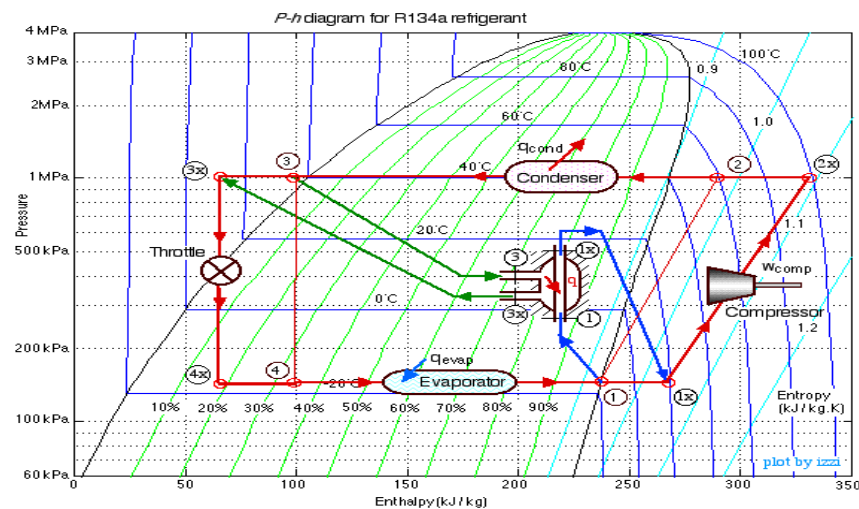
kedalam ruang melalui kaca secara radiasi maupun melalui dinding akibat perbedaan temperatur, pengaruh penyimpanan energi pada struktur bangunan, serta peralatan listrik seperti lampu dan peralatan elektronik lainnya.



Gambar 2.21 Skema beban pendingin (Syahputra, 2012)

### 2.2.11. Sistem Refigerasi Siklus Kompresi Uap

Sistem refrigerasi saat ini banyak menggunakan refrigerasi dengan sistem kompresi uap. Beberapa komponen utama dari sistem kompresi uap yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Dalam siklus ini uap refrigeran bertekanan rendah akan ditekan oleh kompresor sehingga menjadi uap refrigeran bertekanan tinggi, dan dikondensasikan menjadi cairan refrigeran bertekanan tinggi dalam kondensor. Kemudian fluida refrigeran tekanan tinggi tersebut diturunkan tekanannya oleh katup ekspansi lalu refrigeran tekanan rendah tersebut dapat menguap kembali dalam evaporator menjadi uap refrigeran tekanan rendah. Refrigerasi dapat dikatakan juga sebagai sebagai proses pemindahan panas dari suatu bahan atau ruangan ke bahan atau ruangan lainnya (Ilyas, 1993) dan menurut Tampubolon (2005) refrigerasi adalah usaha untuk mempertahankan suhu rendah yaitu suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaban yang sesuai dengan kondisi yang dipersyaratkan terhadap kondisi udara dari suatu ruangan tertentu, faktor suhu dan temperatur sangat berperan dalam memelihara dan mempertahankan nilai kesegaran ikan. Terlihat pada gambar 2.22 Skema mesin refrigerasi siklus kompresi uap.



Gambar 2.22 Skema refrigerasi siklus kompresi uap. (Urieli, tanpa tahun)

### 2.2.12. Kompresor

Kompresor merupakan sistem mekanik yang menggerakkan sistem refrigerasi untuk mempertahankan suatu perbedaan tekanan antara sisi tekanan rendah dan tekanan tinggi dari sistem refrigerasi. Tipe kompresor dibagi atas dua jenis, yaitu:

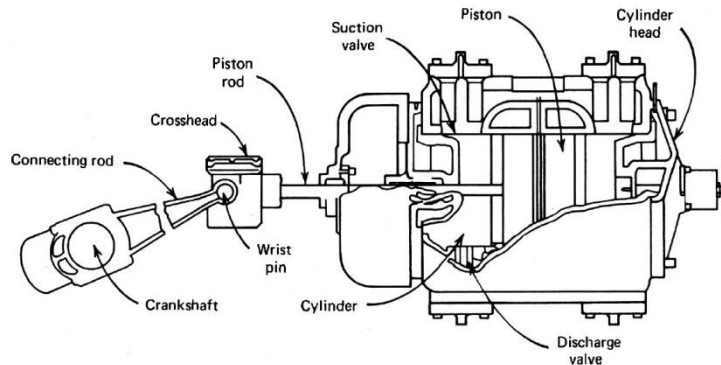
#### 1. Kompresor Torak

Kompresor torak adalah kompresor yang sistem kerjanya dipengaruhi oleh kinerja torak, yang bergerak dengan satu kali langka hisap dan satu langka tekan dengan waktu berlainan. Pada gambar 2.23 kompresor torak.

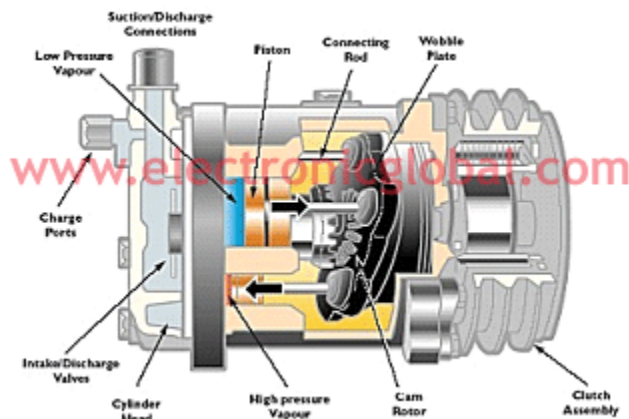
#### 2. Kompresor Rotary

Kompresor rotary adalah kompresor yang sistem kerjanya berdasarkan putaran roller pada rumahnya. Dengan prinsip kerja berputar satu kali pada porosnya dapat melakukan langka hisap dan langka tekan dalam waktu bersamaan. Pada gambar 2.24 kompresor rotary.





Gambar 2.23 Kompresor torak (Eletronic, 2011)



Gambar 2.24 Kompresor rotary (Electronic, 2011)

### 2.2.12. Kondenser

Kondenser merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk membuang kalor yang di serap dari evaporator dan panas dari kompresor serta mengubah wujud gas menjadi cair. Kondensor dapat di bedakan menjadi beberapa jenis, yaitu:

#### 1. *Air-cooled Condensor*

Pada *Air-cooled condensor*, merupakan jenis kondensor yang menggunakan siklus alamoah atau paksa dalam memindahkan refrigerant ke udara.

#### 2. *Evaporative condenser*

Evaporative condenser merupakan kondensor yang menggabungkan fungsi dari kondensor dan *cooling tower*.

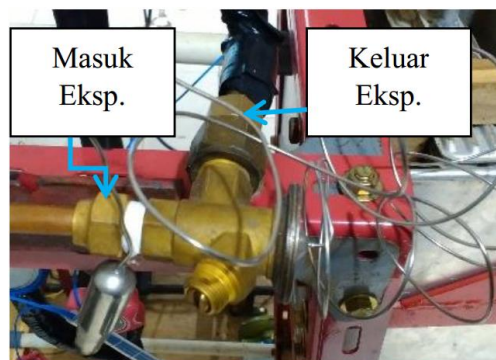
Untuk kondenser yang digunakan pada penelitian ini menggunakan kompresor, karena memudahkan dalam penelitian. Kondenser terlihat pada gambar 2.25.



Gambar 2.25 Kondenser

### 2.2.13. Katup Ekspansi

Katup ekspansi merupakan alat yang digunakan untuk menurunkan tekanan dan untuk mengekspansikan secara adiabatik cairan yang memiliki tekanan dan temperatur yang tinggi untuk mencapai tekanan dan temperatur yang rendah, dan memiliki fungsi untuk mengekspansikan refrigerant cair dari tekanan kondensasi ketekanan evaporasi. Katup ekspansi dapat dilihat pada gambar 2.26.



Gambar 2.26 Katup Ekspansi

#### 2.2.14. Evaporator (Penguap)

Evaporator (Penguap) adalah sebuah alat sistem pendingin yang memiliki fungsi sebagai penukar kalor, serta menguapkan refrigerant dalam sistem sebelum dihisap oleh kompresor. Dalam golongannya Evaporator dibagi atas 3 golongan diantaranya:

1. Evaporator jenis kering
2. Evaporator jenis setengah basah
3. Evaporator jenis basah

Perpindahan panas yang terjadi pada evaporator ialah konveksi paksa yang terjadi di dalam dan di luar tabung dan konduksi pada tabungnya. Pada gambar 2.27 memperlihatkan bentuk evaporator.



Gambar 2.27 Evaporator

