

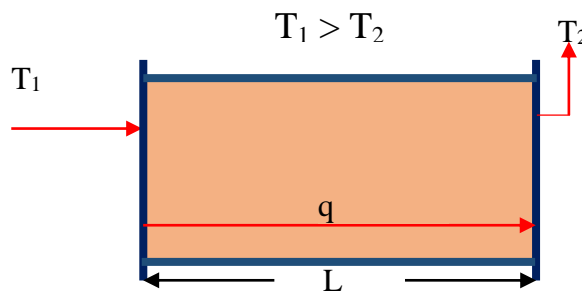
## BAB II DASAR TEORI

### 2.1. Pengertian Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor merupakan peristiwa terjadinya transfer panas dari medium satu ke medium lain baik melalui benda padat maupun fluida yang bertujuan untuk memanaskan atau mendinginkan. Perpindahan kalor dibagi menjadi tiga macam menurut mekanisme perpindahan kalornya, yaitu:

#### 2.1.1. Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi adalah proses perpindahan kalor yang terjadi pada media padat dari temperatur tinggi ke temperatur yang lebih rendah yang merambat melalui perantara molekul-molekul media padat tersebut karena adanya beda temperatur yang signifikan.



**Gambar 2.1** Perpindahan kalor konduksi

Perpindahan kalor yang terjadi secara konduksi pada suatu media padat dengan arah perambatan satu dimensi memiliki persamaan Hukum *Fourier* seperti dibawah ini:

$$q = -k.A \frac{\delta T}{\delta x} \dots\dots\dots(2.1)$$

Keterangan:

$k$  = konduktifitas termal bahan (W/m. K)

$A$  = luas penampang perpindahan kalor ( $m^2$ )

$\frac{\delta T}{\delta x}$  = gradient temperature yang terjadi pada penampang (K/m)

### **2.1.2. Perpindahan Kalor Konveksi**

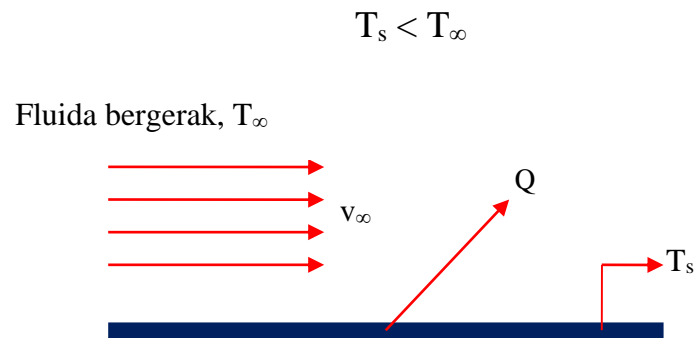
Jika fluida bertemperatur tinggi berada pada lingkungan bertemperatur rendah, maka akan terjadi perpindahan kalor secara konveksi dari fluida ke lingkungan. Hal ini terjadi karena pengaruh gerakan partikel-partikel fluida (Holman, 1988). Perpindahan kalor secara konveksi sendiri diklasifikasikan menjadi dua (2), yaitu :

#### **2.1.2.1. Konveksi Bebas (*free convection/natural convection*)**

Menurut Kreith (1985), konveksi bebas terjadi karena fluida dapat bergerak sebagai akibat perbedaan kerapatan yang disebabkan oleh perbedaan temperature di dalam fluida. Perbedaan kerapatan tersebut menyebabkan fluida yang lebih berat mengalir ke bawah dan fluida yang lebih ringan mengalir keatas. Kern (1983) mengemukakan bahwa konveksi bebas terjadi ketika pergerakan fluida tidak disebabkan oleh gangguan-gangguan mekanik.

#### **2.1.2.2. Konveksi Paksa (*forced convection*)**

Kern (1983) menyatakan bahwa konveksi paksa terjadi apabila gerakan pertukaran temperatur karena pengaruh gerakan mekanis atau energi dari luar.



**Gambar 2.2** Perpindahan kalor konveksi

Dalam buku J.P Holman laju perpindahan kalor (dalam W) tertulis :

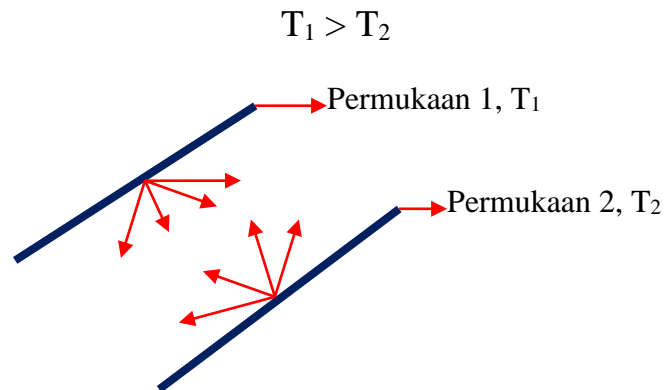
$$q = h \cdot A (T_\infty - T_s) \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan :

- h = koefisien perpindahan kalor konveksi ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ )
- A = luas permukaan perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )
- $T_s$  = temperatur permukaan (K)
- $T_\infty$  = temperatur fluida bebas (K)

### 2.1.3. Perpindahan Kalor Radiasi

Perpindahan kalor radiasi adalah perpindahan kalor dimana panas yang mengalir melalui perantara baik udara, gas maupun hampa (vakum) dengan temperatur yang sangat tinggi untuk bertujuan memanaskan permukaan yang jauh lebih dingin dari permukaan pemanasnya. Mekanisme perpindahan kalor dengan cara radiasi berbentuk pancaran atau gelombang elektromagnetik seperti digambarkan gambar 2.3 dibawah ini.



**Gambar 2.3** Perpindahan kalor radiasi

Perpindahan kalor radiasi dapat ditules dengan rumus :

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A(T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots(2.3)$$

Keterangan :

- $\varepsilon$  = emisivitas,  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  ( $\varepsilon = 1$  untuk benda hitam sempurna)
- $\sigma$  = konstanta Stefan Boltzman ( $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ )
- $T_1$  = suhu permukaan benda 1 (K)
- $T_2$  = suhu permukaan benda 2 (K)

Pada gambar 2.3 dijelaskan bahwa kalor yang terjadi secara konveksi pada aliran fluida dibagian tengah sedangkan terjadi konduksi pada bagian dinding pemisah antara fluida tersebut. Dalam perpindahan panas secara radiasi kondisi perpindahan panas radiasi dan konveksinya berbeda, dengan demikian koefisien konduksi dan konveksi dalam sebuah perhitungan perpindahan panas radiasi diganti dengan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) sebagai input untuk menghitung besarnya catu kalor yang terjadi (Q).

## 2.2. 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 :

- a. *Heater* berfungsi untuk memanaskan fluida, biasanya menggunakan pemanas berupa *steam*.
- b. *Cooler* berfungsi untuk mendinginkan fluida, medium utama yang digunakan adalah air.
- c. *Condensor* yang berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa uap menjadi fasa cair dengan medium pendingin berupa air atau *refrigerant*.
- d. *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).
- e. *Reboiler* yang berfungsi menguapkan kembali hasil bawah (*bottom*) menara destilasi dengan medium pemanas berupa *steam* atau lainnya.

## 2.3. Tipe-Tipe Alat Penukar Kalor

Alat penukar menurut kegunaan dan fungsinya dibedakan menjadi tiga tipe. 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*
- b. *Regenerative heat exchanger*
- c. *Direct contact heat exchanger*

### 2.3.1. *Recuperative Heat Exchanger*

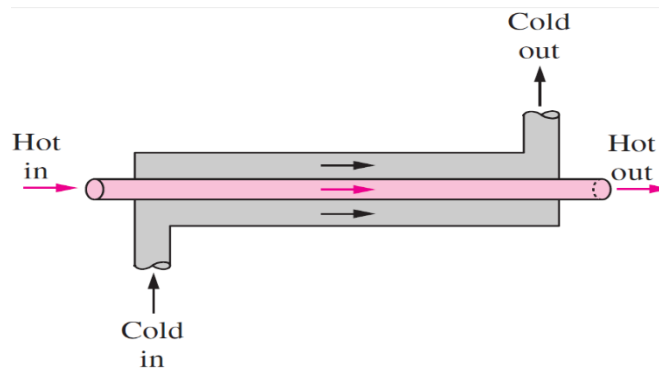
*Recuperative Heat Exchanger* merupakan jenis *heat exchanger* dengan dinding pemisah yang tidak bergerak. *Recuperative Heat Exchanger* dibedakan menjadi tiga, yaitu:

#### 2.3.1.1. *Coaxial tube heat exchanger*

*Coaxial tube heat exchanger* merupakan penukar kalor yang terdiri dari dua silinder dengan diameter yang berbeda. Ada dua aliran fluida yang terdapat pada tipe ini, yaitu fluida aliran yang melewati bagian pipa berdiameter kecil dan fluida lainnya yang melewati melalui bagian anular diantara ruang dua pipa tersebut. Berdasarkan arah aliran fluidanya *Heat exchanger* dibagi menjadi dua tipe aliran, yaitu:

##### a. *Parallel Flow (PF)*

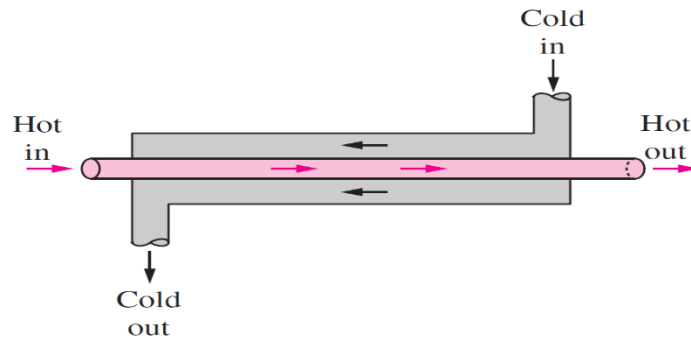
Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang sama.



**Gambar 2.4** Aliran searah (Cengel, 2017)

##### b. *Counter Flow (CF)*

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



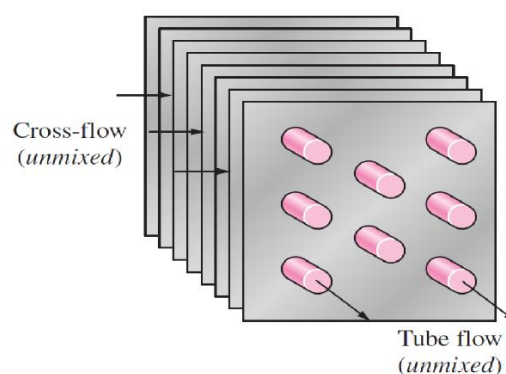
**Gambar 2.5** Aliran berlawanan arah (Cengel, 2017)

### 2.3.1.2. *Cross flow heat exchanger*

Penukar kalor bertipe aliran menyilang (*cross flow*) merupakan tipe aliran dimana kedua fluida mengalir sepanjang bidang alat penukar kalor bergerak dengan arah saling tegak lurus antara keduanya. Terdapat dua jenis *cross flow*, yaitu:

a. Aliran tak bercampur (*unmixed flow*)

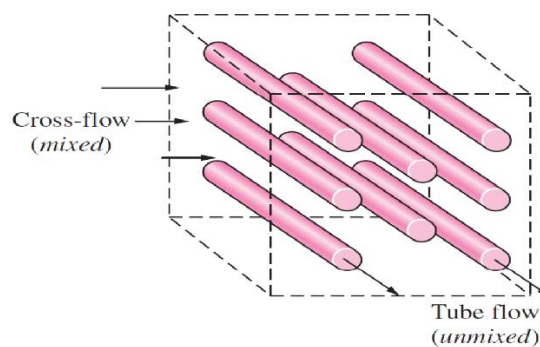
Fluida pada aliran ini tidak bercampur dengan fluida lain saat melewati permukaan alat penukar kalor. Akibat tidak bercampurnya fluida menyebabkan temperatur pada fluida saat di alat penukar kalor berbeda ketika fluida telah keluar dari alat penukar kalor tersebut. Jenis aliran ini dapat ditunjukkan pada gambar 2.6 dibawah ini.



**Gambar 2.6** Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur (Cengel, 2017)

b. Aliran bercampur (*mixed flow*)

Pada aliran ini fluida yang mengalir bercampur dengan fluida lain pada suatu saluran dan saluran yang satunya berfluida tak bercampur. Temperatur pada aliran ini seragam dan hanya berbeda arah aliran saja. Aliran jenis ini dapat dijelaskan pada gambar 2.7.

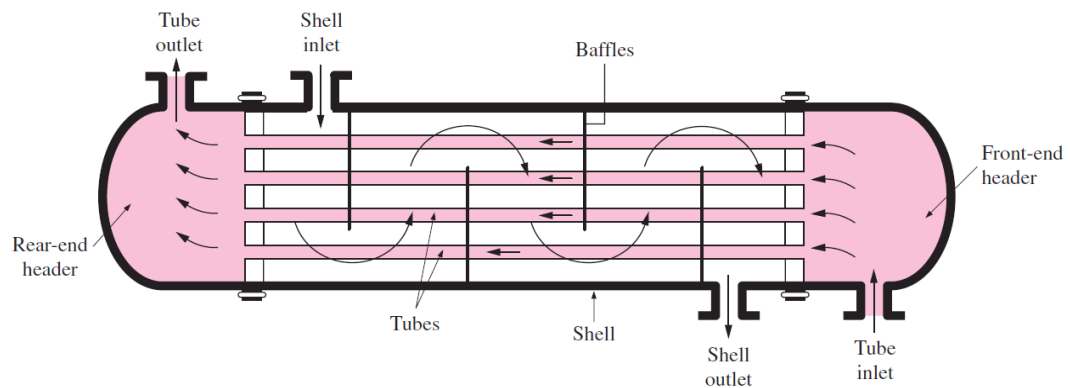


**Gambar 2.7** Pemanas udara aliran lintang yang melukiskan aliran lintang dengan satu fluidanya bercampur dan fluida lainnya tak bercampur (Cengel, 2017)

### 2.3.1.3. *Multi pass shell and tube*

Untuk membuat perpindahan kalor yang efektif untuk mendistribusikan panas maka salah satu cara yang dilakukan adalah memanjangkan saluran fluida untuk memperluas area permukaan perpindahan panas pada alat penukar kalor tersebut. Fluida pada *multi pass shell and tube* mengalir pada ruang-ruang diantara pipa-pipa didalam suatu *tube* dan diarahkan berbentuk zig-zag dengan sekat-sekat untuk memperpanjang arah aliran. *Multi pass shell and tube* dapat dijelaskan seperti gambar 2.8 dibawah ini.

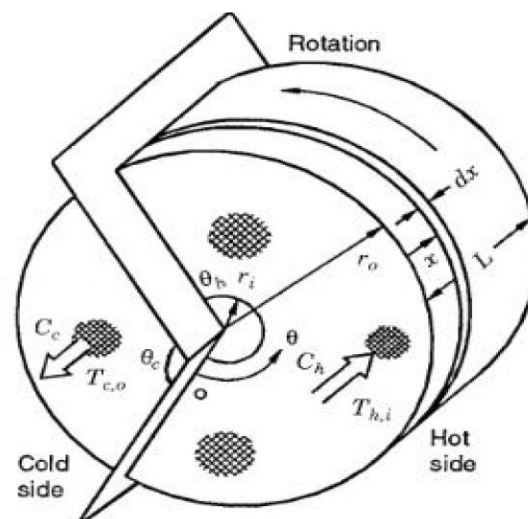




**Gambar 2.8** Penukar kalor *shell and tube* dengan sekat-sekat (*baffles*) segmen (Cengel, 2017)

### 2.3.2. Regenerative Heat Exchanger

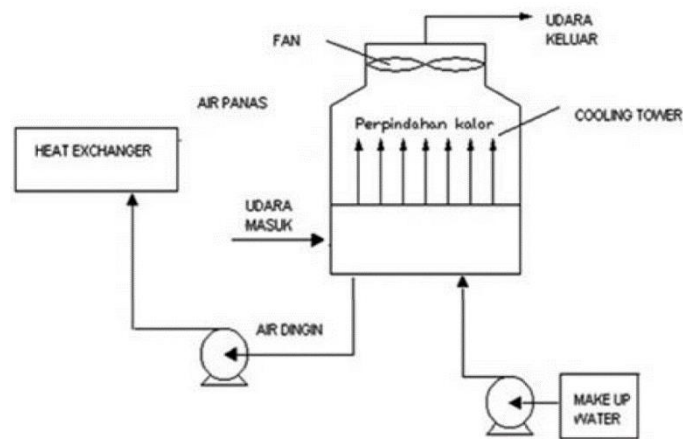
Pada jenis ini dinding pemisah antara udara masuk dan keluar dapat berputar sesuai periode waktu yang ditentukan. Udara masuk yang melewati dinding pembatas tersebut memiliki temperatur yang berbeda ketika keluar dari *Regenerative heat exchanger* dikarenakan udara pada sisi lainnya bertemperatur lebih rendah seperti yang dijelaskan pada gambar 2.9. *Regenerative heat exchanger* dipalikasikan pada boiler digunakan untuk *air heater*.



**Gambar 2.9** *Regenerative heat exchanger* (Falk, 2017)

### 2.3.3. Direct Contact Heat Exchanger

*Heat Exchanger* tipe kontak langsung adalah suatu proses perpindahan panas yang terjadi antara dua atau lebih fluida dan disertai dengan terjadinya proses pencampuran sejumlah massa dari fluida-fluida tersebut. Adanya perpindahan panas dari fluida-fluida tersebut biasanya diikuti oleh terjadinya perubahan fase dari salah satu fluida. Adanya perubahan fase menandakan bahwa telah terjadi transfer panas yang cukup besar dan akan meningkatkan kecepatan panas yang terjadi. Contoh dari *Direct Contact Heat Exchanger* dapat terjadi pada *Cooling Tower* seperti gambar 2.9.

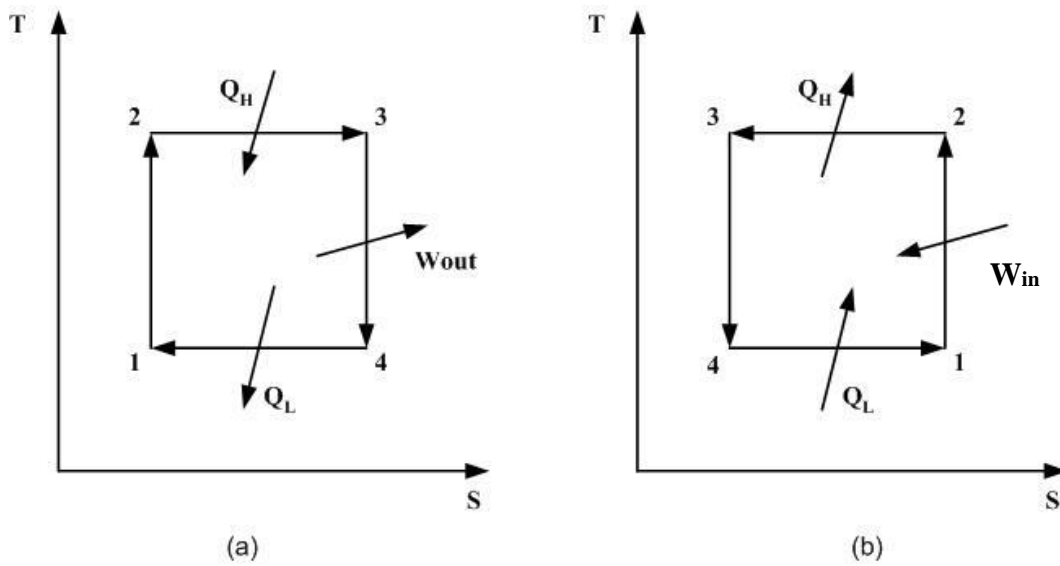


**Gambar 2.10** *Cooling Tower* (Handoyo, 2017)

Fungsi utama dari *Cooling Tower* adalah sebagai alat untuk mendinginkan air bertemperatur tinggi dari kondensor yang masuk melalui *sprayer* yang berada didalam menara yangkemudian melewati plat-plat penghalang hingga tertampung didasar tangki. Butir-butiran air yang terjatuh dari penampungan terjadi kontak langsung dengan udara secara konveksi paksa menggunakan *fan* atau kipas.

## 2.4. Siklus Carnot Dan Siklus *Reversed Carnot*

Gambar 2.11.a menggambarkan diagram T-S dari siklus Carnot dan gambar 2.11.b adalah kebalikan dari siklus Carnot.



**Gambar 2.11** (a) Siklus Carnot, (b) Siklus Reversed Carnot (Bayu, 2017)

#### 2.4.1. Siklus Carnot

Siklus Carnot terdiri dari empat proses yang reversibel yaitu :

Proses 1-2 : kompresi adiabatik.

Proses 2-3 : penambahan kalor secara isothermal.

Proses 3-4 : ekspansi adiabatik isentropik.

Proses 4-1 : pembuangan kalor secara isothermal.

#### 2.4.2. Siklus Reversed Carnot

Siklus Reversed Carnot terdiri dari empat proses yang reversibel yaitu :

Proses 1-2 : kompresi adiabatik.

Proses 2-3 : pembuangan kalor secara isothermal.

Proses 3-4 : ekspansi adiabatik isentropik.

Proses 4-1 : penambahan kalor secara isothermal.

## 2.5. Pernyataan Clausius

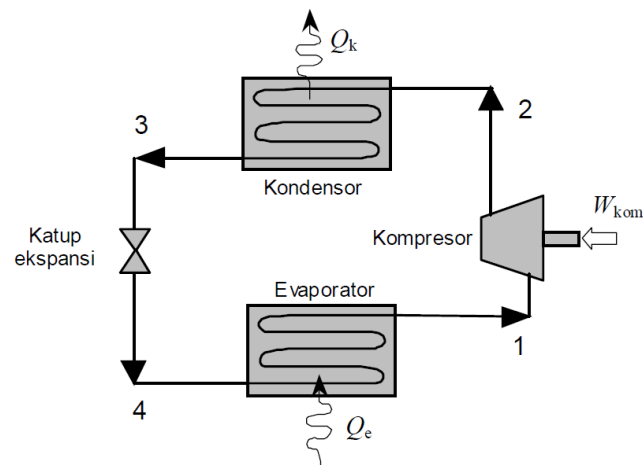
Refrigerasi adalah aplikasi dari hukum kedua Termodinamika yang dinyatakan oleh Clausius :

“adalah tidak mungkin penyerapan kalor dari media bertemperatur rendah ke media bertemperatur yang lebih tinggi pada alat penukar kalor tanpa adanya energi dari luar”

Kesimpulan dari pernyataan tersebut adalah sistem yang menghasilkan perpindahan kalor dari sumber yang lebih dingin ke penyerap yang lebih panas, membutuhkan masukan berupa kerja atau energi tambahan

## 2.6. Siklus Kompresi Uap Standar

Siklus kompresi uap dapat dijelaskan seperti pada gambar 2.12.



**Gambar 2.12** Siklus Kompresi Uap Standar (Aziz, 2017)

Proses ideal suatu siklus kompresi uap sederhana adalah sebagai berikut :

- Kompresor : Kompresi adiabatik dan reversibel dari uap jenuh menuju tekanan kondenser akibat kerja kompresor.
- Kondensor : Pelepasan kalor pada tekanan konstan menyebabkan penurunan keadaan uap panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigeran.
- Katup ekspansi : Ekspansi pada entalpi konstan sehingga refrigeran turun tekanan dan temperaturnya.

Evaporator : Penambahan kalor pada tekanan tetap yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh.

## **2.7. Evaporator**

Evaporator berfungsi untuk mengevaporasikan atau menguapkan cairan refrigeran pada tekanan dan temperatur rendah, dan selama proses evaporasi refrigeran mengambil dan menyerap kalor dari lingkungan sehingga terjadi proses pendinginan.

### **2.7.1. Panas Yang Dipindahkan Evaporator**

Kalor yang diserap berupa cairan atau udara dari lingkungan yang didinginkan. Panas yang dipindahkan berupa panas sensibel (perubahan temperatur) dan panas laten (perubahan wujud).

#### **2.7.1.1. Panas Sensibel**

Temperatur refrigeran yang memasuki evaporator dari katup ekspansi harus sampai temperatur jenuh penguapan (*evaporator saturation temperature*). Setelah terjadi penguapan, temperatur uap yang meninggalkan evaporator harus pula dinaikkan untuk mendapatkan kondisi uap panas lajut (*super heated vapor*).

#### **2.7.1.2. Panas Laten**

Perpindahan panas terjadi penguapan pada refrigeran. Untuk terjadinya perubahan wujud, diperlukan panas laten. Dalam hal ini perubahan wujud tersebut adalah dari cair menjadi uap atau menguap (evaporasi). Refrigeran akan menyerap panas dari ruang sekelilingnya.

Adanya proses perpindahan panas pada evaporator dapat menyebabkan perubahan wujud dari cair menjadi uap. Penurunan suhu terjadi karena adanya penyerapan panas pada evaporator secara terus menerus. Evaporator dapat menyerap panas karena turunnya temperatur refrigeran akibat penguapan dari siklus refrigerasi didalamnya. Kapasitas evaporator adalah kemampuan evaporator untuk menyerap panas dalam periode waktu tertentu dan sangat ditentukan oleh perbedaan temperatur evaporator (*evaporator temperature difference*). Kemampuan memindahkan panas dan konstruksi evaporator (ketebalan, panjang dan sirip) akan sangat mempengaruhi kapasitas evaporator.

## **2.7.2. Jenis Evaporator Berdasarkan Cairan Yang Didinginkan**

### **2.7.2.1. Evaporator Banjir**

*Flooded evaporator* merupakan jenis evaporator dimana menggunakan sistem ekspansi basah yang sisi keluaran refrigeran tidak 100% uap, melainkan campuran uap dan air.

### **2.7.2.2. Evaporator Kering**

*Dry evaporator* Merupakan jenis evaporator dimana menggunakan sistem ekspansi kering yang sisi keluaran refrigerant adalah 100% uap karena proses penguapan yang sempurna.

## **2.7.3. Jenis Ekspansi Pada Evaporator**

### **2.7.3.1. Ekspansi Langsung**

Pada ekspansi langsung (*direct expansion*), kalor dievaporator langsung diserap oleh fluida (air atau udara) untuk digunakan langsung dalam proses pendinginan.

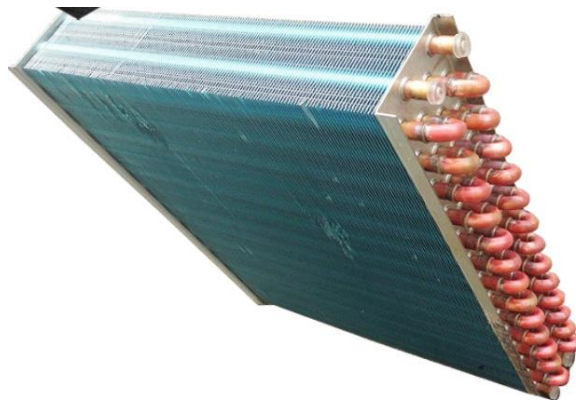
### 2.7.3.2. Ekspansi Tidak Langsung

Pada ekspansi tidak langsung (*indirect expansion*), penyerapan kalor di evaporator dengan media cair (air atau brine) kemudian media cair yang telah didinginkan ini baru digunakan dalam proses pendinginan. Biasanya media penyerapan kalor dengan media cair digunakan pada sistem pendingin yang menggunakan sistem *chiller* atau menggunakan *secondary cycle* (jenis tidak langsung).

### 2.7.4. Jenis Evaporator Pada Sistem Pendingin Berdasarkan Konstruksinya

#### 2.7.4.1 Jenis Pipa Bersirip (*Finned Evaporator*)

*Finned evaporator* merupakan jenis evaporator dengan bentuk spiral bertingkat dengan jarak antara pipa (*pitch tube*) bervariasi dan memiliki sirip-sirip. Bentuk yang dimiliki evaporator jenis ini bertujuan meningkatkan koefisien perpindahan panas dan sirip sebagai permukaan penyerapan panas sekunder atau perantara pipa evaporator. Evaporator jenis ini biasa digunakan oleh mesin pendingin AC. Berikut adalah gambar *Finned Evaporator*.



**Gambar 2.13** *Finned evaporator* (alibaba.com//DAKING, 2017)

#### 2.7.4.2 *Bare Tubes Evaporator*

*Bare tubes evaporator* merupakan jenis evaporator berbentuk bertingkat, biasanya berbentuk zig-zag dan juga berbentuk spiral bertingkat. Pada umumnya *Bare Tubes Evaporator* terbuat dari material tembaga atau baja. Pada material tembaga biasanya menggunakan refrigeran selain amonia, sedangkan pada material baja menggunakan amonia sebagai refrigerannya. *Bare Tubes Evaporator* biasanya digunakan untuk mendinginkan cairan melalui celah-celah pipa evaporator tersebut.



**Gambar 2.14** *Bare tube evaporator* bentuk spiral bertingkat  
(alibaba.com//WH, 2017)

#### 2.7.4.3. *Evaporator Tipe Pelat Datar (Plate Type Evaporator)*

Evaporator tipe pelat datar merupakan evaporator berbentuk zig-zag yang umumnya berbahan dasar tembaga atau alumunium dan dipasang tertanam pada sebuah pelat datar. Pelat dasar berfungsi untuk media penyerap sekunder panas dan juga untuk memisahkan evaporator dengan fluida yang didinginkan. Jenis evaporator tipe pelat datar juga mudah dibersihkan dan mudah dibentuk sesuai kebutuhan. Aplikasi Evaporator Tipe Pelat datar adalah sebagai pendingin makanan pada kulkas dan pembeku (*freezer*).





**Gambar 2.15** *Plate type evaporator* (alibaba.com//TATATO, 2017)

#### **2.7.4.4. Shell And Tube Evaporator**

*Shell and tube evaporator* merupakan evaporator yang pipa-pipanya (*shell*) berada disebuah cangkang (*tube*) yang besar, dimana cangkang tersebut sebagai tempat mengalirnya fluida yang didinginkan. *Shell And Tube Evaporator* diklasifikasikan menjadi dua jenis yaitu, evaporator kering (*direct-expansion evaporator*) dan evaporator banjir (*flooded evaporator*). Pada evaporator jenis kering aliran masuk refrigeran dikendalikan oleh katup ekspansi. Sedangkan pada evaporator jenis banjir arus refrigeran dikendalikan oleh katup pelampung yang bertindak sebagai katup ekspansi.



**Gambar 2.16** *Shell and tube evaporator* (alibaba.com//WH, 2017)

## 2.8. Analisis Perpindahan Kalor Pada *Heat Exchanger* Evaporator Jenis Pipa Bersirip

### 2.8.1. Modus Silmulasi

Modus simulasi merupakan rumus pada studi alat penukar kalor yang digunakan untuk mencari nilai catu kalor dari evaporator mesin AC split. Dalam mencari nilai catu kalor dalam modus ini biasanya mempergunakan luas permukaan perpindahan panas sebagai parameter awal untuk acuan perhitungan. Hasil dari nilai catu kalor pada metode ini bukanlah nilai mutlak, melainkan nilai simulasi yang kemudian dapat dibandingkan dengan nilai catu kalor dilabel spesifikasi pabrik. Modus simulasi dalam perhitungannya juga menggunakan metode LMTD (beda temperatur rata-rata logaritmik). Metode LMTD dapat digunakan jika semua temperatur masuk dan keluar baik udara dan refrigeran telah diketahui atau dapat dicari. Berikut adalah rumus dasar catu kalor yang digunakan untuk evaporator pada mesin AC split.

$$Q_{\text{eva}} = U_o \cdot A_o \times F \cdot \text{LMTD}_{\text{CF}} \dots\dots\dots(2.4)$$

Keterangan :

- $Q_{\text{eva}}$  = Catu kalor evaporator (W)
- $U_o$  = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh luar pipa (W/m<sup>2</sup>. K)
- $A_o$  = Luasan bidang perpindahan kalor luar pipa (m<sup>2</sup>)
- F = Faktor koreksi  $\text{LMTD}_{\text{CF}}$
- $\text{LMTD}_{\text{CF}}$  = Beda temperatur rata-rata logaritmik *Counter Flow* (K)

Luas permukaan perpindahan kalor yang digunakan adalah luas perpindahan kalor luar pipa ( $A_o$ ). Nilai luas perpindahan kalor luar pipa dapat diselesaikan dengan persamaan 2.5.

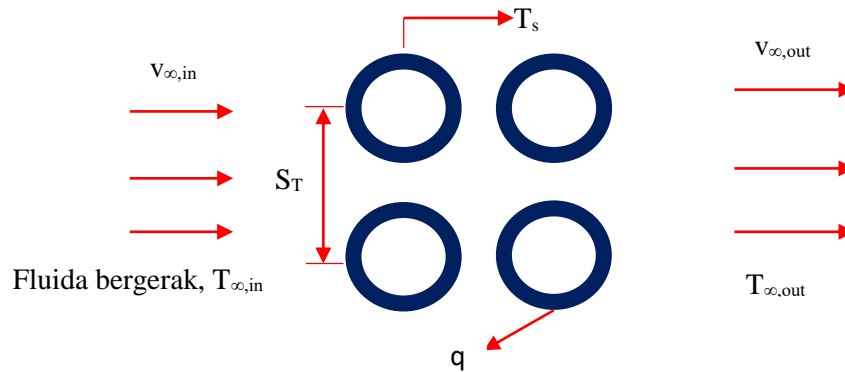
$$A_o = N \cdot \pi \cdot D_o \cdot L_{\text{eva}} \dots\dots\dots(2.5)$$

Keterangan :

- N = Jumlah *tube* evaporator
- D<sub>o</sub> = Diameter luar pipa (m)
- L<sub>eva</sub> = panjang pipa evaporator pertingkat (m)

**2.8.2. Laju Perpindahan Kalor Udara Pada Evaporator**

Laju perpindahan kalor pada sekumpulan *tube* 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.



**Gambar 2.17** Aliran udara pada evaporator

Pada buku J.P Holman dituliskan :

$$q = \dot{m}_{\infty, in} \cdot c_{p_{\infty, in}} \cdot (T_{\infty, in} - T_{\infty, out}) \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana :

$$\dot{m}_{\infty, in} = \rho_{\infty, in} \cdot A_{eva} \cdot v_{\infty} \dots \dots \dots (2.7)$$

Keterangan :

$\dot{m}_{\infty, in}$  = laju aliran massa udara masuk susunan *tube* (kg/s)

$c_{p\infty, in}$  = Panas jenis udara bebas masuk susunan *tube* (kJ/kg.K)

$T_{\infty, in}$  =  $T_{h, in}$  = temperaur udara bebas masuk evaporator (K)

$T_{\infty, out}$  =  $T_{h, out}$  = temperatur udara bebas keluar evaporator (K)

$\rho_{\infty, in}$  = Densitas udara bebas masuk susunan *tube* (kg/m<sup>3</sup>)

$A_{eva}$  = Luas udara masuk permukaan evaporator (m<sup>2</sup>)

$v_{\infty}$  = Kecepatan udara bebas masuk evaporator (m/s)

$R$  = Konstanta gas ideal udara (J/kg.K)

$P_{atm}$  = Tekanan udara pada 1 atm(kg/m.s<sup>2</sup>)

### 2.8.3. Koevisien Perpindahan Kalor Di Dalam Pipa

Perhitungan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan kalor sisi dalam *tube* ( $h_i$ ) diurutkan sebagai berikut:

- a. Massa spesifik aliran *suction* ( $\dot{m}_{suc}$ )

Evaporator memiliki masukan refrigeran fasa campuran dan keluaran refrigeran fasa gas, maka massa spesifik aliran *suction* dapat diselesaikan dengan persamaan 2.8.

$$\dot{m}_{suc} = \frac{Q_{eva, sp}}{h_{g, suc} - h_{fg, suc}} \dots\dots\dots(2.8)$$

Keterangan :

$Q_{eva, np}$  = Kapasitas pendingin evaporator pada label spesifikasi pabrik (kW)

$h_{g, suc}$  = Entalpi fasa gas pada bagian *suction* (kJ/kg)

$h_{fg, suc}$  = Entalpi fasa campuran pada bagian *suction* (kJ/kg)

b. Fluks massa aliran *suction* ( $G_{suc}$ )

$$G_{suc} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{suc}}{\pi \cdot D_i^2} \dots\dots\dots(2.9)$$

Keterangan :

- $D_i$  = Diameter dalam pipa (m)  
 $\dot{m}_{suc}$  = Massa spesifik aliran *suction* (kg/s)

c. Angka Reynold aliran *suction* ( $Re_{suc}$ )

Dalam setiap penukar kalor selalu ada perpindahan kalor dari suatu fluida ke fluida lainnya. Pengetahuan dasar mengenai aliran fluida sangat membantu dalam menganalisis perpindahan kalor yang terjadi. Jenis aliran fluida di dalam pipa atau saluran dapat diketahui dengan menentukan bilangan Reynolds yaitu:

$$Re_{suc} = \frac{G_{suc} \cdot D_i}{\mu_{suc}} \dots\dots\dots(2.10)$$

- Dengan :  $Re < 2300$  *laminar flow*  
 $2300 \leq Re \leq 4000$  *transitional flow*  
 $Re \geq 4000$  *turbulent flow*

Keterangan :

- $G_{suc}$  = Flux massa aliran *suction* (kg/m<sup>2</sup>.s)  
 $D_i$  = Diameter dalam pipa (m)  
 $\mu_{suc}$  = Viskositas termal refrigeran temperatur *suction* (kg/m.s)

d. Angka Nusselt refrigeran 2 fasa pada tekanan *suction* ( $Nu_{suc}$ )

Pierre (1969), pada percobaannya dengan menggunakan pipa evaporator horizontal dengan jenis refrigeran R-22 dan material evaporator menggunakan tembaga, menghasilkan sebuah korelasi yang digunakan secara luas untuk perhitungan koefisien perpindahan kalor dua fasa rata-rata yang dikenal dengan *Pierre Boiling Number* (angka Pierre). Dari penelitiannya tersebut menghasilkan 2 buah korelasi, yaitu korelasi untuk evaporasi sempurna, dimana cairan pendingin keluar berupa 100% uap dan korelasi evaporasi tidak sempurna, dimana cairan pendingin keluar berupa campuran uap dan cairan. Korelasi-korelasi tersebut dapat dijelaskan seperti dibawah ini.

d.1. Evaporasi sempurna

$$Nu_{suc} = 1,0 \cdot 10^{-2} \cdot (Re_{suc}^2 \cdot K_f)^{0,4} \dots\dots\dots(2.11)$$

d.2. Evaporasi tidak sempurna

$$Nu_{suc} = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot Re_{suc} \cdot K_f^{0,5} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana :

$$K_f = \frac{h_{out} - h_{in}}{Leva \cdot N \cdot g} \dots\dots\dots(2.13)$$

Keterangan :

$h_{out}$  = Fase entalpi keluar evaporator (kJ/kg)

$h_{in}$  = Fase entalpi masuk evaporator (kJ/kg)

$N$  = Jumlah *tube* pada evaporator

$L_{eva}$  = Panjang pipa evaporator pertingkat (m)

$g$  = Percepatan gravitasi bumi ( $m/s^2$ )

$Nu_{suc}$  = Angka Nuselt dua fasa refrigeran pada tekanan *suction*

$K_f$  = *Pierre Boiling Number*

$Re_{suc}$  = Angka Reynolds refrigeran bagian *suction*

$Re^2 \cdot K_f < 3,5 \cdot 10^{11}$

$Nu_{suc} < 420$

e. Koefisien perpindahan panas luar pipa ( $h_i$ )

$$h_i = \frac{Nu_{suc} \cdot k_{suc}}{D_i} \dots\dots\dots(2.14)$$

Keterangan :

$Nu_{suc}$  = Angka Nusselt dua fasa refrigeran pada tekanan *suction*

$k_{suc}$  = Konduktivitas termal refrigeran pada tekanan *suction* (W/m.K)

$D_i$  = Diameter dalam pipa (m)

f. Temperatur *wall* ( $T_w$ )

$$T_w = T_{suc} + \left( \frac{Q_{eva,sp} \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_{eva} \cdot N} \right) \dots\dots\dots(2.15)$$

Keterangan :

$T_{suc}$  = Temperatur refrigeran tekanan *suction* (K)

$Q_{eva,sp}$  = Kapasitas pendingin evaporator pada label spesifikasi pabrik (W)

$k$  = Konduktivitas termal material pipa (W/m.K)

$L_{eva}$  = Panjang pipa evaporator per-tingkat (m)

#### 2.8.4. Koevisien Perpindahan Kalor Di Luar Pipa

Perhitungan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan kalor sisi luar *tube* ( $h_o$ ) diurutkan sebagai berikut:

a. Temperatur udara pada susunan *tube* ( $T_u$ )

Temperatur udara dapat diasumsikan temperatur rata-rata antara permukaan dinding pipa evaporator dengan udara masuk evaporator. Dengan asumsi tersebut maka persamaan didapat seperti dibawah ini.

$$T_u = \frac{T_w + T_{\infty,in}}{2} \dots\dots\dots(2.16)$$

Keterangan :

$T_w$  = Temperatur *wall* (K)

$T_{\infty,in}$  = Temperatur udara bebas masuk evaporator (K)

b. Densitas pada udara

$$\rho_u = \frac{P_{atm}}{R \cdot T_u} \dots\dots\dots(2.17)$$

Keterangan :

$R$  = Konstanta gas pada udara (J/kg.K)

$P_{atm}$  = Tekanan udara pada 1atm (Pa)

$T_u$  = Temperatur udara dalam evaporator (K)



c. Luas udara masuk permukaan evaporator

Luas udara masuk evaporator diasumsikan adalah luas semburan udara dari *blower* masuk evaporator ( $A_{eva}$ ). Nilai luas semburan udara masuk evaporator dapat diselesaikan dengan persamaan 2.18.

$$A_{eva} = L_{eva} \cdot t_{eva} \dots \dots \dots (2.18)$$

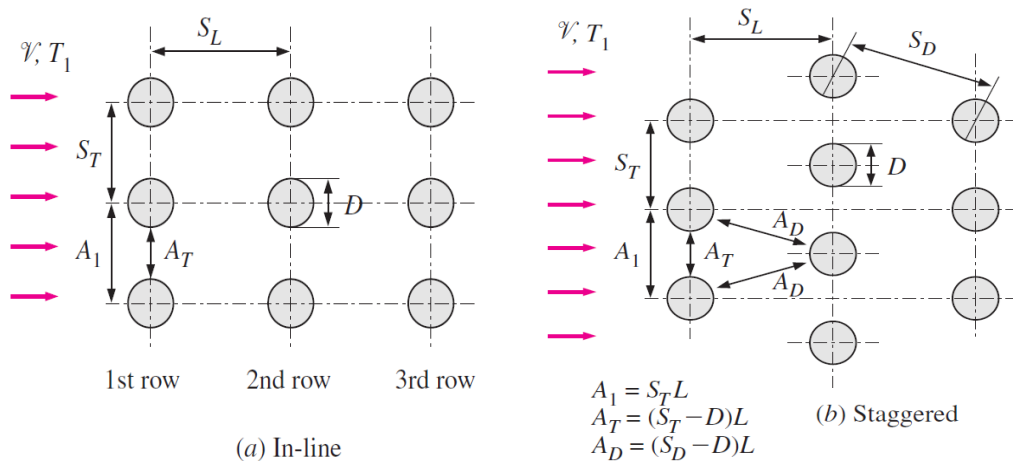
Keterangan :

$L_{eva}$  = Panjang pipa evaporator per tingkat (m)

$t_{eva}$  = Tinggi evaporator (m)

d. Kecepatan udara maksimum pada susunan *tube* ( $v_{max}$ )

Pada umumnya berkas *tube* adalah segaris (*in-line*) dan selang-seling (*staggered*) seperti gambar 2.18. Karakteristik geometrinya ditandai oleh *pitch* melintang (*transverse pitch*) disimbolkan dengan  $S_T$  dan *pitch* memanjang (*longitudinal pitch*) disimbol dengan  $S_L$ . Pada berkas selang seling biasanya ditambahkan dengan *pitch* diagonal (*diagonal pitch*) disimbolkan dengan  $S_D$  yang merupakan jarak diagonal antara pusat *tube* tersusun selang-seling.



**Gambar 2.18** (a) *In-line tube layout*, (b) *Staggered tube layout* (Cengel, 2017)

d.1. Rumus menghitung diagonal *pitch* ( $S_D$ )

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + (S_L)^2} \dots\dots\dots(2.19)$$

d.2. Rumus menghitung kecepatan maksimum aliran *in-line*

$$v_{max} = \frac{S_T \cdot v_{\infty}}{S_T - D} \dots\dots\dots(2.20)$$

d.3. Rumus menghitung kecepatan maksimum aliran *staggered*

$$v_{max} = \frac{S_T \cdot v_{\infty}}{S_T - D}, \text{ untuk kasus } S_D > \frac{S_T + D}{2} \dots\dots\dots(2.21)$$

Atau,

$$v_{max} = \frac{S_T \cdot v_{\infty}}{2(S_D - D)}, \text{ untuk kasus } S_D < \frac{S_T + D}{2} \dots\dots\dots(2.22)$$

Keterangan :

$v_{max}$  = kecepatan aliran maksimum pada susunan *tube* (m/s)

$v_{\infty}$  = kecepatan aliran bebas (m/s)

$D$  =  $D_o$  = diameter luar pipa (m)

e. Angka Reynolds udara ( $Re_u$ )

Dalam setiap penukar kalor selalu ada perpindahan kalor dari suatu fluida ke fluida lainnya. Pengetahuan dasar mengenai aliran fluida sangat membantu dalam menganalisis perpindahan kalor yang terjadi. Jenis aliran fluida melewati sekumpulan pipa dapat diketahui dengan menentukan bilangan Reynolds yaitu:

$$Re_u = \frac{\rho_u \cdot v_{max} \cdot D_o}{\mu_u} \dots\dots\dots(2.23)$$

Keterangan:

- $\mu_u$  = Viskositas udara (kg/m.s)
- $\rho_u$  = Densitas udara (kg/m<sup>3</sup>)
- $v_{max}$  = kecepatan maksimum udara pada susunan *tube* (m/s)
- $D_o$  = Diameter luar pipa evaporator (m)

f. Menghitung angka Nusslet udara ( $Nu_u$ )

Angka Nusselt dapat dicari dengan sebuah korelasi pada buku J.P Holman seperti dibawah ini:

$$Nu_u = C \cdot Re_u^n \cdot Pr^{1/3} \dots\dots\dots(2.24)$$

Keterangan :

- $Re_u$  = Angka Reynolds udara
- $Pr$  = Bilangan Prandtl

Nilai C dan n dicari ditabel pada buku J.P. Holman, seperti gambar 2.19.

$\frac{S_p}{d}$	$\frac{S_n}{d}$							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
<i>Selang-seling</i>								
0,6	—	—	—	—	—	—	0,236	0,636
0,9	—	—	—	—	0,495	0,571	0,445	0,581
1,0	—	—	0,552	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,531	0,565	0,575	0,560
1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568
2,0	0,448	0,572	0,462	0,568	0,535	0,556	0,498	0,570
3,0	0,344	0,592	0,395	0,580	0,488	0,562	0,467	0,574

**Gambar 2.19** Tabel mencari nilai C dan n (J.P Holman, 2017)

g. Koefisien perpindahan panas luar pipa ( $h_o$ )

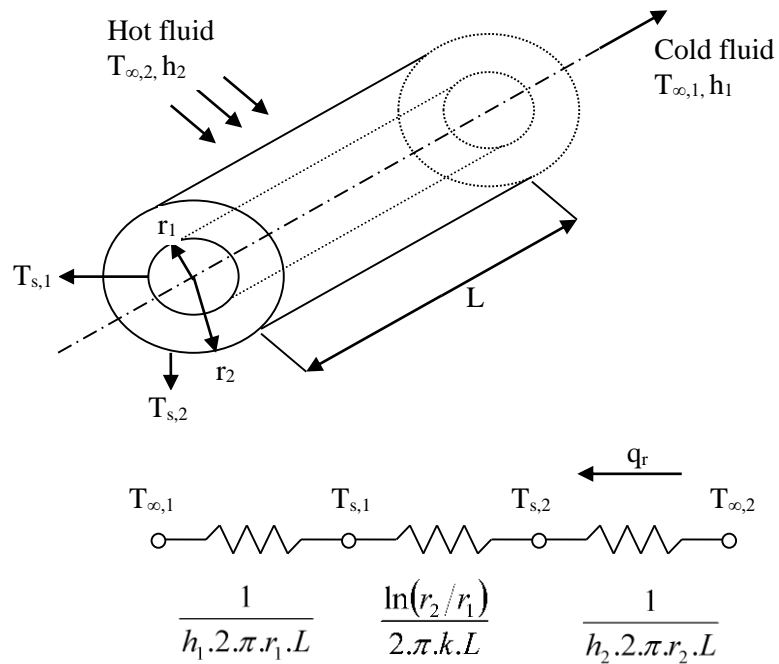
$$h_o = \frac{Nu_u \cdot k_u}{D_o} \dots\dots\dots(2.25)$$

Keterangan :

- $Nu_u$  = Angka Nusselt udara
- $k_u$  = Konduktivitas termal udara (W/m.K)
- $D_o$  = Diameter dalam pipa (m)

**2.8.5. Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan**

Evaporator AC split memiliki bentuk silinder berlubang atau pipa seperti pada gambar 2.20, dimana permukaan dalam dan luar berhadapan dengan fluida yang mempunyai temperatur berbeda.



**Gambar 2.20** Perpindahan kalor pada silinder (pipa)

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

$$q_{(x)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \dots\dots\dots(2.26)$$

Tahanan termal :

$$R_{t,kond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \dots\dots\dots(2.27)$$

Apabila peninjauan melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka:

$$U_o = \frac{1}{(R_{konveksi,i} \cdot A_o) + (R_{konduksi} \cdot A_o) + (R_{konveksi,o} \cdot A_o)} = \frac{1}{R_{total}}$$

Sehingga ,

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \left(\frac{r_o}{k} \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)\right) + \left(\frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i}\right)} \dots\dots\dots(2.28)$$

Keterangan:

- $r_o$  = Jari-jari luar evaporator (m)
- $r_i$  = Jari-jari dalam evaporator (m)
- $h_o$  = Koevisien perpindahan panas diluar pipa evaporator (W/m<sup>2</sup>.K)
- $h_i$  = Koevisien perpindahan panas didalam pipa evaporator (W/m<sup>2</sup>.K)
- $k$  = Konduktivitas termal material pipa (W/m.K)
- $L$  = Panjang pipa (m)
- $T_{s,1}$  = Temperatur permukaan pipa dalam (K)
- $T_{s,2}$  =  $T_w$  = Temperatur permukaan pipa luar/wall (K)

### 2.8.6. Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik (LMTD)

Temperatur fluida pada alat penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi ada beda potensial diantara tiap titik pada suatu permukaan terjadinya perpindahan kalor dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur lebih dingin pada waktu yang ditentukan. Sehingga laju aliran panas yang terjadi dalam kondisi konstanpun dapat mempengaruhi nilai laju aliran panas yang terjadi sepanjang permukaan alat penukar kalor dikarenakan beda temperatur antara fluida panas dan dingin.

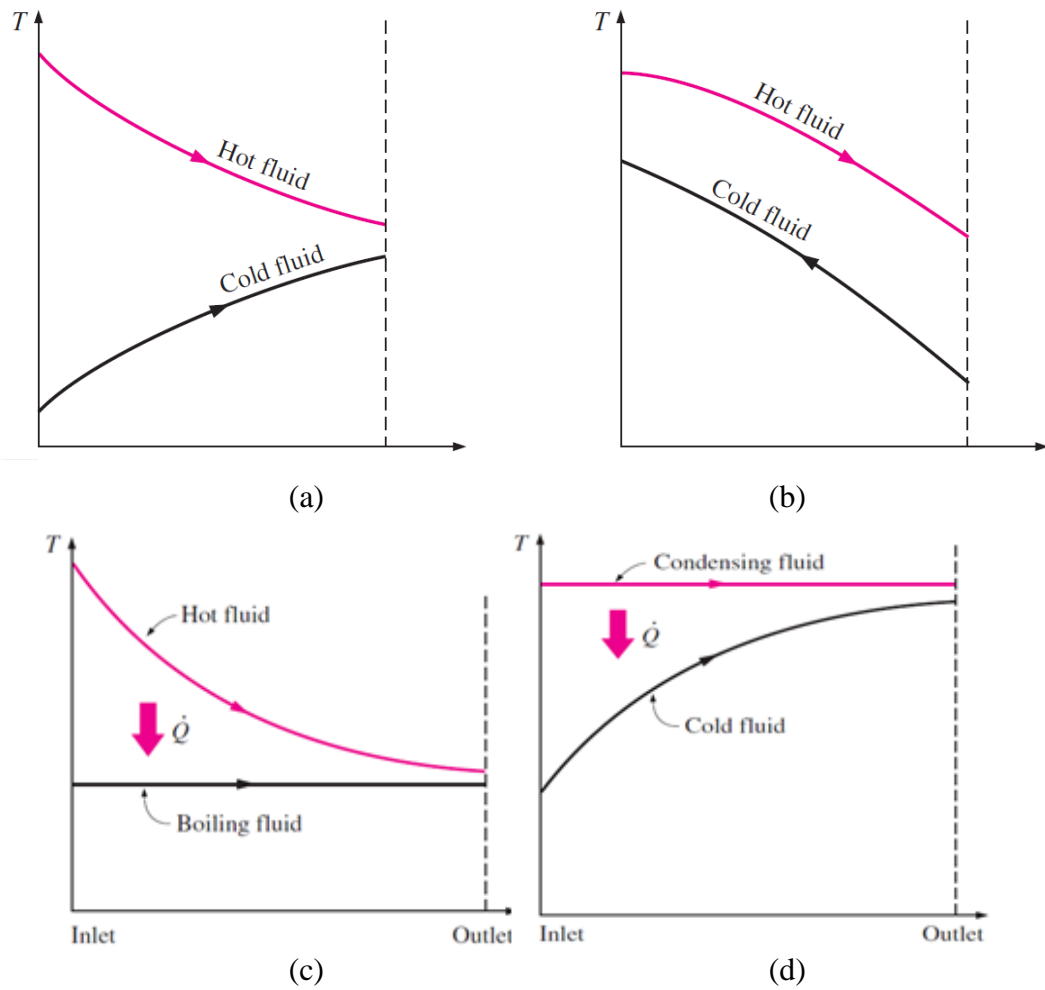
Perpindahan kalor dapat ditentukan dengan menggunakan hukum Newton tentang pendinginan yang menghubungkan  $Q$  dengan  $\Delta T$ , yaitu:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \dots \dots \dots (2.29)$$

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

- a. Harga  $U$  konstan untuk seluruh panjang pipa.
- b. Laju aliran fluida konstan, memenuhi ketentuan *steady state*.
- c. Kalor jenis ( $c_p$ ) dianggap konstan.
- d. Kehilangan kalor diabaikan.
- e. Konduksi aksial memanjang pipa diabaikan.

Apabila ketentuan diatas dipenuhi, maka persamaan berubah menjadi persamaan 2.4. Besarnya LMTD dapat dihitung berdasarkan jenis susunan aliran yang diterapkan dalam penukar kalor. 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. Berikut adalah empat susunan dasar LMTD.



**Gambar 2.21** (a) Aliran searah arah, (b) Aliran berlawanan arah, (c) Penerima kalor bertemperatur konstan, (d) Sumber penghasil kalor bertemperatur konstan (Cengel, 2017)

a. Aliran bellawanan arah

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} \dots\dots\dots(2.30)$$

b. Aliran searah

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,in}}{T_{h,out} - T_{c,out}}\right)} \dots\dots\dots(2.31)$$

c. Penerima kalor bertemperatur konstan

$$\text{LMTD} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_s}{T_{h,out} - T_s}\right)} \dots\dots\dots(2.32)$$

d. Sumber kalor bertemperatur konstan

$$\text{LMTD} = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{\ln\left(\frac{T_s - T_{c,in}}{T_s - T_{c,out}}\right)} \dots\dots\dots(2.33)$$

Keterangan :

$T_{h,in}$  = temperatur panas masuk (°C)

$T_{h,out}$  = temperatur panas keluar (°C)

$T_{c,in}$  = temperatur dingin masuk (°C)

$T_{c,out}$  = temperatur dingin keluar (°C)

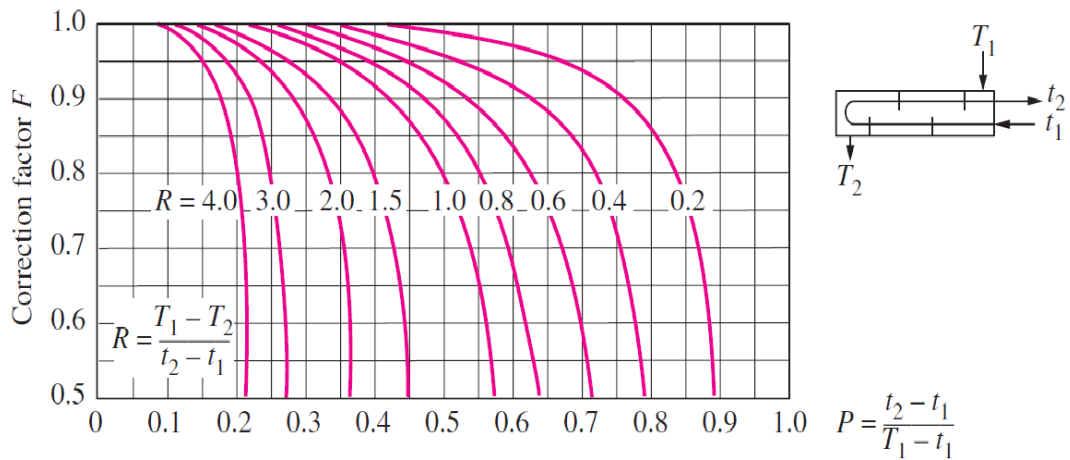
$T_s$  = temperatur fluida konstan (*hold* atau *cold*) (°C)

### 2.8.7. Faktor Korektif

Nilai faktor koreksi (F) digunakan bila dapat perubahan fase, seperti kondensasi atau evaporasi. Fluida biasanya berada pada suhu yang pada hakekatnya tetap, dan persamaan-persamaan itu menjadi lebih sederhana. Berikut adalah diagram untuk mencari faktor koreksi untuk berbagai macam *heat exchanger*.

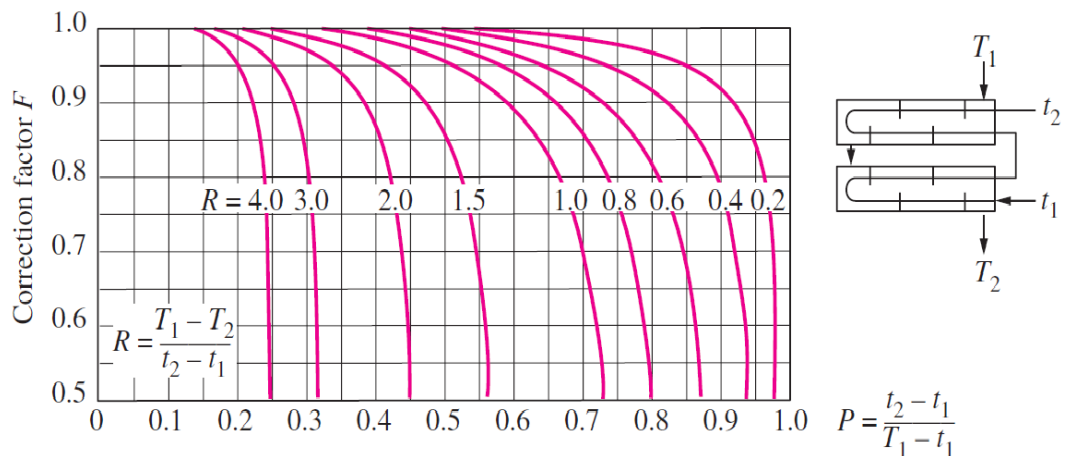


## a. Saluran satu tabung



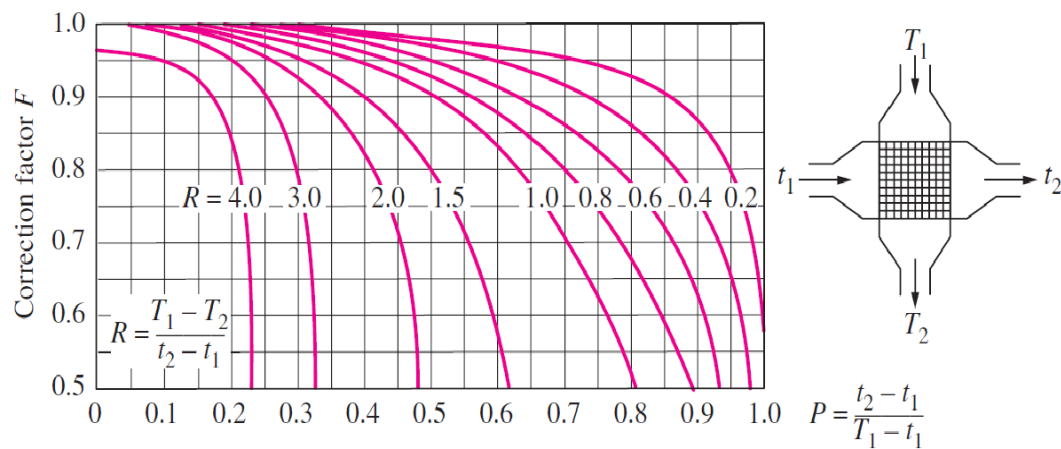
**Gambar 2.22** Satu fluida mengalir pada tabung (2 atau kelipatannya) dan satu fluida mengalir pada tube (Cengel, 2017)

## b. Saluran dua tabung



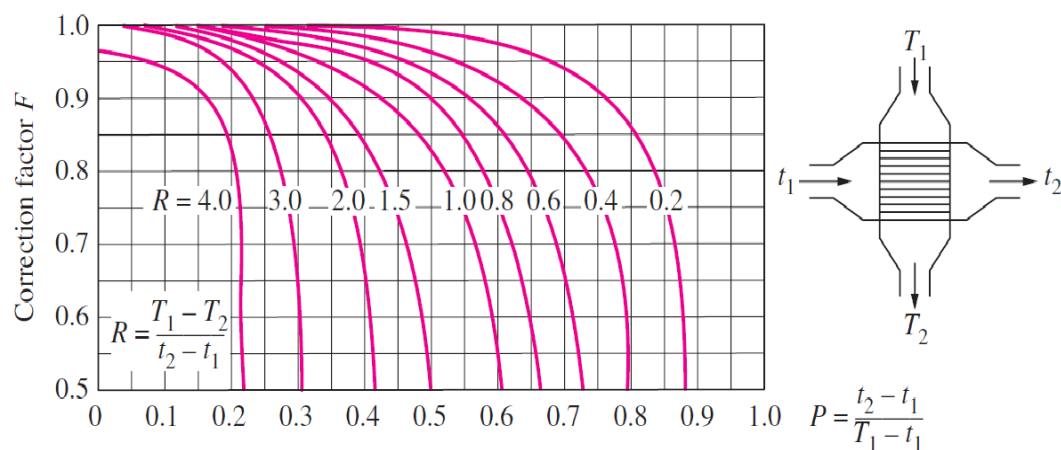
**Gambar 2.23** Satu fluida mengalir pada 2 tabung bertingkat (4 atau kelipatannya) dan satu fluida mengalir pada tube (Cengel, 2017)

c. Aliran menyilang dengan dua liran tak bercampur



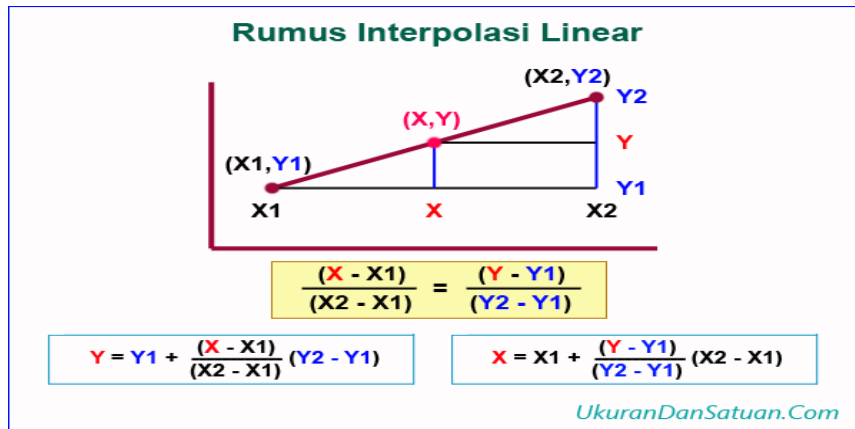
**Gambar 2.24** Aliran menyilang dengan dua liran tak bercampur (Cengel, 2017)

d. Aliran menyilang dengan satu aliran tak bercampur dan satu aliran bercampur



**Gambar 2.25** Aliran menyilang dengan satu aliran tak bercampur dan satu aliran bercampur (Cengel, 2017)

### 2.8.8. Interpolasi Linear



**Gambar 2.26** Rumus interpolasi linear (<http://ukurandansatuan.com>, 2017)