

BAB II

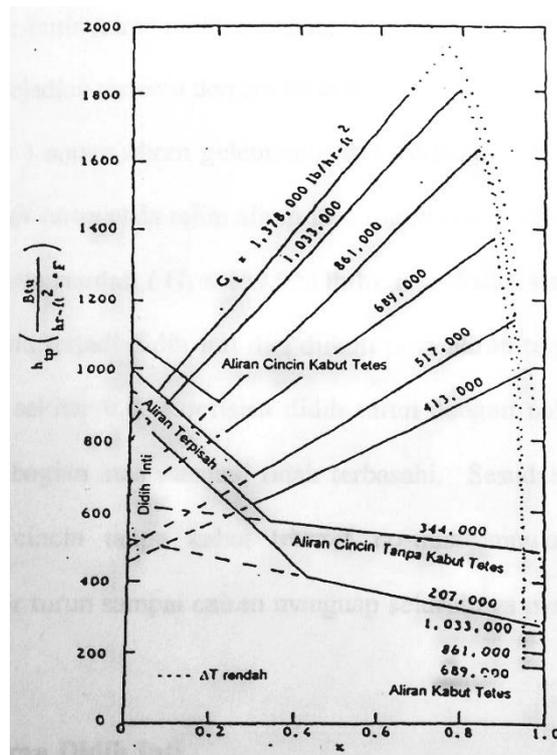
Tinjauan Pustaka dan Dasar Teori

2.1 Tinjauan Pustaka

Pengukuran koefisien perpindahan kalor evaporasi pada saluran horisontal juga sudah pernah dilakukan penelitian sebelumnya dengan berbagai macam fluida kerja, baik fluida murni atau campuran. Beberapa peneliti mengusulkan korelasi untuk memperkirakan nilai koefisien perpindahan kalornya.

Rhee dan Young (1974) meneliti koefisien evaporasi lokal dalam saluran mendatar dengan fluks kalor konstan untuk fluida R 11 dan R 12. Seksi uji adalah pipa tembaga berdiameter dalam 0,7296 inchi. Fluks kalor yang diberikan dengan pemanas listrik. Fluks massa untuk R 12 divariasikan antara 194.000 lb/hr.ft² sampai 1.493.000 lb/hr.ft². Temperatur jenuh untuk R 12 divariasikan antara 85 °F samapai 105 °F. Untuk mendapatkan kualitas uap tertentu pada seksi uji dilakukan dengan mencampur dua aliran, yaitu fasa cair dan fasa uap. Kualitas uap ditentukan dari nilai entalpi fasa cair dan uap, laju aliran massa refrigeran, dan perubahan entalpi akibat fluks kalor yang diterapkan.

Hasil penelitian Rhee dan Young (1974) dapat dilihat pada gambar 2.1. mereka mendapatkan hubungan antara nilai koefisien didih alir dengan pola aliran yang terjadi. Mereka mengusulkan korelasi empiris untuk tiap pola aliran yang terjadi. Mereka juga mengamati nilai koefisien didih dan pola aliran yang mengiringi berbeda untuk laju aliran massa rendah dan besar.



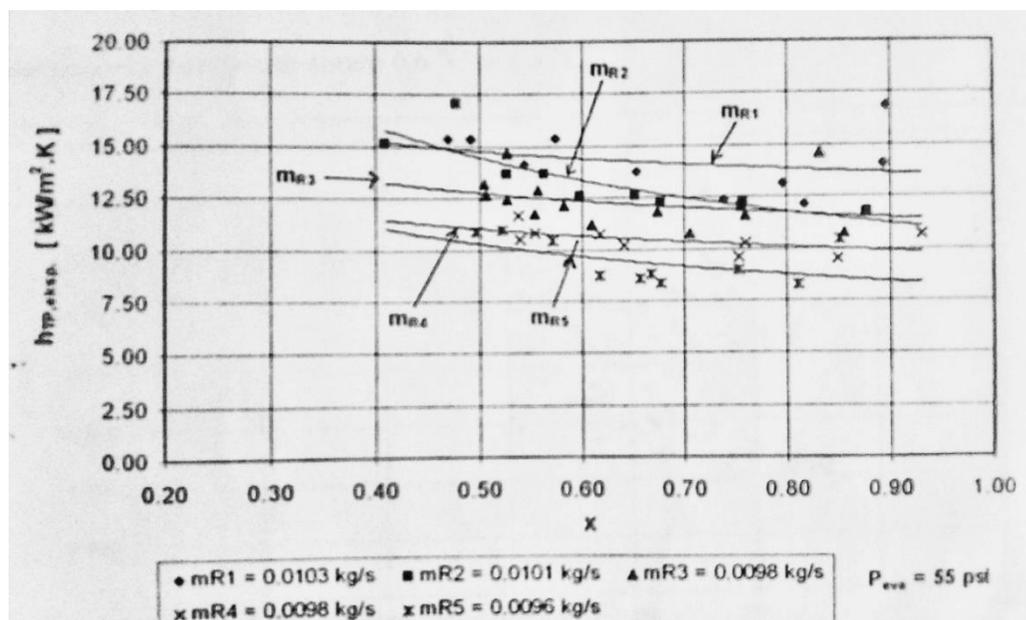
Gambar 2.1 Grafik $h_{TP} - x$
(Rhee dan Young, 1974)

Santosa (2003) melakukan penelitian yang membahas mengenai pengukuran koefisien perpindahan kalor evaporasi refrigeran Petrozon Rossy 12 di dalam saluran halus horisontal. Peralatan yang digunakan dalam penelitian dengan memodifikasi sistem kompresi uap sederhana. Modifikasi yang dilakukan dengan menambahkan *orifice*, manometer, pemanas listrik, dan seksi uji dalam peralatan. Perangkat *orifice* dan manometer ditambahkan untuk mengukur laju aliran massa refrigeran, pemanas listrik digunakan untuk memvariasikan kualitas uap, dan perangkat seksi uji ditambahkan untuk mengukur koefisien perpindahan evaporasi. Perangkat seksi uji digunakan sebagai penukar kalor pipa ganda yang berlawanan arah.

Pada penelitian yang divariasikan antara lain laju aliran massa refrigeran, tekanan evaporasi, dan kualitas uap. Dalam memvariasikan laju aliran massa menggunakan variasi putaran motor listrik dengan memvariasikan puli yang digunakannya antara lain 4", 5", 6", 7", dan 8". Untuk variasi tekanan evaporasi

dengan mengatur katup ekspansi untuk tekanan 75 psi, 65 psi, dan 55 psi. Sedangkan kualitas uap divariasikan antara 0,30 sampai 0,92.

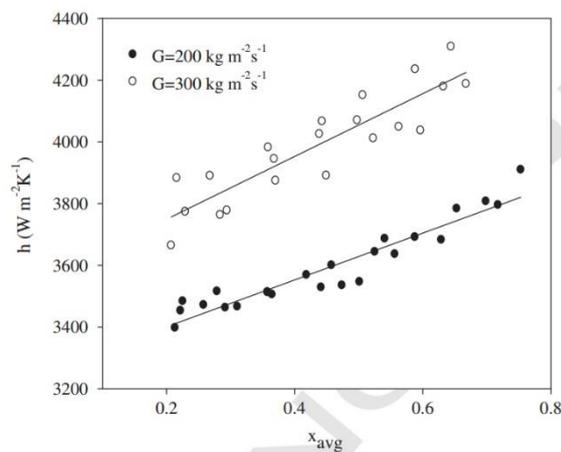
Hasil penelitian Santoso (2003) didapat grafik dan persamaan korelasi. Hasil penelitian menunjukkan dengan naiknya kualitas, fluks kalor dan koefisien evaporasi cenderung turun untuk laju aliran massa refrigeran yang sama. Hubungan antara koefisien evaporasi dengan kualitas pada tekanan 55 psi dapat dilihat pada gambar 2.2.



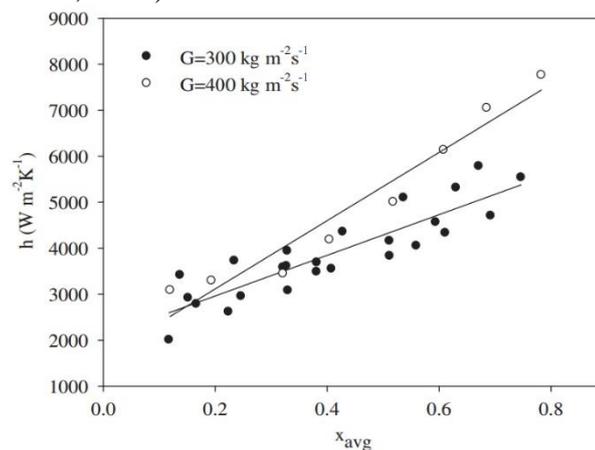
Gambar 2.2 Hubungan kualitas uap terhadap koefisien evaporasi pada tekanan evaporasi 55 psi (Santosa, 2003)

Dalkilic (2016) melakukan penelitian tentang pengukuran koefisien perpindahan kalor konveksi R-134a dengan korelasi empiris pada evaporator yang memiliki saluran halus horisontal dan vertikal. Seksi uji yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan pipa tembaga dengan panjang 0,85 m dan diameter 0,87 cm untuk saluran vertikal dan panjang 2,5 m dengan diameter 0,81 cm untuk pipa horisontal. Fluks massa untuk saluran vertikal 200 dan 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$, sedangkan untuk saluran halus horisontal 300 dan 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$. Kualitas uap rata-rata divariasikan antara 0,14 sampai 0,86 untuk saluran halus vertikal dan 0,09 sampai 0,81 untuk saluran horisontal. Untuk menentukan koefisien perpindahan kalor didih R-134a dihitung berdasarkan keseimbangan energi di seksi uji.

Hasil penelitian Dalkilic (2016) berupa grafik hubungan antara koefisien perpindahan kalor konveksi dengan variasi kualitas uap rata-rata untuk fluks massa 200 dan 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ pada saluran halus vertikal ditunjukkan pada gambar 2.3. dan grafik hubungan antara koefisien perpindahan kalor konveksi dengan variasi kualitas uap rata-rata untuk fluks massa 300 dan 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ pada saluran halus horisontal ditunjukkan pada gambar 2.4. Pada hasil penelitian ini dapat disimpulkan bahwa dengan memvariasikan kualitas uap refrigeran maka koefisien perpindahan kalor didih alir akan bervariasi pula.

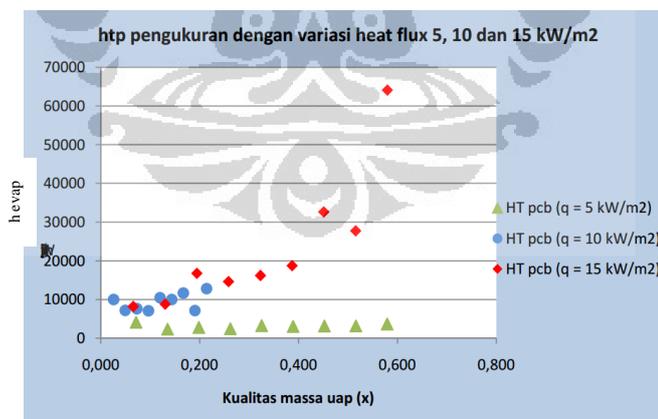


Gambar 2.3 Hubungan antara koefisien perpindahan kalor konveksi dengan variasi kualitas uap rata-rata untuk fluks massa 200 dan 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ pada saluran halus vertikal (Dalkilic, 2016)



Gambar 2.4 Hubungan antara koefisien perpindahan kalor konveksi dengan variasi kualitas uap rata-rata untuk fluks massa 300 dan 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ pada saluran halus horisontal (Dalkilic, 2016)

Prasetya (2011) melakukan penelitian yang membahas mengenai koefisien perpindahan kalor aliran evaporasi dua fasa refrigeran R-22 pada kanal *mini hoirizontal*. Dimana *fluks* kalor yang diberikan divariasikan mulai dari 5 kW/m² s/d 15 kW/m². *Fluks* kalor diberikan dengan mengalirkan arus listrik dan memberikan insulasi pada bagian luar seksi uji untuk meminimalisasi kalor yang terbang ke lingkungan. Dari penelitian ini diperoleh grafik hubungan koefisien perpindahan kalor evaporasi dengan kualitas refrigeran yang ditunjukkan pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Pengaruh *heat flux* terhadap koefisien perpindahan kalor aliran dua fasa (Prasetya, 2011)

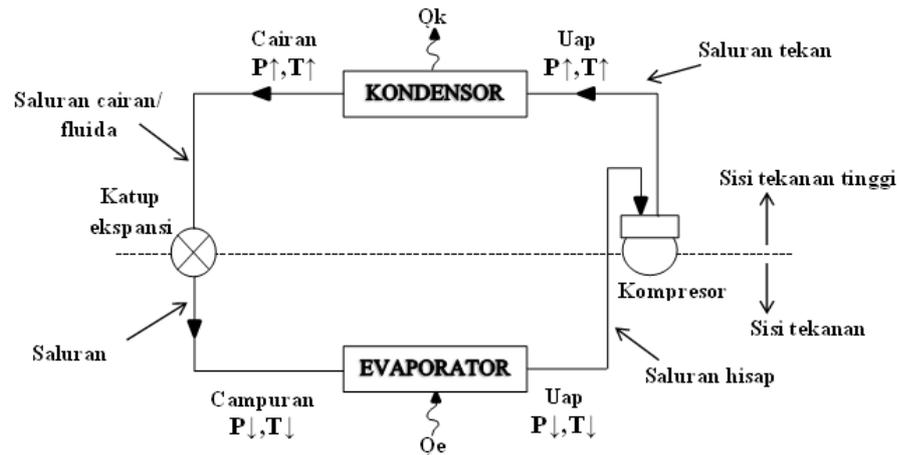
Dari grafik tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa pada aliran dua fasa, kualitas massa uap memiliki pengaruh yang tidak signifikan pada koefisien perpindahan kalor pada daerah kualitas rendah akan tetapi memiliki pengaruh yang signifikan pada daerah kualitas yang tinggi. Kenaikan koefisien perpindahan kalor dipengaruhi *heat flux* yang diberikan, dimana semakin besar *heat fluks* kalor yang diberikan maka koefisien kalornya akan semakin besar pula.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Sistem Refrigerasi Uap

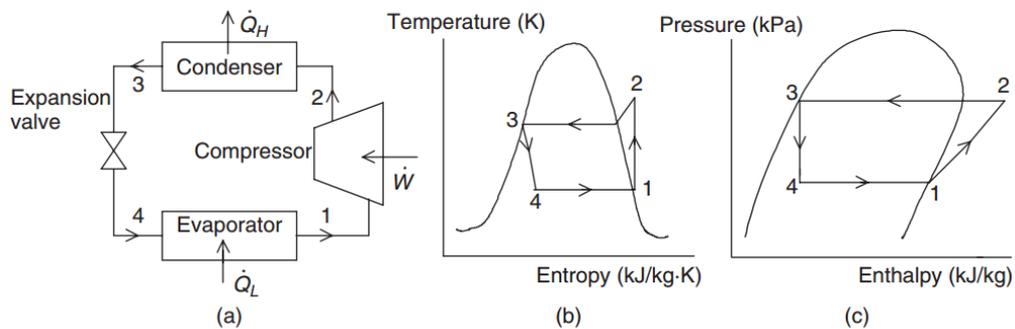
Sistem refrigerasi atau pengondisian udara merupakan penerapan dari ilmu perpindahan kalor termodinamika. Untuk mendinginkan suatu ruangan, ruangan tersebut harus dikenakan pada suatu fluida yang lebih dingin dari temperatur ruangan yang ingin didinginkan. Sehingga kalor dapat dipindahkan dari ruangan yang bertemperatur lebih tinggi ke fluida yang lebih dingin tersebut. Agar

fluida tidak terbuang, fluida harus didaurkan melalui sebuah sistem sedemikian rupa sehingga kalor yang diambil dari ruang yang didinginkan dapat dibuang. Tentu selama proses ini fluida harus lebih panas dari lingkungan agar perpindahan kalor dapat berlangsung. Berikut sistem refrigerasi kompresi uap standar ditunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Sistem refrigerasi siklus kompresi uap standar (Stoecker, 1996)

Pada sistem pendingin terdapat serangkaian komponen dan peralatan yang terhubung secara berurutan untuk menghasilkan efek refrigerasi. Dalam sistem refrigerasi fluida kerja yang digunakan adalah refrigeran. Refrigeran memanfaatkan perubahan fasa dalam proses penyerapan kalor atau evaporasi dari fasa cair menjadi fasa uap. Sebaliknya jika terjadi pelepasan kalor atau kondensasi refrigeran memanfaatkan perubahan fasa dari fasa gas menjadi fasa cair. Refrigeran menyerap kalor ketika dalam keadaan temperatur dan tekanan yang rendah, melepas kalor ketika memiliki temperatur dan tekanan yang tinggi. Di dalam proses refrigerasi memiliki beberapa komponen utama selain refrigeran sebagai fluida kerja diantaranya: kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Sistem refrigerasi kompresi uap terdiri dari empat proses termal yaitu: evaporasi, kompresi, kondensasi, dan ekspansi. Gambar skematik dari sistem refrigerasi kompresi uap standar dapat dilihat pada gambar 2.7.a, siklus refrigerasi juga digambarkan dalam bentuk diagram T-s (gambar 2.7.b), dan dalam bentuk diagram P-h (gambar 2.7.c).



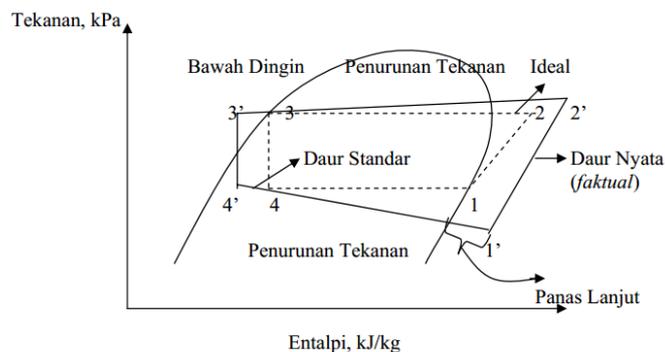
Gambar 2.7 (a) Skematik sistem refrigerasi kompresi uap standar,
 (b) Diagram T-s,
 (c) Diagram P-h
 (Dinçer & Kanoğlu, 2010)

Berikut adalah penjelasan proses termal yang terjadi di dalam siklus refrigerasi berdasarkan gambar 2.7 diantaranya:

- 1 – 2 : Kompresi adiabatik *reversible*. Ketika keluar dari evaporator refrigeran fasa gas dan memiliki tekanan uap yang rendah, akibat adanya kerja kompresor tekanan uap dan temperatur refrigeran menjadi lebih tinggi dan bergerak menuju kondensor.
- 2 – 3 : Pelepasan kalor pada tekanan konstan. Pada bagian kondensor, refrigeran memiliki tekanan uap dan temperatur yang tinggi sehingga dapat melepaskan kalor keluar. Akibat pelepasan kalor tersebut refrigeran terkondensasi.
- 3 – 4 : Ekspansi *irreversible* pada entalpi konstan (isentalpik). Refrigeran yang berfasa cair setelah keluar dari kondensor memasuki bagian katup ekspansi sehingga temperatur dan tekanannya tereduksi dari tekanan kondensasi (titik 3) menjadi tekanan evaporasi (titik 4).
- 4 – 1 : penerimaan panas *reversible* pada tekanan konstan. Setelah melewati katup ekspansi, refrigeran yang berfasa cair melewati bagian evaporator. Pada bagian evaporator terjadi proses penerimaan kalor oleh refrigeran sehingga menghasilkan efek pendinginan yang menyebabkan lingkungan sekitar menjadi lebih dingin serta mengubah fasa refrigeran menjadi gas sebelum memasuki kompresor lagi.

Siklus refrigerasi diatas adalah siklus refrigerasi standar (teoritis) berada dengan siklus kompresi uap yang sebenarnya (aktual). Perbedaan ini muncul karena adanya asumsi-asumsi yang diterapkan dalam siklus standar. Pada siklus aktual terjadi pemanasan lanjut uap refrigeran ketika meninggalkan evaporator sebelum masuk ke kondensor. Pemanasan lanjut terjadi akibat penyerapan kalor di jalur masuk (*suction line*) antara evaporator dan kompresor, begitu juga refrigeran cair mengalami pendinginan lanjut sebelum ke katup ekspansi.

Perbedaan yang penting antara siklus nyata (aktual) dengan siklus standar (teoritis) terletak pada penurunan tekanan di dalam kondensor dan evaporator yang ditunjukkan pada gambar 2.8. Siklus standar dianggap tidak mengalami penurunan tekanan pada kondensor dan evaporator, tetapi pada siklus nyata terjadi penurunan tekanan karena adanya rugi-rugi aliran. Akibat dari penurunan tekanan ini, kompresi pada titik 1 dan titik 2 memerlukan kerja lebih banyak dibanding dengan siklus standar.



Gambar 2.8 Siklus kompresi uap nyata dibanding siklus uap standar (Stoecker,1996)

Garis 4' – 1' menunjukkan penurunan tekanan yang terjadi pada refrigeran saat melewati *suction line* dari evaporator ke kompresor. Garis 1 – 1' menunjukkan terjadinya panas lanjut pada uap refrigeran yang ditunjukkan dengan garis yang melewati garis uap jenuh. proses 1' – 2' adalah proses kompresi uap refrigeran di dalam kompresor. Pada siklus teoritis proses kompresi diasumsikan isentropik, yang berarti tidak ada perpindahan kalor yang terjadi, pada kenyataannya proses yang terjadi bukan isentropik tetapi politropik. Garis 2' – 3' menunjukkan adanya

penurunan tekanan yang terjadi pada jalur pipa kondensor menuju katup ekspansi. Sedangkan garis 3 – 3' menunjukkan pendinginan lanjut (*subcooling*).

2.2.2 Komponen Utama Siklus Kompresi Uap

1) Kompresor

Kompresor adalah jantung dari sistem kompresi uap. Ada 4 jenis kompresor refrigerasi yang paling umum adalah kompresor torak (*reciprocating compressor*), sekrup (*screw*), sentrifugal, dan sudu (*vane*). Pada penelitian ini menggunakan kompresor jenis torak. Kompresor torak terdiri dari sebuah piston yang bergerak ke depan dan belakang di dalam suatu silinder yang mempunyai katup-katup hisap dan katup buang (*suction and discharge valve*) sehingga berlangsung pemompaan. Kompresor jenis sekrup, sentrifugal, dan sudu semua menggunakan elemen-elemen yang berputar, kompresor sekrup dan sudu adalah mesin-mesin yang bergerak positif (*positif displacement*), sedangkan kompresor sentrifugal bekerja dengan memanfaatkan gaya sentrifugal. Kompresor yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 Kompresor Torak Merek NIPPON DENSO 10P15C

Fungsi kompresor antara lain:

- a. Mensirkulasikan refrigeran.
- b. Menaikkan tekanan agar refrigeran dapat terkondensasi pada kondisi ruangan.
- c. Mempertahankan tekanan yang konstan pada evaporator.

- d. Menghisap gas bertekanan dan bertemperatur rendah dari evaporator kemudian mengkompresinya sehingga menjadi gas yang bertekanan dan bertemperatur tinggi, lalu dialirkan ke kondensor.

2) Kondensor

Kondensor merupakan salah satu alat penukar kalor yang berfungsi untuk melakukan kondensasi pada fluida kerja (refrigeran). Dengan melepas kalor dari refrigeran yang awalnya berfasa gas menjadi fasa cair. Ada berbagai macam jenis kondensor yang beredar di pasaran. Kondensor berdasarkan media pendinginnya, antara lain: kondensor dengan media pendingin udara dan kondensor dengan media pendingin air. Dalam penelitian ini kondensor yang digunakan menggunakan jenis kondensor dengan pendingin air yang ditunjukkan pada gambar 2.10.



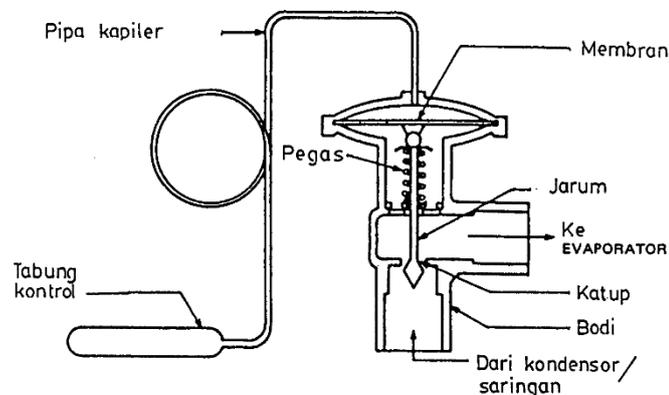
Gambar 2.10 Kondensor berpendingin air

3) Katup Ekspansi

Katup ekspansi (*expansion valve*) atau disebut katup penghambat (*throttling valve*) mempunyai dua kegunaan yaitu menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator. Ada empat katup ekspansi yang paling banyak digunakan dalam sistem pengkondisian udara, diantaranya: katup ekspansi termostik (*thermostatic expansion valves*), katup ekspansi konstan (*constant pressure expansion valves*), katup melayang (*float valves*), dan pipa kapiler (*capillary tube*). Pada penelitian ini menggunakan jenis katup ekspansi termostatik yang ditunjukkan pada gambar 2.11. Gambar skematik katup ekspansi jenis termostatik dapat dilihat pada gambar 2.12.



Gambar 2.11 Katup ekspansi jenis termostatik



Gambar 2.12 Skematik katup ekspansi jenis termostik (Sugeng, 2014)

4) Evaporator

Evaporator adalah alat penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan media di sekitarnya. Kalor yang berada lingkungan yang didinginkan diserap oleh refrigeran yang memiliki temperatur lebih dingin, sehingga refrigeran tersebut menguap atau mendidih. Bila refrigeran yang keluar dari evaporator semua berbentuk uap panas lanjut disebut ekspansi kering. Apabila yang refrigeran yang keluar dari evaporator berupa campuran uap + cairan, disebut *flooded evaporator*. Campuran uap + cairan ini dipisahkan dalam *surge drum* kemudian uap diteruskan ke kompresor dan cairannya dikembalikan ke evaporator. Evaporator dan perlengkapan yang dipasang diantara katup ekspansi dan kompresor disebut *low side equipment*. Evaporator yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 Evaporator

2.2.3 Refrigeran

Refrigeran merupakan bahan yang menyerap kalor melalui proses evaporasi. Refrigeran berfungsi sebagai fluida penukar kalor yang memindahkan kalor di dalam sistem refrigerasi. Refrigeran berperan sebagai penyerap kalor melalui evaporator dengan berubah fasa dari cair jenuh menjadi gas (evaporasi) dan melepaskan kalor di kondensor dengan berubah fasa dari gas ke cair jenuh (kondensasi). Refrigeran yang beredar di pasaran dapat digolongkan menjadi empat jenis berdasarkan unsur pembentuknya, antara lain:

- a. CFC (*Chloro Fluoro Carbon*).
- b. HCFC (*Hydro Chloro Fluoro Carbon*).
- c. HFC (*Hydro Fluoro Carbon*).
- d. Refrigeran Hidrokarbon.

Menurut Fitriandi, (2012) pada artikel jurnal penggunaan freon dan dampaknya terhadap lingkungan. Beberapa jenis refrigeran sebagai pembandingan dalam penelitian bisa dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Perbandingan dampak refrigeran terhadap lingkungan (Fitriandi, 2012)

Refrigeran	Formula	ALT (Tahun)	ODP	GWP
CFC-12	CCl_2F_2	120	1	4000
HCFC-22	CHClF_2	13,3	0,055	1700
HFC-134a	CH_2FCF_3	14,6	0	1300
Hidrokarbon	C_nH_m	<1	0	-

Keterangan tabel 2.1. sebagai berikut:

1. ODP = Ozon Depletion Potential (potensi perusakan ozon).
2. GWP = Global Warming Potential (potensi pemanasan global).
3. ALT = Atmosfer Life Time (usia aktif bertahan di atmosfer).

Tabel 2.2 sifat fisika dan Thermodinamika (Fitriandi, 2012)

No	Parameter	R-12	R-22	R-134a
1	Normal boiling piont °C	-29,75	-40,8	-26,07
2	Temperatur kritis °C	111,97	96	101,06
3	Tekanan Kritis, psia	599,9	723,7	588,7
4	Panas jenis cairan jenuh pada 37,8 °C, kJ/kgK	1,026	1,325	1,486
5	Tekanan uap jenuh pada 37,8 °C, psia	0,7493	0,9736	1,126
6	Tekanan cairan jenuh pada 37,8 °C, psia	131,7	210,7	138,9
7	Kerapatan cairan jenuh pada 37,8 °C, (kg/m ³)	1263	1138	1156
8	Kerapatan uap jenuh pada 38,7 °C, (kg/m ³)	51,46	62,46	47,05
9	Kerapatan uap jenuh pada NBP, (kg/m ³)	6,29	4,705	5,259
10	Konduktivitas 0,0628 Termal cairan jenuh 37,8 °C W/mK	0,0628	0,0778	0,0756
11	Konduktivitas 0,0112 Termal uap jenuh 37,8 °C W/mK	0,0112	0,01228	0,0195
12	Viskositas cairan jenuh pada 37,8 °C uPa-s	166,6	143,1	102,5
13	Viskositas uap jenuh pada 37,8 °C,uPa-s	12,37	13,9	8,064

Tabel 2.2 menunjukkan beberapa sifat refrigeran R-134a pada kondisi tertentu. Analisis data membutuhkan sifat refrigeran R-134a pada berbagai kondisi. Grafik tekanan-entalpy refrigeran R-134a dapat dilihat pada lampiran 1. Refrigeran jenis CFC dan HCFC menurut penelitian merupakan zat yang dapat merusak

lapisan ozon dan menyebabkan pemanasan global. Selanjutnya dikembangkan jenis HFC yang tidak mengandung unsur *Chlor* sehingga tidak merusak lapisan ozon namun masih menyebabkan pemanasan global karena dapat bertahan di atmosfer dalam jangka waktu tertentu. Refrigeran R-134a memiliki formula CH_2FCF_3 (*tetrafluoroetana*) termasuk golongan HFC yang tidak mengandung unsur *Chlor*. Setelah mengetahui dampak terhadap lingkungan dan sifat fisika dan termodinamika dari jenis refrigeran maka untuk penelitian kali ini dipilih refrigeran R-134a sebagai fluida kerja dalam sistem refrigerasi. Berikut refrigeran R-134a yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Refrigeran R-134a merek Klea

2.2.4 Modus Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor (*heat transfer*) adalah perpindahan energi karena adanya perbedaan temperatur. Dimana energi yang dipindah itu dinamakan kalor (*heat*). Perpindahan kalor memiliki hubungan erat dengan termodinamika. Ilmu termodinamika ialah ilmu yang mempelajari perpindahan energi (dalam bentuk kerja dan kalor) antara sistem dengan lingkungan dan meramalkan energi yang dibutuhkan untuk mengubah sistem dari suatu keadaan setimbang ke keadaan setimbang yang lain. Ilmu perpindahan kalor ialah ilmu yang mempelajari modus-modus perpindahan kalor dan memprediksi laju perpindahan kalor antara suatu sistem dengan lingkungan. Modus-modus perpindahan kalor antara lain:

1) Konduksi

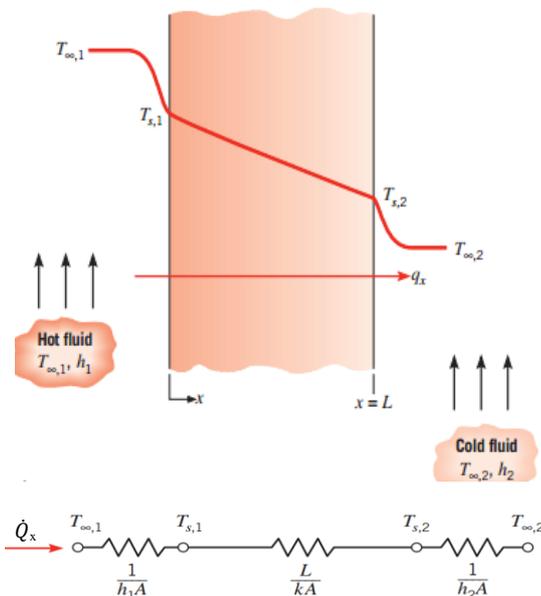
Konduksi didefinisikan sebagai proses perpindahan kalor dari suatu daerah yang bertemperatur lebih tinggi ke daerah yang bertemperatur lebih rendah di dalam

satu medium (padat, cair, atau gas) atau diantara medium yang berlainan yang berkontak secara langsung. Konduksi dapat terjadi pada medium padat, cair, maupun gas dengan syarat medium tersebut tidak bergerak. Perpindahan energi dapat berlangsung dengan tumbukan elastis, misalnya dalam fluida, atau dengan difusi dengan elektron-elektron yang bergerak lebih cepat, dari daerah yang bertemperatur lebih tinggi ke daerah yang bertemperatur lebih rendah, misalnya pada logam. Perpindahan kalor konduksi pada akhirnya akan menuju kesetimbangan temperatur. Menurut Dewitt dan incropera (2002) secara sistematis persamaan konduksi dalam arah satu dimensi dengan kondisi *steady state* dapat dilihat pada gambar 2.15 dengan persamaan 2.1.

$$\dot{Q}_x = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dengan:

- \dot{Q}_x = Laju perpindahan kalor konduksi (Watt)
- k = Konduktivitas termal material (W/m.K)
- A = Luas permukaan yang dialiri kalor secara konduksi (m²)
- $\frac{dT}{dx}$ = Gradien temperatur pada arah x ($\frac{^{\circ}C}{m}$)



Gambar 2.15 Aliran kalor secara konduksi pada dinding datar (Incropera and Dewitt, 2002)

Sehingga persamaan (2.1) dapat ditulis menjadi persamaan 2.2:

$$\dot{Q}_{(x)} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} \cdot (T_{s1} - T_{s2}) \dots\dots\dots (2.2)$$

Tahanan termal konduksi ditentukan berdasarkan persamaan (2.2) diatas,

$$R_{t,kond} = \frac{1}{kA} \dots\dots\dots (2.3)$$

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:

$$\dot{Q}_{(x)} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{total}} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1A}\right)} + \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\left(\frac{1}{kA}\right)} + \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\left(\frac{1}{h_2A}\right)} \dots\dots\dots (2.5)$$

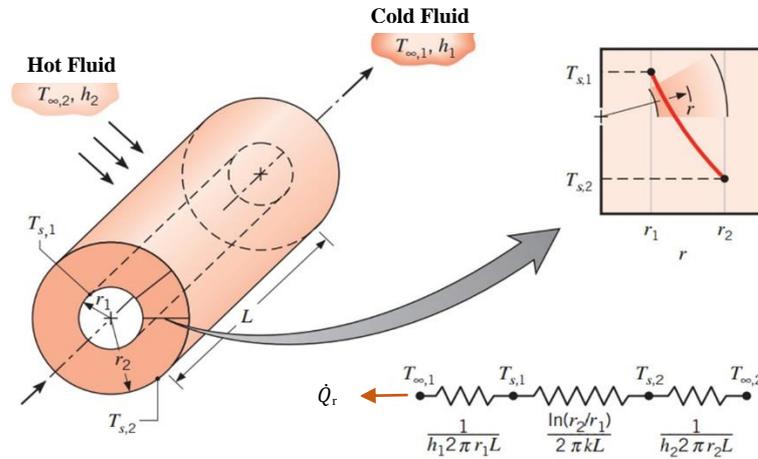
Sedangkan untuk nilai konduktivitas termal nilainya berbeda-beda tergantung dari material benda tersebut, berikut nilai konduktivitas termal beberapa material ditunjukkan pada tabel 2.3.

Tabel 2.3 Nilai Konduktivitas Termal (Çengel, 1998)

TABLE 1-1	
The thermal conductivities of some materials at room temperature	
Material	k, W/m · °C*
Diamond	2300
Silver	429
Copper	401
Gold	317
Aluminum	237
Iron	80.2
Mercury (l)	8.54
Glass	0.78
Brick	0.72
Water (l)	0.613
Human skin	0.37
Wood (oak)	0.17
Helium (g)	0.152
Soft rubber	0.13
Glass fiber	0.043
Air (g)	0.026
Urethane, rigid foam	0.026

Apabila sistem bekerja pada sistem koordinat radial seperti pada gambar 2.16, dengan jari-jari dalam (r_1), jari-jari luar (r_2) dan panjang (L) yang dialiri kalor sebesar q . Temperatur permukaan dalam (T_1) dan temperatur permukaan luar (T_2), konduktivitas termal silinder (k), aliran kalor hanya berlangsung ke arah radial saja (arah r saja). Luas bidang aliran kalor dalam sistem silinder ini adalah laju perpindahan kalor konduksi dapat dinyatakan dengan persamaan 2.6 (Dewit dan Incropera, 2002).

$$A = 2 \pi r_1 L \dots \dots \dots (2.6)$$



Gambar 2.16 Konduksi pada silinder berongga (Incopera and Dewitt, 2002)

Sehingga nilai perpindahan kalor konduksi untuk silinder berongga dapat ditulis menjadi persamaan 2.7:

$$\dot{Q}_{\text{konduksi}} = k A \left(-\frac{dT}{dr} \right) = 2 \pi k L \left(\frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_2/r_1)} \right) \text{ (W/m)} \dots \dots \dots (2.7)$$

Tahanan termal,

$$R_{t,\text{konduksi}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \pi k L} \dots \dots \dots (2.8)$$

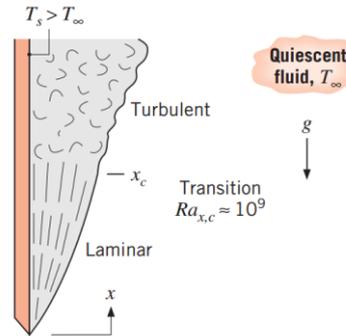
Apabila peninjauan melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka:

$$\dot{Q}_r = \frac{2 \pi L (T_{\infty,2} - T_{\infty,1})}{\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k} + \frac{1}{h_2 r_2}} \dots \dots \dots (2.9)$$

2) Konveksi

Konveksi didefinisikan sebagai proses perpindahan kalor antar suatu permukaan dengan fluida yang melewatinya ketika keduanya ada perbedaan temperatur. Menurut cara Bergeraknya aliran fluida maka perpindahan kalor konveksi diklasifikasikan menjadi 2 cara yaitu: konveksi bebas dan konveksi paksa. Jika pencampuran dan perpindahan energi antar partikel semata-mata akibat dari perbedaan massa jenis fluida yang disebabkan ada perbedaan temperatur, maka proses ini disebut konveksi bebas. Sedangkan jika pergerakan pencampuran dan perpindahan energi disebabkan oleh suatu mekanisme alat eksternal seperti pompa atau kipas, maka prosesnya disebut konveksi paksa.

Menurut Dewit dan Incropera (2002) persamaan dasar laju perpindahan kalor secara konveksi bebas antara permukaan dengan fluida disekelilingnya pada plat datar ($T_s > T_\infty$) yang ditunjukkan pada gambar 2.17, dinyatakan dengan hukum pendinginan *Newton* dengan persamaan 2.10.



Gambar 2.17 Konveksi bebas pada plat datar vertikal dengan $T_s > T_\infty$ (Incropera and Dewitt, 2002)

$$\dot{Q}_{konveksi} = h A (T_s - T_\infty) \text{ (Watt)} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dengan:

- $\dot{Q}_{konveksi}$ = Laju perpindahan kalor konveksi (Watt)
- h = koefisien perpindahan kalor konveksi ($W/m^2 \cdot K$)
- A = Luas permukaan kalor konveksi (m^2)
- T_s = Temperatur permukaan (K)
- T_∞ = Temperatur fluida (K)

Dimana untuk menentukan h , diketahui dengan angka *Rayleigh* dengan persamaan 2.11:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\alpha\nu} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dengan:

- g = Percepatan gravitasi (m/s^2)
- β = Koefisien ekspansi volume ($\frac{1}{K}$)
- α = Difusivitas termal (m^2/s)
- ν = Viskositas kinematis (m^2/s)
- L = Panjang karakteristik (m)
- Pr = Angka Prandtl
- k = Konduktifitas termal ($W/m \cdot ^\circ C$)

Selanjutnya menentukan angka *Nusselt* dengan persamaan 2.12.

$$Nu_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \dots \dots \dots (2.12)$$

Maka nilai h baru bisa didapatkan dengan persamaan 2.13.

$$h = \frac{Nu_L \cdot k}{L} \dots\dots\dots (2.13)$$

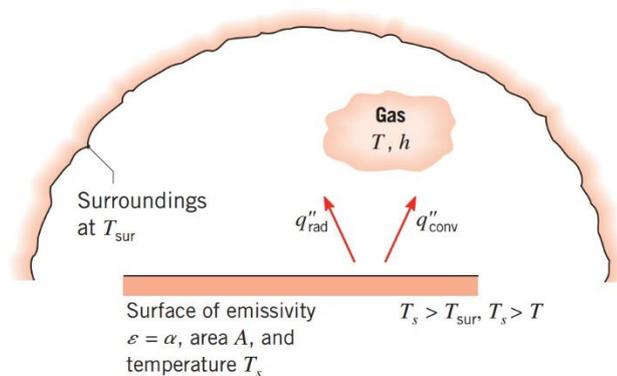
3) Radiasi

Radiasi didefinisikan sebagai proses perpindahan kalor antar permukaan yang dapat terjadi dengan atau tanpa hadirnya medium. Laju perpindahan kalor secara radiasi antara suatu permukaan dengan permukaan lain yang melingkupinya ditunjukkan pada persamaan 2.14 beserta gambarnya ditunjukkan pada gambar 2.18.

$$\dot{Q}_{\text{radiasi}} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4) \text{ (Watt)} \dots\dots\dots (2.14)$$

Dengan:

- ϵ = Emisivitas permukaan
- σ = konstanta Stefan Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K}^4)$
- A_s = Luasan perpindahan kalor (m^2)
- T_s = Temperatur permukaan (K)
- T_∞ = Temperatur lingkungan sekitar (K)



Gambar 2.18 Laju perpindahan kalor secara radiasi antara suatu permukaan dengan permukaan lain yang melingkupinya (Incopera and Dewitt, 2002)

Berikut adalah nilai emisivitas dari berbagai material yang ditunjukkan pada tabel 2.4.

Tabel 2.4 Nilai Emisivitas Material (Çengel, 1998)

TABLE 1-6	
Emissivities of some materials at 300 K	
Material	Emissivity
Aluminum foil	0.07
Anodized aluminum	0.82
Polished copper	0.03
Polished gold	0.03
Polished silver	0.02
Polished stainless steel	0.17
Black paint	0.98
White paint	0.90
White paper	0.92–0.97
Asphalt pavement	0.85–0.93
Red brick	0.93–0.96
Human skin	0.95
Wood	0.82–0.92
Soil	0.93–0.96
Water	0.96
Vegetation	0.92–0.96

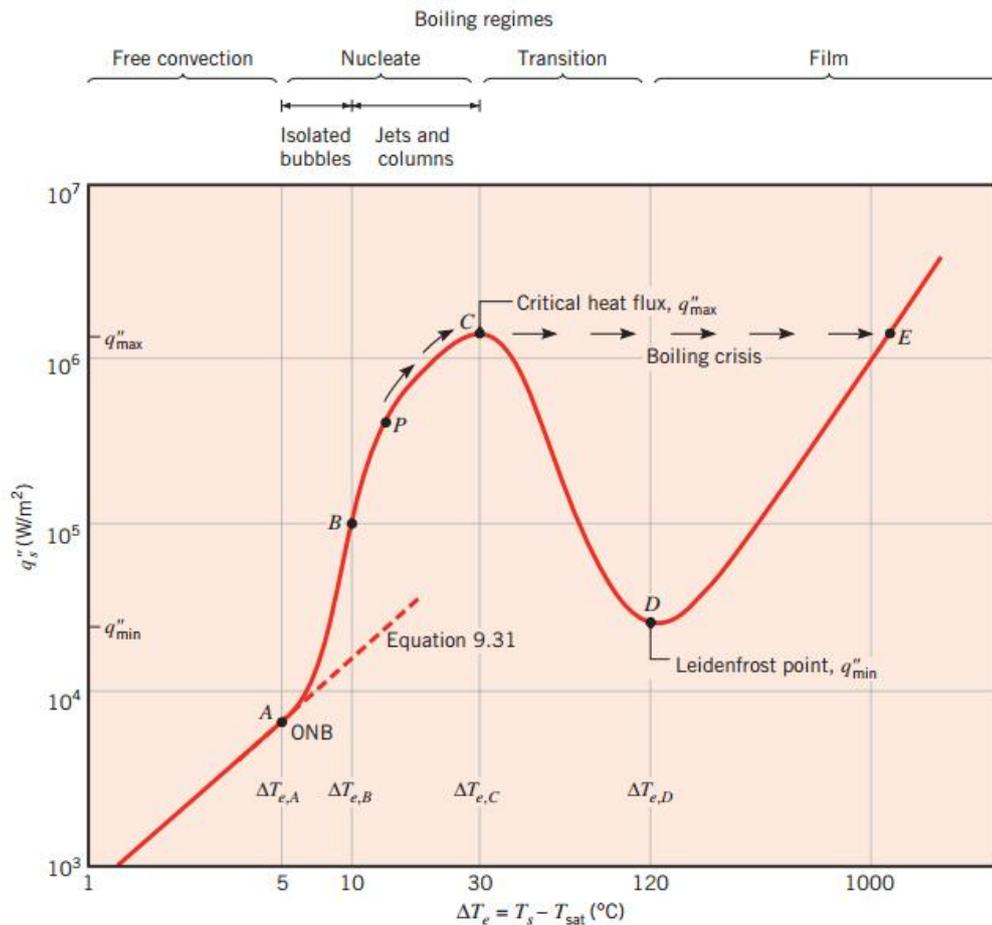
2.2.5 Aliran Dua Fasa

Aliran dua fasa yaitu aliran fluida yang terdiri dari fasa *liquid* dan fasa gas yang biasanya terjadi pada proses pendidihan atau evaporasi. Proses perubahan fasa dari fasa cair menjadi fasa uap dikenal dengan istilah evaporasi atau pendidihan. Proses pendidihan berdasarkan gerakan fluida digolongkan menjadi didih kolam dan didih alir.

1) Didih Kolam

Proses ini berlangsung dalam suatu bejana berisi cairan yang dipanasi. Proses pendidihan yang berlangsung pada didih kolam dapat disajikan dalam hubungan beda temperatur dinding dan temperatur saturasi atau disebut beda temperatur excess dengan fluks kalor yang diberikan yang ditunjukkan pada gambar 2.19. Pada beda temperatur excess nol terjadi proses konveksi bebas fasa cair. Jika fluks kalor ditingkatkan beda temperatur excess akan naik. Proses didih dimulai pada beda temperatur excess sekitar 5 °C (titik A). Gelembung uap mulai terbentuk di permukaan yang dipanasi. Gelembung uap lepas dari permukaan yang dipanasi namun tidak sampai menuju permukaan bebas karena gelembung uap membuang kalor selama perjalanan menuju permukaan bebas dan menjadi fasa cair kembali (titik B). Jika fluks kalor terus ditingkatkan beda temperatur excess semakin besar. Gelembung uap yang terbentuk semakin banyak. Gelembung uap berhasil naik menuju permukaan bebas karena temperatur lingkungan yang dilalui naik

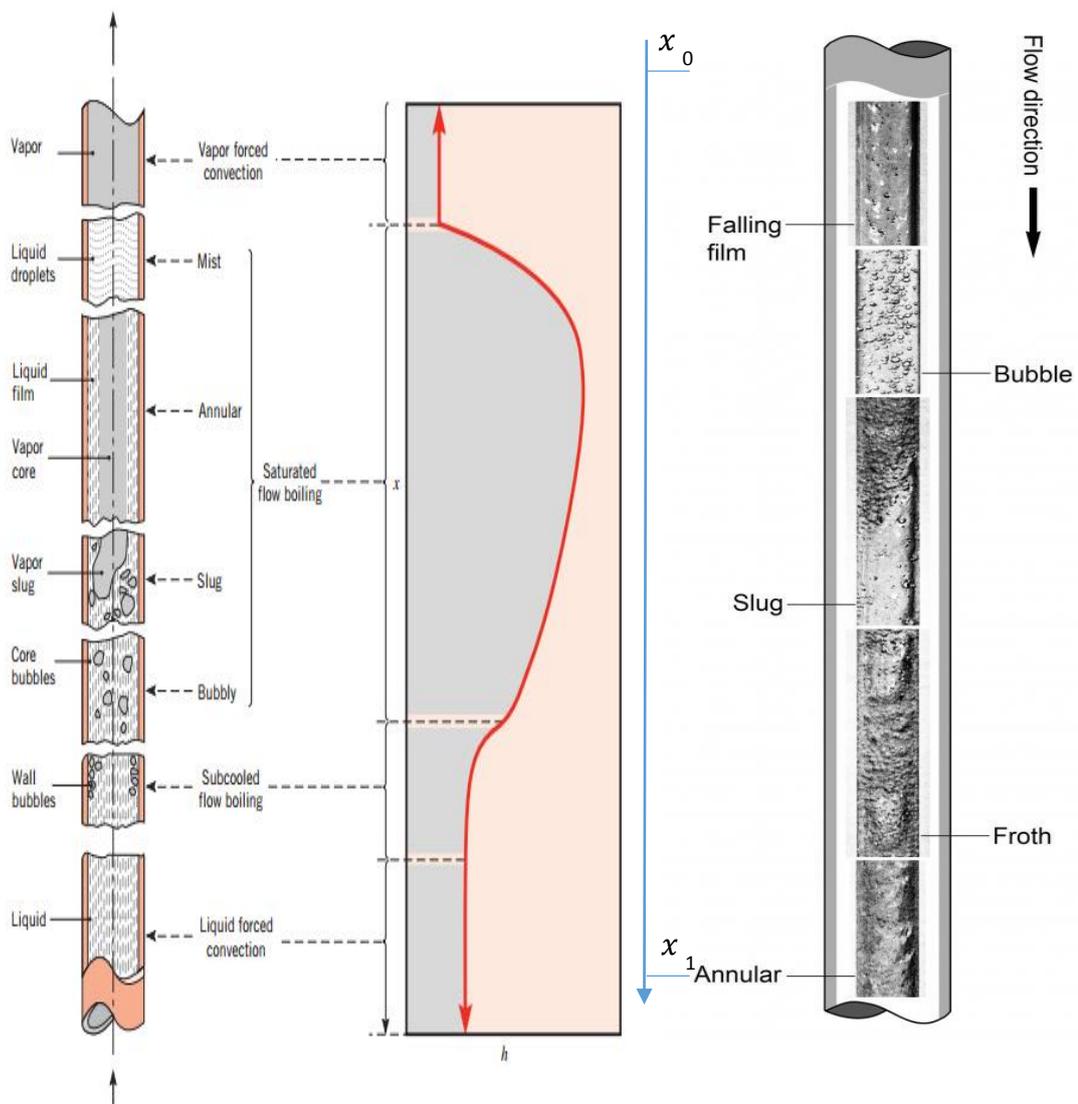
mendekati temperatur saturasi. Pembentukan gelembung semakin banyak dengan naiknya fluks kalor sampai kondisi puncak (titik C), dan selanjutnya fluks kalor mulai turun. Terjadi mekanisme didih inti dan didih film yang tidak stabil pada daerah antara titik C dan D. Gelembung uap yang terjadi membentuk lapisan uap yang tidak stabil di permukaan yang dipanasi. Fluks kalor turun sampai kondisi minimum (titik D). Pada titik D terjadi didih film yang tidak stabil. Fluks kalor mencapai nilai minimum karena permukaan dilapisi lapisan uap yang stabil. Fasa uap mempunyai konduktivitas termal yang lebih rendah dari pada fasa cair sehingga pertukaran kalor yang terjadi pada daerah ini menjadi rendah. Jika fluks kalor yang dinaikkan lagi beda temperatur excess semakin tinggi. Pada daerah ini pertukaran kalor dari permukaan yang dipanasi melalui lapisan uap secara konduksi dan radiasi. Jika fluks kalor terus dinaikkan, mekanisme radiasi menjadi dominan.



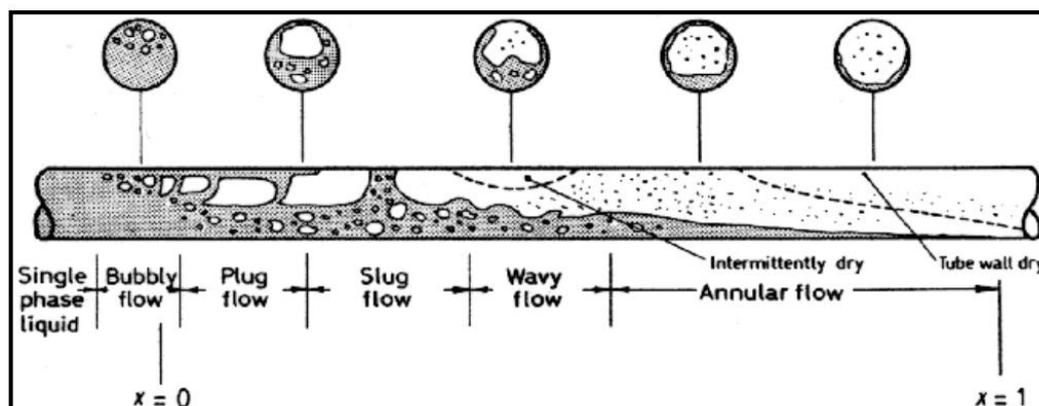
Gambar 2.19 Kurva didih kolam
(Incopera and Dewitt, 2002)

2) Didih Alir

Mekanisme didih alir terjadi jika cairan mengalir dalam saluran yang dipanasi. Aliran yang terjadi merupakan fasa cair dan fasa uap. Evolusi pola aliran yang terjadi selama proses didih alir pada saluran vertikal dapat dilihat pada gambar 2.20. Sedangkan untuk pola aliran yang terjadi selama proses didih alir pada saluran horisontal dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2.20 Regim aliran didih secara konveksi paksa di dalam saluran vertikal arah ke atas dan ke bawah (Incopera and Dewitt, 2002)



Gambar 2.21 Rejim aliran didih alir di dalam saluran horisontal (Collier, 1994)

Jika fluida masuk dalam keadaan prajenuh terdapat daerah konveksi paksa cair sampai proses pendidihan. Setelah proses didih terjadi fluida masih dalam keadaan prajenuh. Gelembung uap yang terjadi pecah sebelum meninggalkan permukaan yang dipanasi karena melepas kalor ke lingkungan dan gelembung uap terkonsentrasi di dinding. Gelembung uap akhirnya lepas dari permukaan dan terjadi gelembung uap berikutnya. Setelah kondisi jenuh terjadi pola aliran yang terbentuk adalah aliran cincin (*annular flow*) sampai fasa cair menguap seluruhnya dan terjadi konveksi fasa uap.

2.2.6 Koefisien Perpindahan Kalor Evaporasi

Untuk menentukan koefisien perpindahan kalor evaporasi di dalam saluran horisontal dengan metode analitik sangat sulit karena sifat fluida baik sifat fisik maupun sifat termodinamik akan menentukan nilai koefisien evaporasi tidak stabil. Selain itu adanya perubahan fasa sehingga membentuk pola aliran yang beragam, dan juga akibat pengaruh gaya gravitasi semakin menyulitkan analisis.

Dari gambar 2.20 dapat diketahui bahwa pada saat terjadi perubahan fasa nilai koefisien perpindahan kalor tidak stabil. Sehingga penentuan koefisien perpindahan kalor evaporasi dilakukan dengan metode eksperimental. Secara eksperimental koefisien perpindahan kalor dapat ditentukan dari hukum *Newton* tentang pendinginan dengan persamaan 2.15. Dengan skema gambar yang ditunjukkan pada gambar 2.22.

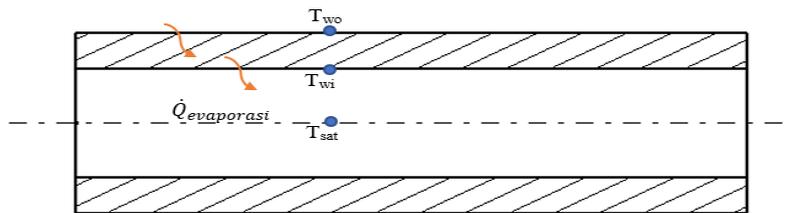
$$h = \frac{Q''}{(\bar{T}_{w,in} - \bar{T}_{sat})} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dengan:

Q'' = *Fluks* kalor (W/m²)

$\bar{T}_{w,in}$ = Temperatur dinding bagian dalam pipa rata-rata (K)

\bar{T}_{sat} = Temperatur saturasi rata-rata (K)



Gambar 2.22 Skema laju perpindahan kalor evaporasi

Persamaan 2.15 juga dapat ditulis seperti persamaan 2.16.

$$h = \frac{\dot{Q}_{evaporasi}}{A_i \cdot (\bar{T}_{w,in} - \bar{T}_{sat})} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)} \dots\dots\dots (2.16)$$

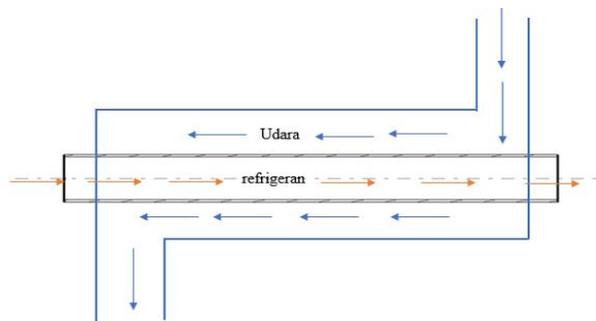
Dengan:

$\dot{Q}_{evaporasi}$ = Laju perpindahan kalor evaporasi (W)

A_i = Luasan perpindahan kalor konveksi (m²)

$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \dots\dots\dots (2.17)$

Laju aliran kalor evaporator pada penelitian ini disuplai udara yang dihembuskan oleh *blower* dengan aliran berlawanan arah terhadap aliran refrigeran. Skema gambarnya dapat dilihat pada gambar 2.23. Sehingga persamaannya ditunjukkan pada persamaan 2.18.



Gambar 2.23 Skema aliran udara di seksi uji

$$\dot{Q}_{evaporator} = \dot{Q}_{suplai\ udara} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$\dot{Q}_{\text{evaporator}} = \dot{m}_{\text{udara}} \cdot C_{p\text{udara}} \cdot (T_{\text{udara,in}} - T_{\text{udara,out}}) \dots \dots \dots (2.19)$$

Dengan:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \cdot \dot{V}_{\text{udara}} \dots \dots \dots (2.20)$$

$$\dot{V}_{\text{udara}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{i,\text{an}}^2 \cdot \bar{v}_{\text{udara}} \dots \dots \dots (2.21)$$

Dengan:

$C_{p\text{udara}}$ = kalor jenis udara 1,005 kJ/(kg .K)

\dot{V}_{udara} = Debit udara (m³/s)

$D_{i,\text{an}}$ = Diameter anemometer udara (m) =0,0275 m

\bar{v}_{udara} = Kecepatan udara (m/s)

Sehingga persamaan 2.19 dapat ditulis menjadi persamaan 2.22.

$$\dot{Q}_{\text{evaporator}} = \rho_{\text{udara}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{i,\text{an}}^2 \cdot \bar{v}_{\text{udara}} \cdot C_{p\text{udara}} \cdot (T_{\text{udara,in}} - T_{\text{udara,out}}) \dots (2.22)$$

Untuk mencari Temperatur saturasi rata-rata menggunakan persamaan 2.23.

$$\bar{T}_{\text{sat}} = \frac{1}{2} \cdot (T_{\text{sat,in}} + T_{\text{sat,out}}) \dots \dots \dots (2.23)$$

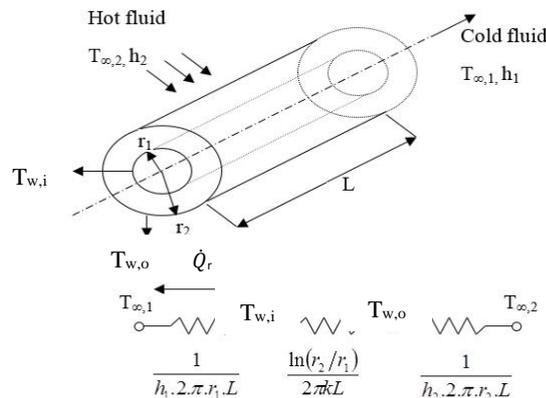
Dengan:

$T_{\text{sat,in}}$ = Temperatur saturasi masuk seksi uji (K)

$T_{\text{sat,out}}$ = Temperatur saturasi keluar seksi uji (K)

Untuk mencari Temperatur dinding dalam seksi uji dengan terukur temperatur dinding luar maka menggunakan persamaan 2.24. dengan skema gambar yang ditunjukkan pada gambar 2.24.

$$T_{w,i} = T_{w,o} - \frac{Q_{\text{konduksi}} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \dots \dots \dots (2.24)$$



Gambar 2.24 Skema perpindahan kalor pada silinder berlubang (Kurniawan, 2007)

Dengan asumsi: $\dot{Q}_{\text{konduksi}} = \dot{Q}_{\text{suplai udara}} = \dot{Q}_{\text{evaporasi}}$

Setelah didapat $T_{w,i}$ selanjutnya untuk menghitung $T_{w,i, in}$ dan $T_{w,i, out}$ dari seksi uji.

$$T_{w,i, in} = \frac{1}{3} \cdot (T_{w,i,in 1} + T_{w,i,in 2} + T_{w,i,in 3}) \dots\dots\dots (2.25)$$

$$T_{w,i, out} = \frac{1}{3} \cdot (T_{w,i,out 1} + T_{w,i,out 2} + T_{w,i,out 3}) \dots\dots\dots (2.26)$$

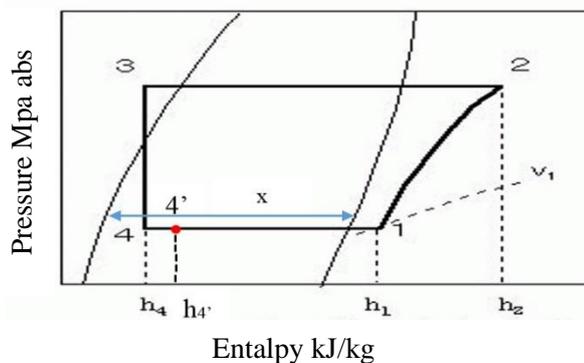
Sehingga temperatur dinding bagian dalam pipa rata-rata ($\bar{T}_{w,i}$) dapat dicari dari merata-rata hasil persamaan 2.25 dan 2.26 menjadi persamaan 2.27.

$$\bar{T}_{w,i} = \frac{1}{2} \cdot (T_{w,i,in} + T_{w,i,out}) \dots\dots\dots (2.27)$$

Setelah semua data didapat maka nilai koefisien evaporasi dapat diketahui dari persamaan 2.16.

2.2.7 Kualitas Uap (x)

Kualitas uap didefinisikan sebagai suatu *property* yang hanya berlaku pada fasa campuran. Kualitas disimbolkan dengan huruf (x) untuk diagram P-h kualitas tertentu dapat dilihat pada gambar 2.25. Langkah menghitung kualitas uap refrigeran pada penelitian ini dijelaskan dari persamaan 2.28 sampai 2.35.



Gambar 2.25. Diagram P-h siklus refrigerasi

$$\dot{Q}_{refrigeran} = (h_{4'} - h_3) \cdot \dot{m}_{refrigeran} \dots\dots\dots (2.28)$$

$$h_{4'} = \frac{\dot{Q}_{refrigeran}}{\dot{m}_{refrigeran}} + h_3 \dots\dots\dots (2.29)$$

Dengan:

- $\dot{Q}_{refrigeran}$ = Laju perpindahan kalor yang diserap refrigeran (W)
- $\dot{m}_{refrigeran}$ = Laju aliran massa refrigeran (kg/ det)
- $h_{4'}$ = entalpy pada kualitas tertentu (kJ/kg)
- h_3 = entalpy pada titik 3 (sebelum katup ekspansi) (kJ/kg) = h_4

Dengan:

$$\dot{Q}_{\text{refrigeran}} = \dot{Q}_{\text{heater}} - \dot{Q}_{\text{loss}} \dots\dots\dots (2.30)$$

$$\dot{Q}_{\text{heater}} = V \cdot I \text{ (Watt)} \dots\dots\dots (2.31)$$

Dengan:

V = Voltase (Volt)

I = Arus (Ampere)

Untuk mengitung laju perpindahan kalor yang hilang (\dot{Q}_{loss}) yang disuplai *heater* dengan persamaan 2.32.

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \dot{Q}_{\text{loss, konveksi, heater}} + \dot{Q}_{\text{loss, radiasi, heater}} \text{ (W)} \dots\dots\dots (2.32)$$

Untuk menghitung kualitas uap (x) tertentu dengan adanya masukan daya dari *hetaer* dapat dihitung dengan persamaan 2.33.

$$h_{4'} = hf + x \cdot hfg \dots\dots\dots (2.33)$$

Dengan:

hf = Entalpy fasa cair pada kondisi 4 (setelah katup ekspansi)

hg = Entalpy fasa uap pada kondisi 4 (setelah katup ekspansi)

hfg = Entalpy fasa campuran

$$hfg = hg - hf \dots\dots\dots (2.34)$$

Sehingga nilai kualitas uap (x) didapat:

$$x = \frac{h_{4'} - hf}{hg} \dots\dots\dots (2.35)$$

2.2.8 Alat Penukar Kalor

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

2.2.9 Tipe-Tipe Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor dibedakan menjadi beberapa tipe, yaitu didasarkan pada kegunaan dan fungsi masing-masing. Pemilihan tipe sesuai dengan prinsip perpindahan kalor dan menjadikan penukar kalor tersebut efektif dalam operasinya. Alat penukar kalor secara umum dibagi menjadi tiga yaitu:

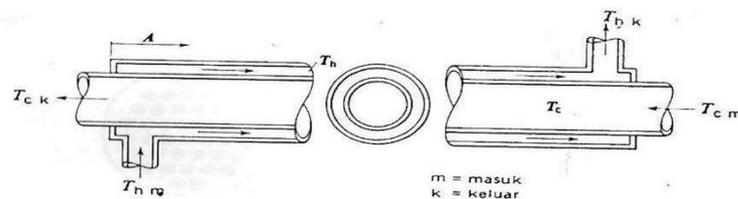
1. *Recuperative heat exchanger*
2. *Regenerative heat exchanger*
3. *Direct contract heat exchanger*

1) *Recuperative heat exchanger*

Merupakan jenis *heat exchanger* dengan dinding pemisah yang tidak bergerak. *Recuperative heat exchanger* dibedakan menjadi 3, yaitu:

a. *Coaxial tube heat exchanger*

Tipe ini merupakan penukar kalor dengan aliran sederhana yang terdiri atas dua lingkaran pipa dengan diameter berbeda seperti yang terlihat pada gambar 2.26.

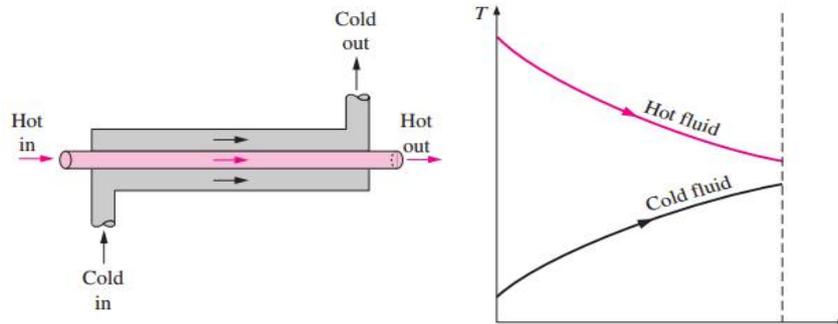


Gambar 2.26 Skema penukar kalor sederhana (Kurniawan, 2007)

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

- *Parallel Flow (PF)*

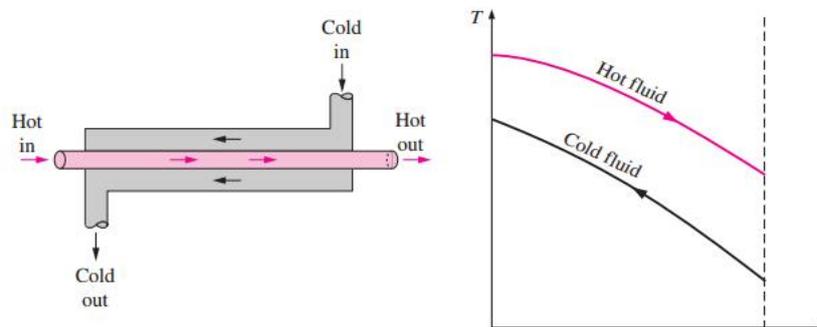
Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang sama. Berikut ilustrasi yang ditunjukkan pada gambar 2.27.



Gambar 2.27 Alat penukar kalor dengan aliran *parallael flow* beserta garis distribusi temperatur yang terjadi (Çengel, 1998)

- *Counter Flow* (CF)

Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang berlawanan. Berikut ilustrasi yang ditunjukkan pada gambar 2.28.



Gambar 2.8 Alat penukar kalor dengan aliran *counter flow* beserta garis distribusi temperatur yang terjadi (Çengel, 1998)

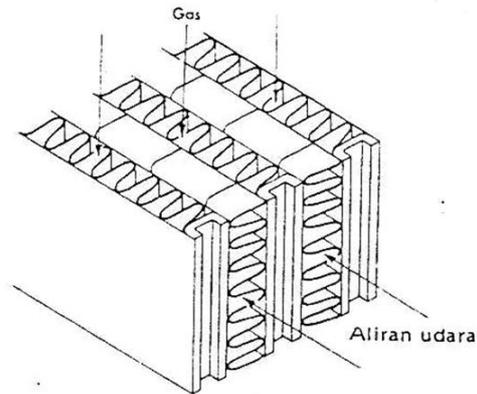
b. *Cross flow heat exchanger*

Penukar kalor bertipe 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 temperatur fluida-fluida yang meninggalkan penampang

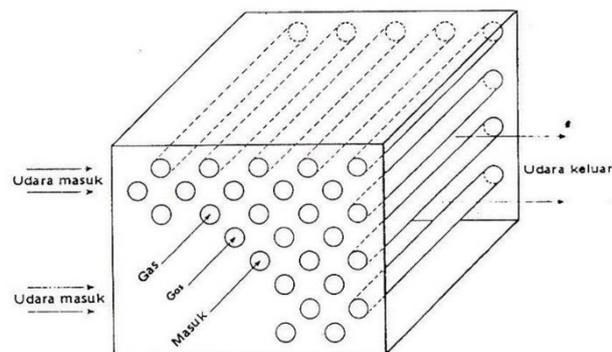
pemanas tidak seragam, pada satu sisi lebih panas dari pada sisi lainnya. Aliran tidak bercampur ditunjukkan seperti pada gambar 2.29.



Gambar 2.29 Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur (Kurniawan, 2007)

- Aliran bercampur (*mixed flow*)

Salah satu fluida tidak bercampur sedangkan fluida lainnya bercampur sempurna saat melintas melalui alat penukar kalor. Temperatur aliran bercampur akan seragam pada setiap penampang dan hanya berbeda-beda dalam arah aliran. Aliran bercampur ditunjukkan pada gambar 2.30.

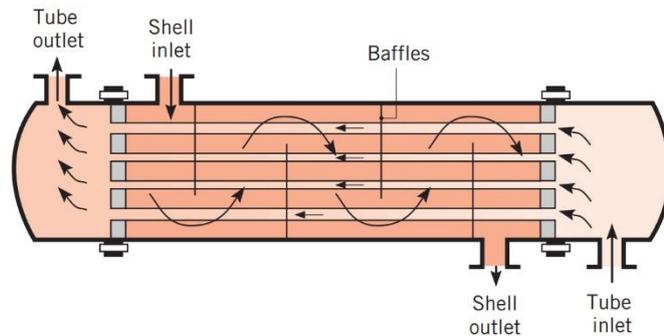


Gambar 2.30 Pemanas udara aliran melintang yang melukiskan aliran melintang dengan satu fluidanya bercampur dan fluida lainnya tidak bercampur (Kurniawan, 2007)

c. Multi pass shell and tube

Guna menaikkan luas permukaan perpindahan kalor efektif, kebanyakan penukar kalor komersial menggunakan lebih dari satu lintas melalui pipa-

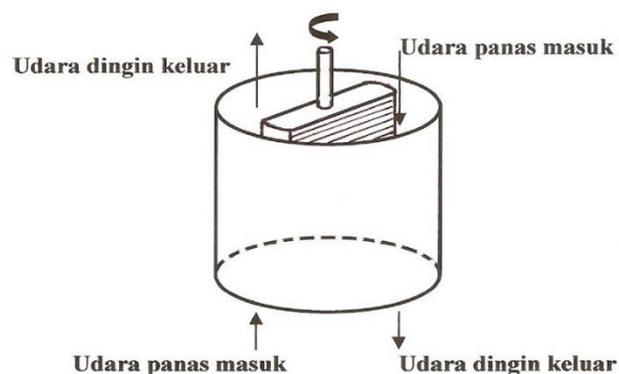
pipa dan fluida yang mengalir di luar pipa-pipa dalam cangkang yang diarahkan bolak-balik dengan sarana sekat-sekat (*baffles*). Penukar kalor tersebut ditunjukkan pada gambar 2.31.



Gambar 2.31 Penukar kalor *shell and tube* dengan sekat-sekat (*baffles*) (Incopera and Dewitt, 2002)

2) *Regenerative heat exchanger*

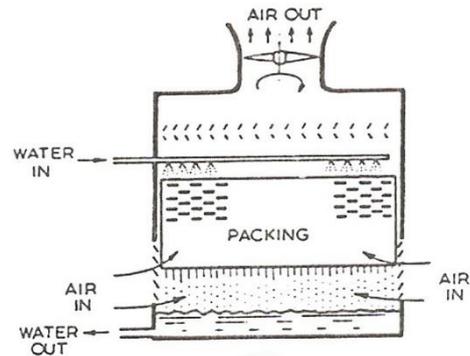
Pada jenis ini dinding pemisah dapat berputar dalam periode waktu tertentu. Seperti pada gambar 2.32, satu sisi dari dinding pemisah berhubungan dengan fluida panas sedang sisi yang lain dengan fluida dingin. Perpindahan kalor terjadi setelah dinding pemisah berputar. Jenis *regenerative* ini diantaranya digunakan dalam *air heater* pada *bolier* PLTU.



Gambar 2.32 *Regenerative heat exchanger* (Kurniawan, 2007)

3) *Direct contact heat exchanger*

Yaitu proses pertukaran kalor antara dua fluida dengan kontak langsung sehingga dominasi perpindahan massa terjadi pada pertukaran kalornya. Proses seperti ini misalnya terjadi pada *cooling tower* seperti pada gambar 2.33.



Gambar 2.33 *Cooling tower*
(Kurniawan, 2007)

Prinsip kerja *cooling tower* adalah mendinginkan air dengan memasukkan 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 ini terjadi proses pemindahan kalor secara langsung yang disebabkan oleh gesekan antar udara dengan butiran-butiran air. Udara panas dan uap air akibat proses itu ditarik keluar oleh kipas (*fan*).

2.2.10 Analisis 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 yaitu modus simulasi dan desain.

1) **Modus Simulasi**

Dalam modus simulasi ini yang dicari adalah laju perpindahan kalor suatu *heat exchanger* sedangkan luas permukaan telah diketahui.

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot F \cdot \text{LMTD}_{CF} \dots\dots\dots (2.36)$$

Dengan:

- \dot{Q} = Laju perpindahan kalor (W)
- U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m °C)

A = Luas bidang perpindahan kalor (m^2)
 F = Faktor koreksi LMTD
 $LMTD_{CF}$ = Beda temperatur rata-rata logaritmik yang terjadi secara *counter flow* ($^{\circ}C$)

2) Modus Desain

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

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U.F.LMTD_{CF}} \dots\dots\dots(2.37)$$

2.2.11 Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik (LMTD)

Temperatur fluida pada alat penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari 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 nilainya tergantung pada beda temperatur antara fluida panas dan fluida dingin pada penampang tertentu.

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

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T \dots\dots\dots(2.38)$$

Dengan berbagai asumsi di bawah ini dapat dibuktikan bahwa harga beda temperatur (ΔT) 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:

$$\dot{Q} = U \times A \times LMTD \dots\dots\dots(2.39)$$

Besarnya MLTD 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.

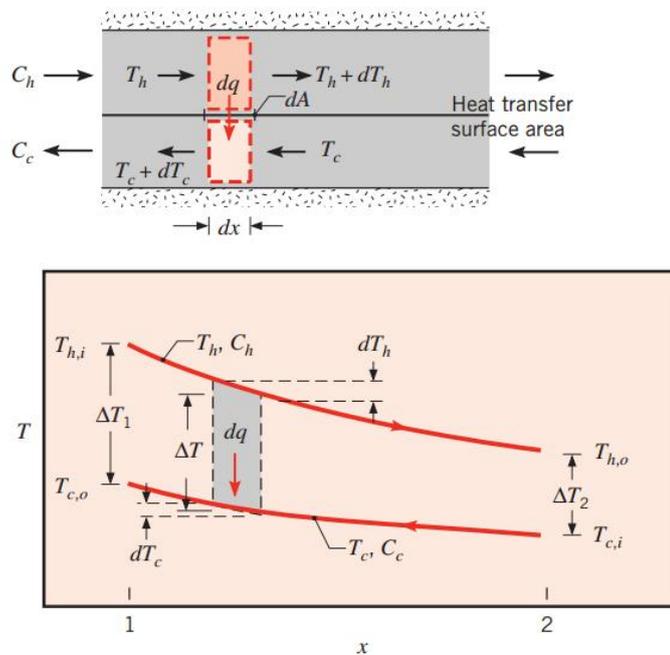
Metode beda temperatur rata-rata logaritmik digunakan sebagai langkah awal dalam analisis *heat exchanger*, bila temperatur masuk dan keluar fluida diketahui, baik untuk fluida panas maupun fluida dingin, sehingga dapat menentukan beda temperatur rata-rata logaritmik. Jika keadaan masuk fluida panas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

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln[\Delta T_1 / \Delta T_2]} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln[\Delta T_2 / \Delta T_1]} \dots\dots\dots(2.40)$$

Untuk aliran berlawanan arah (*counter flow*) ditunjukkan pada gambar 2.34.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \dots\dots\dots(2.41)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \dots\dots\dots(2.42)$$

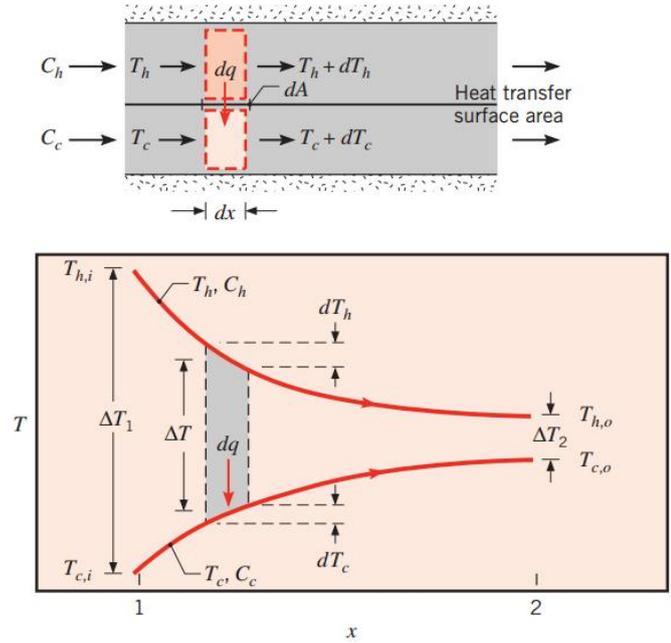


Gambar 2.34 Profil temperatur aliran berlawanan (*counter flow*) (Incopera and Dewitt, 2002)

Untuk aliran searah (*parallel flow*) yang ditunjukkan pada gambar 2.35.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \dots\dots\dots(2.43)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \dots\dots\dots(2.44)$$



Gambar 2.35 Profil temperatur aliran searah (*parallel flow*) (Incopera and Dewitt, 2002)

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

Sebagai contoh yaitu penukar kalor *multi pass* 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:

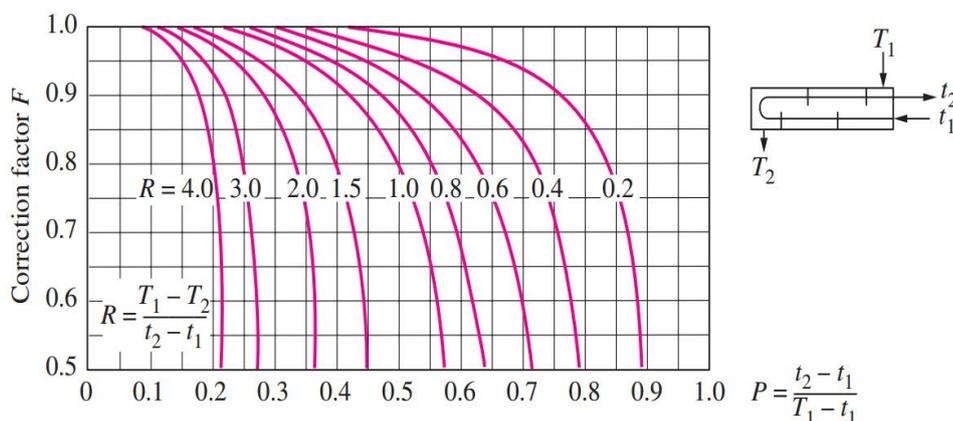
$$LMTD = F \cdot LMTD_{CF} \dots\dots\dots(2.45)$$

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

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \dots\dots\dots(2.46)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \dots\dots\dots(2.47)$$

Setelah harga R dan P diketahui maka harga F dapat ditentukan dengan menggunakan grafik faktor koreksi (F) seperti gambar 2.36 untuk alat penukar kalor *shell and tube* dengan satu lintas *shell* dan dua kelipatan lintas *tube*.

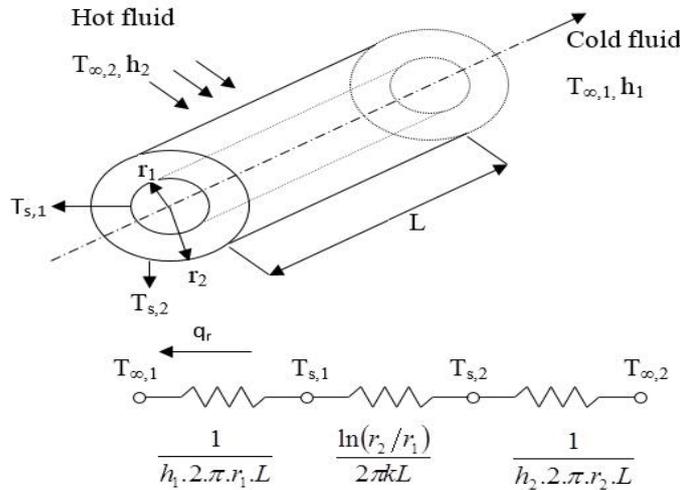


Gambar 9.36 Grafik faktor koreksi (F) untuk 1 *shell pass* dan 2 atau kelipatan *tube pass* (Çengel, 1998)

2.2.12 Overall Heat Transfer Coefficient (U)

Dalam menganalisis *heat exchanger*, U merupakan faktor yang penting karena digunakan sebagai komponen dalam perhitungan \dot{Q} . Pada *heat exchanger* jenis *shell and tube* meliputi dua aliran fluida yang terpisah oleh dinding solid. Perpindahan kalor berawal dari transfer kalor fluida panas ke dinding secara konveksi selanjutnya pada dinding terjadi transfer kalor diteruskan secara konduksi dan yang terakhir transfer kalor diteruskan hingga pada fluida dingin secara konveksi.

Hambatan termal dihubungkan dengan proses perpindahan kalor meliputi dua konveksi dan satu konduksi. Sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.37.



Gambar 2.37 Penukar kalor pipa ganda serta jaringan termal yang terjadi (Kurniawan, 2007)

Luas perpindahan kalor untuk alat penukar kalor pipa ganda dinyatakan $A_1 = \pi \cdot D_1 \cdot L$ dan $A_2 = \pi \cdot D_2 \cdot L$. Hambatan termal yang terjadi pada $T_{\infty,2}$ sampai ke $T_{s,2}$ terjadi secara konveksi adalah:

$$R_{\text{konveksi,o}} = \frac{1}{h_2 A_{s,2}} \dots\dots\dots(2.48)$$

Hambatan termal yang terjadi pada $T_{s,2}$ sampai ke $T_{s,1}$ terjadi secara konduksi adalah:

$$R_{\text{konduksi}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} \dots\dots\dots(2.49)$$

Hambatan termal yang terjadi pada $T_{s,1}$ sampai ke $T_{\infty,1}$ terjadi secara konveksi adalah:

$$R_{\text{konveksi,i}} = \frac{1}{h_1 A_{s,1}} \dots\dots\dots(2.50)$$

Sehingga hambatan termal total menjadi:

$$R_{\text{total}} = R_{\text{konveksi,o}} + R_{\text{konduksi}} + R_{\text{konveksi,i}} \dots\dots\dots(2.51)$$

$$= \frac{1}{h_2 A_{s,2}} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_1 A_{s,1}} \dots\dots\dots(2.52)$$

Dengan:

- h_1 = Koefisien perpindahan kalor sisi dalam ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- h_2 = Koefisien perpindahan kalor sisi luar ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
- r_2 = Jari-jari luar *tube* (m)

- r_1 = Jari-jari dalam *tube* (m)
 $A_{s,1}$ = Luas permukaan dalam dinding *tube* (m²)
 $A_{s,2}$ = Luas permukaan luar dinding *tube* (m²)
 k = Konduktivitas termal material (W/m.°C)
 L = Panjang *tube* (m)

Pada analisis penukar kalor adalah tempat menggabungkan semua hambatan termal pada bagian aliran kalor dari fluida dingin menjadi satu hambatan (R), dan dinyatakan perpindahan kalor rata-rata antara dua fluida:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_1 \cdot A_{s,1} \cdot \Delta T = U_2 \cdot A_{s,2} \cdot \Delta T \dots\dots\dots(2.53)$$

Dimana U adalah koefisien perpindahan kalor menyeluruh dengan satuan (W/m².°C) yang identik dengan koefisien konveksi biasa (h) apabila dihilangkan ΔT maka persamaannya menjadi:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{UA_s} \frac{1}{UA_s} = R = \frac{1}{h_1 A_{s,1}} + R_{wall} + \frac{1}{h_2 A_{s,2}} \dots\dots\dots(2.54)$$

Disini disebutkan ada dua U yaitu U_1 dan U_2 pada alat penukar kalor, alasannya adalah bahwa alat penukar kalor mempunyai dua daerah permukaan kalor A_i dan A_o yang secara umum tidak sama satu sama lain. Catatan bahwa $U_1 A_{s,1} = U_2 A_{s,2}$ tetapi $U_1 \neq U_2$ kecuali kalau $A_{s,1} = A_{s,2}$ sehingga koefisien perpindahan kalor pada alat penukar kalor tak berarti.

Ketika ketebalan dinding kecil dan konduktivitas termal besar maka hambatan termal sisi *tube* diabaikan ($R_{wall} \approx 0$) dan permukaan dalam dan luar pada sisi *tube* adalah identik ($A_1 \approx A_2 \approx A_s$). Kemudian persamaan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat disederhanakan menjadi:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \dots\dots\dots(2.55)$$

