

## BAB II

### DASAR TEORI

#### 2.1. Perpindahan Panas

perpindahan panas akan terjadi bila ada perbedaan temperatur diantara benda atau material. Panas akan berpindah dari benda yang bertemperatur lebih tinggi ke benda yang bertemperatur rendah. Perpindahan ini akan mengikuti hukum-hukum thermodinamika.

Jika didalam thermodinamika membahas system dalam keadaan setimbang, maka dalam perpindahan panas juga dibahas waktu yang diperlukan bagi perpindahan panas atau mekanisme perpindahan panas. Ada tiga dasar perpindahan panas yang diketahui yaitu :

1. Konduksi
2. Konveksi
3. Radiasi

Perpindahan panas yang terjadi biasanya merupakan gabungan dari ketiganya. Karena sebagian besar panas, dipindahkan melalui pipa air, maka dalam pembahasan perpindahan panas dibahas perpindahan panas melalui plat rata dan perpindahan panas melalui pipa.

### 2.1.1. Perpindahan Panas Konduksi

Energi akan berpindah secara konduksi jika pada benda itu terdapat perbedaan temperatur atau gradient temperatur. Perpindahan ini terjadi dari bagian yang bertemperatur tinggi ke bagian lain yang bertemperatur lebih rendah. Sedangkan persamaan laju perpindahan panas tersebut adalah sebagai berikut :

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

Dimana :

$q$  = laju perpindahan kalor (kcal/jam)

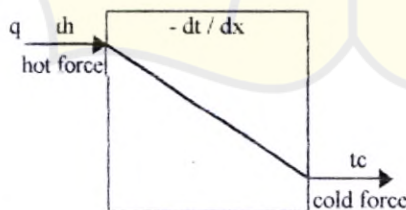
$k$  = konduktivitas (kcal/m<sup>2</sup>°C)

$A$  = luas penampang perpindahan (m<sup>2</sup>)

$\frac{dT}{dx}$  = gradient suhu (°C/m)

Sedangkan tanda negatif untuk memenuhi hukum kedua thermodinamika, bahwa perpindahan panas terjadi dari medium bertemperatur tinggi menuju ke medium yang bertemperatur rendah.

Kita tinjau suatu system satu dimensi seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.1. Aliran panas melalui dinding datar

Besarnya laju aliran panas atau laju penukar kalor konduksi dapat ditulis

dengan persamaan hukum J. Fourier :

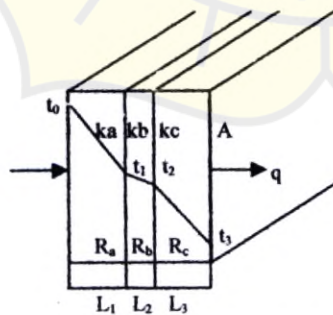
$$q = -\frac{kA}{\Delta x}(T_2 - T_1) \dots \dots \dots (2.2) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 26})$$

dimana :

- q : laju aliran penukar kalor (kcal/jam)
- k : konduktivitas thermal (kcal/m<sup>2</sup>°C)
- A : luas penampang penukar kalor (m<sup>2</sup>)
- T<sub>2</sub> - T<sub>1</sub> : gradien suhu (°C/m)
- Δx : Perbedaan suhu

Sedangkan tanda negatif ( - ) untuk memenuhi hukum kedua thermodynamika, bahwa penukar kalor terjadi dari medium bertemperatur tinggi ke medium yang bertemperatur lebih rendah.

Jika dalam system tersebut terdapat lebih dari satu macam bahan atau dinding lapis rangkap, seperti gambar di bawah ini :



Gambar 2.2. Penukar kalor satu dimensi melalui dinding komposit

Jika gradien suhu pada ke tiga bahan seperti gambar 2.2, aliran kalornya adalah :

$$q = -k_A A \frac{T_1 - T_0}{\Delta x_A} = -k_B A \frac{T_2 - T_1}{\Delta x_B} = -k_C A \frac{T_3 - T_2}{\Delta x_C} \quad (2.3) \quad (\text{Ref. No. 3, hal 27})$$

### 2.1.2. Perpindahan Panas Konveksi

Bila ada perbedaan suhu antara benda padat yang ditempatkan suatu aliran fluida, maka akan terjadi perpindahan panas yang disebut konveksi.

Besarnya perpindahan panas secara konveksi ini rumus dasarnya adalah :

$$Q = h \cdot A (T_w - T_\infty) \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana :

$h$  = koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

$T_w$  = temperatur dinding ( $^\circ\text{C}$ )

$T_\infty$  = temperatur fluida ( $^\circ\text{C}$ )

Dari rumus diatas terlihat bahwa perpindahan kalor konveksi tergantung pada viskositas fluida dan sifat-sifat thermal fluida tersebut.

Jenis dari perpindahan panas konveksi ini dibagi menjadi dua. Jika terjadinya perpindahan panas tanpa adanya sumber dari luar yang membantu gerakan atau aliran dari fluida disebut konveksi alamiah atau konveksi bebas. Sedangkan sebaliknya, disebut konveksi paksa.



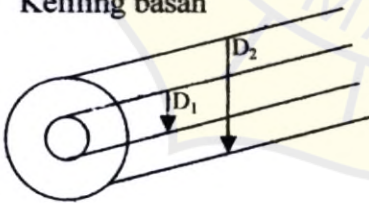
### 2.1.3. Konveksi Paksa Didalam Pipa Dan Saluran

Pemanasan serta pendinginan fluida yang mengalir di dalam saluran merupakan satu di antara proses-proses perpindahan panas yang terpenting dalam perancangan. Rancang bangun serta analisa semua jenis penukar panas memerlukan pengetahuan tentang koefisien perpindahan panas antara dinding saluran dan fluida yang mengalir di dalamnya. Ukuran ketel, economizer, pemanasan lanjut, bergantung sebagian besarnya pada konduktansi konveksi satuan antara permukaan dalam pipa-pipanya dan fluidanya. Juga perlu ditentukan besarnya koefisien perpindahan panas untuk fluida yang mengalir di dalam saluran. Bila koefisien perpindahan panas untuk suatu geometri tertentu serta kondisi aliran yang ditetapkan telah diketahui, maka perpindahan laju panas pada beda suhu yang ada dapat dihitung dengan persamaan :

$$Q_c = h_c A (T_{\text{permukaan}} - T_{\text{fluida}}) \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 415})$$

Koefisien perpindahan panas  $h_c$  dapat dihitung dari bilangan Nusselt  $h_c D_{II} / k$ . Bagi aliran di dalam pipa panjang penting dalam bilangan Nusselt ialah garis tengah hidroliknya  $D_{II}$ , yang berdefinisi

$$D_{II} = \frac{4 \text{ luas penampang aliran}}{\text{Keliling basah}} \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 415})$$



Gambar 2.1.3. Garis tengah hidrolik (Ref. No. 1, hal. 415)

Untuk pipa luas penampang alirannya adalah  $\pi D^2/4$ , keliling basah nya ialah  $\pi D$ .

Harga bilangan Nusselt untuk aliran di dalam saluran biasanya ditentukan dari persamaan-persamaan empirik yang berdasarkan hasil-hasil eksperimen dari analisa dimensional, hasil eksperimen yang diperoleh dalam percobaan perpindahan panas konveksi paksa dapat dikolerasikan dengan persamaan :  $Nu = \phi (Re) \psi (Pr)$  (Ref. No. 1, hal. 416) dimana simbol  $\phi$  menandakan fungsi bilangan Reynolds dan  $\psi$  fungsi Prandtl.

Penggunaan suhu curahan fluida sebagai suhu acuan memungkinkan kita untuk menuliskam keseimbangan panas secara mudah, karena dalam keadaan perbedaan antara suhu curahan rata-rata pada dua penampang suatu aliran merupakan tolok ukur langsung laju perpindahan panas atau

$$q = mc_p \Delta T_b \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 417})$$

Dimana :

$q$  : laju perpindahan panas ke fluida (kcal/jam)

$m$  : laju aliran (kcal/jam)

$c_p$  : panas jenis pada tekanan konstan (kcal/kg<sup>0</sup>C)

$\Delta T_b$  : beda suhu curahan antara penampang yang bersangkutan (<sup>0</sup>C)

Pengaruh bilangan Reynolds pada perpindahan panas dan jatuh tekanan dalam aliran yang telah berkembang sepenuhnya. Untuk suatu fluida tertentu, bilangan Nusselt terutama bergantung pada kondisi aliran, yang bertand Re. Untuk fluida dalam saluran yang panjang, dalam bilangan Reynolds seperti halnya dalam bilangan Nusselt, garis tengah hidrolis atau



$$Re_{DH} = \frac{VD_{HP}}{\mu}$$

(Ref. No. 1, hal. 417)

Bilangan Prandtl Pr merupakan fungsi sifat-sifat fluida saja. Diatas bilangan Prandtl telah didefinisikan sebagai perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas termal fluida, yaitu :

$$Pr = \nu/\alpha$$

Viskositas kinematik  $\nu$  seringkali disebut difusivitas molekular momentum karena merupakan ukuran laju perpindahan momentum antara molekul-molekul. Difusivitas ini merupakan ukuran perbandingan antara kapasitas penerusan panas dan kapasitas penyimpanan energi molekul. Bila bilangan Prandtl lebih kecil, gradien suhu di dekat permukaan lebih landai daripada gradien kecepatan, dan bagi fluida yang bilangan Prandtlnya lebih besar dari satu, gradien suhu lebih curam daripada gradien kecepatan.

#### 2.1.4. Perpindahan Panas Radiasi

Jenis ketiga dari perpindahan panas ini adalah dengan mekanisme sinaran atau radiasi elektromagnet. Jika kedua perpindahan panas diatas melalui bahan antara, maka radiasi disini bisa juga melalui daerah yang hampa.

Kalor bersih dari dua benda yang bertukar kalor secara radiasi adalah berbanding dengan beda suhu absolut pangkat empat, sehingga :

$$Q = \sigma \cdot A (T_1^4 - T_2^4) \dots \dots \dots (2.4) \quad \text{(Ref. No. 3, hal. 14)}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}\sigma &= \text{konstanta stefan - boltzman} \\ &= 0,1713 \cdot 10^{-8} \text{ Btu/ft}^2 \text{ hr R}^4 \\ &= 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ kcal/m}^2 \text{ K}^4\end{aligned}$$

Persamaan (2.4) disebut juga hukum Stefan - Boltzman dan hanya berlaku untuk benda berwarna hitam (*black body*).

Pada benda yang tidak berwarna hitam, maka diperlukan suatu faktor pada hukum stefan - boltzman diatas, sehingga rumus radiasi tadi menjadi :

$$q = \sigma F_{1-2} A (T_1^4 - T_2^4) \dots \dots \dots (2.5) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 13})$$

Dimana :

$$\sigma F_{1-2} = \text{faktor bentuk permukaan antara 1 dan benda 2}$$

## 2.2. Penukar Kalor

Pada penukar kalor terjadi perpindahan energi yang berupa panas dari satu fluida ke fluida yang lainnya. Pemakaian peralatan penukar kalor ini sangat banyak kita jumpai dalam kehidupan sehari-hari terutama dalam bidang industri. Sedangkan pertukaran panas antara kedua fluida bisa bercampur antara fluida panas dan fluida dinginnya, atau kedua fluida dibatasi oleh sekat (dinding). Biasanya perpindahan panas yang terjadi adalah konduksi dan konveksi, kadang-kadang saja melibatkan perpindahan panas radiasi.

Faktor yang berpengaruh pada perencanaan peralatan penukar panas ini adalah kemampuan pertukaran panasnya, ukuran, berat serta biayanya. Yang dibahas



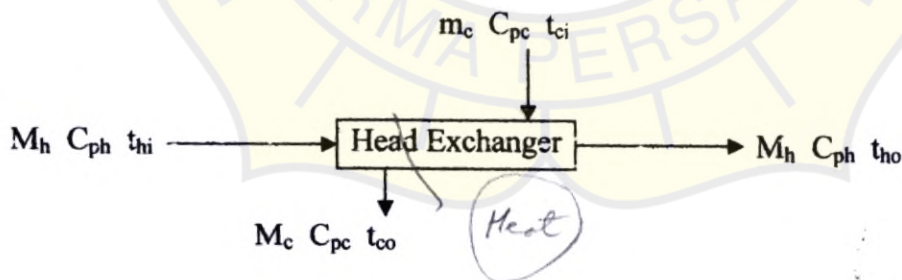
disini adalah analisa teknik dimana bertujuan untuk meramalkan unjuk kerja (kemampuan) dari penukar kalor.

Perpindahan panas pada penukar kalor mencakup beberapa hal yang penting antara lain :

1. Heat Balance pada proses perpindahan panas
2. Logarithmic Mean Temperature Difference
3. Koeffisien perpindahan panas menyeluruh
4. Luas permukaan perpindahan panas

### 2.2.1. Energi Balance

Proses perpindahan panas, dari fluida panas ke fluida dingin terjadi pada penukar kalor. Besarnya perpindahan panas ini tergantung pada temperatur dan laju aliran panas antara kedua fluida tersebut. Hubungan energi balance yang terjadi dinyatakan sebagai berikut :



Gambar 2.2. Energi Balance

Dari gambar diatas didapat hubungan :

Panas yang dilepaskan oleh fluida panas = panas yang diserap oleh fluida dingin.

$$\begin{aligned} m_h c_{ph} t_{hi} + m_c c_{pc} t_{ci} &= m_h c_{ph} t_{ho} + m_c c_{pc} t_{co} \\ m_h c_{ph} (t_{hi} - t_{ho}) &= m_c c_{pc} (t_{co} - t_{ci}) \dots \dots \dots (2.6) \end{aligned}$$

dimana :

$m_h$  = laju aliran massa fluida yang didinginkan (kcal/hr)

$c_{ph}$  = panas spesifik fluida yang didinginkan (kcal/kg<sup>0</sup>C)

$t_{hi}$  = temperatur fluida yang didinginkan pada sisi masuk (<sup>0</sup>C)

$t_{ho}$  = temperatur fluida yang didinginkan pada sisi keluar (<sup>0</sup>C)

$m_c$  = laju aliran massa fluida pendingin (kcal/hr)

$c_{pc}$  = panas spesifik fluida pendingin (kcal/kg<sup>0</sup>C)

$t_{ci}$  = temperatur fluida pendingin pada sisi masuk (<sup>0</sup>C)

$t_{co}$  = temperatur fluida pendingin pada sisi keluar (<sup>0</sup>C)

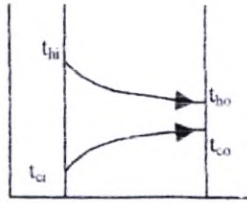
### 2.2.2. Logarithmic Mean Temperature Difference

Yang dimaksud dengan log mean temperature difference adalah beda suhu pada ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung yang lainnya dibagi logaritma alamiah dari pada perbandingan kedua beda suhu tersebut.

Besarnya log mean temperature difference adalah tergantung kepada bentuk aliran dari penukar kalor yang dihitung. Untuk penukar kalor pipa ganda, besarnya

LMTD adalah :

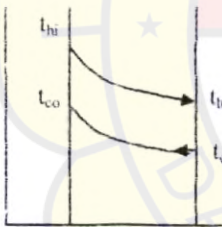
a. Aliran searah (*parallel flow*)



Gambar 2.3. LMTD untuk aliran searah (Ref. No. 3, hal. 490)

$$\text{LMTD} = \frac{(t_{hi} - t_{ci}) - (t_{ho} - t_{co})}{\ln \left[ \frac{(t_{hi} - t_{ci})}{(t_{ho} - t_{co})} \right]} \dots\dots\dots (2.7)$$

b. Aliran lawan arah (*counter flow*)



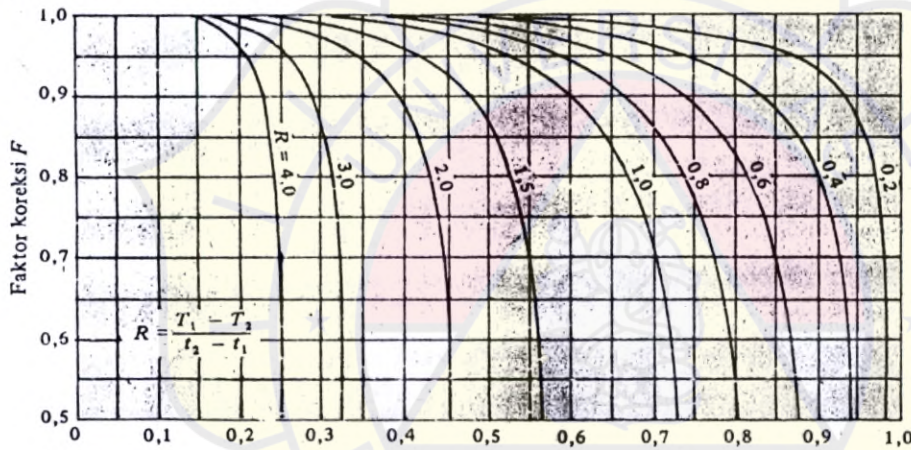
Gambar 2.4. LMTD untuk aliran lawan arah

$$\text{LMTD} = \frac{(t_{hi} - t_{ci}) - (t_{ho} - t_{co})}{\ln \left[ \frac{(t_{hi} - t_{ci})}{(t_{ho} - t_{co})} \right]} \dots\dots\dots (2.8)$$



Harga LMTD ini juga menentukan besar kecilnya luas permukaan perpindahan panas, yang kemudian berpengaruh terhadap dimensi penukar kalor.

Harga LMTD diatas hanyalah berlaku untuk penukar jenis pipa ganda. Sedangkan penukar panas jenis lainnya memerlukan suatu koreksi. Perpindahan kalor dihitung dengan menerapkan faktor koreksi terhadap LMTD untuk susunan pipa ganda aliran berlawanan arah. Jadi jika kita menghitung LMTD untuk penukar panas bukan pipa ganda, lebih dulu ditentukan harga LMTD untuk aliran lawan arah, kemudian dikalikan dengan faktor koreksi, sebagai berikut :



$$P = \frac{t_{ho} - t_{hi}}{t_{co} - t_{hi}}$$

$$R = \frac{t_{ci} - t_{co}}{t_{ho} - t_{hi}}$$

Gambar 2.5. Faktor koreksi untuk pipa pemanas (Ref. No. 3, hal. 493)

### 2.2.3. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall heat-transfer coefficient*) dimana perpindahan kalor melalui dinding bidang datar seperti pada gambar 2.6. dinyatakan sebagai berikut :

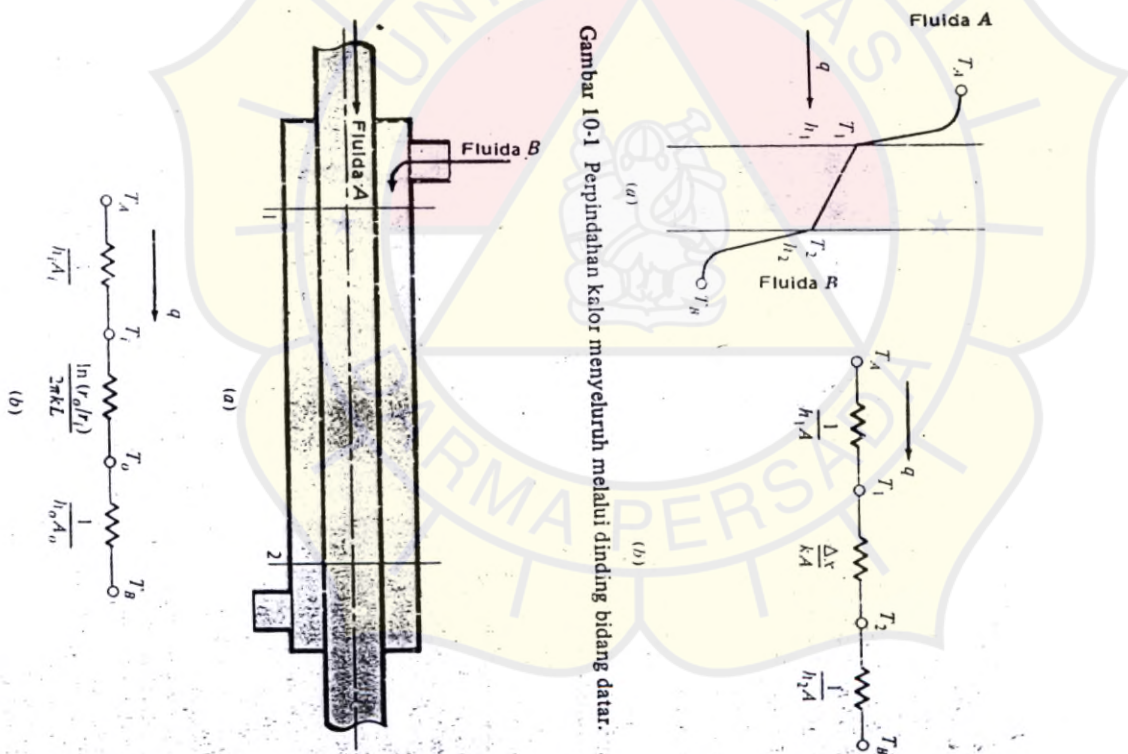
$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{\Delta x}{kA} + \frac{1}{h_2 A}} \dots \dots \dots (2.9.) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 481})$$

dimana  $T_A$  dan  $T_B$  masing-masing ialah suhu fluida pada kedua sisi dinding itu.

Koeffisien perpindahan kalor menyeluruh  $U$  didefinisikan melalui hubungan

$$q = UA \Delta T_{\text{menyeluruh}} \dots \dots \dots (2.10.) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 481})$$

Dari sudut pandangan penukar kalor, dinding bidang datar jarang ada penerapannya ; kasus yang lebih penting untuk mendapat perhatian ialah penukar kalor pipa ganda, seperti pada gambar 2.6 :



Gambar 10-1 Perpindahan kalor menyeluruh melalui dinding bidang datar.

Gambar 2.6. Penukar kalor pipa ganda : (a) bagan (b) jaringan tahanan termal untuk perpindahan kalor menyeluruh (Ref. No. 3, hal. 481)

Dalam penerapan ini salah satu fluida mengalir di dalam tabung yang kecil, sedang yang satu lagi mengalir di dalam ruang annulus diantara kedua tabung. Perpindahan kalor menyeluruh didapatkan dari jaringan termal, sebagai

$$\bar{q} = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \dots\dots\dots(2.11) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 482})$$

dimana subskrip i dan o menunjukkan diameter dalam dan luar tabung dalam yang lebih kecil. Koeffisien perpindahan kalor menyeluruh bisa didasarkan atas luas dalam atau luas luar tabung, menurut selera perancang. Sesuai dengan itu,

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots(2.12) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 482})$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots(2.13) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 482})$$

Walaupun rancangan akhir penukar kalor dibuat atas dasar perhitungan yang teliti mengenai U, ada juga baiknya mendaftarkan nilai-nilai koeffisien perpindahan kalor menyeluruh untuk berbagai situasi yang mungkin ditemui dalam praktek. Informasi yang lengkap tentang ini terdapat dalam rujukan 5 dan 6, sedang daftar singkatan nilai-nilai U diberikan dalam tabel 2.1 (Ref. No. 3, hal 482). Nilai U dalam banyak hal ditentukan hanya oleh salah satu koeffisien perpindahan kalor konveksi.



Tabel 2.2.3. Nilai kira-kira koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

(Ref. No. 3, hal. 482)

Situasi fisis	U (kcal/m <sup>2</sup> .°C)
Dinding luar bata, bagian dalam plaster, tanpa isolasi	2.966
Dinding luar kayu, bagian dalam plaster	
Tanpa isolasi	1,65
Dengan isolasi wol batuan	0,465
Jendela kaca lempeng	7,2
Jendela kaca lempeng rangkap dua	2,675
Kondensor uap	1.279-6.513
Pemanas air umpan	1.276-9.886
Kondensor freon 12 dengan mesin pendingin air	326-989
Penukar kalor air ke air	989-1.977
Penukar kalor tabung bersirip, air di dalam tabung, udara melintas tabung	29-64
Penukar kalor air ke minyak	128-407
Uap ke minyak bakar ringan	198-395
Uap ke minyak bakar berat	65-198
Uap ke minyak tanah atau bensin	326-1.326
Penukar kalor tabung, uap di dalam tabung, udara melintas tabung.	38-326
Kondensor ammonia, air di dalam tabung	989-1.628
Kondensor alkohol, air di dalam tabung	297-791
Penukar kalor gas ke gas	12-47

Kemudian, jika salah satu nilai  $h$  jauh lebih kecil dari yang lain, ia cenderung mempunyai pengaruh terbesar dalam persamaan U.

Harga dari koefisien perpindahan panas menyeluruh yang didasarkan atas permukaan luar dinyatakan dengan tahanan-tahanan tersebut sebagai berikut :

$$U_o = \frac{1}{R_i A_o / A_i + A_o R_o + R_o} \dots\dots\dots(2.14) \quad (\text{Ref. No. 3, hal 484})$$

$$\frac{R_i \cdot A_o}{A_i} + A_o \cdot R_o + R_o$$

Dimana :  $A_o$  = luas luar pipa pemanas ( $m^2$ )

$A_i$  = luas dalam pipa pemanas ( $m^2$ )

### 2.2.3.1 Faktor Pengotoran

Setelah dipakai beberapa lama, permukaan perpindahan kalor penukar kalor mungkin dilapisi oleh beberapa endapan yang biasa terdapat dalam system aliran, atau permukaan itu mungkin mengalami korosi sebagai akibat interaksi antara fluida dengan bahan yang digunakan dalam kontruksi penukar kalor. Dalam kedua hal diatas, lapisan itu memberikan tahanan tambahan terhadap aliran kalor, dan hal ini menyebabkan menurunnya kemampuan kerja alat itu. Pengaruh menyeluruh daripada hal tersebut diatas biasa dinyatakan dengan *faktor pengotoran (fouling factor)*, atau tahanan pengotoran,  $R_f$  yang harus diperhitungkan bersama tahanan termal lainnya, dalam menghitung koefisien perpindahan kalor menyeluruh.

Faktor pengotoran harus didapatkan dari percobaan, yaitu dengan menentukan  $U$  untuk kondisi bersih dan kondisi kotor pada penukar kalor itu. Oleh karena itu, faktor pengotoran didefinisikan sebagai :

$$R_f = \frac{1}{U_{kotor}} - \frac{1}{U_{bersih}} \dots\dots\dots(2.15) \quad (\text{Ref. No. 3, hal. 486})$$

Nilai faktor pengotoran yang disarankan untuk berbagai fluida diberikan dalam tabel

### 2.2.3.1

Tabel 2.2.3.1. Daftar Faktor Pengotoran Normal (Ref. No. 3, hal. 486)

Jenis Fluida	Faktor Pengotoran (m <sup>2</sup> .°C/kcal)
Air laut, dibawah 125°F	0,00009
Air laut, diatas 125°F	0,002
Air ketel umpan yang diolah	0,0002
Minyak bakar	0,0009
Minyak celup	0,0007
Uap alkohol	0,00009
Uap tak mengandung minyak	0,00009
Udara industri	0,0004
Zat cair pendingin	0,0002

### 2.2.3.2 Tahanan Metal

Harga tahanan metal didapat berdasarkan persamaan :

$$r_m = \frac{t_w D_o}{12k_m (D_o - 2t_w)} \dots \dots \dots (2.16)$$

dimana :

$t_w$  = tebal dinding pipa pemanas (m)

$D_o$  = diameter luar pipa pemanas (m)

$k_m$  = konduktivitas thermal pipa (kcal/m°C)