



## **MODUL : PERPINDAHAN PANAS 1**

**UNIVERSITAS HARAPAN MEDAN**  
**Fakultas Teknik dan Komputer**  
**2021**

## **KATA PENGANTAR**

Alhamdulillah Modul mata kuliah Teknik Perpindahan Panas 1 ( 21-3-09-3-3-03-3 ) ini berhasil disusun dengan semaksimal mungkin. Modul ini disusun mengacu pada silabus mata kuliah yang diberlakukan untuk program S1 yang disajikan pada tiap semester dengan jumlah SKS 3 (Tiga). Modul ini diterbitkan untuk kalangan sendiri pada Program Teknik Mesin FAKULTAS TEKNIK DAN KOMPUTER UNIVERSITAS HARAPAN MEDAN . Penulis mengucapkan terimakasih atas suport dan masukan yang diberikan teman teman Dosen di Fakultas Teknik dan Komputer Universitas Harapan Medan, selama penyusunan Modul ini.

Modul mata kuliah Elemen Mesin I ini diharapkan bisa membantu mahasiswa dalam memahami materi yang disampaikan Dosen. Dalam diktat ini menyajikan bermacam-macam contoh soal dan latihan soal dalam setiap BAB, yang mana mahasiswa diharapkan bisa memanfaatkan dengan baik untuk memperkuat pemahaman materi setiap BAB. Namun demikian, mahasiswa sebaiknya juga membaca buku-buku referensi yang lain tentang Proses Pengecoran Logam sehingga diperoleh informasi yang lebih lengkap dalam upaya memahami materi perkuliahan.

Bagaimanapun, diktat ini masih diperlukan perbaikan secara bertahap, oleh karena itu mohon kritik dan saran untuk kesempurnaan diktat ini.

Kami menyampaikan terimakasih kepada semua pihak yang membantu penulisan diktat ini. Semoga bermanfaat bagi pembaca.

Medan, Januari 2021

Penulis

( Ir.Junaidi,M.M.,M.T. )  
NIDN :0103036301

## DAFTAR ISI

HALAMAN	JUDUL.....	i
SAMBUTAN DEKAN .....		ii
KATA PENGANTAR.....		iii
DAFTAR ISI.....		iv

### **BAB I KLASIFIKASI DAN MEKANISME PERPINDAHAN PANAS**

1.1 Pendahuluan.....	1
1.2 Cara-cara Perpindahan Panas.....	1
1.3 Hukum-hukum Dasar Perpindahan Panas.....	3
1.4 Mekanisme Perpindahan Panas Gabungan .....	8
1.5 Analogi Aliran Panas dan Aliran Listrik.....	10
1.6 Satuan dan Dimensi .....	10
1.7 Ringkasan Materi Pembelajaran .....	11
1.8 Contoh Soal.....	11
1.9 Latihan. ....	14

### **BAB II KONDUKSI KEADAAN TUNAK SATU DAN DUA DIMENSI**

2.1 Pendahuluan .....	15
2.2 Konduksi Keadaan Tunak satu Dimensi .....	15
2.3 Konduksi Keadaan Tunak Dua dimensi.....	29
2.4 Ringkasan Materi Pembelajaran. ....	29
2.5 Contoh soal.....	30
2.6 Latihan. ....	32

### **BAB III KONVEKSI PAKSA DAN KONVEKSI BEBAS**

3.1 Pendahuluan.....	33
3.2 Prinsip-prinsip Perpindahan Panas Konveksi .....	33
3.3 Ringkasan Materi Pembelajaran. ....	40
3.4 Contoh Soal.....	41
3.5 Latihan. ....	42

### **BAB III PENUKAR KALOR**

4.1 Pendahuluan.....	44
4.2 Jenis-jenis Penukar Kalor.....	44
4.3 Beda Suhu Rata-rata.....	45
4.4 Keefektifan Penukar Panas .....	47
4.5 Faktor Pengotoran.....	48
4.6 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh. ....	48
4.7 Ringkasan Materi Pembelajaran. ....	49
4.8 Contoh Soal.....	50
4.9 Latihan. ....	51

### **DAFTAR PUSTA**

# **BAB I KLASIFIKASI DAN MEKANISME PERPINDAHAN PANAS**

## **1.1 Pendahuluan**

Matakuliah Perpindahan Panas merupakan matakuliah yang disajikan pada semester lima pada Program Studi Teknik Mesin Universitas Lambung Mangkurat. Penguasaan materi Perpindahan panas akan membantu mahasiswa dalam menyelesaikan masalah pada matakuliah lanjutan, sehingga dituntut kemampuan menyelesaikan masalah-masalah Perpindahan Panas. Untuk mencapai kemampuan mahasiswa yang efektif/efisien akan dirancang proses pembelajaran yang inovatif bernuansa learning.

Bentuk pembelajaran dalam bentuk kuliah dibarengi dengan diskusi dan *small group discussion*, di mana sebagai pendahuluan mahasiswa perlu dijelaskan materi perkuliahan bagaimana pentingnya Perpindahan Panas bagi mahasiswa dan sasaran pembelajaran secara keseluruhan harus dicapai setelah mempelajari matakuliah ini.

Cara-cara Perpindahan Panas, Hukum Dasar Perpindahan Panas, Mekanisme Perpindahan Panas Gabungan, Analogi antara Aliran Panas dan Aliran Listrik, Satuan dan Dimensi.

Bila suatu sistem terdapat gradien suhu, atau bila dua sistem yang suhunya berbeda disinggungkan maka akan terjadi perpindahan energi. Proses dimana transport energi itu berlangsung disebut *Perpindahan Panas*.

## **1.2 Cara-cara Perpindahan Panas**

Perpindahan panas dapat didefinisikan sebagai berpindahnya energi dari satu daerah ke daerah lainnya sebagai akibat dari beda suhu antara daerah – daerah tersebut. Hal ikhwal aliran panas bersifat universal yang berkaitan dengan tarikan gravitasi.

Secara umum ada tiga cara perpindahan panas yang berbeda yaitu :

konduksi ( *conduction* ; dikenal dengan istilah hantaran), radiasi ( *radiation* ) dan

konveksi (*convection* ; dikenal dengan istilah ilian). Jika kita berbicara secara tepat, maka hanya konduksi dan radiasi dapat digolongkan sebagai proses perpindahan panas, karena hanya kedua mekanisme ini yang tergantung pada bedasuhu. Sedang konveksi, tidak secara tepat memenuhi definisi perpindahan panas, karena untuk penyelenggaraanya bergantung pada transport massa mekanik pula. Tetapi karena konveksi juga menghasilkan pemindahan energi dari daerah yang bersuhu lebih tinggi ke daerah yang bersuhu lebih rendah, maka istilah “perpindahan panas dengan cara konveksi” telah diterima secara umum.

#### ***a.Konduksi/Hantaran (Conduction)***

Konduksi adalah proses dengan mana panas mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke daerah yang bersuhu lebih rendah di dalam satu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium - medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar menurut teori kinetik. Suhu elemen suatu zat sebanding dengan energi kinetik rata – rata molekul – molekul yang membentuk elemen itu. Energi yang dimiliki oleh suatu elemen zat yang disebabkan oleh kecepatan dan posisi relative molekul

– molekulnya disebut energi dalam. Perpindahan energi tersebut dapat berlangsung dengan tumbukan elastic (*elastic impact*), misalnya dalam fluida ataudengan pembauran (*difusi/diffusion*) elektron – elektron yang bergerak secara cepat dari daerah yang bersuhu tinggi kedaerah yang bersuhu lebih rendah ( misalnya logam). Konduksi merupakan satu – satunya mekanisme dimana panas dapat mengalir dalam zat padat yang tidak tembus cahaya.

#### ***b.Radiasi/Pancaran (Radiation)***

Radiasi adalah proses dimana panas mengalir dari benda yang bersuhu tinggi ke benda yang bersuhu rendah, bila benda – benda itu terpisah didalam ruang, bahkan bila terdapat ruang hampa diantara benda – benda tersebut.

Semua benda memancarkan panas radiasi secara terus menerus. Intensitas pancaran tergantung pada suhu dan sifat permukaan . Energi radiasi bergerak dengan kecepatan cahaya ( $3 \times 10^8$  m/s) dan gejala – gejalanya

menyerupai 8 radiasi cahaya. Menurut teori elektromagnetik, radiasi cahaya dan radiasi termal hanya berbeda dalam panjang gelombang masing – masing.

### c. *Konveksi/Ilia (Convection)*

Konveksi adalah proses transport energi dengan kerja gabungan dari konduksi panas, penyimpanan energi dan gerakan mencampur. Konveksi sangat penting sebagai mekanisme perpindahan energi antara permukaan benda padat, cairan atau gas.

Perpindahan panas secara konveksi diklasifikasikan dalam konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*) menurut caramenggerakkan alirannya. Bila gerakan mencampur berlangsung semata – mata sebagai akibat dari perbedaan kerapatan yang disebabkan oleh gradien suhu, makadisebut *konveksi bebas atau alamiah (natural)*. Bila gerakan mencampur disebabkan oleh suatu alat dari luar seperti pompa atau kipas, maka prosesnya disebut *konveksi paksa*.

Keefektifan perpindahan panas dengan cara konveksi tergantung sebagian besarnya pada gerakan mencampur fluida. akibatnya studi perpindahan panas konveksi didasarkan pada pengetahuan tentang ciri – ciri aliran fluida.

## 1.3 Hukum-hukum Dasar Perpindahan Panas

**Konduksi**. Hubungan dasar untuk perpindahan panas dengan cara konduksi diusulkan oleh ilmuan perancis, J.B.J. Fourier, tahun 1882. Hubungan ini menyatakan bahwa  $q$  laju aliran panas dengan cara konduksi dalam suatubahan, sama dengan hasil kali dari tiga buah besaran berikut :

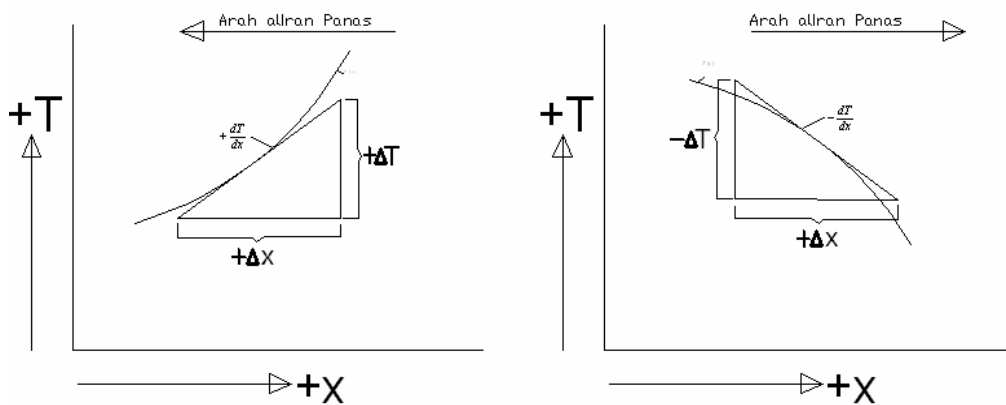
1.  $k$ , konduktivitas termal bahan.
2.  $A$ , luas penampang dimana panas mengalir dengan cara konduksi yang harus diukur tegak lurus terhadap arah aliran panas.
3.  $dT/Dx$ , gradien suhu terhadap penampang tersebut, yaitu perubahansuhu  $T$  terhadap jarak dalam arah aliran panas  $x$ .

Untuk menuliskan persamaan konduksi panas dalam bentuk matematik, kita harus mengadakan perjanjian tentang tanda. Kita tetapkan bahwa arah naiknya jarak  $x$

adalah arah aliran panas positif. Persamaan dasar untuk konduksi satu dimensi dalam keadaan tunak ( *stedi* ) ditulis :

$$qk = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1-1)$$

Untuk konsistensi dimensi dalam pers. 1-1, laju aliran panas  $qk$  dinyatakan dalam Btu/h\*, luas  $A$  dalam ft dan gradien suhu  $dT/dx$  dalam F/ft. Konduktivitas termal  $k$  adalah sifat bahan dan menunjukkan jumlah panas yang mengalir melintasi satuan luas jika gradien suhunya satu.



Gambar 1-1. sketsa yang melukiskan perjanjian tentang tanda untuk aliran panas konduksi

Jadi bahan yang mempunyai konduktivitas termal yang tinggi dinamakan konduktor (*conductor*), sedangkan bahan yang konduktivitas termalnya rendah disebut isolator (*insulator*).

Tabel 1-1: Orde Besaran Konduktivitas Termal  $k$ .

Bahan	Btu/h ft F	W/mK
Gas pada tekanan atmosferik	0,004 - 0,10	0,00069- 0,17
Bahan bisolasi	0,02 - 0,12	0,034 - 0,21
Cairan bukan Logam	0,05 - 0,40	0,086 - 0,69
Zat padat bukan Logam (batu,bata,semen)	0,02 - 1,5	0,034 - 2,6
Logam Cair	5,0 - 45	8,6 - 76
Paduan	8,0 - 70	14 - 120
Logam Murni	30 - 240	52 - 410

Untuk kasus sederhana aliran panas keadaan *stedi* melalui dinding datar (*plane* ), gradien suhu dan aliran panas tidak berubah dengan

waktu dan sepanjang lintasan aliran panas luas penampangnya sama :

$$q_k = \frac{L T_{dingin}}{A \int_{T_{panas}} dx} = - \int k dT$$

Jika k tidak bergantung pada T, setelah integrasi kita mendapat rumus berikut

untuk laju konduksi panas melalui dinding :

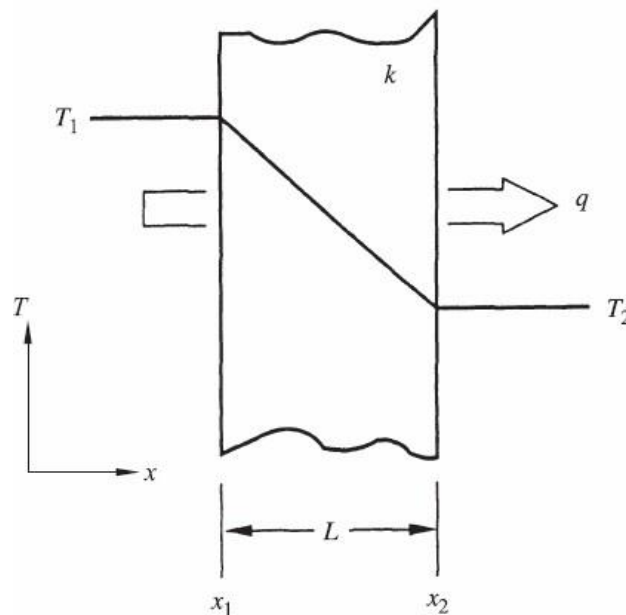
$$q = \frac{k A (T_{panas} - T_{dingin})}{L} = \frac{\pi}{L/Ak} \quad (1-2)$$

L/A setara dengan tahanan termal ( *thermal resistance* ) R yang diberikan oleh dinding kepada aliran panas dengan cara konduksi dan kita memperoleh.

$$Rk = \frac{L}{Ak} \quad (1-3)$$

Kebalikan dari tahanan termal disebut konduktansi termal ( *thermal conductance* );

$$Kk = \frac{Ak}{L} \quad (1-4)$$



Gambar 1-3. Distribusi suhu untuk konduksi keadaan steady melalui dinding datar



**Radiasi** , jumlah energi yang meninggalkan suatu permukaan sebagai panas radiasi tergantung pada suhu mutlak dan sifat permukaan tersebut. Radiator sempurna atau benda hitam ( *black body* ) memancarkan energi radiasi dari permukaannya dengan laju  $q_r$  yang diberikan oleh

$$q_r = \sigma A_1 T_1^4 \text{ Btu / hr} \quad (1-5)$$

Btu/h, jika  $A$  luas permukaan dalam ft persegi,  $T_1$  suhu permukaan dalam derajat rankine (R) dan  $\sigma$  konstanta dimensional dengan nilai  $0,1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/h ft}^2 \text{ R}^4$  dalam satuan SI laju aliran panas  $q_r$  mempunyai satuan watt, jika luas permukaan  $A$  dalam  $\text{m}^2$ , suhu mutlak dalam derajat Kelvin, dan  $(\sigma) 5,67 \times 10^{-8} \text{ watt / m}^2 \text{ k}^4$  . Besaran  $\sigma$  dinamakan konstanta Stefan – Boltzmann.

Jika benda hitam tersebut beradiasi ke sebuah penutup yang sepenuhnya mengurungnya dan yang permukaannya juga hitam, yaitu menyerap semua energi radiasi yang datang padanya , maka laju bersih perpindahan panas radiasi diberikan oleh.

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-6)$$

Dimana  $T_2$  adalah suhu permukaan penutup dalam derajat Fahrenheit mutlak.

Jika pada suhu yang sama dengan benda hitam benda nyata memancarkan sebagian yang konstan dari pancaran benda hitam pada setiap panjang gelombang, maka benda itu disebut benda kelabu ( *gray body* ). Laju bersih perpindahan panas dari benda kelabu dengan suhu  $T_1$  ke benda hitam dengan suhu  $T_2$  yang mengelilinginya adalah

$$q_r = \sigma A_1 \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-7)$$

Dimana  $\epsilon_1$  adalah emitansi ( *emittance* ) permukaan kelabu dan sama dengan perbandingan pancaran ( *emission* ) dari permukaan kelabu terhadap pancaran dari radiator sempurna pada suhu yang sama.

Jika kedua benda tersebut bukan radiator sempurna dan jika kedua benda itu mempunyai hubungan geometrik tertentu satu sama lain, maka perpindahan panas

bersih diantara kedua benda tersebut diberikan oleh

$$q_r = \sigma A_1 \varepsilon_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-8)$$

**Konveksi** . Laju perpindahan panas dengan cara konveksi antara suatu permukaan dan suatu fluida dapat dihitung dengan hubungan :

$$q_c = h_c A \Delta T \quad (1-9)$$

Dimana

$q_c$  = laju perpindahan panas dengan cara konveksi, Btu/h;  $A$  = luas permukaan panas, ft<sup>2</sup>

$\Delta T$  = beda antara permukaan suhu  $T_s$  dan suhu fluida  $T_\infty$  dilokasinya yang ditentukan (biasanya jauh dari permukaan), F;

$h_c$  = Konduktansi termal satuan konveksi rata – rata (sering disebut koefisien permukaan perpindahan panas atau koefisien perpindahan panas konveksi), Btu/h ft<sup>2</sup> F

**Tabel 1-2 Orde Besaran Koefisien Perpindahan Panas Konveksi  $h_c$ .**

	Btu/ ft <sup>2</sup> F	W/m <sup>2</sup> K
Udara , konveksi bebas	1 - 5	6 - 30
Uap panas lanjut atau udara, konveksi paksa	5 - 50	30 - 300
Minyak, konveksi paksa	10 - 300	60 - 1800
Air, konveksi paksa	50 - 2000	300 - 6000
Air, mendidih	500 - 10000	3000 - 60000
Uap, mengembun	1000 - 20000	6000- 120000

Dengan mempergunakan pers. 1-9, kita dapat mendefenisikan konduktansi termal  $K_c$  untuk perpindahan – panas konveksi sebagai

$$K_c = h_c A \quad (1-10)$$

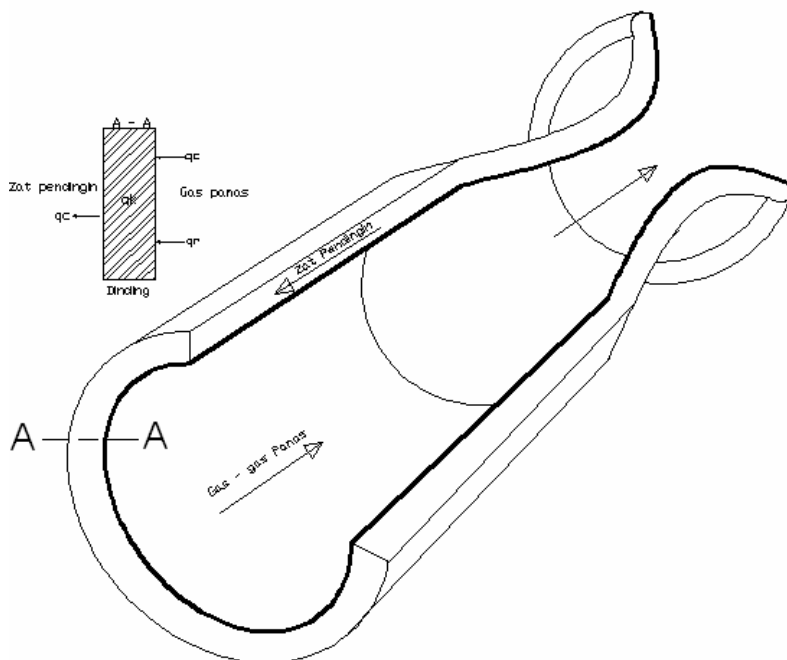
Dan tahanan termal terhadap perpindahan – panas konveksi  $R_c$  yang sama dengan kebalikan konduktansi, sebagai

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad (1-11)$$

### 1.4 Mekanisme Perpindahan Panas Gabungan

Dalam praktek biasanya panas berpindah dalam tahap – tahap melalui sejumlah bagian yang berbeda yang dihubungkan secara seri, dan untuk bagian tertentu dalam sistem tersebut perpindahannya seringkali berlangsung dengan dua mekanisme secara paralel.

Contoh; Perpindahan panas dari hasil pembakaran dalam ruang bakar motor roket melalui dinding tipis ke zat pendingin yang mengalir dalam cincin diluar dinding tersebut (Gb. 1-4).



Gambar 1-4. Perpindahan Panas dalam Motor Roket

Bagian pertama sistem ini panas berpindah dari gas panas ke permukaan dalam dinding motor roket dengan mekanisme konveksi dan radiasi yang bekerja secara paralel. Laju total aliran panas  $q$  ke permukaan dinding pada suatu jarak dari nosel adalah :

$$\begin{aligned}
 q &= q_c + q_r \\
 &= h_c A (T_g - T_{sg}) + h_r A (T_g - T_{sg}) \quad (1-12) \\
 q &= (h_c A + h_r A) (T_g - T_{sg}) \\
 &= (K_c + K_r) (T_g - T_{sg})
 \end{aligned}$$

$$= \frac{T_g - T_{sg}}{R_1}$$

Dimana  $T_g$  = suhu gas panas ;

$T_{sg}$  = suhu pada permukaan – dalam dinding;

$R_1$  = tahanan termal kombinasi atau efektif bagian pertama,  $R_1 = 1/(h_r + h_c) A$ .

*Bagian kedua* ; keadaan stedi, panas berkonduksi melalui cangkang (shell), yaitu bagian kedua sistem tersebut, dengan laju yang sama dengan laju kepermukaan dan

$$q = q_k = KA/L ( T_{sg} - T_{sc} ) \quad (1-13)$$

$$= Kk (T_{sg} - T_{sc})$$

$$= T_{sg} - T_{sc} / R_2$$

Dimana  $T_{sc}$  = suhu permukaan dinding pada zat pendingin  $R_2 =$

tahanan termal dalam bagian ketiga sistem.

*Bagian ketiga* ; panas mengalir melalui bagian ketiga sistem tersebut ke zat pendingin dengan cara konveksi.

$$q = q_c = hc A (T_{sc} - T_c) \quad (1-14)$$

$$= T_{sc} - T_c / R_3 \text{ Dimana: } T_c = \text{suhu zat}$$

pendingin ;

$R_3$  = tahanan termal dalam bagian ketiga sistem.

Dalam praktek, sering kali yang diketahui hanya suhu gas panas dan suhu zat pendingin atau;

$$q = \frac{T_g - T_c}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{\Delta T_{total}}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (1-15)$$

Persamaan 1-15 disederhanakan dengan menggabungkan berbagai tahanan atau konduktansi sistem termalnya menjadi satu besaran, yang dinamakan konduktansi satuan keseluruhan ( *overall unit conductance* ), transmitansi keseluruhan ( *overall transmittance* ), atau koefisien perpindahan – panas keseluruhan, U atau

$$q = U A \Delta T_{total} \quad (1-16)$$

dimana 
$$UA = \frac{1}{R_1+R_2+R_3} \quad (1-17)$$

Untuk aliran panas sepanjang lintasan yang terdiri dari n bagian termal dalam seri, konduktansi keseluruhan UA sama dengan kebalikan dari jumlah tahanan masing – masing bagian, atau

$$UA = \frac{1}{R_1+R_2+\dots R_n} \quad (1-18)$$

### 1.5 Analogi Aliran Panas dan Aliran Listrik

Dua sistem dikatakan analog bila keduanya mematuhi persamaan – persamaan yang serupa dan juga mempunyai syarat – syarat batas yang serupa.

Contoh, aliran panas melalui tahanan termal analog dengan aliran arus searah melalui tahanan listrik karena kedua jenis aliran itu mematuhi persamaan – persamaan yang serupa. Jika dalam persamaan aliran panas.

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (1-19)$$

simbol untuk potensial suhu T dengan simbol untuk potensial listrik, yaitu beda voltase, dan simbol untuk tahanan termal R dengan simbol untuk tahanan listrik  $R_e$ , maka kita memperoleh persamaan untuk i, laju aliran listrik, yaitu

$$i = \frac{\Delta E}{R_e} \quad (1-2)$$

### 1.6 Satuan dan Dimensi

Dimensi adalah pengertian dasar ukuran seperti panjang, waktu, suhu dan massa. Satuan adalah sarana untuk menyatakan dimensi dengan angka,

Tabel 1-3 Sistem – sistem Satuan yang Lazim.

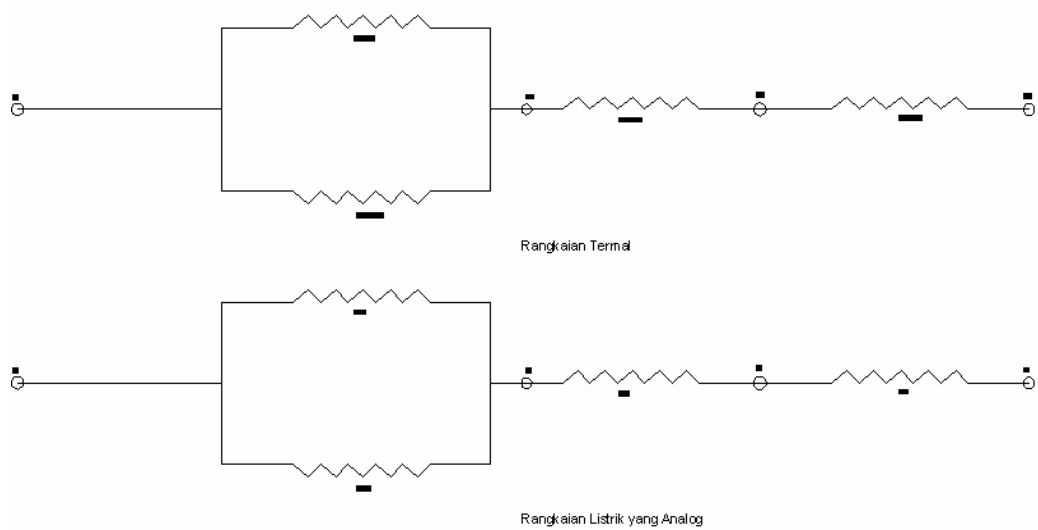
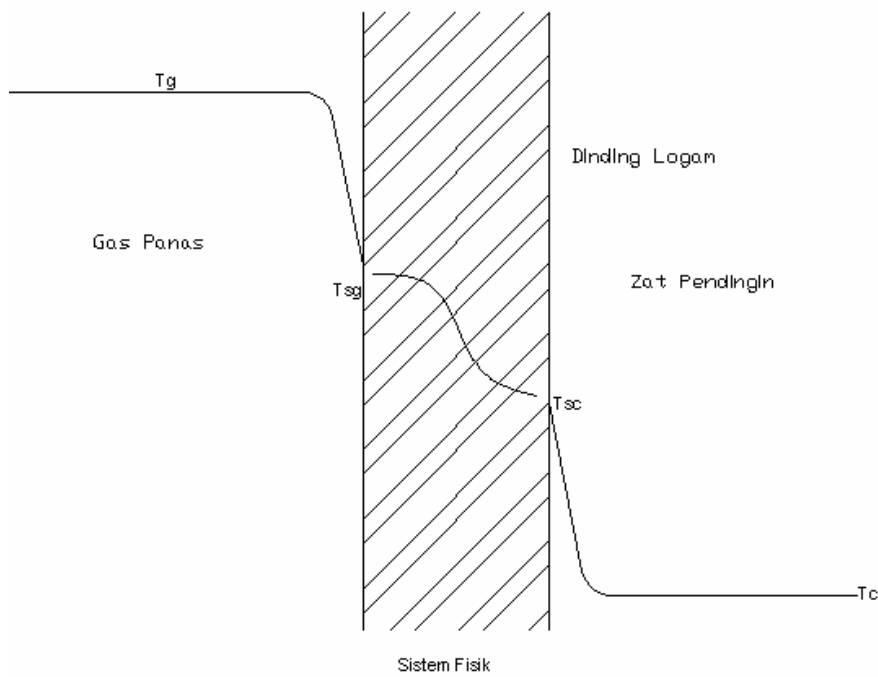
Satuan	Panjang	Waktu	Massa	Gaya	Energi
Internasional (SI)	meter (m)	sekon (s)	kilogram (kg)	newton* (N)	joule (J)
Teknik Britania	Ft	Sec	slug*	pound (gaya) (lbf)	Btu, ft-lb
Teknik Amerika	Ft	Sec	pound (massa)(lb <sub>m</sub> )	pound(gaya) (lb <sub>r</sub> )	ft-lb; Btu Atau hp-hr

### **1.7 Ringkasan Materi Pembelajaran**

Perpindahan panas dapat berlangsung melalui salah satu atau beberapa di antara tiga cara : konduksi, konveksi dan radiasi. Telah diketahui bahwa mekanisme fisis konveksi berhubungan dengan konduksi kalor melalui lapisan tipis fluida yang bersinggungan dengan muka perpindahan panas. Baik dalam konduksi maupun dalam konveksi berlaku hukum Fourier, walaupun dalam hal konveksi untuk menetapkan gradien suhu harus digunakan mekanika fluida. Perpindahan panas radiasi menyangkut mekanisme fisis yang berlainan, yaitu perambatan energi elektromagnetik. Untuk mempelajari perpindahan energi ini kita perkenalkan konsep radiator ideal, yaitu benda hitam yang memancarkan energi dengan laju yang sebanding dengan pangkat empat suhu absolutnya. Untuk menerapkan ilmu perpindahan panas ke dalam situasi praktis, diperlukan pengetahuan yang mendalam mengenai ketiga modus perpindahan panas.

### **1.8 Contoh Soal**

1. Dalam rancang bangun sebuah penukar panas untuk penggunaan dipesawat terbang suhu dinding maksimum tidak melampaui 800 K. Untuk kondisi – kondisi yang tertera dibawah ini, tentukanlah tahanan termal per meter persegi dinding logam di antara gas panas di satu sisi dan gas dingin disisi lainnya yang maksimum diijinkan.



Gambar 1-5. Rangkaian termal dan rangkaian listrik yang analog untuk aliran panas dari gas panas melalui dinding logam ke zat pendingin.

- Suhu gas panas = 1300 K
- Konduktansi permukaan – satuan pada sisi panas  $h$  = 225 W/m<sup>2</sup> K
- Konduktansi permukaan – satuan pada sisi dingin  $h$  = 290 W/m<sup>2</sup> K
- Suhu gas dingin = 300 K

**Penyelesaian** : dalam keadaan stedi kita dapat menuliskan  $q/A$  dari gas ke sisi panas dinding =  $q/A$  dari sisi panas dinding melalui dinding ke gas dingin, atau

$$\frac{q}{A} = \frac{T_g - T_{sg}}{AR_1} = \frac{T_{sg} - T_c}{A(R_2 + R_3)}$$

Memasukkan harga – harga untuk tahanan – tahanan termal satuan dan suhu –suhu menghasilkan

$$= \frac{1300 - 800}{1/225} = \frac{800 - 300}{AR_2 + 1/290}$$

Penyelesaian untuk  $AR_2$  menghasilkan  $AR_2$

$$= 0,001 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Tahanan termal persatuan luas yang lebih besar daripada  $0,001 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  akan memanaskan dinding dalam diatas  $800 \text{ K}$ .

1. Udara pada suhu  $20^\circ\text{C}$  bertiup diatas pelat panas  $50 \times 75 \text{ cm}$ . Suhu pelat dijaga tetap  $250^\circ\text{C}$ . Koefisien perpindahan kalor konveksi adalah  $25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Hitunglah perpindahan panas.

**Penyelesaian**

Dari hukum Newton tentang pendinginan :

$$\begin{aligned} q &= hA(T_w - T_\infty) \\ &= 25 \times 0,50 \times 0,75 \times (250 - 20) \\ &= 2,156 \text{ kW} \end{aligned}$$

2. Arus listrik dialirkan melalui kawat yang diameternya  $1 \text{ mm}$  dan panjangnya  $10 \text{ cm}$ . Kawat itu dibenamkan di dalam air pada tekanan atmosfer dan arus dialirkan hingga mendidih. Dalam hal ini  $h = 5000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  dan suhu air menjadi  $100^\circ\text{C}$ . Berapa daya listrik yang mesti diberikan pada kawat supaya suhu permukaan kawat tetap  $114^\circ\text{C}$ .

**Penyelesaian**

Rugi konveksi total dihitung dengan persamaan :  $q = hA(T_w - T_\infty)$



Luas permukaan kawat  $A = \pi dL = \pi (1 \times 10^{-3})(10 \times 10^{-2}) = 3,142 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Jadi perpindahan kalor adalah :

$$q = 5000 (3,142 \times 10^{-4})(114 - 100) = 21,99 \text{ W} \quad (75,03 \text{ Btu/h})$$

Ini sama dengan daya listrik yang harus diberikan

## 1.9 Latihan

1. Definisikan konduktifitas termal dan koefisien perpindahan panaskanveksi ?
2. Bahaslah mekanisme konveksi kalor ?
3. Uraikanlah konsep perpindahan panas Konduksi, Radiasi dan Konveksi?
4. Sebuah lapisan kaca serat tebalnya 13 cm. Beda suhu antara kedua permukaan ialah  $85^{\circ} \text{C}$ . Konduktifitas termal kaca serat ialah  $0,035 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ . Hitunglah kalor yang diindahkan melalui bahan itu per jam per satuan luas?
5. Dua permukaan hitam sempurna disusun sedemikian rupa sehingga seluruh energi radiasi yang meninggalkan permukaan yang satu pada suhu  $800^{\circ} \text{C}$  dapat mencapai permukaan yang lain. Suhu permukaan yang kedua ini dijaga pada  $250^{\circ} \text{C}$ . Hitunglah perpindahan kalor antara kedua permukaan itu per jam per satuan luas permukaan yang suhunya  $800^{\circ} \text{C}$  ?
6. Fluks kalor radiasi matahari sebesar  $700 \text{ W/m}^2$  diserap oleh pelat logam yang bagian belakangnya diisolasi sempurna. Koefisien perpindahan kalor konveksi pelat itu ialah  $11 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$  dan suhu lingkungan  $30^{\circ} \text{C}$ . Hitunglah suhu pelat dalam keadaan seimbang .

## **BAB II**

### **KONDUKSI KEADAAN TUNAK SATU DAN DUA DIMENSI**

#### **2.1 Pendahuluan**

Materi pembelajaran pada modul ini menguraikan tentang perpindahan panas konduksi pada kondisi aliran tunak (steady) dalam arah satu dan dua dimensi. Pada materi ini diterapkan hukum Fourier tentang konduksi termal, dalam kategori sistem satu dimensi ini termasuk berbagai bentuk fisik yang berlainan : sistem pelat datar, sistem-sistem silinder dan bola. Dalam beberapa masalah dua dimensi, pengaruh koordinat ruang kedua mungkin kecil sekali sehingga dapat diabaikan atau dapat diselesaikan dengan menggunakan metode numerik. Penguasaan materi ini akan membantu mahasiswa dalam menemukan model perpindahan panas dan dituntut kemampuan menyelesaikan masalah-masalah Perpindahan Panas. Untuk mencapai kemampuan mahasiswa yang efektif/efisien akan dirancang proses pembelajaran yang inovatif bernuansa learning.

Bentuk pembelajaran dalam bentuk kuliah dibarengi dengan diskusi dan *cooperative learning* , di mana mahasiswa perlu dijelaskan materi perkuliahan bagaimana pentingnya Perpindahan Panas konduksi bagi mahasiswa dan sasaran pembelajaran secara keseluruhan yang harus dicapai setelah mempelajari matakuliah ini.

Dinding berbentuk geometri sederhana, Struktur komposit, Tebal kritis isolasi, Perpindahan panas dari permukaan yang menonjol, Tahanan kontak termal, Sistem dengan sumber panas dan Metode analisis numerik.

Setelah mempelajari bahan ajar ini, mahasiswa mampu menemukan tiga model perpindahan panas beserta aplikasinya dan mampu menghitung konduksi dua dimensi dengan metode numerik

#### **2.2 Konduksi Keadaan Tunak Satu Dimensi**

Persamaan dasar untuk menganalisis panas konduksi adalah Hukum Fourier, yang mana didasarkan pada pengamatan eksperimen

$$q'' = -k \frac{\delta T}{\delta n} \quad (2-1)$$

Dimana :  $q_n''$  = flux panas (W/m<sup>2</sup>)  
 $k_n$  = Konduktifitas termal (W/m.K)  
 $\delta T / \delta n$  = Gradien temperatur (K/m)

### 2.2.1 Dinding yang berbentuk geometri sederhana

Membahas konduksi panas keadaan tunak (steady state) melalui sistem yang sederhana dimana suhu dan aliran panas merupakan fungsi dari satu koordinat saja.

#### a. Dinding Datar

Perhatikan suatu dinding datar, dimana menerapkan hukum Fourier. Jika persamaan diatas diintegrasikan, maka akan didapatkan :

$$q = - \frac{kA}{\Delta x} (T_2 - T_1) \quad \text{dimana } x = \text{tebal dinding} \quad (2-2)$$

Jika konduktifitas termal berubah menurut hubungan linier dengan suhu, seperti  $k = k_0 (1 + \beta T)$ , maka persamaan aliran kalor menjadi :

$$q = - \frac{k_0 A}{\Delta x} (T_2 - T_1) + \frac{\beta}{2} (T_2^2 - T_1^2) \quad (2-3)$$

#### b. Silinder berlubang.

Aliran panas radial dengan cara konduksi melalui silinder berpenampang lingkaran yang berlubang merupakan satu lagi soal konduksi satu-dimensi yang besar arti pentingnya dalam praktek.

Contoh yang khas adalah konduksi melalui pipa dan melalui isolasi pipa. Jika silinder itu homogen dan cukup panjang sehingga pengaruh ujung-ujungnya dapat diabaikan dan suhu permukaan-dalamnya konstan pada  $T_1$  sedangkan suhu luarnya dipertahankan seragam pada  $T_0$  maka dari pers 1-1 laju konduksi panasnya adalah

$$q_k = -kA \frac{dT}{dr} \quad (2-4)$$

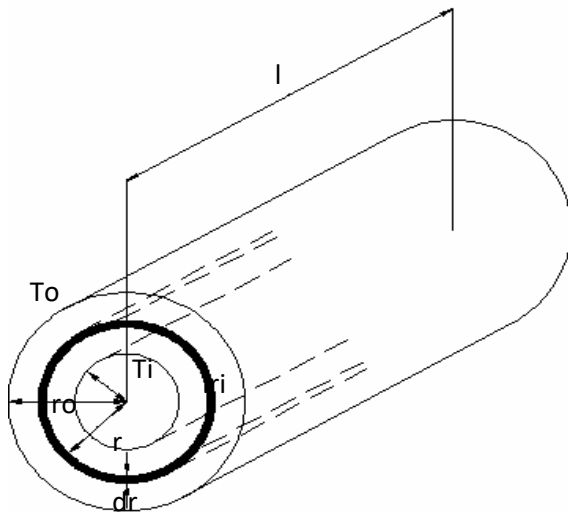
Dimana  $dT/dr$  = gradient suhu dalam arah radial.

Untuk silinder berlubang (Gb.2-1), luasnya merupakan fungsi jari-jari dan

$$A=2 \pi r l$$

Dimana  $r$  adalah jari-jari dan  $l$  panjang silinder. Maka laju aliran panas dengan cara konduksi dapat dinyatakan sebagai

$$q_k = -k2\pi r l \frac{dT}{dr} \quad (2-5)$$



Gambar 2-1 Sketsa yang melukiskan nomenklatur untuk konduksi melaluisilinder berlubang

Pemisahan variabel-variabel dan integrasi antara  $T_o$  pada  $r_o$  dan  $T_i$  pada  $r_i$  menghasilkan

$$T_i - T_o = \frac{q_k}{2\pi k l} \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (2-6)$$

Menyelesaikan Pers. 2-5 untuk  $q_k$  menghasilkan

$$q_k = \frac{\frac{T_i - T_o}{\ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right)}}{2\pi k l} \quad (2-7)$$

Dengan analogi terhadap kasus dinding datar dan hukum Ohm, tahanan termalsilinder berlubang adalah

$$R_k = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kl} \quad (2-8)$$

Untuk penggunaan-penggunaan tertentu adalah bermanfaat untuk membuat persamaan ini kita mempersamakan ruas-ruas kanan Pers. 2-1 dan 2-6, tetapi dengan menggunakan  $L=(r_o-r_i)$ , tebal melalui mana panas berkonduksi, dan  $A = A_o$  dalam Pers. 2-1. Hal ini menghasilkan

$$\frac{kA\Delta T}{r_o-r_i} = \frac{2\pi kl\Delta T}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (2-9)$$

Dari persamaan ini  $A$  adalah

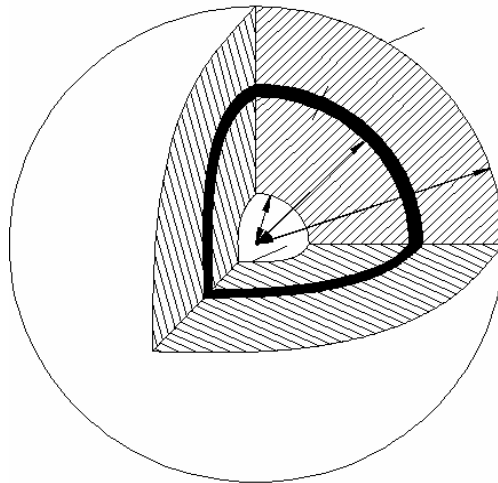
$$A = \frac{2\pi(r_o-r_i)l}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} = \frac{A_o-A_i}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (2-10)$$

Luas yang didefinisikan oleh pers.2-8 disebut luas *rata-rata logaritmik*. Maka laju konduksi panas melalui silinder berpenampang lingkaran yang berlubang dapat dinyatakan sebagai

$$q_k = \frac{T_i-T_o}{(r_o-r_i)kA} \quad (2-10)$$

### c. Cangkang yang berbentuk bola dan paralelepiped.

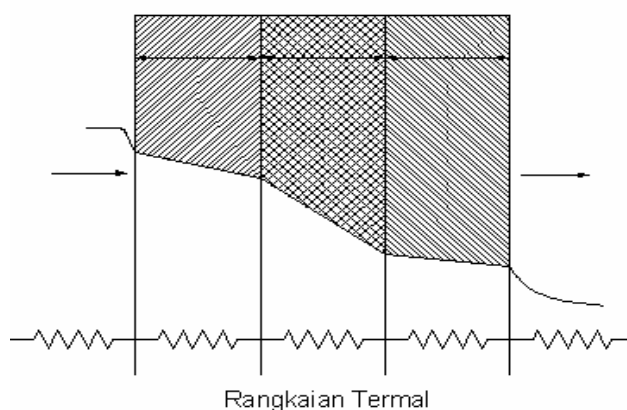
Di antara semua bentuk geometri, bola mempunyai volume per luas permukaan luar terbesar. Karena bola berongga kadang-kadang dipergunakan dalam industry kimia untuk pekerjaan suhu rendah, bila kerugian panas harus diusahakan sekecil mungkin. Konduksi melalui cangkang bola adalah juga soal keadaan-stedi satu-dimensi jika suhu permukaan dalam dan luarnya seragam dan konstan. Laju konduksi panas dalam hal ini (Gb. 2-2) adalah



Gambar 2-2. Sketsa yang melukiskan nomenklatur untuk konduksi melaluicangkang yang berbentuk bola.

### 2.2.2 Struktur Komposit

**Dinding komposit** . Gb. 2-3 menunjukkan dinding komposit dari jenis yang khas dipergunakan pada tanur yang besar. Lapisan dalam yang bersinggungan dengan gas-gas yang bersuhu tinggi terbuat dari bahan tahan api. Lapisan- antaranya terbuat dari bata isolasi; menyusul lapisan luar dari bata merah biasa.  $T_i$  ialah suhu gas-gas panas dan adalah konduktansi permukaan satuan pada permukaan dalam.  $T$  ialah udara disekitar tanur dari adalah konduktansi permukaan satuan pada permukaan luar.



Gb. 2-3 . Distribusi suhu dan rangkaian termal untuk aliran panas melaluidinding datar komposit seri.

Dengan syarat-syarat ini akan terjadi aliran panas seara terus menerus dari gas-gaspanas melalui dinding ke sekitarnya. Karena aliran panas melalui luas A yang tertentu sama besarnya untuk bagian dinding yang manapun, maka kita peroleh

$$q = h_i A (T_i - T_1) = \frac{k_1 A}{L_1} (T_1 - T_2) \quad (2-12)$$

$$= \frac{k_2 A}{L_2} (T_2 - T_3) = \frac{k_3 A}{L_3} (T_3 - T_4) = h_o A (T_2 - T_3)$$

Persamaan 2-12 dapat ditulis sebagai fungsi tahanan-tahanan termal dari berbagaibagian dinding, sebagai berikut

$$q = \frac{T_i - T_1}{R_1} = \frac{T_1 - T_2}{R_2} = \frac{T_2 - T_3}{R_3} = \frac{T_3 - T_4}{R_4} = \frac{T_4 - T_o}{R_5} \quad (2-13)$$

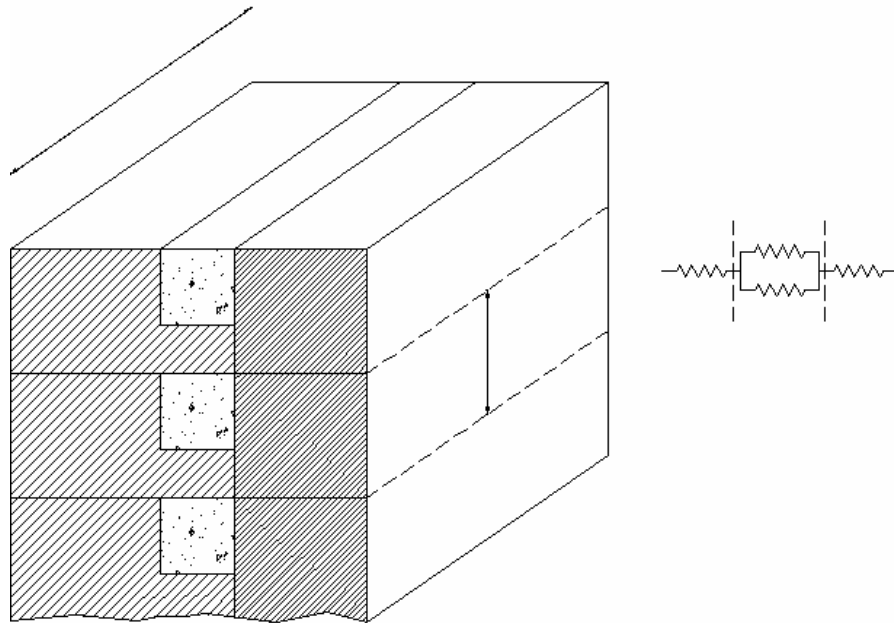
Atau

$$q = \frac{T_i - T_o}{\sum_{n=1}^5 R_n} \quad (2-14)$$

Dalam banyak penerapan praktek, dijumpai kombinasi lintasan-lintasan aliranpanas yang terhubung seri dan yang terhubung parallel, Contoh hal yang seperti itu adalah dinding komposit yang ditunjukkan dalam Gb.2-4. Untuk bagian dinding yang tingginya  $b_1 + b_2$  (Gb.2-4) konduktansinya adalah

$$K_2 = \frac{k_2 b_1}{L_2} + \frac{k_1 b_2}{L_2} = \frac{1}{L_2} \left( \frac{k_2 b_1}{L_2} + \frac{k_1 b_2}{L_2} \right) \quad (2-15)$$

Per panjang - satuan dinding, konduktansi satuan keseluruhan U dari permukaanke permukaan adalah



Gb.2-4 Rangkaian termal untuk dinding komposit parallel-seri

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{(b_1 + b_2)(R_1 + R_2 + R_3)} \\
 &= \frac{1}{L_1 \left( \frac{1}{\frac{k_1 b_1}{L_1} + \left( \frac{k_1 b_2}{L_2} \right) + \left( \frac{k_2 b_1}{L_2} \right) + k_3} \right)} \quad (2 - 15)
 \end{aligned}$$

### 2.2.3 Silinder konsentrik.

Aliran panas radial melalui silinder-silinder konsentrik yang konduktivitas termalnya berbeda-beda dijumpai pada instalasi industri.

Contoh yang khas dari soal demikian adalah pipa yang diisolasi, dengan fluidapanas yang mengalir di dalamnya, dan bersinggungan dengan zat yang lebih dingin di luarnya (Gb. 2-5). Jika pipa tersebut relative panjang, maka aliran panas melalui dinding akan terjadi dalam arah radial. Dalam keadaan stedi, laju aliran panas melalui tiap bagian sama besarnya dan diberikan oleh

Untuk permukaan dalam

$$q = 2\pi r l h (T_i - T_o) = \frac{T_{panas} - T_1}{R_1}$$



Untuk silinder dalam

$\ln(r_2)$

$$q = \frac{2\pi k_1 l (T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)} = \frac{T_1 - T_2}{R_1}$$

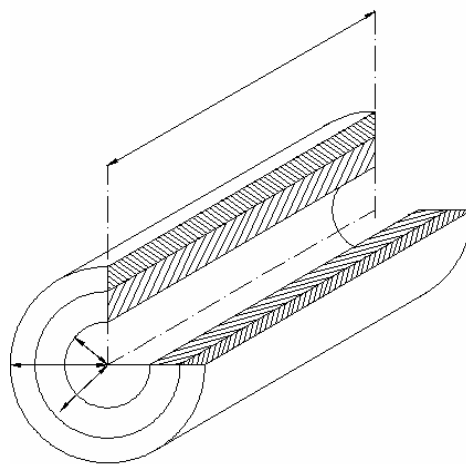
Untuk silinder luar

$\ln(r_3)$

$$q = \frac{2\pi k_2 l (T_2 - T_3)}{\ln(r_3/r_2)} = \frac{T_1 - T_2}{R_2}$$

Untuk permukaan luar

$$q = 2\pi r_3 h (T_3 - T_0) = \frac{T_3 - T_{dingin}}{R_3}$$



Gambar 2-5. Sketsa yang melukiskan nomenklatur dinding silinder komposit

Maka rumus yang dihasilkan untuk laju aliran panas melalui dua silinder yang konsentrik menjadi

$$q = \frac{T_1 - T_0}{\frac{1}{2\pi r_1 h_1 l} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 l} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 l} + \frac{1}{2\pi r_3 h_1 l}} = \frac{T_{panas} - T_{dingin}}{\sum_{n=1}^4 R_n}$$

Atau,

$$q = UA_0(T_{panas} - T_{dingin}) \quad (2-16)$$

Dimana

$$U = \frac{1}{\frac{1}{r_1 h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_1} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_2} + \frac{1}{r_3 h_1}}$$

## 2.2.4 Sistem dengan Sumber Panas

Dijumpai diberbagai cabang perokayasaan, contoh kumparan listrik, pemanas tahanan, reaktor nuklir dan pembakaran bahan baker dialas bahan bakar tanur ketel.

*Pelat datar dengan sumber panas yang terbagi secara seragam.* Perhatikanlah sebuah pelat datar dimana terdapat pembangkitan panas yang seragam. Pelat ini berupa elemen pemanas seperti rel (bus bar ; juga dikenal dengan istilah *palang- palang* ) datar dimana panas di bangkitkan dengan mengalirkan arus listrik melaluinya. Persamaan energy untuk suatu elemen diferensial dapat dinyatakan dengan kata-kata sebagai berikut

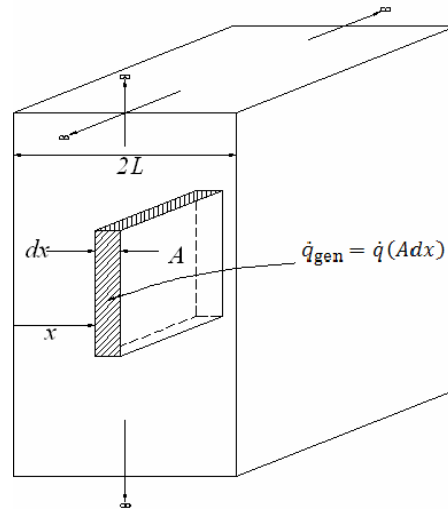
laju konduksi panas melalui permukaan kiri ke dalam elemen di x	+ Laju pembangkitan panas di elemen yang tebalnya dx	= Laju konduksi panas mela permukaan kanan keluar dari elemen di x + dx
---	--	---

persamaan matematik yang bersangkutan adalah

$$-kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{dx} + \dot{q}A dx = -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{dx+dx}$$

dimana q adalah kekuatan sumber panas per volume dan waktu satuan. Karena

$$\begin{aligned} -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{dx+dx} &= -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_x + \frac{d}{dx} \left( -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_x \right) dx \\ \dot{q}_{gen} &= \dot{q}(A dx) \end{aligned} \quad (2-17)$$



Gambar 2-6. Sketsa yang melukiskan nomenklatur untuk konduksi panas dalam dinding datar dengan pembangkitan panas-dalam.

maka Pers. 2-17 menjadi

$$\dot{q} = - \frac{d}{dx} \left( k \frac{dT}{dx} \right) \quad (2-18)$$

jika konduktivitas termal constant dan pembangkitan panas seragam, maka pers.2-17 dapat disederhanakan menjadi

$$-k \frac{d^2T}{dx^2} = \dot{q}$$

Penyelesaian Pers. 2-18 dilaksanakan dengan dua integrasi berturut-turut, integrasi yang pertama menghasilkan gradient suhu

$$\frac{dT}{dx} = - \frac{\dot{q}}{k} x + c_1$$

dan integrasi yang kedua memberikan distribusi suhu

$$T = - \frac{\dot{q}}{2k} x^2 + c_1 x + c_2 \quad (2-19)$$

dimana  $C_1$  dan  $C_2$  adalah konstanta-konstanta integrasi yang harganya ditentukan oleh syarat-syarat batas. jika kita tetapkan bahwa suhu pada kedua permukaan adalah  $T_0$ , maka syarat-syarat batas tersebut adalah

pada  $x=0$  dan pada  $x=2L$  Maka

menghasilkan,

$$T_0 = C_2 \quad \text{dan} \quad T_2 = -\frac{\dot{q}}{2k} 4L^2 + C_1 2L + T_0$$

menyelesaikan untuk  $C_1$  kita mendapat

$$C_1 = -\frac{\dot{q}L}{k}$$

mendapatkan rumus-rumus untuk  $C_1$  dan  $C_2$  ini ke dalam pers. 2-19 menghasilkan distribusi suhu, yaitu

$$T = -\frac{\dot{q}}{2k} x^2 + \frac{\dot{q}L}{k} x + T_0$$

$$T - T_0 = -\frac{\dot{q}L^2}{2k} \left[ 2\left(\frac{x}{L}\right) - \left(\frac{x}{L}\right)^2 \right] \quad (2-20)$$

jadi, distribusi suhu melintasi pelat tersebut berupa parabola dengan puncaknya dibidang tengah,  $x = L$ . beda suhu antara bidang tengah dan permukaan pelat adalah

$$(T - T_0)_{maks} = \frac{\dot{q}L^2}{2k} \quad (2-21)$$

Jika pelat itu terendam di dalam fluida yang suhunya dan konduktansi permukaan pada kedua permukaannya  $h$  maka pada keadaan stedi panas yang o, dibangkitkan di dalam separuh pelat harus mengalir secara kontinu melalui permukaan yang membatasinya. jika dinyatakan secara aljabar untuk satu satuan luas, maka syarat ini ialah

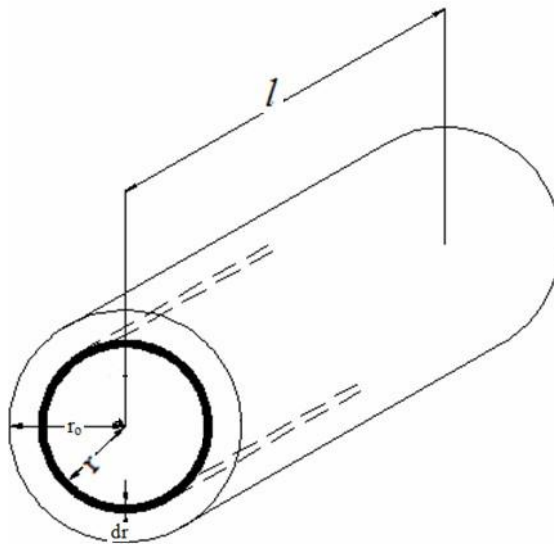
$$\dot{q}L = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{dx=0} = \bar{h}_o (T_o - T_\infty) \quad (2-22)$$

dalam pers. 2-21 suku pertama menyatakan laju pembangkitan panas di dalam pelat, suku kedua menyatakan laju konduksi panas ke permukaan, dan suku ketigalaju aliran panas dengan cara konveksi dan radiasi dari permukaan ke medium sekitarnya. maka beda suhu  $T_0 - T_\infty$  yang diperlukan untuk perpindahan panas dari permukaan tersebut adalah

$$T_0 - T_{\infty \text{ maks}} = -\frac{\dot{q}L}{h_0}$$

(2-23)

Silinder pejal (solid) yang panjang dengan sumber-sumber panas yang terbagi secara seragam. Silinder lingkaran yang pejal dan panjang dengan pembangkitan panas-dalam yang seragam dapat dipandang sebagai pengidealan system yang nyata, seperti kumparan listrik, dimana pembangkitan panas terjadi dengan pemecahan nuklir (nuclear fission). Persamaan energy untuk elemen berbentuk cincin (Gb.2-10) yang terbentuk diantara silinder-dalam yang berjari-jari  $r$  dan silinder luar yang berjari-jari  $r + dr$  adalah.



Gambar 2-7. Sketsa yang melukiskan nomenklatur untuk konduksi panas di dalam silinder lingkaran yang panjang dengan pembangkitan panas-dalam.

$$-kA_r \frac{dT}{dr} \Big|_r + \dot{q}/2\pi r dr = -kA_{r+dr} \frac{dT}{dr} \Big|_{r+dr}$$

(2-24)

dimana  $A_r = 2\pi r l$  dan  $A_{r+dr} = 2\pi (r+dr)l$ . dengan menghubungkan gradient suhu pada  $r+dr$  dengan gradient suhu pada  $r$  dan dengan beberapa penyederhanaan kita peroleh,

$$qr = -k \left( \frac{dT}{dr} + dr \frac{d^2T}{dr^2} \right) \quad (2-25)$$

integrasi Pers. 2-25 dapat dilakukan sebaik-baiknya dengan mengingat bahwa

$$\frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = \left( \frac{d}{dr} + \frac{d^2T}{dr^2} \right)$$

dan menuliskannya kembali dalam bentuk

$$qr = -k \frac{d}{dr} \left( \frac{dT}{dr} \right)$$

maka integrasi menghasilkan

$$\frac{qr^2}{2} = -kr \frac{dT}{dr} + C \quad (2-26)$$

dari mana kita simpulkan bahwa agar syarat batas  $dt/dr = 0$  pada  $r = 0$  dipenuhi, maka konstanta integrasi  $C_1$  harus nol. integrasi sekali lagi menghasilkan distribusi suhu

$$T = -\frac{qr^2}{4k} + C_2$$

Agar dipenuhi syarat bahwa suhu pada permukaan-luar, yaitu  $r = r_0$  adalah  $T_0$ , maka  $C_2 = [(r_0^2/4k) + T_0]$ . Sehingga distribusi suhunya

$$T = T_0 - \frac{qr_0^2}{4k} \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \quad (2-27)$$

### 2.2.5 Perpindahan panas dari permukaan yang menonjol

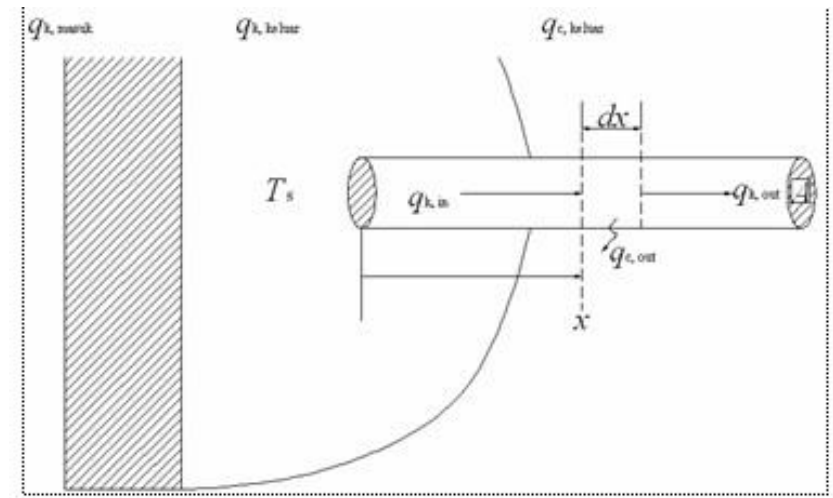
*sirip dengan penampang ragam.* Sebagai gambaran yang sederhana, perhatikanlah sirip pena yang berbentuk batang yang dasarnya ditempelkan pada dinding yang bersuhu permukaan  $T_s$  (Gb. 2-8). Sirip itu didinginkan sepanjang permukaannya oleh fluida yang bersuhu  $T_\infty$ , keseimbangan panas

;

Laju aliran panas secara konduksi ke dalam elemendi x	=	laju aliran panas secara konduksi keluar dari elemen di (x + dx)	+ Laju aliran panas secara konveksi dari permukaan di antara x
---	---	--	--

Dalam bentuk symbol-simbol persamaan ini menjadi

$$-kA \frac{dT}{dx} = -kA \frac{dT}{dx} + \left( -kA \frac{dT}{dx} \right) dx + dx(T - T_\infty) \quad (2-28)$$



Gambar 2-8. Sketsa dan nomenklatur untuk untuk sirip penayang menonjol dari dinding.

### 2.2.6 Tebal kritis isolasi.

Pemasangan isolasi di sekeliling pipa atau kawat kecil tidak selalu mengurangi perpindahan panas. Untuk pipa berdinding tunggal dengan jari-jari dalam  $r_i$  yang tetap, pembesaran jari-jari luar  $r_o$  (misalnya dengan memperbesar tebal isolasi) akan memperbesar tahanan termal yang disebabkan oleh konduksi secara *logaritmik* dan sekaligus memperkecil tahanan termal pada permukaan-luar secara *linear* terhadap  $r_o$  karena tahanan termal total sebanding dengan jumlah kedua tahanan ini, maka laju aliran panas dapat bertambah jika isolasi dipasangkan pada pipa atau kawat telanjang. Maka,

$$\frac{2\pi k(T_i - T_o)}{q} = \ln(r_o/r_i) + k/H_o r_o$$

(2 - 29)

Dimana  $r$  adalah jari-jari luar,  $r$  jari-jari dan  $k$  konduktivitas termal isolasi.

Untuk harga  $r_i$  yang tetap, laju aliran panas adalah fungsi  $r_o$ , yaitu  $q = q(r_o)$ , dan menjadi maksimum pada harga  $r$  sehingga

$$\frac{dq}{dr} = \frac{-2\pi k(T_i - T_o)[1/r_o - (k/H_o r_o^2)]}{[\ln(r_o/r_i) + k/H_o r_o]^2} \quad (2 - 3)$$

Dari pers. 2-30 jari-jari untuk perpindahan panas maksimum, ya

disebut jari-jari kritis, adalah

$$r_{\infty} = k/h_o$$

### 2.3 Konduksi Keadaan Tunak Dua Dimensi

Untuk menganalisis aliran panas keadaan tunak dua dimensi, berlaku persamaan Laplace,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

Dengan menganggap konduktivitas termal tetap, persamaan ini dapat diselesaikan dengan cara analitik, numerik atau grafik.

### 2.4 Ringkasan Materi Pembelajaran

Untuk menganalisis panas konduksi adalah Hukum Fourier yang didasarkan pada pengamatan eksperimen;  $q = -k \frac{dT}{dx}$

$$q = -k \frac{dT}{dx}$$

Laju konduksi panas melalui silinder berpenampang lingkaran yang berlubang dapat dinyatakan sebagai;  $q_k = \frac{T_i - T_o}{(r_i - r_o)kA}$  dan laju

$$q_k = \frac{4\pi r_i r_o k (T_i - T_o)}{r_i - r_o} = k \sqrt{A} \frac{T_i - T_o}{r_o - r_i}$$

Jika pelat terendam di dalam fluida yang suhunya dan konduktansi permukaan pada kedua permukaannya  $h$  maka pada keadaan stedi yang dibangkitkan di dalam separuh pelat harus mengalir secara kontinu melalui permukaan yang membatasinya untuk satu satuan luas, maka syaratnya;

$$qL = -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = h_o(T_o - T_{\infty})$$

Pemasangan isolasi di sekeliling pipa atau kawat kecil tidak selalu mengurangi perpindahan panas. Laju aliran panas dapat bertambah jika isolasi dipasang pada pipa atau kawat telanjang, maka

$$q = \frac{2\pi kl(T_o - T_{\infty})}{\ln(r_i) + h_o r_o}$$

Untuk menganalisis aliran panas keadaan tunak dua dimensi, berlaku



persamaan Laplace,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

## 2.5 Contoh Soal

1. hitunglah kerugian panas dari pipa yang bergaris tengah nominal 80 mm dan panjangnya 3 m yang ditutup dengan bahan isolasi yang mempunyai konduktivitas termal 0,0070 W/m K setebal 4 cm. Asumsikanlah bahwa suhu permukaan dalam dan luar isolasi masing-masing 475 K dan 300 K.

*Penyelesaian* ; garis tengah-luar pipa 80 mm nominal adalah 88,9mm. ini adalah juga garis tengah-dalam isolasi. Garis-tengah-luar isolasi 168,9 mm. luas rata-rata logaritmik adalah

$$\bar{A} = \frac{A_o - A_i}{\ln(A_o/A_i)} = \frac{10\pi(0,1689 - 0,0889)}{\ln(0,1689/0,0889)}$$

Karena  $r/r < 2$ , luas rata-rata aritmetik menjadi pendekatan yang dapat diterima dan

$$\bar{A} = \frac{A_o + A_i}{2} = \frac{10\pi(0,1689 + 0,0889)}{2}$$

Menetapkan Pers. 2-9, kerugian panas tersebut besarnya

$$q_k = \frac{475 - 300}{0,04/(0,07)(1,175)} = 359,8 \text{ watt}$$

2. Ruang kerja sebuah tanur laboratorium yang dipanaskan dengan listrik berukuran 6 x 8 x 12 inch dan dinding-dindingnya, yang tebalnya 6 inch pada semua sisinya, terbuat dari bata tahan api ( $k = 0,2 \text{ Btu/ h ft F}$ ). jika suhu pada permukaan dalamnya harus dipertahankan pada 2000 F sedangkan suhu permukaan luarnya 300 F, perkirakanlah pemakaian daya dalam kilowatt (kW).

*Penyelesaian* : Dalam keadaan stedi konsumsi daya sama dengan kerugian panas . permukaan dalam  $A_i$  adalah

$$A_i = \frac{2}{144} \frac{(6 \times 8) + (6 \times 12) + (8 \times 12)}{144} = 3\eta^2$$

Permukaan luar  $A_i$  adalah

$$A_o = 2 \frac{(18 \times 20) + (18 \times 24) + (20 \times 24)}{144} = 17,7 \text{ ft}^2$$

Karena  $A_i/A_o > 2$ , kita dapat menggunakan pers. 2-11 dengan faktor koreksi empirik 0,725, dan kerugian panasnya

$$q_k = (0,2)(0,725)\sqrt{3 \times 17,7 (1700 - 360)} = \frac{0,2 \times 0,725 \times \sqrt{3 \times 17,7 \times 1340}}{r}$$

3. Hitunglah kerugian panas per meter panjang dari pipa baja 80 skedul 40 (garis-tengah-luar 89,1 mm, garis-tengah-dalam 78,1 mm,  $k = 43 \text{ W/m K}$ ) yang dilapisi dengan isolasi asbes ( $k = 0,19 \text{ W/m K}$ ) setebal 15 mm. di dalam pipa mengalir fluida yang suhunya 420 K. konduktansi permukaan-satuan sebelah dalam 227 W/m K. pipa itu terdapat dalam udara sekitar yang suhunya 300

K. Konduktansi permukaan-satuan rata-rata sebelah luar ialah 22,7 W/m K.

*Penyelesaian* : Dengan mempergunakan Pers. 2-16, laju perpindahan panas untuk panjang  $l = 1 \text{ m}$  adalah

$$q = \frac{T_i - T_o}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}$$

$$= \frac{(420 - 300)}{\frac{1}{\pi(0,0781)(227)} + \frac{\ln(89,1/78,1)}{2\pi(43)} + \frac{\ln(119,1/89,1)}{2\pi(0,19)} + \frac{1}{\pi(0,1191)(22,7)}}$$

$$= \frac{120}{0,01795 + 0,00049 + 0,24302 + 0,11774} = 316,4 \text{ W/m}$$

3. Suatu fluida ( $T = 340 \text{ K}$ ) yang konduktivitas listriknya rendah dipanaskan oleh sebuah pelat besi yang panjang, dengan tebal 15 mm dan lebar 75 mm. panas dibangkitkan secara seragam di dalam pelat dengan laju  $q = 1000000 \text{ W/m}$  dengan mengalirkan arus listrik melalui pelat itu. Tentukanlah konduktansi permukaan satuan yang diperlukan untuk mempertahankan suhu pelat tersebut dibawah 420 K.

*Penyelesaian* : Dengan mengabaikan panas yang terbuang dari tepi-tepi pelat, maka berlaku pers. 2-21 dan beda suhu antara tengah dan permukaan adalah

$$qL (T - T_o)_{maks} = 2k = \frac{(1.000.000)(0,0075)^2}{(2)(43)}$$

jatuh suhu di dalam besi begitu rendah karena konduktivitas termalnya tinggi ( $k = 43 \text{ W/m K}$ ). Dari pers. 2-23 kita mendapat

$$h_0 = \frac{qL}{T_0 - T_\infty} = \frac{(1.000.000)(0,0075)^2}{80} = 94 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

jadi konduktansi permukaan satuan minimum yang akan mempertahankan

suhu di dalam pemanas di bawah  $420 \text{ K}$  adalah  $94 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

## 2.6 Latihan

1. Dalam masalah konduksi apa yang dimaksud dengan istilah satu dimensi ?
2. Mengapa pengandaian aliran kalor satu dimensi penting dalam analisis sirip ?
3. Bagaimanakah prosedur dasar untuk menyusun penyelesaian numerik soal-soal konduksi dua dimensi ?
4. Satu sisi blok tembaga yang tebalnya  $5 \text{ cm}$  dijaga pada suhu  $260^\circ \text{C}$ . Sisi yang satu lagi dilapisi dengan kaca serat setebal  $2,5 \text{ cm}$ . Dinding luar kaca serat dijaga  $38^\circ \text{C}$ , dan aliran kalor total melalui kombinasi tembaga kaca erat ialah  $44 \text{ W}$ . Berapakah luas lempeng itu ?
5. Sebuah bola lowong terbuat dari aluminium dengan diameter dalam  $4 \text{ cm}$  dan diameter luar  $8 \text{ cm}$ . Suhu bagian dalam adalah  $100^\circ \text{C}$  dan suhu luar  $50^\circ \text{C}$ . Hitunglah perpindahan panas ?
6. Sebuah sirip siku empat mempunyai panjang  $2,0 \text{ cm}$  dan tebal  $1,5 \text{ mm}$ . Konduktivitas termalnya adalah  $55 \text{ W/m}^\circ \text{C}$ . Sirip itu berada pada lingkungan konveksi yang suhunya  $20^\circ \text{C}$  dan mempunyai  $h = 500 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$ . Hitunglah 2 kalor maksimum yang mungkin dilepas bila suhu dasar adalah  $200^\circ \text{C}$ . Berapakah rugi kalor sebenarnya ?
7. Jelaskanlah 3 model perpindahan panas konduksi beserta aplikasinya

## BAB III

### KONVEKSI PAKSA DAN KONVEKSI BEBAS

#### 3.1 Pendahuluan

Materi pembelajaran pada bahan ajar ini menguraikan tentang perpindahan panas konveksi pada kondisi aliran laminar dan turbulen. Pada materi ini diterapkan teori lapisan batas dalam memahami perpindahan panas pada plat rata dan dalam aliran tabung baik laminar maupu turbulen. Pembahasan ini pada system aliran konveksi paksa (free convection flow systems) dan system aliran konveksi bebas (free convection flow systems). Penguasaan materi ini akan membantu mahasiswa dalam menyusun dan mengkomunikasikan contoh penggunaan jenis perpindahan panas. Bentuk pembelajaran dalam bentuk kuliah dibarengi dengan diskusi dan collaborative learning, di mana mahasiswa mengamati dan mempelajari langsung dilapangan perpindahan panas konveksi dan sasaran pembelajaran secara keseluruhan harus dicapai setelah mempelajari mata kuliah ini.

Mekanisme angkutan energi dan aliran fluida, Dasar-dasar lapisan batas, Modulus Nusselt, Perpindahan panas dalam aliran tabung laminar, Aliran turbulendalam tabung, Konveksi paksa untuk aliran dalam pipa dan tabung, konveksi bebas, Gabungan konveksi bebas dan konveksi paksa.

#### 3.2 Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas Konveksi

*Koefisien Perpindahan Panas Konveksi*, Laju perpindahan panas dengancara konveksi antara batas benda padat dan fluida adalah ;

$$q \text{ permukaan ke fluida} = A h_c (T_s - T_\infty) \quad (3-1)$$

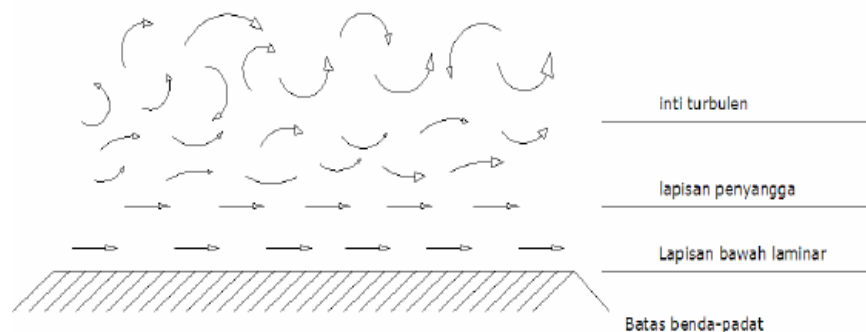
Persamaan 3-1 adalah definisi konduktansi konveksi termal satuan rata-rata  $h_c$  dan bukannya hukum perpindahan panas dengan cara konveksi.

Koefisien perpindahan panas konveksi sebenarnya merupakan fungsi yang rumit dari aliran fluidanya, sifat-sifat medium fluidanya, dan geometri sistemnya. Harga angka pada suatu permukaan pada umumnya tidak seragam, dan juga bergantung pada lokasi tempat mengukur suhu fluida  $T_{\infty}$ .

Perpindahan panas antara batas benda padat dan fluida terjadi dengan adanya suatu gabungan dari konduksi dan angkutan (*transport*) massa. Bila suatu fluida mengalir sepanjang suatu permukaan yang bersuhu berlainan daripada suhu fluida, maka perpindahan panas terjadi dengan konduksi molekular di dalam fluida maupun bidang-antara (*interface*; permukaan-temu) fluida dan permukaan.

Gerakan fluida tersebut dapat disebabkan oleh dua proses. Fluida dapat bergerak sebagai akibat dari perbedaan kerapatan yang disebabkan oleh perbedaan suhu di dalam fluida. Mekanisme ini disebut *konveksi bebas* (*free convection*) atau *konveksi alamiah* (*natural convection*). Contoh-contoh konveksi bebas adalah gerakan udara di padang pasir pada hari yang tenang setelah matahari terbenam. Bila gerakan disebabkan oleh suatu energi luar, seperti pompa atau kipas, maka kita berbicara tentang konveksi paksa (*forced convection*). Contohnya ialah pendinginan radiator mobil dengan udara yang dihembuskan melintasinya oleh kipas.

**Dasar-dasar lapisan-batas**, Bila fluida mengalir sepanjang suatu permukaan, baik alirannya laminar maupun turbulen, gerakan partikel-partikel di dekat permukaan diperlambat oleh gaya-gaya viskos.



Gambar3-1. Struktur medan aliran turbulen di dekat batas benda padat.

Teori lapisan batas yang lanjut memungkinkan kita untuk menghitung titikdimana aliran berpisah dari permukaan. Pada umumnya, lapisan batas turbulen tidak akan berpisah semudah lapisan batas laminar karena energy kinetik partikel- partikel fluidanya lebih besar dalam lapisan turbulen.

**Modulus Nusselt**, Gabungan koefisien perpindahan-panas konveksi  $h_c$ , panjang-  $L$ , dan konduktivitas termal fluida  $k_f$  dalam bentuk  $L/k_f$  disebut modulus Nusselt, atau bilangan Nusselt (Nusselt Number),  $Nu$ . Bilangan Nusselt adalah suatu besaran tanpa dimensi. Dalam praktek bilangan Nusselt merupakan ukuran perpindahan-panas konveksi yang memudahkan karena, bilamana harganya telah diketahui, koefisien perpindahan-panas konveksi dapat dihitung dari rumus;

### 3.2.1 Perpindahan Panas Konveksi Paksa

$$h_c = Nu \frac{k_f}{L} \quad (3 - 2)$$

Untuk aliran tabung, energi total yang ditambahkan dapat dinyatakan dengan beda suhu limbak;  $q = \dot{m} C_p (T_o - T_i)$  (3 - 3)

dan perpindahan panas total dapat pula dinyatakan sebagai ;

$$q = hA(T_w - T)_{av} \quad (3 - 4)$$

Untuk aliran turbulen yang berkembang penuh ( fully developed turbulent flow) dalam tabung licin, oleh Dittus dan Boelter disarankan persamaan berikut;

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n \quad (3 - 5)$$

Nilai eksponen  $n = 0,4$  untuk pemanasan dan  $n = 0,3$  untuk pendinginan. Persamaan (3-5) berlaku untuk aliran turbulen yang tidak berkembang sepenuhnya di dalam tabung licin, dengan fluida yang angka prandtl-nya berkisar antara 0,6 sampai 100, dan dengan beda suhu moderat antara dinding dan fluida.

Untuk perpindahan panas aliran laminer dalam tabung, diusulkan oleh Sieder danTate;

$$Nu_d = 1,86(Re_d Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,34} \quad (3 - 6)$$

Pada tabung yang permukaannya kasar analisisnya menggunakan analogi Reynolds antara gesekan fluida dan perpindahan panas. Dengan angka Stanton

$$: \quad St_b Pr_f^{2/3} = \frac{f}{\tau} \quad (3-7)$$

Koefisien gesek ( friction coefficient ) didefinisikan oleh;

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \rho \frac{u_m^2}{2g_c} \quad (3-8)$$

Jika penampang saluran tempat fluida itu mengalir tidak berbentuk lingkaran, maka disarankan agar korelasi perpindahan panas didasarkan atas

diameter hidraulik  $D_H$ , yang didefinisikan oleh;  $D_H = \frac{4A}{D}$  (3-9)

**Aliran menyilang silinder dan bola**, Perpindahan panas pada silinder yang mengalami aliran melintang dapat diperkirakan, pembentukan lapisan batas pada silinder menentukan karakteristik perpindahan panas. Dalam analisis kita perlu memperhitungkan gradien tekanan, karena hal ini mempunyai pengaruh besar terhadap profil kecepatan.

Kenaikan tekanan dan penurunan kecepatan dihubungkan oleh persamaan Bernoulli, untuk sepanjang garis aliran;

$$dp = -d\left(\frac{u^2}{2g_c}\right) \quad (3-10)$$

Koefisien seret (*drag coefficient*) untuk benda tumpul (dengan permukaan tegak lurus terhadap aliran) didefinisikan oleh;

$$\text{Gaya seret} = F_D = C_D A \frac{\rho u_\infty^2}{2g_c} \quad (3-11)$$

Gaya seret pada silinder diakibatkan oleh tahanan gesek dari apa yang disebut seret bentuk (*form drag*) atau seret tekanan (*pressure drag*) yang disebabkan oleh daerah tekanan rendah di bagian belakang silinder yang ditimbulkan oleh proses pemisahan aliran. Oleh karena proses pemisahan aliran

bersifat rumit maka koefisien perpindahan panas rata-rata dalam aliran silang dapat dihitung dari;

$$\frac{hd}{k_f} = C \left( \frac{u_\infty d}{\nu_f} \right)^n \text{Pr}^{1/3} \quad (3 - 12)$$

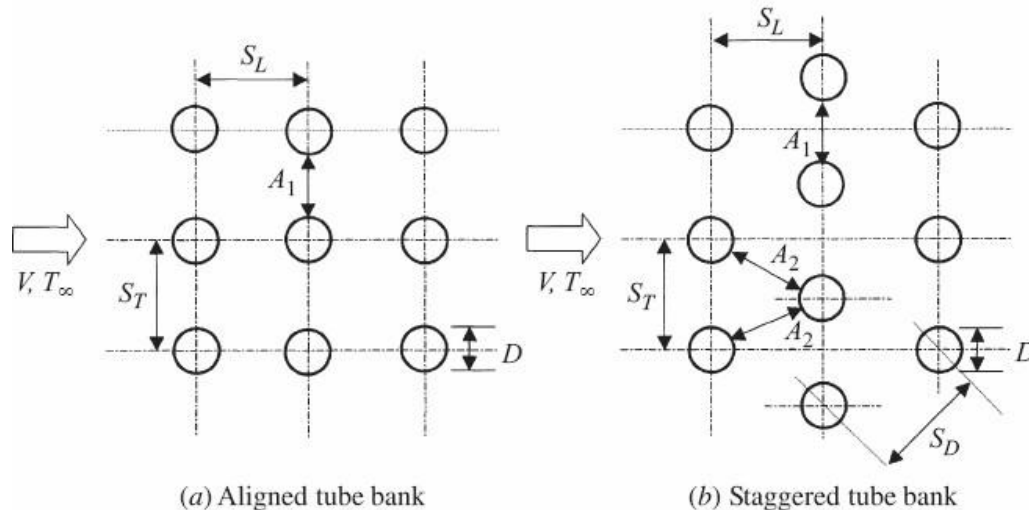
Eckert dan Drake, menyarankan rumus berikut ini untuk perpindahan panas dari tabung dalam aliran silang adalah;

$$Nu = (0,43 + 0,50 \text{Re}^{0,5}) \text{Pr}^{0,38} \text{ untuk } 1 < \text{Re} < 10^3 \quad (3 - 13)$$

$$\text{untuk } Nu = 0,25 \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,38} \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \quad (4)$$

**Aliran menyilang rangkunan tabung (tube bank)**, Karena kebanyakan susunan alat penukar kalor menyangkut tabung yang tersusun rangkap, maka masalah perpindahan panas dalam rangkunan tabung merupakan hal yang penting dan mempunyai nilai praktis.

Gambar 3-2. Nomenklatur rangkunan tabung (a) tabung baris segaris, dan (b) tabung baris



selang seling

Penurunan tekanan untuk aliran gas melintas rangkunan tabung dapat dihitung dari;

$$\Delta p = \frac{2 f' G_{maks}^2 N}{\rho} \left( \frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,34} \quad (3 - 15)$$



Dimana :

$G_{maks}$  = Kecepatan massa pada luas bidang aliran minimum,  $kg/m^2 \cdot sp$  =

Densitas ditentukan pada kondisi aliran bebas,  $kg/m^3$

$N$  = Jumlah baris melintang

$\mu_b$  = viskositas aliran bebas rata-rata

Faktor gesek empiris  $f'$  diberikan oleh Jacob sebagai;

$$f' = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{[(S_n - d) / d]^{1,08}} \right\} Re_{maks}^{-0,16} \quad \text{untuk baris selang seling}$$

$$f' = \left\{ 0,044 + \frac{0,08 S_p / d}{[(S_n - d) / d]^{0,43 + 1,13 d / S_p}} \right\} Re_{maks}^{-0,15} \quad \text{untuk baris segaris}$$

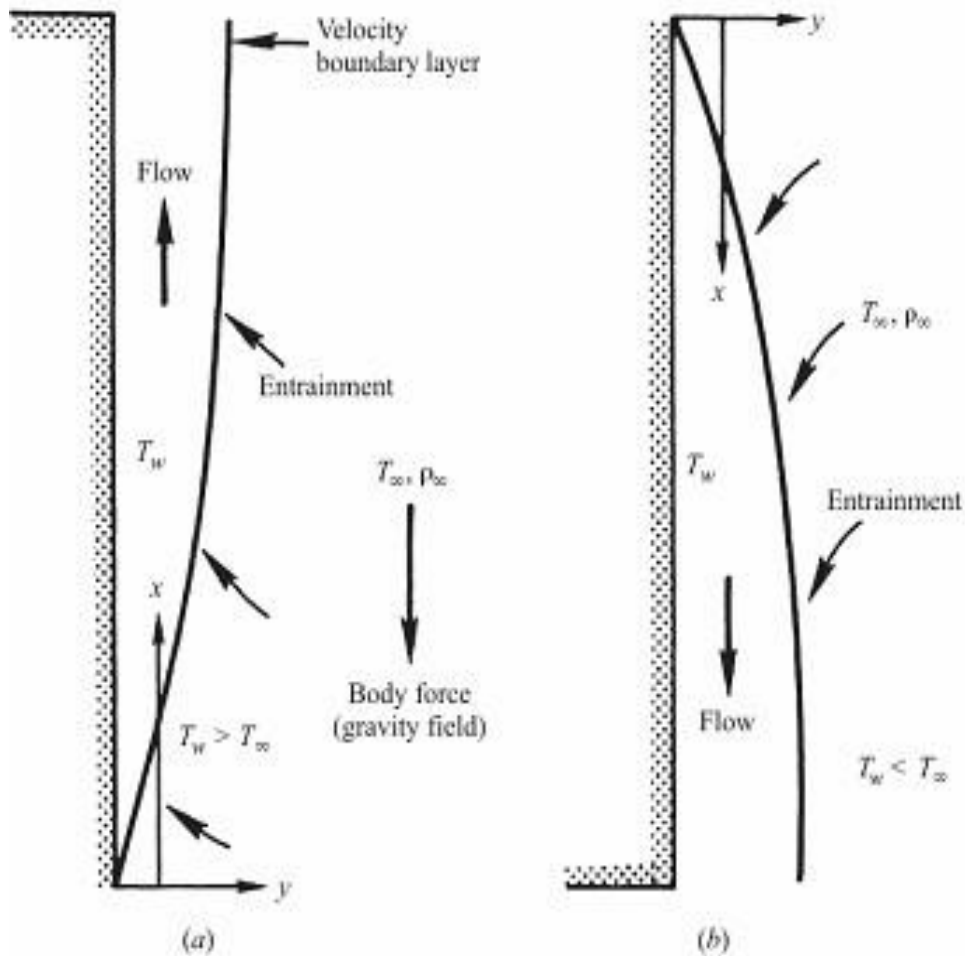
Zukauskas *menyajikan* informasi tambahan untuk berkas tabung, dengan memperhitungkan *rentang* angka Reynolds yang luas, dan perbedaan-perbedaan sifat.

$$\text{perbedaan sifat.} \quad Nu = \frac{hd}{k} = C Re_{d,maks}^n Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4} \quad (3 - 16)$$

Persamaan ini berlaku untuk  $0,7 < Pr < 500$  dan  $10 < Re_{d,maks} < 10^6$

### 3.2.2 Perpindahan Panas Konveksi Bebas

Konveksi bebas (*free convection*) terjadi karena fluida yang, karena proses pemanasan, berubah densitasnya dan bergerak naik. Gerakan fluida dalam konveksi bebas, baik fluida itu gas maupun zat cair terjadi karena gaya apung (*bouyancy force*) yang dialami apabila densitas fluida di dekat permukaan perpindahan kalor berkurang sebagai akibat proses pemanasan.



Gambar 3-3. Aliran konveksi bebas diatas plat rata vertikal

Perpindahan panas untuk plat rata vertikal dapat diekspresikan dalam penggunaan hukum Newton tentang pendinginan, yang mana memberikan hubungan antara perpindahan panas  $q$  dan beda temperatur antara permukaan dan sekitarnya;

$$q = h.A(T_w - T_\infty) \quad (3 - 17)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi bebas rata-rata untuk berbagai situasi, dapat dinyatakan dalam bentuk fungsi berikut;

$$Nu_f = C(Gr_f Pr_f)^m \quad (3 - 18)$$

) menunjukkan bahwa sifat-sifat untuk gugus tak berdimensi dievaluasi pada suhu film

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2}$$

**Konveksi bebas dari bidang dan silinder vertikal**, Untuk permukaan vertikal, angka Nusselt dan angka Grashof dibentuk dengan L, yaitu tinggi permukaan sebagai dimensi karakteristik. Jika lapisan batas tidak besar dibandingkan dengan diameter silinder, perpindahan panas dapat dihitung dengan rumus yang sama dengan plat vertikal. Kriteria umum ialah bahwa silinder vertikal dapat ditangani sebagai plat vertikal apabila

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \quad (3 - 19)$$

Koefisien perpindahan panas lokal untuk aliran laminer dikorelasikan oleh rumus;

$$Nu_{x_f} = \frac{hx}{k_f} = 0,60(Gr_x^* Pr_f)^{1/4} \quad 10^5 < Gr_x^* < 10^{11}, q_w = \text{konstan} \quad (3 - 20)$$

Perpindahan panas dari silinder horisontal ke logam cair dapat dihitung;

$$Nu_D = 0,53(Gr_D Pr^2)^{1/4} \quad (3 - 21)$$

### 3.3 Ringkasan Materi Pembelajaran

Koefisien Perpindahan Panas Konveksi, Laju perpindahan panas dengan cara konveksi antara batas benda padat dan fluida adalah ;

$$q \text{ permukaan ke fluida} = A hc (T_s - T_\infty)$$

Gerakan fluida dapat disebabkan oleh dua proses. Fluida dapat bergerak sebagai akibat dari perbedaan kerapatan yang disebabkan oleh perbedaan suhu di dalam

fluida. Mekanisme ini disebut konveksi bebas (free convection) atau konveksi alamiah (natural convection). Bila gerakan disebabkan oleh suatu energy luar, seperti pompa atau kipas, maka kita berbicara tentang konveksi paksa (forced convection).

Lapisan batas pada hakekatnya membagi medan aliran dalam dua wilayah: sebuah lapisan tipis yang menutupi permukaan benda di mana gradient (gradient; juga disebut landaian atau landai) kecepatan besar dan gaya-gaya viskos besar, dan sebuah daerah di luar lapisan ini dimana kecepatan hampir sama dengan harga aliran bebasnya dengan pengaruh viskositas yang dapat diabaikan.

Bilangan Nusselt merupakan ukuran perpindahan-panas konveksi yang memudahkan karena, bilamana harganya telah diketahui, koefisien perpindahan- panas konveksi dapat dihitung dari rumus;

$$h_c = Nu \frac{K_f}{L}$$

### 3.4 Contoh Soal

1. Bakengkol sebuah mobil panjangnya kurang lebih 760 mm, lebar dengannya 305 mm dan dalamnya 100 mm. Dengan asumsi bahwa suhu permukaan bakengkol itu 345 K, perkirakanlah laju aliran panas dari bakengkol ke udara atmosfer yang suhunya 278 K pada kecepatan mobil 96,5 km/h. Asumsikanlah bahwa gerakan mesin serta sasisnya menyebabkan peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen terjadi demikian dekatnya pada tepi depan sehingga untuk keperluan praktis lapisan batasnya turbulen pada seluruh permukaan. Abaikanlah radiasi dan pakailah untuk permukaan depan serta belakang koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata yang sama dengan koefisien untuk permukaan bawah serta sisi.

$$Re_L = \frac{u_{\infty} \rho L}{\mu} = \frac{(25,8 \text{ m/s})(1,14 \text{ kg/m}^3)(0,760 \text{ m})}{1,912 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2}$$

$$= 1,21 \times 10^6$$

**Penyelesaian:** Dengan menggunakan sifat-sifat fisik udara pada suhu 100 F (kurang lebih 311 K) dari tabel A-3 dalam Lampiran III, yang dikomversikan kedalam satuan SI, bilangan Reynolds adalah Dari pers. 6-67 bilangan Nusselt rata-rata adalah

$$\overline{Nu_L} = 0,036 Pr^{1/3} Re_L^{0,8}$$

$$= (0,036)(0,896)(73.480) = 2370$$

Dan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata menjadi

$$\overline{h_c} = \frac{\overline{Nu_L} k}{L} = \frac{(2370)(0,0154 \text{ Btu/hr ft F})}{30/12 \text{ ft}}$$

$$= 14,55 \text{ Btu/hr sq ft F}$$

Luas keseluruhan adalah 0,45 m<sup>2</sup> dan oleh karena itu laju kerugian panasnya adalah

$$q = \overline{h_c} A (T_f - T_{\infty}) = (14,55)(4,84)(160 - 40) = 8430 \text{ Btu/hr}$$

2. Udara pada 20 °C dan 1 atm mengalir di atas suatu plat rata, dengan kecepatan 35 m/s. Plat itu 75 cm panjangnya dan dijagasi suhunya pada 60 °C. Andaikan kedalaman satu satuan pada arah z, hitunglah perpindahan panas dari plat itu.

**Penyelesaian,**

Sifat-sifat kita evaluasi pada suhu film ini

$$T_f = \frac{20 + 60}{2} = 40 = 313 \text{ K}$$

$$p = \frac{1,0132 \times 10^5 \text{ kg}}{287 \times 313} = 1,128 \text{ m}^3$$

$$\mu = 1,906 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$Pr = 0,7$$

$$k = 0,02723 \text{ w/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1,007 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Angka Reynoldsnnya ialah;

$$Re_L = \frac{\rho u L}{\mu} = \frac{(1,128)(35)(0,75)}{1,906 \times 10^{-5}} = 1,553 \times 10^6$$

Lapisan batas adalah turbulen karena angka Reynolds lebih besar dari  $5 \times 10^5$ . Jadi perpindahan panas rata-rata diatas plat itu:

$$N_{UL} = \frac{hL}{k} = Pr^{1/3} (0,037 Re_L^{0,8} - 850)$$

$$= (0,7)^{1/3} ((0,037)(1,553 \times 10^6)^{0,8} - 850) = 2193$$

$$h = N_{UL} \frac{k}{L} = \frac{(2193)(0,02723)}{0,75 \text{ m}^2} = 79,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad [14,02 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \cdot \text{F}}]$$

$$q = h A (T_w - T_\infty) = (79,6)(0,75)(60 - 20) = 2388 \text{ W (8150 Btu/h)}$$

### 3.5 Latihan

1. Bagaimanakah menentukan tebal lapisan batas ?
2. Bagaimanakah persamaan energi untuk lapisan batas laminer di atas plat rata?
3. Apakah andaian yang digunakan dalam menurunkan persamaan itu ?
4. Bagaimanakah menghitung koefisien perpindahan panas dalam pipa kasar?
5. Bahaslah masalah konveksi gabungan bebas dan paksa ?
6. Mengapa profil kecepatan pada lapisan batas tidak seperti profil kecepatan pada lapisan batas konveksi paksa ?
7. Sebuah plat vertikal 1 m persegi dipanaskan sampai  $400^\circ\text{C}$  dan ditempatkan di udara kamar yang suhunya  $25^\circ\text{C}$ . Hitunglah kalor yang dilepas oleh satu sisi plat itu ?
8. Sebuah pipa horisontal, diameter = 8,0 cm, ditempatkan di dalam ruang di mana suhu udara atmosfer ialah  $20^\circ\text{C}$ . Suhu permukaan pipa  $140^\circ\text{C}$ . Hitunglah rugi kalor konveksi bebas per meter pipa ?

## **BAB IV PENUKAR KALOR**

### **4.1 Pendahuluan**

Materi pembelajaran pada modul ini menguraikan tentang penerapan prinsip-prinsip perpindahan panas untuk merancang (*design*) alat-alat guna mencapai suatu tujuan. Pembahasan alat penukar panas berbentuk analisis teknik, dimana metode untuk meramalkan daya guna (*performance*) penukar panas dijelaskan terutama menggunakan ragam perpindahan panas konduksi dan konveksi. Penguasaan materi ini akan membantu mahasiswa dalam menyusun portofolio karakteristik model penukar panas. Untuk mencapai kemampuan mahasiswa yang efektif/efisien akan dirancang proses pembelajaran yang inovatif bernuansa learning.

Bentuk pembelajaran dalam bentuk kuliah dibarengi dengan diskusi dan *Project Based learning*, di mana mahasiswa melakukan praktikum dan mengamati langsung prinsip-prinsip perpindahan panas dan sasaran pembelajaran secara keseluruhan harus dicapai setelah mempelajari matakuliah ini.

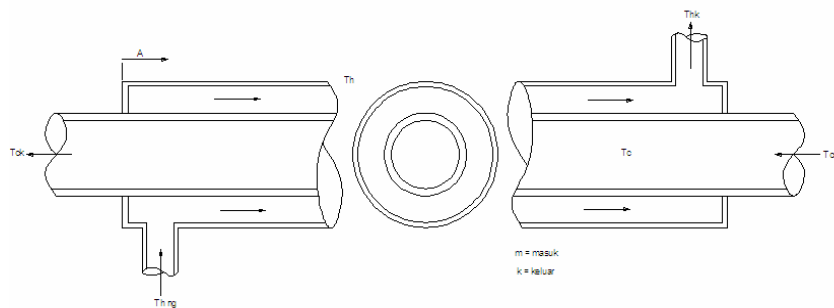
Proses Perpindahan Panas, Beda temperatur rata-rata, Koefisien perpindahan panas menyeluruh, Keefektifan penukar kalor, Faktor pengotoran, Jenis-jenis penukar kalor, Rancang bangun penukar kalor.

Penukar panas adalah suatu alat yang menghasilkan perpindahan panas dari satu fluida ke fluida lainnya. Jenis penukar panas tersederhana ialah sebuah wadah dimana fluida yang dingin dicampur secara langsung.

### **4.2 Jenis – jenis penukar panas**

Tipe penukar panas cangkang dan pipa yang paling sederhana ditunjukkan dalam Gb. 4-1. Alat ini terdiri dari sebuah pipa yang terletak konsentrik (sesumbu) didalam pipa lainnya yang merupakan cangkang untuk susunan ini. Salah satu fluidanya mengalir melalui pipa di dalamnya, fluida lainnya mengalir melalui cincin (anulus) yang terbentuk diantara pipa dan pipa luar. Karena kedua aliran fluida melintasi penukar panas hanya sekali, maka susunan ini disebut

penukar panas satu lintas ( single – pass : lintasan tunggal ). Jika kedua fluida itu mengalir dalam arah yang sama, maka penukar panas ini bertipe aliran searah ( paralel-flow ; aliran sejajar ); jika fluida – fluida tersebut mengalir dalam arah yang berlawanan, maka penukar panas ini bertipe aliran lawan ( counterflow). Pada umumnya beda suhu antara fluida yang panas dan yang ingin tidak konstan sepanjang pipa, dan laju aliran panasnya akan berbeda – beda dari penampang kepenampang. Maka dari itu guna menentukan laju aliran panas kita harus mempergunakan suatu beda suhu rata – rata yang sesuai.



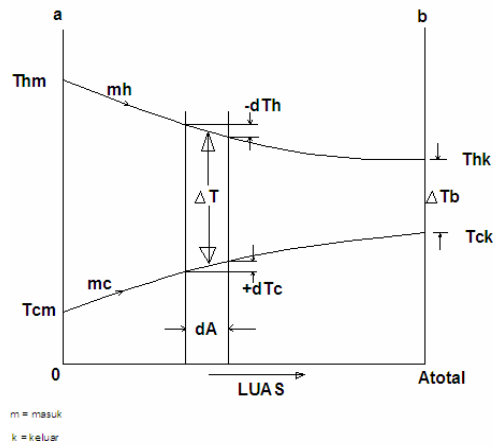
Gambar 4.1. diagram sebuah penukar panas aliran lawan arah

Bila kedua fluida yang mengalir sepanjang permukaan perpindahan – panas bergerak dalam arah saling tegak lurus, maka penukar panasnya bertipe aliran – lintang ( cross flow ).

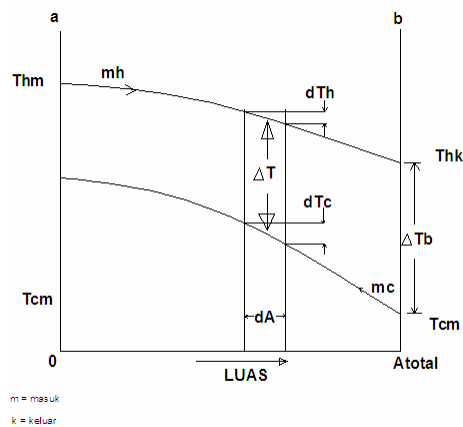
### 4.3 Beda suhu rata – rata

Suhu fluida didalam penukar panas pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu panas mengalir dari fluida panas ke yang lebih dingin. Maka dari itu untuk tahanan termal yang konstan pun, laju aliran panas akan berbeda – beda sepanjang lintasan penukar yang panas dan yang dingin pada penampang tertentu.





Gambar 4.2. distribusi suhu dalam penukar panas aliran searah lintas tunggal



Gambar 4.3 distribusi suhu dalam penukar panas aliran lawan tunggal

Untuk menentukan laju perpindahan panas dalam semua kasus tersebut diatas, persamaan ;

$$dq = U \cdot dA \cdot \Delta T \quad (4-1)$$

yang dinamakan beda suhu adalah keseluruhan rata – rata logaritmik ( logarithmicmean overall temperature difference – LMTD ). LMTD juga berlaku bila suhu salah satu fluida tersebut konstan.

$$\Delta T_m = \Delta T = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a - \Delta T_b)} \quad (4-2)$$

Jika suatu penukar panas bukan jenis pipa ganda digunakan, perpindahan panas dihitung dengan menerapkan faktor koreksi terhadap LMTD untuk susunan pipa ganda aliran lawah arah dengan suhu fluida panas dan suhu fluida dingin yang sama. Bentuk persamaan perpindahan panas menjadi;

$$q = U.A.F. \Delta T_m \quad (4-3)$$

#### 4.4 Keefektifan penukar panas

Untuk laju perpindahan-panas yang tidak menyangkut suhu-keluar yang manapun, kita menggunakan *keefektifan penukar panas (heat exchanger effectiveness)*. Keefektifan penukar panas berdefinisi perbandingan laju perpindahan panas yang sebenarnya dalam penukar panas tertentu terhadap laju pertukaran panasmaksimum yang mungkin. Dalam satuan tipe ini, jika tidak ada kerugian panas keluar, maka suhu-keluar fluida yang lebih dingin sama dengan suhu masuk fluida yang lebih panas bilamana  $m_c c_{pc} < m_h c_{ph}$  bila  $m_h c_{ph} < m_c c_{pc}$  maka suhu keluar fluida yang lebih panas sama dengan suhu masuk fluida yang lebih dingin. Dengan kata lain, keefektifan membandingkan laju perpindahan panas yang sebenarnya terhadap laju maksimum. Bergantung pada kapasitas panas per jam yang mana lebih kecil, keefektifan tersebut adalah

$$S = \frac{C_h(T_{hin} - T_{hout})}{C_{min}(T_{hin} - T_{hin})} \quad (4-4)$$

Atau

$$S = \frac{C_c(T_{cout} - T_{cin})}{C_{min}(T_{hin} - T_{cin})} \quad (4-5)$$

dimana  $C_{min}$  ialah harga  $m_h c_{ph}$  atau  $m_c c_{pc}$  yang lebih kecil.

Bila keefektifan penukar panas telah diketahui, maka laju perpindahan panasnya dapat ditentukan secara langsung dari persamaan

$$q = \varepsilon C_{min} (T_{hin} - T_{cin}) \quad (4-6)$$

Perbandingan kapasitas panas per jam\*  $C_{min} / C_{max}$  dan perbandingan konduktansi keseluruhan terhadap kapasitas panas yang lebih kecil  $UA/C_{min}$ . Parameter yang disebut terakhir dinamakan *jumlah satuan perpindahan panas\*( number of heat-transfer unit-NTU)*

#### 4.5 Faktor pengotoran

Unjuk kerja penukar panas dalam kondisi pengoperasian, terutama dalam industri proses, seringkali tidak dapat diramalkan dari analisa termal saja. Selama dioperasikan dengan kebanyakan cairan dan beberapa gas, terbentuk suatu lapisan kotoran pada permukaan perpindahan panas secara berangsur-angsur. Endapan inidapat berupa karat (*rust*), kerak ketel (*boiler scale*), kambus (*silt*), kokas (*cok e*), atau berbagai endapan lainnya. Efeknya, yang disebut *pengotoran (flouling)*, adalah mempertinggi tahanan termal. Faktor pengotoran harus didapatkan dari percobaan, yaitu dengan menentukan U untuk kondisi bersih dan kondisi kotor untuk penukar panas. Oleh karena itu factor pengotoran didefenisikan sebagai;

$$R_f = \frac{1}{\bar{U}_{kotor}} - \frac{1}{\bar{U}_{bersih}} \quad (4-7)$$

Tabel 4-1. Daftar faktor pengotoran normal

Jenis fluida	Tahanan pengotoran (h F ft <sup>2</sup> /Btu)
Air laut di bawah 125 f	0,0005
Air laut di atas 125 f	0,001
Air pengisi ketel terolah, diatas 125 f	0,001
Air East River, dibawah 125 F	0,002-0,003
Bahan bakar minyak	0,005
Minyak pencelupan	0,004
Uap alkohol	0,0005
Uap air, tidak mengandung minyak	0,0005
Udara industri	0,002
Cairan mesin pendingin	0,001

#### 4.6 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*) dimana perpindahan panas melalui bidang datar;

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\Delta x}{kA} + \frac{1}{h_2 A_2}} \quad (4-8)$$

$h_1 A_1$   $kA$

Sehingga koefisien perpindahan panas menyeluruh U didefinisikan oleh hubungan

$$q = U.A. \Delta T_{\text{menyeluruh}} \quad (4-9)$$

Untuk penukar panas pipa ganda, perpindahan panas dinyatakan sebagai;

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_1 A_1} + \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right) + \frac{1}{h_0 A_0}} \quad (4-10)$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat didasarkan atas luas dalam atau luas luar pipa;

$$U_1 = \frac{1}{\frac{A_1 \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_0 A_0}} \quad (4-11)$$

$h_1$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{A_0 \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_0 A_0}} \quad (4-12)$$

$A_1 h_1$

$2\pi kL$   $h_0$

## 4.7 Ringkasan Materi Pembelajaran

Pada umumnya beda suhu antara fluida yang panas dan yang dingin tidak konstan sepanjang pipa, dan laju aliran panasnya akan berbeda-beda dari penampang ke penampang. Untuk menentukan laju aliran panas kita harus mempergunakan suatu beda suhu rata – rata yang sesuai. Beda suhu keseluruhan rata – rata logaritmik (logarithmic mean overall temperature difference-LMTD) juga berlaku bila suhu salah satu fluida tersebut konstan.

Keefektifan penukar panas merupakan perbandingan laju perpindahan panas yang sebenarnya dalam penukar panas tertentu terhadap laju pertukaran panas maksimum yang mungkin.

Endapan yang biasa terjadi pada alat penukar panas dapat berupa karat (*rust*), kerak ketel (*boiler scale*), kambus (*silt*), kokas (*coke*), atau berbagai endapan lainnya. Efeknya, yang disebut *pengotoran (fouling)*, adalah mempertinggi tahanan termal

#### 4.8 Contoh Soal

Suatu penukar panas (kondensor) yang menggunakan uap air buang dari sebuah turbin pada tekanan 4,0 inch Hg mutlak hendak dipergunakan untuk memanaskan 25000 lb/h air laut ( $c = 0,95$  Btu/lb F) dari 60 F menjadi 110 F. Ukuran penukar panas tersebut harus ditentukan untuk satu lintas cangkang dan empat lintas pipa dengan 20 rangkaian pipa kuningan sejajar yang bergaris tengah dalam 0,995 inch dan bergaris tengah luar 1,125 inch ( $k = 60$  Btu/h ft F). bagi penukar panas bersih koefisien perpindahan panas rata-rata pada sebelah uap diperkirakan 600 Btu/h ft F dan pada sebelah air 300 Btu/h ft F. Hitunglah panjang pipa yang diperlukan untuk operasi jangka lama.

**Penyelesaian:** Pada tekanan 4,0 inch Hg mutlak, suhu uap air yang sedang mengembun (berkondensasi) adalah 125,4 F sehingga keefektifan penukar panas tersebut adalah

$$s = \frac{T_{hk} - T_{cm}}{T_{hk} - T_{cm}} = \frac{110 - 60}{125,4 - 60} = 0,765$$

Bagi suatu kondensor  $C_{min} / C_{max} = 0$ ,  $NTU = 1,4$ . Dari tabel 4-1 faktor pengotorannya adalah 0,0005 pada kedua sisi pipa. Dari Pers. 11-22, koefisien perpindahan panas rancangan keseluruhan persatuan luas luar pipa ialah

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{600} + 0,0005 + \frac{1}{2 \times 12 \times 60 \ln \frac{1,125}{0,995}} + \frac{0,0005 \times 1,125}{0,995} + \frac{1}{300 \times 0,995}}$$

$$= 152 \text{ Btu/hft}^2 \text{ F}$$

Luas total  $A_0 = 20\pi D_0 L$  dan karena  $U_d A_0 / C_{min} = 1,4$  panjang pipa adalah

$$L = \frac{1,4 \times 25.000 \times 0,95 \times 12}{20 \times \pi \times 1,125 \times 152} = 37 \text{ ft}$$

#### 4.9 Latihan

1. Mengapa susunan fluida campur dan tak campur mempengaruhi kemampuan kerja alat penukar panas ?
2. Bilakah metode LMTD paling tepat diterapkan dalam perhitungan penukar panas ?
3. Mengapa penukar panas aliran lawan arah lebih efektif daripada penukar panas aliran searah ?
4. Sebuah penukar panas pipa ganda aliran lawan arah digunakan untuk memanaskan 0,6 kg/s air dari 35 C menjadi 90 C dengan aliran minyak sebesar 0,9 kg/s. Kalor spesifik minyak itu ialah 2,1 kJ/kg. C m minyak itu memasuki penukar panas pada suhu 175 C. Koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah 425 W/m C. Hitunglah luas permukaan penukar panas dan efektivitasnya ?
5. Air panas memasuki penukar panas aliran lawan arah pada suhu 99 C dan digunakan untuk memanaskan aliran air dingin dari 4 C menjadi 20 C. Laju aliran air dingin ialah 1,3 kg/s dan laju aliran air panas 2,6 kg/s. Koefisien perpindahan panas menyeluruh ialah 830 W/m C. Berapa luas permukaan penukar panas dan hitunglah efektivitasnya

## DAFTAR PUSTAKA

1. Frank Kreith, 1997., Prinsip Perpindahan Panas, ed 3 , Erlangga, Jakarta.
2. J.P. Holman, 1997 ., Perpindahan Kalor, ed. 6, Erlangga, Jakarta  
Necati Ozisik, 1985., Heat Transfer, Mcgraw-Hill, Singapu

## DAFTAR ISI





# **BABI**

