

**KINERJA PENUKAR KALOR TIPE *U-TUBE BUNDLE*  
TERHADAP SISTEM PENDINGIN MESIN BANTU KAPAL**

**Disusun dan diajukan oleh:**

**MUHAMMAD AIDIL HIKMA**

**D331 16 014**

*Kepada yth Kadep TSP  
Skripsi ini sudah dapat diujikan  
25 Mei 2021 P1*



*lengkap ke pemb 1  
R 23/05/21*



**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS HASANUDDIN**

**GOWA**

**2021**

**LEMBAR PENGESAHAN**

**KINERJA PENUKAR KALOR TIPE *U-TUBE BUNDLE*  
TERHADAP SISTEM PENDINGIN MESIN BANTU KAPAL**

**Disusun dan diajukan oleh:**

**MUHAMMAD AIDIL HIKMA  
D33116014**

Telah dipertahankan di hadapan panitia ujian yang dibentuk dalam rangka  
Penyelesaian Studi Program Sarjana Program Studi Teknik Sistem perkapalan  
Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin  
Pada tanggal 08 Juni 2021  
Dan dinyatakan telah memenuhi syarat kelulusan

Menyetujui,

**Pembimbing Utama,**



**Ir. Syerly Klara, MT**  
NIP.19640501 199002 2 001

**Pembimbing Pendamping,**



**Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT**  
NIP. 19711221 199802 1 001

**Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan**







**Dr. Eng. Faisal Mahmudin, ST., M.Inf., Tech., M Eng.**  
NIP.19810211 200501 1 003

## LEMBAR PERSETUJUAN

Judul skripsi : Kinerja Penukar Kalor Tipe *U-Tube Bundle* Terhadap  
Sistem Pendingin Mesin Bantu Kapal.  
Nama Mahasiswa : Muhammad Aidil Hikma  
NIM : D33116014

Skripsi ini telah direvisi dan disetujui oleh Panitia Ujian Sarjana Program Strata Satu (S1) Teknik Sistem Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin untuk memenuhi persyaratan memperoleh gelar Sarjana Teknik pada tanggal 08 Juni 2021.

### Panitia Ujian Sarjana

Ketua : Ir. Syerly Klara, M.T. :   
Sekretaris : Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, S.T., M.T :   
Anggota : Andi Haris Muhammad, S.T., M.T., Ph.D :   
: Muhammad Iqbal Nikmatullah, S.T., M.T : 

## PERNYATAAN KEASLIAN

Yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama Mahasiswa : Muhammad Aidil Hikma  
NIM : D33116014  
Program Studi : Teknik Sistem Perkapalan  
Jenjang : S1

Menyatakan dengan ini bahwa karya tulis saya yang berjudul:

Kinerja Penukar Kalor Tipe *U-Tube Bundle* Terhadap Sistem Pendingin Mesin Bantu Kapal.

Adalah karya tulisan saya sendiri dan bukan merupakan pengambilan alihan tulisan orang lain bahwa skripsi yang saya tulis ini benar-benar merupakan hasil karya saya sendiri.

Apabila dikemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan bahwa sebagian atau keseluruhan skripsi ini hasil karya orang lain, maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut.

Gowa, 08 Juni 2021

Yang membuat pernyataan,



Muhammad Aidil Hikma

# KINERJA PENUKAR KALOR TIPE *U-TUBE BUNDLE* TERHADAP SISTEM PENDINGIN MESIN BANTU KAPAL

Muhammad Aidil Hikma <sup>1)</sup>

Ir. Syerly Klara, MT. <sup>2)</sup>

Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra ST., MT. <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan FT-UH

<sup>2)</sup> Dosen Teknik Sistem Perkapalan FT-UH

Email: [muhammadaidil048@gmail.com](mailto:muhammadaidil048@gmail.com)

## ABSTRAK

Sistem pendinginan mesin bertanggung jawab menjaga temperatur mesin agar selalu berada di temperatur operasi, hal ini diperlukan karena mesin akan beroperasi optimum di temperatur operasinya. Pada kapal umumnya terdapat sistem pendingin dengan menggunakan penukar kalor *shell and tube*, namun pada kapal *Self-Propelled Split Hoppers Barge* (SPSHB) terdapat sistem pendingin mesin bantu kapal dengan menggunakan *boxcooler*, yang mana secara alami menggunakan air laut di *sheachest* kapal untuk melakukan proses pendinginan mesin, dengan posisi nya yang berada di *seachest* sehingga mengefisienkan ruang mesin kapal. Pada penelitian ini menggunakan objek *boxcooler* dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh kinerja *boxcooler* terhadap sistem pendingin mesin bantu kapal yang mana dilakukan pada variasi daya sesuai kondisi kapal yaitu berlayar, bongkar-muat dan berlabuh. Dari hasil perhitungan diperoleh pada kondisi kapal berlayar yaitu 565 kW di temperatur 95°C didapatkan nilai temperatur yang keluar dari *boxcooler* sebesar 77,067°C dengan nilai  $Q_{total}$  sebesar  $4,203 \times 10^5$  W, lalu pada kondisi kapal bongkar-muat yaitu 350 kW di temperatur 88°C didapat nilai temperatur yang keluar dari *boxcooler* sebesar 73,884°C dengan nilai  $Q_{total}$  sebesar  $3,592 \times 10^5$  W, dan pada kondisi berlabuh yaitu 260 kW di temperatur 76°C didapat nilai temperatur yang keluar dari *boxcooler* sebesar 64,724°C dengan nilai  $Q_{total}$  sebesar  $2,636 \times 10^5$  W. Sedangkan suhu fluida air pendingin dari air laut yaitu 30°C. Hasil penelitian ini menunjukkan penambahan nilai efektivitas alat penukar kalor *boxcooler* terhadap variasi daya kapal, penggunaan *boxcooler* pada kapal ini meningkatkan kinerja sistem pendinginan mesin bantu kapal. efektivitas tertinggi yang didapatkan pada kondisi kapal berlayar dengan efektivitas sebesar 70,720 %.

**Kata kunci:** *Box Cooling System*, Perpindahan Panas, Efektivitas *BoxCooler*.

# U-TUBE BUNDLE TYPE EXCHANGER PERFORMANCE AGAINST COOLING SYSTEM OF SHIP ASSISTANT ENGINE

Muhammad Aidil Hikma <sup>1)</sup>

Ir. Syerly Klara, MT <sup>2)</sup>

Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra ST., MT <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Students of Marine Engineering FT-UH

<sup>2)</sup> Lecturer of Marine Engineering FT-UH

*Email:* [muhammadaidil048@gmail.com](mailto:muhammadaidil048@gmail.com)

## ABSTRACT

The ship's engine cooling system is responsible for maintaining the engine temperature so that it is always at the operating temperature, this is necessary because the engine will operate optimally at its operating temperature. On ships, generally there is a cooling system using a shell and tube heat exchanger, but on the Self-Propelled Split Hoppers Barge (SPSHB) ship there is a ship auxiliary engine cooling system using a boxcooler, which naturally uses seawater in the ship's seachest to carry out the cooling process. engine, with its position at the seachest so as to streamline the ship's engine room. In this study, using the boxcooler object in order to determine the effect of the performance of the boxcooler on the cooling system of the ship's auxiliary engine, which is carried out on variations in power according to the conditions of the ship, namely sailing, loading - unloading and anchoring. From the calculation results obtained in the condition of the sailing ship, namely 565 kW at a temperature of 95°C, the temperature value that comes out of the boxcooler is 77.067°C with a total  $Q_{total}$  value of  $4.203 \times 10^5$  W, then in the condition of the loading and unloading ship is 350 kW at a temperature of 88°C, the temperature value that comes out of the boxcooler is 73.884°C with a  $Q_{total}$  value of  $3.592 \times 10^5$  W, and at anchored conditions, which is 260 kW at 76°C, the temperature value that comes out of the boxcooler is 64.724°C with a  $Q_{total}$  value of  $2.636 \times 10^5$  W. While the temperature of the cooling water fluid from seawater is 30°C. The results of this study indicate the addition of the effectiveness value of the boxcooler heat exchanger to the variation of ship power, the use of a boxcooler on this vessel improves the performance of the ship's auxiliary engine cooling system. the highest effectiveness obtained in the condition of a sailing ship with an effectiveness of 70.720%.

**Keywords:** Box Cooling System, Perpindahan Panas, Efektivitas Boxcooler.

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah rabbil ‘alamin, puji syukur kehadiran Allah subhanawata’ala atas rampungnya skripsi ini. Tidak sedikit kendala yang menghadang penyusun dalam menyelesaikan skripsi ini, namun berkat rahmat dan hidayah-Nya telah membimbing penyusun untuk terus berusaha menyelesaikan salah satu mata kuliah di departemen Teknik Sistem Perkapalan, Universitas Hasanuddin.

Ini merupakan persyaratan untuk menyelesaikan studi di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin. Penyusun harus mengakui, skripsi ini masih sangat jauh dari sempurna karena keterbatasan waktu dan pengetahuan serta kemampuan penyusun sebagai manusia biasa. Untuk itu penyusun mohon maaf atas semua kekurangan dan kesalahan yang terjadi di dalam penyusunan skripsi “Kinerja Penukar Kalor Tipe *U-Tube Bundle* Terhadap Sistem Pendingin Mesin Bantu Kapal” ini, serta penyusun berharap masukan dan saran agar ke depannya penyusun dapat lebih baik lagi.

Dalam penyusunan skripsi ini, banyak pihak yang telah membantu penulis baik secara langsung maupun tidak langsung, secara moril maupun materil. Oleh sebab itu, penulis mengucapkan terima kasih yang tulus kepada:

1. Allah Subhanawata’alah
2. Ibu Masnia dan Bapak Hikma Majid selaku orang tua penulis yang senantiasa melangitkan doanya dan memberikan dukungan secara moril dan materil.
3. Dr. Eng Faisal Mahmudin S.T., M.inf., Tech., M.Eng. selaku selaku Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
4. Ir. Syerly Klara, M.T selaku dosen pembimbing yang senantiasa meluangkan waktunya untuk membantu penulis dengan bimbingan, kritik serta saran yang dimasukkan.
5. Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, S.T., M.T selaku dosen pembimbing yang senantiasa meluangkan waktunya untuk membantu penulis dalam hal perbaikan penelitian penulis atau asistensi.
6. Andi Haris Muhammad, ST., MT., Ph.D dan Muhammad Iqbal Nikmatullah S.T., M.T selaku dosen penguji.
7. Bapak/Ibu Dosen Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah

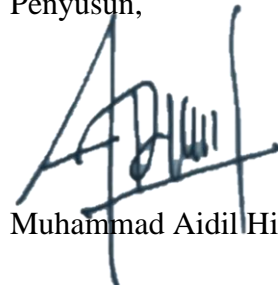
memberikan bekal pengetahuan dan keterampilan.

8. Senior-senior yang kerja di galangan PaxOcean telah membantu penulis dalam memperoleh data penelitian dan memberikan waktunya untuk berbagi ilmu dengan penulis.
  9. Ibu Uni, Ibu Kartini, Pak Rahman selaku Staf Administrasi dan pegawai dari Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah membantu penulis dalam hal administratif serta kenyamanan ruangan.
  10. Teman-teman Anzyz16 yakni teman-teman seperjuangan sistem perkapalan 2016 yang selalu memberikan support dan bantuannya untuk penulis serta ikut mewarnai masa-masa kuliah penulis.
  11. Senior angkatan 2014 dan 2015 yang senantiasa yang membantu serta membimbing penulis dalam hal menyusun skripsi.
  12. Teman-teman KKN Palopo 03 yang ikut memberi cerita hidup yang seru dan baru pada pengalaman penulis dibangku kuliah.
  13. Teman-teman SMA yang sampai saat ini masih kebersamai penulis dan memberikan support moral pada penulis.
  14. Saudari Idawati yang merupakan teman seperjuangan dari penulis yang selalu ikut kebersamai penulis dalam proses pembuatan, dan seseorang yang sangat baik walaupun kenyataan yang tak sesuai.
- Terima kasih atas semuanya.

Akhirnya penyusun berharap semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi penyusun secara pribadi serta pada pembaca yang menjadikan skripsi ini sebagai acuan atau pedoman dalam pembelajaran ataupun dalam menyusun skripsi. Semoga Allah SWT. senantiasa memberikan rahmat dan hidayah-Nya pada kita semua. Aamiin. Wassalamu'alaikum warahmatullahi wabarokatuh.

Gowa, 08 Juni 2021

Penyusun,



Muhammad Aidil Hikma



## DAFTAR ISI

SAMPUL .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN .....	ii
LEMBAR PERSETUJUAN .....	iii
PERNYATAAN KEASLIAN.....	iv
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT.....	vi
KATA PENGANTAR .....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR SIMBOL DAN SINGKATAN.....	xiii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xv
BAB 1. PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah .....	4
1.4 Tujuan Penelitian .....	4
1.5 Manfaat Penelitian .....	5
1.6 Sistematika Penulisan .....	5
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA .....	6
2.1 Sistem Pendingin Umum.....	6
2.2 Sistem Pendingin Dengan <i>BoxCooler</i> .....	7
2.3 Proses Perpindahan Kalor .....	11
2.4 Perpindahan Panas Konduksi Pada Silinder.....	14
2.5 Koefisien Perpindahan Panas Didalam Dan Diluar Pipa .....	16
2.6 Perpindahan Panas Menyeluruh Pada Silinder Pipa .....	18
2.7 Tipe Heat Exchanger Berdasarkan Susunan Aliran Fluida.....	18
2.8 Aliran Turbulent Di Dalam Pipa.....	24
2.9 Aliran Laminar Dalam Pipa .....	25
2.10 Tahanan Termal Pada Bagian Luar Dan Dalam Pipa .....	27
2.11 Analisis Penukar Kalor ( <i>Heat Exchangers</i> ) .....	28
2.12 Metode Efektivitas – NTU .....	30
2.13 Aplikasi Desain Rhinoceros 6.....	35
BAB 3. METEDOLOGI PENELITIAN .....	37
3.1 Lokasi dan Waktu Penelitian.....	37
3.1.1 Lokasi .....	37
3.1.2 Waktu.....	37
3.2 Data Penelitian .....	37
3.2.1 Data Kapal .....	37
3.2.2 Data BoxCooler .....	40

3.2.3	Data Daya Mesin Bantu Kapal .....	45
3.3	Data Suhu Air Laut Indonesia.....	45
3.4	Jenis Material Pipa <i>Boxcooler</i> .....	46
3.5	Tahapan Penelitian .....	47
3.6	Kerangka Pemikiran.....	49
<b>BAB 4.</b>	<b>ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>50</b>
4.1	Gambaran Umum .....	50
4.2	Tahap Pelaksanaan .....	50
4.2.1	Tahap Penggambaran <i>Boxcooler</i> .....	50
4.3	Tahapan Perhitungan Analisa Kinerja <i>Box Cooling System</i> .....	55
4.3.1	Luas bidang perpindahan kalor.....	55
4.3.2	Penentuan Jenis Aliran Fluida Di Dalam Pipa .....	57
4.3.3	Penentuan Jenis Aliran Fluida Di Luar Pipa.....	60
4.3.4	Tahanan Termal Pipa.....	63
4.3.5	Menentukan Temperatur Fluida Dingin Yang Keluar ( $T_{cout}$ ).....	70
4.3.6	Menentukan Temperatur Fluida Panas Yang Keluar ( $T_{hout}$ ).....	71
4.3.7	Menghitung Beda Suhu Keseluruhan Rata Rata Logaritmik ....	73
4.3.8	Analisa Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh. ....	74
4.3.9	Perpindahan Kalor Total.....	78
4.3.10	Efektifitas Alat Penukar Kalor .....	80
<b>BAB 5.</b>	<b>KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>84</b>
5.1	Kesimpulan.....	84
5.2	Saran .....	84
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	<b>.....</b>	<b>85</b>

## DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
	Gambar 2.1 <i>BoxCooler</i> .....	9
	Gambar 2.2 Aliran Air Laut Pada <i>Seachest</i> .....	10
	Gambar 2.3 Komponen <i>BoxCooler</i> .....	11
	Gambar 2.4 Sistem ICAF.....	11
	Gambar 2.5 Perpindahan Panas Konduksi Pada Bahan Cair.....	13
	Gambar 2.6 Aliran Panas Satu Dimensi Melalui Pipa.....	16
	Gambar 2.7 <i>Cross Flow Tube Bank</i> .....	21
	Gambar 2.8 <i>Arrangement Of Tube In Cross Flow Tube Bank</i> .....	22
	Gambar 2.9 Diagram Benda Bebas Dari Element Fluida Pipa .....	23
	Gambar 2.10 <i>The Two Heat Transfer Surface</i> .....	27
	Gambar 4.1 Dimensi Tiap Bagian <i>BoxCooler</i> .....	49
	Gambar 4.2 Panjang Pipa <i>BoxCooler</i> .....	51
	Gambar 4.3 Hasil Desain <i>BoxCooler</i> Dari Aplikasi Rhinoceros.....	52
	Gambar 4.4 Desain <i>Box Cooling System</i> dan alirannya.....	53
	Gambar 4.5 Panjang Pipa Nomor 1 dan Diameter-nya.....	54
	Gambar 4.6 Grafik <i>Reynold Number</i> pada Aliran Dalam Pipa.....	58
	Gambar 4.7 Susunan Pipa Secara Silang Pada <i>BoxCooler</i> .....	59
	Gambar 4.8 Grafik <i>Reynold Number</i> Aliran Fluida di Luar Pipa .....	61
	Gambar 4.9 Grafik Tahanan Termal Total pada Tiap Pipa.....	68
	Gambar 4.10 Grafik Temperatur Fluida Keluar dari <i>BoxCooler</i> .....	70
	Gambar 4.11 Grafik Beda Suhu Keseluruhan Rata-Rata Logaritmik.....	71
	Gambar 4.12 Koefisien Perpindahan Kalor menyeluruh Terhadap Thin.....	74
	Gambar 4.13 Grafik Perpindahan Kalor Keseluruhan.....	76
	Gambar 4.14 <i>Efektivitas BoxCooler</i> .....	79

## DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 2.1	Konduktivitas Termal Bahan Pipa <i>BoxCooler</i> .....	14
Tabel 2.2	Nilai Perkiraan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi.....	15
Tabel 2.3	<i>Nusselt Number Correlations for Cross</i> .....	23
Tabel 2.4	<i>Correction Factor F</i> .....	24
Tabel 2.5	<i>Effectiveness Relations for Heat Exchangers</i> .....	34
Tabel 4.1	Luas Selubung Luar Pipa.....	55
Tabel 4.2	Luas Selubung Dalam Pipa.....	55
Tabel 4.3	Luas Selubung Total Pipa.....	56
Tabel 4.4	Nilai <i>Reynold Number</i> Aliran Fluida di dalam Pipa.....	58
Tabel 4.5	Nilai <i>Reynold Number</i> Aliran Fluida di Luar Pipa.....	61
Tabel 4.6	Tahanan Termal Pada Dinding Pipa.....	62
Tabel 4.7	Tahanan Termal Total.....	67
Tabel 4.8	Temperatur Fluida Panas yang Keluar.....	70
Tabel 4.9	Beda Suhu Keseluruhan Rata-Rata Logaritmik.....	71
Tabel 4.10	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Dalam Pipa.....	72
Tabel 4.11	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Luar Pipa.....	73
Tabel 4.12	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh.....	74
Tabel 4.13	Perpindahan Kalor Total .....	76
Tabel 4.14	Efektivitas <i>BoxCooler</i> .....	78

## DAFTAR SIMBOL DAN SINGKATAN

$A_0$	: Luas Selubung Pipa bagian Luar ( $m^2$ )
$A_i$	: Luas Selubung Pipa bagian Dalam ( $m^2$ )
$A_s$	: Luas Selubung Total Pipa ( $m^3$ )
$l$	: Panjang Pipa (m)
$D_i$	: Diameter Pipa Bagian Dalam (m)
$\mu$	: Viskositas Dinamik Fluida Panas / Dingin (kg/m.s)
$V_i$	: Kecepatan Fluida Didalam Pipa (m/s)
$\rho$	: Massa jenis Fluida Panas / Dingin ( $kg/m^3$ )
$Re_{inside}$	: <i>Reynold Number</i> Aliran Didalam Pipa
$Re_{outside}$	: <i>Reynold Number</i> Aliran Diluar Pipa
$D_0$	: Diameter Pipa Bagian Luar (m)
$V_0$	: Kecepatan Fluida Diluar Pipa (m/s)
$V_{max}$	: Kecepatan Aliran Maksimal Diluar Pipa (m/s)
$S_T$	: <i>Transverse Pitch</i> (m)
$S_L$	: <i>Longitudinal Pitch</i> (m)
$S_D$	: <i>Diagonal Pitch</i> (m)
$R_{wall}$	: Tahanan Termal Pada Dinding Pipa ( $^{\circ}C/W$ )
$k$	: Konduktivitas Termal ( $W/m^{\circ}C$ )
$R_i$	: Tahanan Termal Pada Bagian Dalam Pipa ( $^{\circ}C/W$ )
$h_i$	: <i>Heat Transfer Coefficient Inside Tube</i> ( $W/m^{\circ}C$ )
$NU$	: <i>Nusselt Number</i>
$R_0$	: Tahanan Termal Pada Bagian Luar Pipa ( $^{\circ}C/W$ )
$h_0$	: <i>Heat Transfer Coefficient Outside Tube</i> ( $W/m^{\circ}C$ )

$f$	: <i>Correction Factor Inside / Outside</i>
$\dot{m}_h$	: Laju Aliran Massa Fluida Panas (kg/s)
$C_{ph}$	: <i>Specific Heat Hot Fluid</i> (kJ/kg°C)
$T_{h\ in}$	: Temperatur Fluida Panas / <i>Etylen Glikol</i> Masuk (°C)
$T_{h\ out}$	: Temperatur Fluida Panas / <i>Etylen Glikol</i> Keluar (°C)
$Pr$	: Bilangan Prandtl
$\dot{m}_c$	: Laju Aliran Massa Fluida Dingin (kg/s)
$C_{pc}$	: <i>Specific Heat Cold Fluid</i> (kJ/kg°C)
$T_{c\ in}$	: Temperatur Fluida Dingin / Air Laut Masuk (°C)
$T_{c\ out}$	: Temperatur Fluida Dingin / Air Laut Keluar (°C)
$T_s$	: <i>Temperature Surface</i> (°C)
$T_e$	: <i>Temperatur Exit</i> (°C)
$T_{in}$	: <i>Temperature In</i> (°C)
$T_{out}$	: <i>Temperature Out</i> (°C)
$Q$	: Debit Aliran Fluida Dingin / Panas (m <sup>3</sup> /s)
$\Delta_{LMTD}$	: Beda Suhu Keseluruhan Rata Rata Logaritmik (°C)
$U_0$	: Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Luar Pipa (W/m <sup>2</sup> °C)
$U_i$	: Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Dalam Pipa (W/m <sup>2</sup> °C)
$U_{total}$	: Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (W/m <sup>2</sup> °C)
$Q_{total}$	: Perpindahan Kalor Total (W)
$\varepsilon$	: Efektifitas Alat Penukar Kalor (%)
$C_{min}$	: <i>Heat Capacity Rates of The Hot / Cold Fluid</i> (kW/°C)
$NTU$	: <i>Number of Transfer Units</i>

## DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. <i>Brochure</i> Mesin Bantu Kapal.....	82
Lampiran 2. <i>Brochure BoxCooler</i> .....	83
Lampiran 3. Desain Model <i>BoxCooler</i> .....	84
Lampiran 4. <i>Brochure Etylen Glikol 50%</i> .....	85
Lampiran 5. Data <i>Electrical Load Analysis</i> .....	86
Lampiran 6. Data Hubungan Daya dengan Temperatur.....	87

## BAB 1. PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Kapal *Self-Propelled Split Hoppers Barge* (SPSHB) merupakan jenis kapal tongkang yang memiliki sistem penggerak sendiri, kapal ini dirancang untuk mengangkut muatan pasir, batu atau lumpur untuk kepentingan reklamasi, dan proses bongkar muatnya (*unloading*) dengan cara membuka pintu yang ada pada alas lambung di ruang muat. sebuah kapal sangat bergantung pada sistem utama yang menjalankan kapal, sistem utama tersebut yaitu sistem penggerak kapal dan sistem kelistrikan dikapal, serta juga sub-sistem untuk membantu sistem utama dikapal, salah satu sub-sistem tersebut yaitu sistem pendingin di kapal untuk membantu mendinginkan mesin dikapal. (Hesti A.K, 2017)

Pada sistem pendingin kapal umumnya terdapat dua jenis sistem yang digunakan antara yaitu sistem pendingin secara terbuka (*Direct Cooling System*) dan sistem pendingin secara tertutup (*Indirect Cooling System*), diantara kedua sistem tersebut yang paling umum digunakan pada kapal yaitu sistem pendingin tertutup. (M.L.Setyana, 2014). Fungsi dari sebuah sistem pendingin yang dipasang pada mesin kapal itu bertanggung jawab untuk menjaga temperatur mesin agar selalu berada di temperatur operasi, hal ini diperlukan karena mesin akan beroperasi secara optimum di temperatur operasinya. Sehingga mesin kapal dapat bekerja dengan efisien dan beroperasi selama berjam-jam lamanya. Hilangnya energi paling sering dari mesin adalah dalam bentuk energi panas. Untuk menghilangkan energi panas yang berlebihan harus menggunakan media pendingin berupa penukar kalor (*heat exchanger*), untuk menghindari gangguan fungsi ataupun kerusakan pada komponen mesin. (P.Paulus, 2018).

Penukar kalor (*Heat exchanger*) merupakan alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari sistem ke sistem lain tanpa perpindahan massa, dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Penukar kalor dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Pertukaran panas terjadi karena adanya kontak, baik antara fluida terdapat di dinding yang memisahkannya maupun keduanya bercampur langsung (*direct contact*). Tipe alat penukar kalor yang banyak digunakan pada kapal adalah tipe



selongsong dan pipa (*shell and tube heat exchanger*). Penukar kalor tipe ini terdiri dari sebuah selongsong di bagian luar dan sejumlah pipa-pipa di bagian dalam. Dan untuk sistem pendingin dengan penukar kalor tipe *shell and tube heat exchanger* mempunyai nilai efektifitas secara umum dikisaran di 25% sampai dengan 40%. Dari hal ini banyak muncul penukar kalor tipe baru, salah satu tipe baru tersebut yaitu sebuah rancangan *cooler* yang menggunakan prinsip kerja alami untuk mengurangi biaya dan berada dalam peti laut. (P.U. Lestari, 2011)

Di kapal *Self-Propelled split Hoppers Barge* terdapat sistem pendingin yang menggunakan penukar kalor tipe *boxcooler*, yang dimana alat penukar kalor ini secara alami menggunakan air laut di *seachest* kapal, Dikarena penempatan penukar kalor ini berada di *seachest* kapal dan alat penukar kalor ini menggunakan prinsip kerja secara konveksi alami dengan air laut di *seachest* sehingga sangat cocok digunakan pada kapal dikondisi berlayar maupun berlabuh. Dengan pengaplikasian alat penukar kalor ini diharap dapat membantu sistem pendingin kapal untuk beroperasi secara optimal demi mendinginkan mesin kapal, baik itu mesin bantu ataupun mesin penggerak utama kapal. Keunggulan penggunaan penukar kalor tipe *Boxcooler* yaitu reparasinya dapat dilakukan tanpa docking di kapal tertentu dan dengan bentuknya seperti kumpulan pipa-U yang dipasang di *seachest* sisi kapal sehingga dapat menghemat ruangan mesin kapal. (*Boxcooler Blokland*, 2018). serta yang terpenting yaitu efektivitas sebuah alat penukar kalor, diharap dengan menggunakan air laut di *seachest* kapal, penukar kalor dengan tipe *boxcooler* ini dapat memiliki efektivitas yang tinggi.

Efektivitas penukar kalor ditentukan oleh banyak faktor antara lain yaitu laju aliran massa dari fluida panas dan fluida dingin, temperatur fluida, konstruksi pipa-pipa penukar kalor maupun faktor pengotoran (*fouling factor*) pada pipa penukar kalor. (Holman, 1997). Sedangkan parameter untuk pemilihan alat penukar kalor umumnya didasarkan pada kriteria tertentu seperti memiliki efektivitas termal yang tinggi, *pressure drop* rendah, kehandalan, umur pakai yang lama, kualitas produk penukar kalor dan keamanan penggunaan. (A.Didik, 2012). Dari hal diatas bisa diketahui alat penukar kalor sangat berpengaruh dalam keberhasilan dalam keseluruhan rangkaian proses, apabila ada kegagalan operasi

di alat ini baik kegagalan mekanik maupun operasional maka dapat menyebabkan berhentinya operasi suatu sistem, oleh karena itu alat penukar kalor dituntut untuk memiliki kinerja yang baik agar dapat diperoleh hasil yang maksimal serta dapat menunjang penuh terhadap suatu unit yang sedang beroperasi seperti menunjang sistem pendinginan mesin bantu kapal. (Hermanto, 2018).

Generator merupakan perangkat yang digunakan untuk mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Tenaga listrik yang dihasilkan generator dapat berupa arus searah (DC) maupun arus bolak balik (AC). hal ini bergantung dengan konstruksi dari generator (Anwar. K, 2011). Pada pendingin yang keluar dari mesin umumnya dengan suhu 93-99°C lalu akan di dinginkan menggunakan penukar kalor, sebelum fluida tersebut kembali disirkulasikan menuju mesin. Pendinginan tersebut dilakukan hingga suhu sekitar 70-85°C atau tergantung pada spesifikasi mesin yang digunakan. (Zhang et al, 2017). Penggunaan alat penukar kalor tipe *boxcooler* di sistem pendingin mesin bantu kapal *Self-Propelled Split Hoppers Barge* ini akan sangat bagus dikarenakan kapal ini butuh waktu yang cukup lama saat melakukan bongkar muat ataupun mengisi muatan, disaat itu mesin akan terus beroperasi, seperti mesin generator pada kapal tersebut, agar mesin generator tersebut beroperasi secara optimal maka dipakailah alat penukar kalor tipe *boxcooler* tersebut.

Dalam penyelesaian masalah diatas maka yang akan dilakukan penulis ialah menganalisa kinerja dari *cooler* tersebut. Sehingga, di penelitian ini akan mencari tahu **“Kinerja Penukar Kalor Tipe *U-Tube Bundle* Terhadap Sistem Pendingin Mesin Bantu Kapal”**.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan Berdasarkan dari latar belakang di atas maka rumusan masalah dari penelitian ini adalah:

1. Bagaimana mendapatkan nilai perpindahan kalor total dari pengaruh kinerja *box cooling system* terhadap sistem pendingin mesin bantu kapal?
2. Bagaimana pengaruh variasi daya mesin bantu kapal terhadap efektivitas sistem pendingin tipe *box cooling system*?

### 1.3 Batasan Masalah

Agar pembahasan tidak terlalu meluas, maka penulis merasa perlu memberikan batasan permasalahan dari penelitian ini, sebagai berikut :

1. Jenis kapal yang digunakan yaitu *self-propelled split hoppers barge* “Bengel”, data kapal sesuai yang diberikan galangan PaxOcean Batam.
2. Spesifikasi mesin bantu kapal (*Auxiliary Engine*), dan spesifikasi penukar kalor tipe *boxcooler*, keduanya sesuai dengan data yang ada di galangan.
3. Di kapal tersebut terdapat dua mesin bantu kapal yaitu *Caterpillar C18 Marine Generator Set*, dan pada kedua mesin tersebut di-inginkan oleh satu *boxcooler* pada sistem pendinginan-nya.
4. Penelitian berfokus pada pengaruh kinerja *heat exchanger* tipe *boxcooler*, dengan menghitung perpindahan panas menyeluruh dari kumpulan pipa (*tube bank / boxcooler*). dan kemudian memvariasikan daya mesin bantu.
5. Menggambar desain *boxcooler* yang sesuai dengan data yang diberikan dari galangan PaxOcean Batam, dan untuk aplikasi software desain 3D yang digunakan mendesain *boxcooler* yaitu aplikasi Rhinoceros 6.
6. Penelitian ini hanya memvariasikan daya mesin bantu kapal, yaitu daya dikondisi kapal saat berlayar 565 kW dengan temperatur 95°C, daya dikondisi kapal saat bongkar-muat 350 kW dengan temperatur 88°C, dan daya dikondisi kapal saat berlabuh 260 kW dengan temperatur 76°C.
7. Fluida panas yang keluar dari mesin yaitu jenis fluida *etylen glikol* 50% campuran dengan 50% air, dan fluida dingin pada air laut bersuhu 30°C.
8. *Head losses* baik di dalam maupun di luar pipa serta analisis *fouling factor* pada pipa penukar kalor diabaikan.

### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini sebagai berikut:

1. Mengetahui nilai perpindahan kalor menyeluruh dari *box cooling system* terhadap sistem pendingin mesin bantu kapal.
2. Mengetahui pengaruh variasi daya mesin bantu kapal terhadap nilai efektivitas sistem pendingin tipe *box cooling system*.

## **1.5 Manfaat Penelitian**

Dalam penelitian yang akan dilakukan ini, maka penulis mengemukakan beberapa manfaat dari penelitian ini, yaitu:

1. Dapat menjadi inovasi tipe terbaru dari alat penukar kalor yang digunakan pada sistem pendingin mesin bantu kapal.
2. Dapat dikembangkan dan digunakan di industri perkapalan.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

### **BAB 1: PENDAHULUAN**

Pada bab ini berisi konsep dasar penyusunan skripsi yang meliputi latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, serta sistematika penulisan.

### **BAB 2: LANDASAN TEORI**

Pada bab ini memberikan penjelasan mengenai teori-teori dari berbagai literatur yang menunjang pembahasan dan digunakan sebagai dasar pemikiran dari penelitian ini.

### **BAB 3: METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bab ini akan diuraikan waktu dan lokasi penelitian, tahapan atau prosedur penelitian, alat yang digunakan, serta kerangka pikir.

### **BAB 4: HASIL DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini akan menyajikan data-data yang telah diperoleh, proses pengolahan data serta hasil pengolahan data.

### **BAB 5: PENUTUP**

Pada bab ini berisikan kesimpulan dari hasil penelitian dan saran-saran.

### **DAFTAR PUSTAKA**

Pada bagian ini merupakan referensi yang terkait dari penelitian ini.

### **LAMPIRAN**

Dibagian ini merupakan dokumentasi/data selama pengerjaan penelitian.

## BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Sistem Pendingin Umum

Sistem pendingin mesin bertanggung jawab untuk menjaga temperatur mesin agar selalu berada pada temperatur operasi. Hal itu diperlukan karena mesin akan beroperasi optimum pada temperatur operasinya. Sistem pendingin mensirkulasikan cairan pendingin ke seluruh mesin untuk membuang panas yang timbul akibat pembakaran dan gesekan.

Komponen-komponen dasar sistem pendingin adalah *water pump*, *oil cooler*, lubang-lubang pada *engine block* dan *cylinder head*, temperatur regulator dan *Housing*, *radiator*, tutup radiator dan hose penghubung serta pipa-pipa penghubung. Sebagai tambahan, pada umumnya digerakan oleh tali kipas yang terletak dekat radiator yang berguna sebagai penambah aliran udara sehingga perpindahan panas lebih baik.

*Fresh Water Cooler*, Alat ini berfungsi mendinginkan air pendingin yang telah menyerap panas dari dalam mesin dengan menggunakan media air laut. Sistem pendingin mesin induk yaitu sistem pendingin terbuka, ini adalah air dari luar kapal yang dipompakan kedalam motor dan selanjutnya dibuang kembali keluar badan kapal. Sistem pendinginan tertutup adalah air tawar yang mendinginkan mesin selanjutnya air tawar membawah panas didinginkan oleh air laut. Bahan pendingin mesin induk, Air laut berfungsi sebagai bahan pendingin memiliki beberapa sifat yang menguntungkan, seperti massa jenis besar pada kepekatan relatif tinggi. Ini berarti bahwa per satuan volume dapat ditampung panas yang besar.

Pada umumnya, pendingin di mesin kapal menggunakan *heat exchanger*. Ini merupakan alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari sistem ke sistem lain tanpa perpindahan massa dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya, medium pemanas dipakai adalah air yang dipanaskan sebagai fluida panas dan air biasa sebagai air pendingin (*cooling water*). Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Pertukaran panas terjadi karena adanya kontak, baik antara fluida terdapat dinding yang memisahkannya maupun

keduanya bercampur langsung (*direct contact*). Proses pendinginan pada *heat exchanger* menggunakan media air (air laut) guna mempercepat perubahan suhunya. Sehingga akan terjadi perbedaan temperatur yang cukup signifikan saat proses pendinginan di *heat exchanger*. (Holman J.P, 1986)

## **2.2 Sistem Pendingin Dengan *BoxCooler (U-Tube Bundle Heat Exchanger)***

*Boxcooler* merupakan terobosan terbaru di sistem pendingin, dengan adanya *boxcooler* dapat menggantikan sirkuit air pendingin sekunder dari air laut di dalam ruang mesin (pompa, filter, katup, pipa, dll.). Efek pendinginan ini dicapai melalui sirkulasi alami dengan air laut di sekitarnya dan dianggap sebagai alternatif yang hemat biaya.

Di kapal laut biasanya terdapat sistem pendingin yang dibutuhkan untuk mendingin mesin kapal yang membuat ruangan mesin menjadi sempit. Dengan adanya *boxcooler*, yang secara alami menggunakan air laut di *seachest* kapal, dengan bentuknya seperti bundel tabung-U yang dipasang di peti laut/seacheast pada sisi kapal yang membuat kapal menghemat ruangan mesin, tidak hanya itu, *boxcooler* juga dapat mendinginkan mesin yang tenaganya 10.000 hp lebih, serta maintenance dan reparasi kapal dapat dilakukan tanpa docking pada kapal tertentu. dan intinya menggunakan air laut ini untuk sebagai pendinginan. Pada prinsipnya *boxcooler* adalah sebuah bundel pipa, yang diketahui seperti heat exchanger diletakkan langsung di seacheast dan langsung terkena air laut, ini dapat digunakan langsung untuk mendinginkan berbagai proses di kapal dengan menggunakan *boxcooler* ini. Bundel pipa ini dipasang di kompartemen khusus, di mana kapal terbuka ke laut, sehingga air laut selalu ada di sekitar *boxcooler*.

Jadi, pada peti laut/seacheast dilengkapi dengan jaringan inlet dan outlet dari *boxcooler*. Air laut masuk melalui pipa inlet/masuk dan mengalir di sepanjang bundel tabung-U ke pipa outlet/keluar, sehingga mendinginkan air di dalam tabung pipa. Efek pendinginan dicapai dengan sirkulasi paksa air laut saat kapal bergerak atau melalui konveksi alami saat tidak bergerak. *Boxcooler* dapat digunakan untuk berbagai tugas penurunan suhu di kapal, mulai dari mendinginkan mesin utama, mesin bantu, dan *bow thrusters* hingga sistem AC

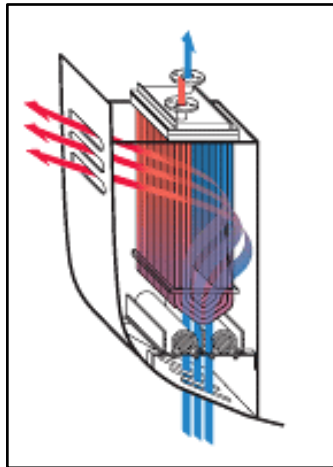
dan hidraulik. *Boxcooler* ideal untuk kapal berukuran kecil dan menengah, misalnya: kapal tunda, tongkang, kapal penangkap ikan, pengangkut, kapal keruk, kapal pemasok, feri, pemecah es, kargo kargo, dan kapal tanker. Terakhir pada *boxcooler* terdapat siklus aliran air pendingin, terbagi atas 2 yaitu adalah *single heat source* dan *double heat source*, pada *single heat source* terdapat satu siklus dan pada *double heat* itu terdapat dua siklus aliran air pendingin.

*Boxcooler* dapat digunakan dalam air tawar dan air payau. *Boxcooler* harus ditempatkan di *seachest*. Untuk mengoptimalkan sirkulasi alami dan pendingin kotak transfer panas harus dipasang dengan ruang kosong minimal 150 mm antara tabung dan dinding bagian dalam *seachest*. Tantangan utama dengan penggunaan *boxcooler* yaitu korosi galvanik akibat material yang lebih cepat korosif pada *boxcooler* dibandingkan dengan baja kapal, dan pertumbuhan laut pada tabung pendingin *boxcooler*, yang dapat mengurangi efek pendinginan.



Gambar 2.1 *BoxCooler*

(Sumber : *Worldwide Maritime Directory, MME Group*)

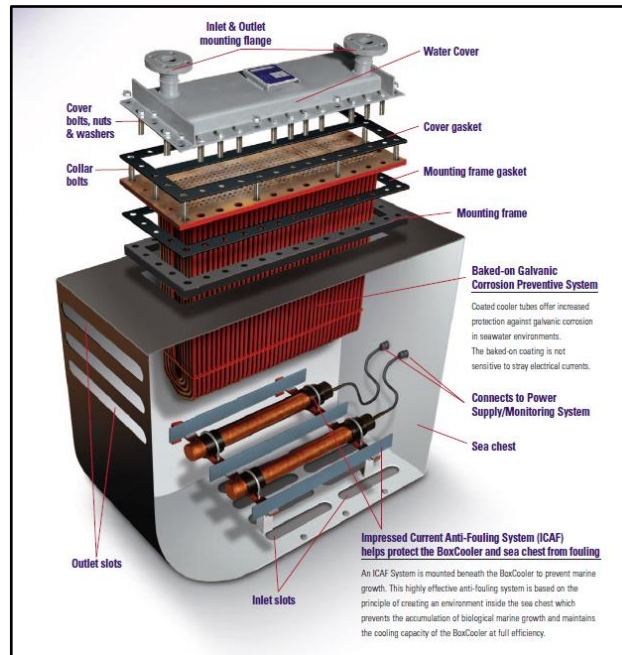


Gambar 2.2 Aliran Air Laut Pada *Seachest*  
(Sumber : *Catalog BoxCooler "Product Information and Selection Guide"*)

*Boxcooler* bekerja berdasarkan prinsip penyedotan termal. ini adalah pergerakan air panas akibat arus konvektif. fakta bahwa air panas akan naik dan air dingin (lebih padat) akan turun, mengakibatkan pergerakan alami air atau sirkulasi melalui peti laut. dalam kotak pendingin, air pendingin mesin dipompa melalui bundel tabung *copper alloy* ( $\text{CuZn20Al}$ ) yang sangat efisien untuk menukar panas yang letaknya digantung di peti laut. bukaan di bagian atas dan bawah peti laut memungkinkan air laut masuk ke peti laut dan terciptalah arus konveksi atau efek penyedotan termal yang mengalir di atas bundel tabung dan mentransfer panas ke laut dan menjauh dari mesin kapal. Jadi, Untuk sistem air masuk di *seachest* untuk *boxcooler* berfungsi secara baik yaitu dengan lubang air yang di tempatkan pada samping dan bawah *boxcooler*, pada *seawater inlet* pada *seachest* yang didalamnya *boxcooler* itu pada lubang bagian bawah sedangkan untuk lubang samping yaitu *seawater outlet*, bisa dilihat pada (gambar 2.2) untuk proses aliran air laut yang bersentuhan langsung dengan kumpulan pipa *Boxcooler* yang berada dalam *seachest* kapal.

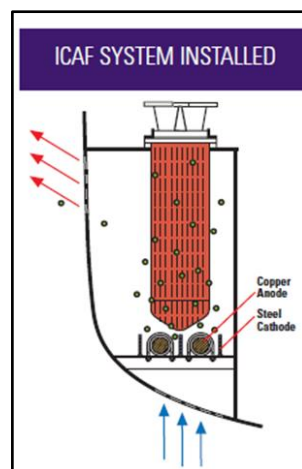
Komponen - komponen *boxcooler* dibuat dari paduan tembaga ( $\text{CuZn20Al}$ ) sebagai bahan standar yang digunakan pada penukar kalor tipe ini. bundel tabung ini dan dan bagian-bagian yang terkena air laut dilindungi oleh lapisan sintetik pengalir panas. lapisannya tahan terhadap bahan kimia, air asin dan air yang tercemar serta melindungi kapal dari korosi galvanik. Hal ini membuat alat tersebut semakin memperpanjang masa pakai serta alat ini menerapkan sistem anti fouling (ICAF) terkini untuk mencegah pertumbuhan laut.





Gambar 2.3 Komponen *BoxCooler*  
(Sumber : Duramax *BoxCooler* Brochure)

Sistem ICAF (*Impressed Current Anti-Fouling system*) Bekerja menggunakan diferensial tegangan yang dipicu secara artifisial antara anoda tembaga dan katoda. Arus listrik yang kecil menyebabkan ion tembaga yang terbentuk dengan cara ini bercampur dengan air laut di peti laut, menciptakan lingkungan yang mencegah terbentuknya pertumbuhan laut. ukuran anoda tembaga biasanya berukuran selama tiga sampai lima tahun siklus dok kering. rangka baja yang membawa anoda tembaga dan pelat katoda dilas pada tempatnya di dalam peti laut, sementara kabel dari setiap anoda dihubungkan ke unit pasokan daya.



Gambar 2.4 Sistem ICAF (*Impressed Current Anti-Fouling system*)  
(Sumber : Catalog *BoxCooler* "Product Information and Selection Guide")

### 2.3 Proses Perpindahan Kalor

Perpindahan panas merupakan ilmu untuk meramalkan perpindahan energi dalam bentuk panas yang terjadi karena adanya perbedaan suhu di antara benda atau material. Dalam proses perpindahan energi tersebut tentu ada kecepatan perpindahan panas yang terjadi, atau yang lebih dikenal dengan laju perpindahan panas. Maka ilmu perpindahan panas juga merupakan ilmu untuk meramalkan laju perpindahan panas yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan temperatur pada daerah tersebut. Ada tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yang diketahui, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

Untuk dapat memahami konsep perpindahan panas, diperlukan pengetahuan tentang persamaan differensial biasa/parsial, pengertian mekanika fluida yang akan banyak membantu dalam masalah konveksi dan konsep neraca energi termodinamika yang juga bermanfaat dalam berbagai pengembangan analitik.

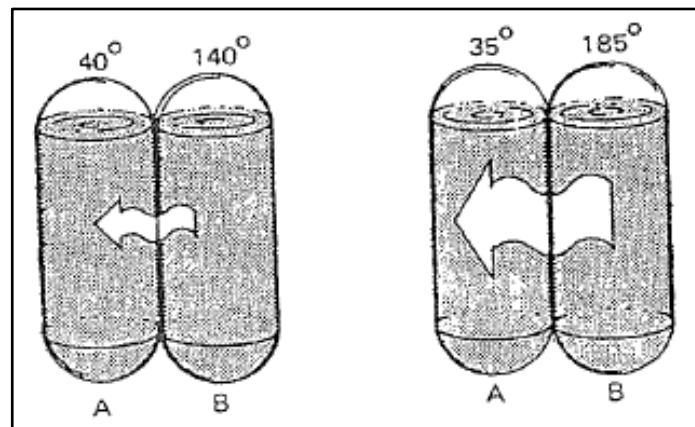
Ilmu perpindahan panas sangat berguna sekali dalam merencanakan alat-alat penukar panas. Kegunaan antara lain adalah :

1. Untuk merencanakan alat-alat penukar kalor (*heat exchanger*).
2. Untuk menghitung kebutuhan media pemanas/pendingin pada suatu reboiler atau kondensor dalam kolom destilasi.
3. Untuk menghitung *furnace*/dapur yang menggunakan konsep perpindahan panas radiasi.
4. Untuk perencanaan ketel uap/boiler.
5. Untuk perancangan alat-alat penguap (*evaporator*).
6. Untuk perancangan reaktor kimia

Peristiwa perpindahan panas sangat banyak dijumpai dalam industri, misalnya pemanfaatan panas yang terbawa hasil akhir ataupun hasil antara untuk memanaskan umpan yang akan masuk ke reaktor dalam sebuah alat penukar panas, perpindahan panas dari sebuah pipa uap ke udara, pembuangan panas pada sebuah pembangkit tenaga. Perpindahan kalor secara konduksi adalah proses perpindahan kalor dimana kalor mengalir dari daerah yang bertemperatur tinggi

ke daerah yang bertemperatur rendah dalam suatu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung sehingga terjadi pertukaran energi dan momentum.

Perpindahan panas secara konduksi tidak hanya terjadi pada padatan saja tetapi bisa pada cairan ataupun gas, hanya saja konduktivitas terbesar ada pada padatan. Jadi, Konduktivitas padatan  $>$  konduktivitas cairan dan gas. Jika media perpindahan panas konduksi berupa cairan, molekul-molekul cairan yang suhunya tinggi akan bergerak dengan kecepatan yang lebih tinggi daripada molekul cair yang suhunya lebih rendah. Jika ada perbedaan suhu, molekul-molekul pada daerah yang suhunya tinggi akan memberikan panasnya kepada molekul yang suhunya lebih rendah pada saat terjadi tumbukan dengan molekul yang suhunya lebih rendah, untuk kecepatan gerak molekul cairan lebih lambat daripada molekul gas walaupun jarak antara molekul-molekul pada cairan lebih pendek daripada jarak antara molekul berupa gas.



Gambar 2.5 Perpindahan panas konduksi di bahan cair dengan suhu berbeda  
(Sumber : M.N. Ozisik. "Heat Transfer")

Daya hantar panas atau konduktivitas adalah sifat bahan yang menunjukkan berapa cepat bahan itu dapat menghantarkan panas konduksi. Atau biasa kita sebut  $k$ , adalah jumlah panas yang mengalir tiap satuan waktu melalui tebal dinding pipa. Daya hantar panas suatu bahan dapat diukur berdasarkan hukum Fourier. Pada umumnya daya hantar panas suatu bahan harus diukur dengan mengadakan percobaan. Daya hantar panas biasanya dipengaruhi oleh suhu.

Tabel 2.1 Konduktivitas Termal Bahan Pipa *BoxCooler*

Konduktivitas Termal (k)	
Bahan	W/m.°C
<b>Logam</b>	
CuZn (Kuningan)	109
Zn (Zink)	122
Sn (Timah)	68,2
Al (Aluminium)	205
<b>Zat cair</b>	
<i>Ethylene Glicole</i> 50%	0,258
Air Laut	0,615

(Sumber : *Ethylene Glycole-based Heat Transfer Fluids*)

Bahan yang mempunyai konduktivitas yang baik biasa disebut dengan konduktor, bahan tersebut misalnya tembaga, aluminium, dll. Bahan atau fluida yang digunakan untuk sistem pendingin pada saat ini banyak menggunakan *Ethylene glikol*, tapi fluida sistem pendingin umumnya berupa air atau oli. fluida *ethylene glikol* merupakan zat aditif berfungsi memperbesar koefisien perpindahan kalor konveksi pada fluida sehingga laju pembuangan kalor meningkat. Disamping itu memperbesar laju perpindahan kalor konveksi dari fluida ke permukaan dalam *heat exchanger*. Dan senyawa *ethylene glikol* ini merupakan turunan *ethylene* yang termasuk golongan *poly alkohol*. Namun, dengan menambahkan *ethylene glykol* kedalam air, titik beku air akan turun dan titik didih air akan naik. Air yang dicampurkan berupa *etilen glikol* bertujuan menurunkan titik beku, karena pada titik didih 100°C air dianggap mudah menguap. Sebaliknya pada titik beku 0°C, air mudah membeku. Selain itu air membuat logam berkarat, dan meninggalkan bekas mineral yang mengurangi kemampuan pendinginan. Bahan kimia seperti *ethylene glycol* Membuat minimum suhu titik beku disekitar -36°F/-37,8°C. Bahan kimia tersebut yang dicampurkan dengan air, umumnya berkisar 50% dari volume air tersebut, sehingga mampu menaikkan titik didih *ethylene glikol* hingga mencapai 129°C, dan menurunkan titik bekunya menjadi -37°C. (Cat ELC and OEM, 2014).

Konveksi adalah perpindahan panas karena adanya gerakan/aliran/pencampuran dari bagian panas ke bagian yang dingin. Contohnya adalah kehilangan panas dari radiator mobil, pendinginan dari secangkir kopi dll. Menurut cara menggerakkan alirannya, perpindahan panas konveksi diklasifikasikan menjadi dua, yakni konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Bila gerakan fluida disebabkan karena adanya perbedaan kerapatan karena perbedaan suhu, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi bebas (*free / natural convection*). Bila gerakan fluida disebabkan oleh gaya pemaksa / eksitasi dari luar, misalkan dengan pompa atau kipas yang menggerakkan fluida sehingga fluida mengalir di atas permukaan, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi paksa (*forced convection*).

Tabel 2.2 Nilai Perkiraan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Bahan	$h_c$	
	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	Btu/h.ft <sup>2</sup> .°F
<b>Konveksi bebas, <math>\Delta T = 30^\circ C</math></b>		
Plat vertical, tinggi 0,3 m (1 ft) di udara	4,5	0,79
Silinder horizontal, diameter 5 cm di udara	6,5	1,14
Silinder horizontal, diameter 2 cm dalam air	890	157
<b>Air mendidih</b>		
Dalam kolam atau bejana	2500 – 35.000	440 – 6200
mengalir dalam pipa	5000 – 100.000	880 – 17.600

(sumber : M.N Ozisik, 1886, "Heat Transfer")

## 2.4 Perpindahan Panas Konduksi Pada Silinder

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 laju konduksi panasnya adalah

$$q_k = -kA \frac{dT}{dr} \dots\dots\dots(2.1)$$

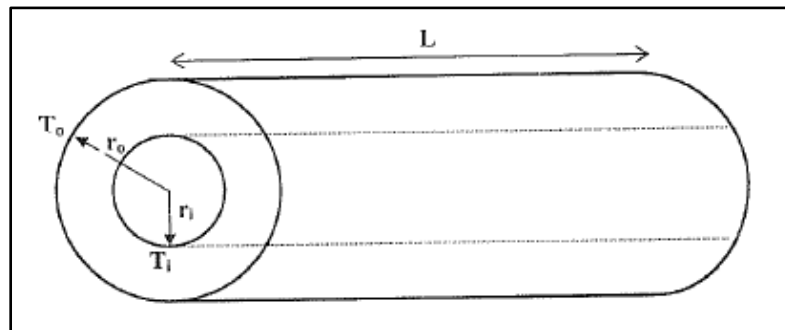
Dimana  $dT/dr =$  gradient suhu dalam arah radial.

Untuk silinder berlubang (Gb.2.6), luasnya merupakan fungsi jari-jari dan

Dimana  $r$  adalah jari-jari dan  $l$  panjang silinder.

$$A=2 \pi r l \dots\dots\dots(2.2)$$

suatu silinder panjang berongga dengan jari-jari dalam  $r_1$ , jari-jari luar  $r_0$  dan panjang  $L$  dialiri panas sebesar  $q$ , suhu permukaan dalam  $T_1$  dan suhu permukaan luar  $T_0$  diperlihatkan di gambar tersebut.



Gambar 2.6 Aliran Panas Satu Dimensi Melalui Silinder Berongga  
(sumber : M.N Ozisik, 1886, "Heat Transfer")

Panas di hilangkan dengan cara konveksi dari keadaan suhu permukaan luar lingkungan dengan koefisien perpindahan panas  $h_o$ .

Nilai kehilangan  $Q$  dari tabung adalah sebagai berikut:

$$Q = (T_i - T_\infty)/(R_i + R_o) \dots\dots\dots(2.3)$$

Jika  $H$  adalah panjang tabung dan  $k$  adalah konduksi termal, tahanan termal  $R_i$  dan  $R_o$  dari penyekatan dan konveksi luar permukaan adalah:

$$R_i = \frac{1}{2\pi r_o l h_i} \dots\dots\dots(2.4)$$

dan

$$R_o = \frac{1}{2\pi r_o l h_o} \dots\dots\dots(2.5)$$

Sekarang, ini asumsi bahwa  $T_i, T_{\infty}, k, H, h_o$ , dan  $r_1$  tetap konstan dan  $r_o$  dibiarkan bervariasi (i.e.,  $r_o \geq r_i$ ). Kita menyatakan  $r_o$  meningkat, tahanan termal  $R_o$  menurun tapi  $R_i$  meningkat, kemudian  $Q$  mungkin memiliki nilai maksimal untuk nilai tertentu dari  $r_o \equiv r_{oc}$ . (Ozisik M.N., 1985)

## 2.5 Koefisien Perpindahan Panas Didalam Dan Diluar Pipa

Dalam analisis perpindahan penukar panas, berbagai hambatan termal di jalur aliran panas dari fluida panas ke dingin digabungkan menjadi koefisien perpindahan panas  $U$  secara keseluruhan dengan prosedur.

Mempertimbangkan bahwa *resistansi* termal total  $R$  terhadap aliran panas melintasi tabung, antara aliran dalam dan luar, terdiri dari resistansi termal berikut.

$$R = (\text{tahanan termal dalam pipa}) + (\text{tahanan termal luar pipa}) + (\text{tahanan termal material pipa})$$

Dan berbagai macam cara dapat dicari dengan:

$$R = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{k A_m} + \frac{1}{A_o h_o}$$

Resistansi termal  $R$  yang diberikan oleh rumus di atas. Dapat dinyatakan sebagai koefisien perpindahan panas keseluruhan berdasarkan permukaan bagian dalam atau bagian luar tabung. Tidak masalah di daerah mana ia didasarkan selama itu ditentukan dalam definisinya. Misalnya, koefisien perpindahan panas keseluruhan  $U_o$  berdasarkan permukaan luar tabung didefinisikan sebagai

$$\begin{aligned} U_o = \frac{1}{A_o R_o} &= \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{A_o}{A_m}\right)\left(\frac{t}{k}\right) + 1/h_o} \\ &= \frac{1}{\left(D_o/D_i\right)\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left[\frac{1}{2k}\right] D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + 1/h_o} \dots\dots\dots(2.6) \end{aligned}$$

Dan,  $D_i$  dan  $D_o$  adalah diameter dalam dan luar dari tabung.

Demikian pula, koefisien perpindahan panas keseluruhan  $U_i$  berdasarkan permukaan bagian dalam tabung didefinisikan sebagai

$$\begin{aligned} U_i = \frac{1}{A_i R_o} &= \frac{1}{\left(1/h_i\right) + \left(\frac{A_i}{A_m}\right)\left(\frac{t}{k}\right) + \left(\frac{A_i}{A_o}\right)\left(\frac{1}{h_o}\right)} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left[\frac{1}{2k}\right] D_i \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \left(\frac{D_i}{D_o}\right) 1/h_o} \dots\dots\dots(2.7) \end{aligned}$$

Ketika dinding pipa kecil dan konduktivitas termal tinggi, tahanan untuk pipa dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{hi} + 1/ho}$$

Dalam aplikasi penukar panas, permukaan perpindahan panas dikotori dengan akumulasi endapan, yang pada gilirannya memperkenalkan ketahanan termal tambahan di jalur aliran panas, efek pengotoran umumnya diperkenalkan dalam bentuk faktor pengotoran F yang memiliki dimensi  $m^2 \cdot ^\circ C / W$ . Perpindahan panas melintasi sebuah tabung, yang merupakan formasi deposit teluk yang kotor baik di permukaan dalam maupun di luar. Resistansi termal R di jalur aliran panas untuk kasus ini diberikan oleh

$$R = \frac{1}{A_{hi}} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{t}{kAm} + \frac{F_o}{A_o} + \frac{1}{A_{ho}}$$

Di mana  $F_i$  dan  $F_o$  adalah faktor pengotoran (yaitu, resistensi pengotoran unit) di permukaan dalam dan luar tabung, secara berturut-turut dan jumlah lainnya ditentukan sebelumnya.

Dalam aplikasi penukar panas, koefisien perpindahan panas keseluruhan biasanya didasarkan pada permukaan tabung luar, kemudian dapat direpresentasikan dalam istilah koefisien perpindahan panas keseluruhan berdasarkan permukaan luar tabung sebagai

$$U_{total} = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{hi}\right) + \left(\frac{D_o}{Di}\right)F_i + \left[\frac{D_o}{2k}\right] \ln\left(\frac{D_o}{Di}\right) + F_o + 1/ho} \dots\dots\dots(2.8)$$

Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk berbagai jenis aplikasi sangat bervariasi. 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. Kotoran ini dapat berupa karat (*rust*), kerak ketel (*boiler scale*), kabus (*silt*), kokas (*coke*), atau berbagai endapan lainnya. Efeknya, yang disebut pengotoran (*fouling*), adalah mempertinggi tahanan termal. Faktor pengotoran harus didapatkan dari percobaan, yaitu dengan menentukan U untuk kondisi bersih dan kondisi kotor untuk penukar panas (M.N. Ozisik, 1985).



## 2.6 Perpindahan Panas Menyeluruh Pada Silinder Pipa

Cara menghitung nilai perpindahan panas total sebagai berikut :

$$\bar{Q} = \Delta T_m \cdot U \cdot A$$

$\bar{Q}$  = laju perpindahan panas total (kW)

U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m<sup>2</sup> °C)

A = total luas perpindahan panas (m<sup>2</sup>)

Beda Temperatur Efektif (LMTD) :

$$\Delta T_m = \frac{[(T_{hin} - T_{cout}) - (T_{hout} - T_{cin})]}{\ln[(T_{hin} - T_{cout}) / (T_{hout} - T_{cin})]} \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana :

$T_{hin}$  = Temperatur fluida panas masuk (°C)

$T_{hout}$  = Temperatur fluida panas keluar (°C)

$T_{cin}$  = Temperatur fluida dingin masuk (°C)

$T_{cout}$  = Temperatur fluida dingin keluar (°C)

Koefisien perpindahan panas menyeluruh :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c} + R_f \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana :

U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (m<sup>2</sup> °C/W)

$h_h, h_c$  = koefisien perpindahan panas untuk fluida panas dan fluida dingin (W/m<sup>2</sup> °C/W)

$R_f$  = faktor pengotor untuk fluida dingin (W/m<sup>2</sup> °C/W)

t = tebal pelat (m)

k = konduktifitas termal pelat (W/m<sup>2</sup> °C/W)

(M.N Ozisik, 1985)

## 2.7 Tipe Heat Exchanger Berdasarkan Susunan Aliran Fluida

Berdasarkan susunan aliran fluida yang dimaksud di sini adalah berapa kali fluida mengalir disepanjang penukar kalor sejak saat fluida masuk ke

pipa hingga meninggalkannya pipa, serta bagaimana arah aliran relatif antara kedua fluida (apakah sejajar atau *parallel*, berlawanan arah atau *counter*, dan bersilangan atau *cross*). Berdasarkan berapa kali fluida melalui penukar kalor dibedakan jenis satu kali laluan atau satu laluan dengan multi atau banyak.

Pada jenis satu laluan, masih terbagi ke dalam tiga tipe berdasarkan arah aliran dari fluida yaitu:

#### 1. Penukar Kalor Tipe Aliran Berlawanan

Penukar kalor tipe aliran berlawanan yaitu bila kedua fluida mengalir dengan arah yang saling berlawanan. Pada tipe ini masih mungkin terjadi bahwa temperatur fluida yang menerima kalor saat keluar penukar kalor lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang memberikan kalor saat meninggalkan penukar kalor. Bahkan idealnya apabila luas permukaan perpindahan kalor adalah tak berhingga dan tidak terjadi rugi-rugi kalor ke lingkungan, maka temperatur fluida yang menerima kalor saat keluar dari penukar kalor bisa menyamai temperatur fluida yang memberikan kalor saat memasuki penukar kalor. Dengan teori seperti ini jenis penukar kalor berlawanan arah merupakan penukar kalor yang paling efektif.

#### 2. Penukar Kalor Tipe Aliran Sejajar

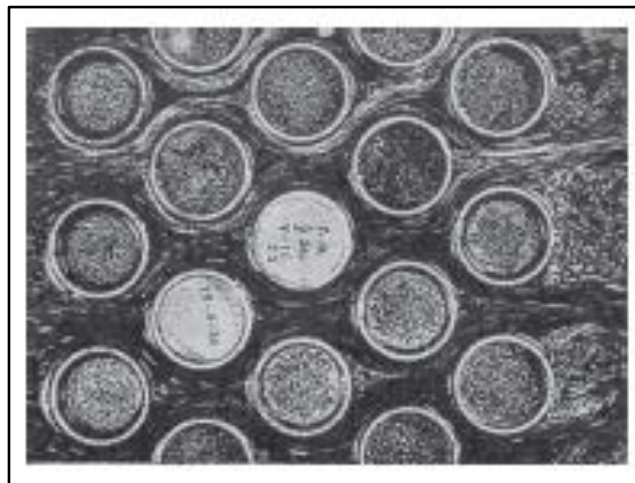
Penukar kalor tipe aliran sejajar yaitu bila arah aliran dari kedua fluida di dalam penukar kalor adalah sejajar. Artinya kedua fluida masuk pada sisi yang satu dan keluar dari sisi yang lain. Pada jenis ini temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dibanding yang menerima energi sejak mulai memasuki penukar kalor hingga keluar. Dengan demikian temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperatur fluida yang memberikan kalor saat keluar dari penukar kalor. Jenis ini merupakan penukar kalor yang paling tidak efektif. T1 dan T2 dalam tipe aliran berlawanan arah berbeda, hal tersebut disebabkan karena arah aliran yang berbeda.

#### 3. Aliran Silang pada kumpulan-kumpulan pipa

Cross flow pada tube bank umumnya dijumpai dalam praktik pada peralatan perpindahan panas seperti kondensor dan evaporator

pembangkit listrik, lemari es, dan pendingin udara. Dalam peralatan seperti itu, satu fluida bergerak melalui tabung sedangkan fluida lainnya bergerak di atas tabung dalam arah tegak lurus. Dalam penukar panas yang melibatkan kumpulan pipa, biasanya ditempatkan dalam *shell* (dan dengan demikian disebut penukar panas *shell-and-tube*), terutama bila fluida adalah cairan, dan fluida mengalir melalui ruang antara pipa. dan cangkangnya. Ada banyak jenis penukar panas *shell-and-tube*.

Aliran melalui tabung dapat dianalisis dengan mempertimbangkan aliran melalui satu pipa, dan mengalikan hasilnya dengan jumlah pipa. Ini tidak terjadi untuk aliran di atas pipa, karena pipa mempengaruhi pola aliran dan tingkat turbulensi di hilir, dan dengan demikian perpindahan panas ke atau dari mereka, seperti yang ditunjukkan pada (gbr. 7) dibawah. Oleh karena itu, saat menganalisis perpindahan panas dari kumpulan pipa dalam aliran silang, kita harus mempertimbangkan semua pipa dalam bundel sekaligus. Kumpulan pipa biasanya disusun sejajar atau silang. Diameter pipa luar  $D$  diambil sebagai panjang karakteristik. Susunan pipa pada kumpulan pipa dicirikan oleh *pitch transversal* ( $S_T$ ), *pitch longitudinal* ( $S_L$ ), dan *pitch diagonal* ( $S_D$ ) antar pusat pipa.



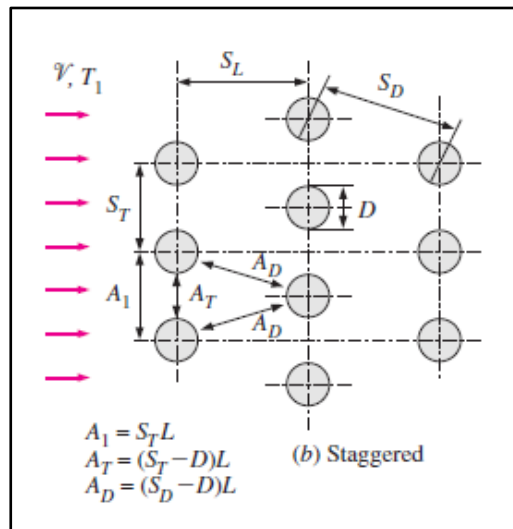
Gambar 2.7 *Cross Flow Tube Bank*  
(sumber : Cengel, Yunus A., 2002)

Saat fluida memasuki area pada kumpulan pipa, luas aliran berkurang dari  $\Delta l = S_T L$  menjadi  $\Delta T = (S_T - D) L$  antara pipa, dan dengan demikian kecepatan aliran meningkat. Dalam pengaturan pipa yang silang,

kecepatan dapat meningkat lebih jauh di wilayah diagonal jika baris tabung sangat dekat satu sama lain. Di kumpulan pipa, karakteristik aliran didominasi oleh kecepatan maksimum  $V_{max}$  yang terjadi di dalam kumpulan pipa daripada kecepatan pendekatan  $V$ . Oleh karena itu, bilangan Reynolds didefinisikan berdasarkan kecepatan maksimum sebagai berikut:

$$RE_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dalam susunan pipa silang, fluida yang mendekati area  $A_1$  pada (gb. 8.)



Gambar 2.8 Arrangement of tube in Cross Flow Tube Bank  
(sumber : Cengel, Yunus A., 2002 "Heat Transfer" Hal.390)

melewati area  $A_T$  dan kemudian melalui area  $2A_D$  saat membungkus pipa pada baris berikutnya. Jika  $2A_D > A_T$ , kecepatan maksimum akan tetap terjadi di  $A_T$  antara tabung, dan dengan demikian persamaan hubungan  $V_{max}$ . Tetapi jika  $2A_D < A_T$  [atau, jika  $2(S_D - D) < (S_T - D)$ ], kecepatan maksimum akan terjadi pada penampang diagonal, dan kecepatan maksimum dalam hal ini menjadi

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \times V \dots\dots\dots(2.12)$$

karena  $\rho V A_1 = \rho V_{max} (2A_D)$  atau  $V S_T = 2V_{max} (S_D - D)$ .

Sifat aliran di sekitar pipa di baris pertama menyerupai aliran di atas pipa tunggal, terutama bila pipa tidak terlalu berdekatan satu sama lain. Oleh karena itu, setiap pipa di kumpulan pipa yang terdiri dari satu baris melintang dapat diperlakukan sebagai pipa tunggal dalam aliran silang. Sifat aliran di sekitar pipa pada baris kedua dan berikutnya sangat berbeda, bagaimanapun, karena turbulensi yang disebabkan oleh pipa di hulu.

Beberapa korelasi, semua berdasarkan data eksperimen, telah diusulkan untuk bilangan Nusselt rata-rata untuk aliran lintas bank tabung. Baru-baru ini, Zukauskas mengajukan korelasi yang bentuk umumnya

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25} \dots\dots\dots(2.13)$$

dimana nilai konstanta C, m, dan n bergantung pada nilai bilangan Reynolds. Korelasi seperti itu diberikan pada Tabel 2 secara eksplisit untuk  $0,7 < Pr < 500$  dan  $0 < Re_D < 2 \times 10^6$ .

Tabel 2.3 *Nusselt number correlations for cross flow over tube banks for  $N > 16$  and  $0.7 Pr 500$*

Arrangement	Range of $Re_D$	Correlation
<i>In - Line</i>	0 - 100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100 - 1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4}(Pr/Pr_s)^{0.25}$
<i>Staggered</i>	0 - 500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500 - 1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36}(Pr/Pr_s)^{0.25}$

(sumber : Cengel, Yunus A., 2002 "Heat Transfer" Hal.391)

Relasi bilangan Nusselt rata-rata pada Tabel 7–2 adalah untuk bank tabung dengan 16 baris atau lebih. Hubungan tersebut juga dapat digunakan untuk bank tabung dengan NL asalkan dimodifikasi sebagai

$$Nu_{D, NL} = F Nu_D \dots\dots\dots(2.14)$$

di mana F adalah faktor koreksi F yang nilainya diberikan pada Tabel 3. Untuk  $Re_D > 1000$ , faktor koreksi tidak bergantung pada bilangan Reynolds.

Tabel 2.4 Correction factor F

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
<i>In - Line</i>	0,7	0,8	0,86	0,9	0,93	0,96	0,98	0,99
<i>Staggered</i>	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

(sumber : Cengel, Yunus A., 2002 "Heat Transfer" Hal.391)

Setelah bilangan Nusselt dan dengan demikian koefisien perpindahan panas rata-rata untuk seluruh bank tabung diketahui, laju perpindahan panas dapat ditentukan dari hukum pendinginan Newton menggunakan perbedaan suhu yang sesuai  $\Delta T$ . Pikiran pertama yang terlintas dalam pikiran adalah menggunakan  $\Delta T = T_s - T_m = T_s - (T_i + T_e) / 2$ . Tapi ini akan, secara umum, memprediksi laju perpindahan panas. Kami akan menunjukkan di bab berikutnya bahwa perbedaan suhu yang tepat untuk aliran internal adalah perbedaan suhu rata-rata logaritmik  $\Delta T_{ln}$  didefinisikan sebagai

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln \frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_i)}} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln (\Delta T_e - \Delta T_i)} \dots\dots\dots(2.15)$$

Untuk mencari nilai suhu keluar fluida  $T_e$  dapat ditentukan

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp \left( - \frac{A_s h}{\dot{m} C_p} \right) \dots\dots\dots(2.16)$$

dimana  $A_s = N\pi DL$  adalah luas permukaan perpindahan panas dan  $\dot{m} = \rho V (N_T S_T L)$  adalah laju aliran massa fluida. Disini  $N_T$  adalah jumlah tabung di bank,  $N_T$  adalah jumlah tabung di bidang melintang,  $L$  adalah panjang tabung, dan  $V$  adalah kecepatan fluida sebelum memasuki bank tabung. Kemudian laju perpindahan panas dapat ditentukan dari

$$\bar{Q} = h A_s \Delta T_{ln} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \dots\dots\dots(2.17)$$

(Cengel, Yunus, 2002)

## 2.8 Aliran Turbulent Di Dalam Pipa

Telah disebutkan sebelumnya bahwa aliran dalam tabung halus sepenuhnya bergolak untuk 10.000 Re. Aliran turbulen umumnya digunakan dalam praktik karena koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi yang terkait dengannya. Kebanyakan korelasi untuk koefisien gesekan dan perpindahan panas dalam aliran turbulen didasarkan pada studi eksperimental karena kesulitan dalam menangani aliran turbulen secara teoritis.

Untuk tabung halus, faktor gesekan dalam aliran turbulen dapat ditentukan dari persamaan Petukhov pertama yang eksplisit [Petukhov (1970), Ref. 21] diberikan sebagai

$$\text{Tabung halus: } f = (0.790 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < \text{Re} < 10^6$$

Bilangan Nusselt dalam aliran turbulen terkait dengan faktor gesekan melalui analogi Chilton-Colburn yang dinyatakan sebagai

$$\text{Nu} = 0,125 f \text{RePr}^{1/3}$$

Setelah faktor gesekan tersedia, persamaan ini dapat digunakan dengan mudah untuk mengevaluasi bilangan Nusselt untuk tabung halus dan kasar. Untuk aliran turbulen yang berkembang sepenuhnya dalam tabung halus, hubungan sederhana untuk bilangan Nusselt dapat diperoleh dengan mengganti hubungan hukum pangkat sederhana  $f = 0,184 \text{Re}^{-0,2}$  untuk faktor gesekan ke Persamaan.

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \quad (0.7 < \text{Pr} < 160, \text{Re} > 10.000)$$

yang dikenal sebagai persamaan Colburn. Akurasi persamaan ini dapat ditingkatkan dengan memodifikasinya sebagai

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^n$$

dimana  $n = 0,4$  untuk pemanasan dan  $0,3$  untuk pendinginan fluida yang mengalir melalui tabung. Persamaan ini dikenal sebagai persamaan Dittus – Boelter [Dittus and Boelter (1930), Ref. 6] dan ini lebih disukai daripada persamaan Colburn.

Sifat fluida dievaluasi pada temperatur fluida rata-rata  $T_b = (T_i + T_e) / 2$ . Jika perbedaan suhu antara fluida dan dinding sangat besar, mungkin perlu menggunakan faktor koreksi untuk menjelaskan perbedaan viskositas di dekat dinding dan di tengah tabung.

Hubungan di atas tidak terlalu sensitif terhadap kondisi termal pada permukaan tabung dan dapat digunakan untuk kasus  $T_s = \text{konstanta}$  dan  $q_s = \text{konstanta}$ . Terlepas dari kesederhanaannya, korelasi yang telah disajikan memberikan hasil yang cukup akurat untuk sebagian besar tujuan teknik. Mereka juga dapat digunakan untuk memperoleh perkiraan kasar dari faktor gesekan dan koefisien perpindahan panas di daerah transisi  $2300 < Re < 10.000$ , terutama bila bilangan Reynolds lebih dekat ke  $10.000$  daripada ke  $2300$ .

Hubungan yang diberikan sejauh ini tidak berlaku untuk logam cair karena bilangan Prandtlnya sangat rendah. Untuk logam cair ( $0,004 < Pr < 0,01$ ), hubungan berikut direkomendasikan oleh Sleicher dan Rouse (1975, Ref. 27) untuk  $10^4 < Re < 10^6$ :

Logam cair,  $T_s = \text{konstanta}$ :  $Nu = 4,8 + 0,0156 Re^{0,85} Pr_s^{0,93}$

Logam cair,  $q_s = \text{konstanta}$ :  $Nu = 6,3 + 0,0167 Re^{0,85} Pr_s^{0,93}$

dimana subskrip s menunjukkan bahwa bilangan Prandtl harus dievaluasi pada suhu permukaan. (Cengel, Yunus A., 2002)

## 2.9 Aliran Laminar Dalam Pipa

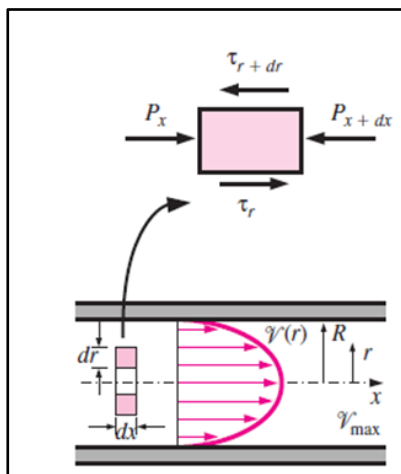
Kami telah menyebutkan sebelumnya bahwa aliran dalam tabung adalah laminar untuk  $Re < 2300$ , dan aliran berkembang sepenuhnya jika tabung cukup panjang (relatif terhadap panjang masuk) sehingga efek masuk dapat diabaikan. Pada bagian ini kami mempertimbangkan aliran laminar yang stabil dari fluida yang tidak dapat dimampatkan dengan sifat konstan di wilayah yang berkembang penuh dari tabung lingkaran lurus. Kami memperoleh persamaan momentum dan energi dengan menerapkan keseimbangan momentum dan energi ke elemen volume diferensial, dan



memperoleh profil kecepatan dan suhu dengan menyelesaikannya. Kemudian kita akan menggunakannya untuk mendapatkan hubungan faktor gesekan dan bilangan Nusselt. Aspek penting dari analisis di bawah ini adalah bahwa ini adalah salah satu dari sedikit yang tersedia untuk aliran kental dan konveksi paksa.

Dalam aliran laminar yang berkembang sepenuhnya, setiap partikel fluida bergerak dengan kecepatan aksial konstan sepanjang garis aliran dan profil kecepatan  $V(r)$  tetap tidak berubah dalam arah aliran. Tidak ada gerakan pada arah radial, dan dengan demikian komponen kecepatan  $v$  pada arah normal mengalir adalah nol dimana-mana. Tidak ada percepatan karena alirannya stabil.

Sekarang pertimbangkan elemen volume diferensial berbentuk cincin jari-jari  $r$ , ketebalan  $dr$ , dan panjang  $dx$  yang berorientasi secara koaksial dengan tabung, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9. Gaya tekanan yang bekerja pada permukaan bidang yang terendam adalah hasil kali dari tekanan pada sentroid permukaan dan luas permukaan.



Gambar 2.9 Diagram benda bebas dari elemen fluida silinder dengan radius  $r$ , ketebalan  $dr$ , dan panjang  $dx$ .

(sumber : Cengel, Yunus A., 2002 "Heat Transfer" Hal.457)

Elemen volume hanya melibatkan tekanan dan efek viskos, dan dengan demikian tekanan dan gaya geser harus saling seimbang. Keseimbangan gaya pada elemen volume dalam arah aliran memberikan rumus seperti berikut ini:

$$(2\pi r dr P)_x - (2\pi r dr P)_{x+dx} + (2\pi r dx \tau)_r - (2\pi r dx \tau)_{r+dr} = 0$$

## 2.10 Tahanan Termal Pada Bagian Luar Dan Dalam Pipa

Penukar panas biasanya melibatkan dua fluida mengalir yang dipisahkan oleh dinding padat. Panas pertama-tama dipindahkan dari fluida panas ke dinding secara konveksi, melalui dinding melalui konduksi, dan dari dinding ke fluida dingin kembali melalui konveksi. Setiap efek radiasi biasanya termasuk dalam koefisien perpindahan panas konveksi.

Jaringan resistansi termal yang terkait dengan proses perpindahan panas ini melibatkan dua resistansi konveksi dan satu resistansi konduksi, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 10. Di sini subskrip i dan o mewakili permukaan dalam dan luar dari ban dalam. Untuk penukar panas pipa ganda, kami memiliki  $A_i = \pi D_i L$  dan  $A_o = \pi D_o L$ , dan resistansi termal dinding tabung dalam hal ini adalah

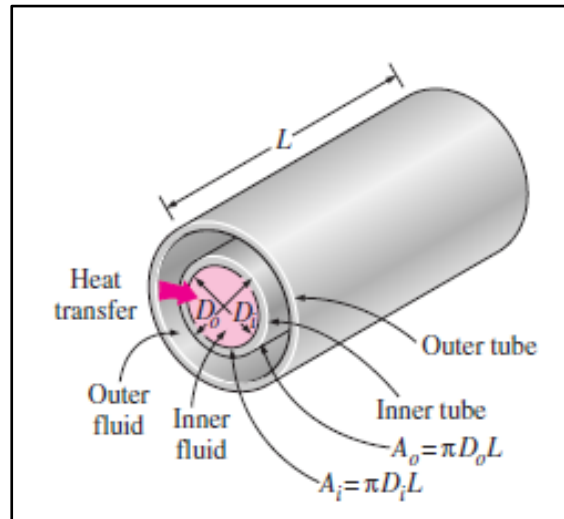
$$R_{wall} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \dots\dots\dots(2.18)$$

dimana k adalah konduktivitas termal dari bahan dinding dan L adalah panjang tabung. Kemudian resistansi termal total menjadi

$$\begin{aligned} R &= R_{total} \\ &= R_i + R_{wall} + R_o \\ &= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \dots\dots\dots(2.19) \end{aligned}$$

$A_i$  adalah luas permukaan bagian dalam dinding yang memisahkan dua fluida, dan  $A_o$  adalah luas permukaan bagian luar dinding. Dengan kata lain,  $A_i$  dan  $A_o$  adalah luas permukaan dinding pemisah yang dibasahi oleh fluida dalam dan fluida luar. Ketika satu fluida mengalir di dalam tabung melingkar dan yang lain di luarnya, kita memiliki  $A_i = \pi D_i L$  dan  $A_o = \pi D_o L$  pada Gambar 10. Mungkin Anda bertanya-tanya mengapa kami memiliki dua koefisien perpindahan panas keseluruhan  $U_i$  dan  $U_o$  untuk penukar panas. Pasalnya, setiap *heat exchanger* atau penukar kalor memiliki dua luas permukaan perpindahan panas  $A_i$  dan  $A_o$  yang secara umum tidak sama satu sama lain.

Perhatikan bahwa  $U_i A_i = U_o A_o$ , tetapi  $U_i \neq U_o$  kecuali  $A_i = A_o$ . Oleh karena itu, koefisien perpindahan panas  $U$  keseluruhan dari penukar panas tidak ada artinya kecuali jika area dasarnya ditentukan. Hal ini terutama terjadi jika satu sisi dinding tabung diberi sirip dan sisi lainnya tidak, karena luas permukaan sisi bersirip beberapa kali luas permukaan sisi yang tidak diberi sirip.



Gambar 2.10 *The two heat transfer surface with a double-pipe heat exchanger*  
(sumber : Cengel, Yunus A., 2002 "Heat Transfer" Hal.672)

## 2.11 Analisis Penukar Kalor (*Heat Exchangers*)

Penukar panas biasanya digunakan dalam praktik, dan seorang insinyur sering mendapati dirinya dalam posisi untuk memilih penukar panas yang akan mencapai perubahan suhu tertentu dalam aliran fluida dengan laju aliran massa yang diketahui, atau untuk memprediksi suhu outlet dari panas. dan aliran fluida dingin dalam penukar panas tertentu.

dua metode yang digunakan dalam analisis penukar panas. Dari jumlah tersebut, metode perbedaan suhu rata-rata log (atau  $\Delta_{LMTD}$ ) paling cocok untuk tugas pertama dan metode efektivitas-NTU untuk tugas kedua seperti yang baru saja disebutkan. Tetapi pertama-tama kami menyajikan beberapa pertimbangan umum.

Penukar panas biasanya beroperasi untuk jangka waktu yang lama tanpa perubahan kondisi operasinya. Oleh karena itu, mereka dapat dimodelkan

sebagai perangkat aliran-stabil. Dengan demikian, laju aliran massa setiap fluida tetap konstan, dan sifat fluida seperti suhu dan kecepatan di setiap saluran masuk atau keluar tetap sama. Juga, aliran fluida mengalami sedikit atau tidak ada perubahan dalam kecepatan dan elevasinya, dan dengan demikian perubahan energi kinetik dan potensial dapat diabaikan. Kalor jenis suatu fluida, secara umum, berubah dengan temperatur. Namun, dalam rentang suhu tertentu, ini dapat diperlakukan sebagai konstanta pada beberapa nilai rata-rata dengan sedikit kehilangan keakuratan.

Konduksi panas aksial di sepanjang tabung biasanya tidak signifikan dan dapat dianggap dapat diabaikan. Akhirnya, permukaan luar penukar panas diasumsikan terisolasi sempurna, sehingga tidak ada kehilangan panas ke media sekitarnya, dan setiap perpindahan panas terjadi antara dua fluida saja.

Idealisasi yang disebutkan di atas sangat mendekati dalam praktiknya, dan mereka sangat menyederhanakan analisis penukar panas dengan sedikit pengorbanan keakuratan. Oleh karena itu, mereka biasa digunakan. Berdasarkan asumsi ini, hukum pertama termodinamika mensyaratkan laju perpindahan panas dari fluida panas sama dengan kecepatan perpindahan panas ke fluida dingin. Itu adalah,

$$\bar{Q} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \dots\dots\dots(2.20)$$

dan

$$\bar{Q} = \dot{m}_h \cdot C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \dots\dots\dots(2.21)$$

di mana c dan h masing-masing mewakili cairan dingin dan panas, dan

$\dot{m}_c, \dot{m}_h$  = laju aliran massa

$C_{pc}, C_{ph}$  = panas spesifik

$T_{c,out}, T_{h,out}$  = suhu keluaran

$T_{c,in}, T_{h,in}$  = suhu masuk

Perhatikan bahwa kecepatan perpindahan panas Q dianggap sebagai besaran positif, dan arahnya dipahami dari fluida panas ke fluida dingin sesuai dengan hukum kedua termodinamika.

Dalam analisis penukar panas, seringkali mudah untuk menggabungkan produk dari laju aliran massa dan panas jenis fluida menjadi satu kuantitas. Kuantitas ini disebut laju kapasitas panas dan ditentukan untuk aliran fluida panas dan dingin sebagai

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \dots\dots\dots(2.22)$$

dan

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \dots\dots\dots(2.23)$$

Laju kapasitas panas aliran fluida mewakili laju perpindahan panas yang diperlukan untuk mengubah suhu aliran fluida sebesar 1°C saat mengalir melalui penukar panas. Perlu diperhatikan bahwa pada alat penukar kalor, fluida dengan laju kapasitas kalor besar akan mengalami perubahan temperatur yang kecil, dan cairan dengan laju kapasitas kalor kecil akan mengalami perubahan temperatur yang besar. Oleh karena itu, menggandakan laju aliran massa fluida sambil membiarkan yang lainnya tidak berubah akan mengurangi separuh perubahan suhu fluida itu.

**2.12 Metode Efektivitas – NTU**

Metode perbedaan suhu rata-rata log ( $\Delta_{LMTD}$ ) yang dibahas sebelumnya, analisis ini mudah digunakan dalam menganalisis penukar panas ketika suhu masuk dan keluar cairan panas dan dingin diketahui atau dapat ditentukan dari neraca energi. Setelah  $\Delta_{LMTD}$ , laju aliran massa, dan koefisien perpindahan panas keseluruhan tersedia, luas permukaan perpindahan panas dari penukar panas dapat ditentukan dari

$$\bar{Q} = U \times A_s \times \Delta T_{lm} \dots\dots\dots(2.24)$$

Oleh karena itu, metode  $\Delta_{LMTD}$  sangat cocok untuk menentukan ukuran penukar panas untuk mewujudkan suhu keluaran yang ditentukan ketika laju aliran massa dan suhu masuk dan keluar dari fluida panas dan dingin ditentukan.

Dengan metode  $\Delta_{LMTD}$ , tugasnya adalah memilih penukar panas yang akan memenuhi persyaratan perpindahan panas yang ditentukan. Prosedur yang harus diikuti dengan proses seleksi adalah:

1. Pilih jenis penukar panas yang cocok untuk aplikasi.
2. Tentukan suhu masuk atau keluar yang tidak diketahui dan laju perpindahan panas menggunakan keseimbangan energi.
3. Hitung perbedaan suhu rata-rata log ATlm dan faktor koreksi  $F$ , jika perlu.
4. Dapatkan (pilih atau hitung) nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan  $U$ .
5. Hitung luas permukaan perpindahan panas  $A_s$ .

Tugas tersebut diselesaikan dengan memilih alat penukar panas yang memiliki luas permukaan perpindahan panas sama atau lebih besar dari  $A_s$ .

Jenis masalah kedua yang dihadapi dalam analisis penukar panas adalah penentuan laju perpindahan panas dan suhu keluaran dari fluida panas dan dingin untuk laju aliran massa fluida yang ditentukan dan suhu saluran masuk ketika jenis dan ukuran penukar panas ditentukan. Luas permukaan perpindahan panas  $\Delta$  dari penukar panas dalam hal ini diketahui, tetapi suhu keluaran tidak. Di sini tugasnya adalah untuk menentukan kinerja perpindahan panas dari penukar panas tertentu atau untuk menentukan apakah penukar panas yang tersedia di penyimpanan akan melakukan pekerjaan itu.

Metode  $\Delta_{LMTD}$  masih dapat digunakan untuk masalah alternatif ini, tetapi prosedur tersebut membutuhkan pengulangan yang membosankan, dan oleh karena itu tidak praktis. Dalam upaya untuk menghilangkan iterasi dari solusi masalah seperti itu, Kays dan London menemukan metode pada tahun 1955 yang disebut metode efektivitas-NTU, yang sangat menyederhanakan analisis penukar panas.

Metode ini didasarkan pada parameter tak berdimensi yang disebut efektivitas perpindahan panas  $\epsilon$ , yang didefinisikan sebagai

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Actual heat transfer rate}}{\text{maximum possible heat transfer rate}} \dots\dots\dots(2.25)$$

Hubungan efektivitas dari penukar panas biasanya melibatkan UA / Cmin grup tanpa dimensi. Kuantitas ini disebut jumlah unit transfer NTU dan dinyatakan sebagai

$$NTU = \frac{UAs}{C_{min}} = \frac{UAs}{(\dot{m}Cp)_{min}} \dots\dots\dots(2.26)$$

dimana U adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan dan As adalah luas permukaan perpindahan panas dari penukar panas. Perhatikan bahwa NTU sebanding dengan As. Oleh karena itu, untuk nilai U dan Cmin yang ditentukan, nilai NTU adalah ukuran luas permukaan perpindahan panas As. Jadi, semakin besar NTU, semakin besar heat exchanger-nya.

Dalam analisis penukar panas, juga mudah untuk menentukan kuantitas tak berdimensi lain yang disebut rasio kapasitas c sebagai

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dapat dibuktikan bahwa efektivitas alat penukar kalor merupakan fungsi dari jumlah satuan transfer NTU dan rasio kapasitas c. Itu adalah,

$$\varepsilon = \text{function}(UA_s / C_{min}, C_{min} / C_{max}) = \text{function}(NTU, c)$$

Pendekatan LMTD dalam analisis penukar kalor berguna jika temperatur masuk dan keluar diketahui sehingga LMTD dapat dihitung, aliran kalor, luas permukaan dan koefisien perpindahan kalor menyeluruh. Metode efektivitas mempunyai beberapa keuntungan dalam menganalisis serta memilih jenis yang terbaik. Efektivitas penukar kalor (*Heat Exchanger Effectivities*) didefinisikan sebagai:

$$Efisiensi = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

Hubungan efektivitas telah dikembangkan untuk sejumlah besar penukar panas, dan hasilnya disajikan pada Tabel berikut.

Tabel 2.5 *Effectiveness Relations For Heat Exchangers*

No	Heat Exchanger Type	Effectiveness Relation
1.	<i>Double Pipe:</i> Parallel – Flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c}$
	Counter - Flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - \exp[-NTU(1-c)]}$
2.	<i>Shell and tube:</i> One – shell pass 2,4,... tube passes	$\varepsilon = 2 \{1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]}{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]} \}^{-1}$
3.	<i>Cross - Flow</i> ( <i>Singel - pass</i> ) Both Fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} \{ \exp(-c NTU^{0,78}) - 1 \} \right\}$
	Cmax Mixed, Cmin unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{ 1 - c [1 - \exp(-NTU)] \})$
	Cmin mixed Cmax unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-NTU)] \right\}$
4.	<i>All heat exchangers with c = 0</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

(sumber : Cengel, Yunus A., 2002 “Heat Transfer” Hal.694)

bagan dan hubungan efektivitas yang luas tersedia dalam literatur. Garis putus-putus adalah untuk kasus Cmin tidak tercampur dan Cmax bercampur dan garis padat untuk kasus sebaliknya. Hubungan analitik untuk keefektifan memberikan hasil yang lebih akurat daripada grafik, karena kesalahan membaca dalam grafik tidak dapat dihindari, dan hubungan tersebut sangat cocok untuk analisis komputerisasi penukar panas. pengamatan berikut ini dari hubungan efektivitas dan bagan yang telah diberikan:

1. Nilai efektivitas berkisar dari 0 sampai 1. Ini meningkat pesat dengan NTU untuk nilai kecil (sampai sekitar NTU = 1,5) tetapi agak lambat untuk nilai yang lebih besar. Oleh karena itu, penggunaan heat exchanger dengan NTU yang besar (biasanya lebih besar dari 3) dan dengan demikian ukuran yang besar tidak dapat dibenarkan secara ekonomis, karena peningkatan besar di NTU dalam hal ini berhubungan dengan peningkatan efektivitas yang kecil. Jadi, penukar panas dengan



keefektifan yang sangat tinggi mungkin sangat diinginkan dari sudut pandang perpindahan panas tetapi lebih tidak diinginkan dari sudut pandang ekonomis.

2. Untuk NTU tertentu dan rasio kapasitas  $c = C_{min} / C_{max}$ , penukar panas aliran balik memiliki efektivitas tertinggi, diikuti oleh penukar panas aliran silang dengan kedua fluida tidak tercampur. Seperti yang Anda harapkan, nilai efektivitas terendah ditemui di penukar panas aliran paralel.
3. Efektivitas penukar panas tidak bergantung pada rasio kapasitas  $c$  untuk nilai NTU kurang dari sekitar 0,3.
4. Nilai rasio kapasitas  $c$  berkisar antara 0 dan 1. Untuk NTU tertentu, efektivitas menjadi maksimum untuk  $c = 0$  dan minimum untuk  $c = 1$ . Kasus  $c = C_{min} / C_{max} \rightarrow 0$  sesuai dengan  $C_{max} \rightarrow \infty$ , yang direalisasikan selama proses perubahan fasa dalam kondensor atau boiler. Semua hubungan efektivitas dalam hal ini direduksi menjadi.

$$\epsilon = \epsilon_{max} = 1 \exp(-NTU) \dots\dots\dots(2.28)$$

terlepas dari jenis penukar panas. Perhatikan bahwa suhu cairan kondensasi atau didih tetap konstan dalam kasus ini. Efektivitasnya paling rendah dalam kasus pembatas lainnya  $c = C_{min} / C_{max} = 1$ , yang direalisasikan ketika laju kapasitas panas kedua fluida sama.

*LMTD (Log Mean Temperature Difference)*

Pada aliran sejajar, dua fluida masuk bersama2 dalam alat penukar kalor, bergerak dalam arah yang sama dan keluar bersama-sama pula. Sedangkan pada aliran berlawanan, dua fluida bergerak dengan arah yang berlawanan, dan pada aliran menyilang, dua fluida saling menyilang/bergerak saling tegak lurus. Seperti ditunjukkan pada gambar menunjukkan bahwa beda temperatur antara fluida panas dan fluida dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama.

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 panas maksimum 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  $\dot{m}_c.C_{pc} < \dot{m}_h.C_{ph}$  bila  $\dot{m}_h.C_{ph} < \dot{m}_c.C_{pc}$  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

$$\varepsilon = \frac{Ch (Thin-Thout)}{Cmin (Thin-Thin)}$$

atau

$$\varepsilon = \frac{Ch (Tcout-Tcin)}{Cmin (Thin-Tcin)}$$

### 2.13 Aplikasi Desain Rhinoceros 6

Rhinoceros, Rhino atau Rhino 3D adalah software komputer grafis 3D dan software aplikasi CAD (*Computer Aided Design*) yang dikembangkan oleh Robert McNeel & Associates. Geometri Rhinoceros berbasis model matematika NURBS (*Non-Uniform Rational Base Splines*) yang fokus menciptakan representasi kurva dan permukaan bebas yang presisi pada komputer grafis yang berlawanan dari aplikasi berbasis Poligon-mesh. Dari penggunaan aplikasi 3D ini digunakan sebagai media penggambaran dari desain penukar kalor tipe *boxcooler* yang nantinya menjadi patokan untuk pengukuran dimensi dari permukaan surface *boxcooler* setelah itu kita masukkan ke dalam persamaan perhitungan yang digunakan. Rhino digunakan untuk mengelolah CAD, CAM, Rapid Prototyping, 3D Printing, dan Reverse Engineering pada industri-industri seperti Arsitektur, Desain produk Industri, Multimedia dan Desain Grafis.



Karakteristik : Rancangan Rhinoceros dan OpenSDK membuatnya modular dan memberikan penggunanya kebebasan untuk mengatur interface, perintah dan menu nya secara custom. Ada banyak Plug-in yang disediakan oleh McNeel dan perusahaan software lain yang melengkapi serta mengembangkan kemampuan Rhinoceros pada bidang-bidang yang lebih spesifik seperti Rendering, animasi, arsitektur, kelautan, perhiasan, teknik, prototyping, dan lain sebagainya.

Format penyimpanan utama Rhino adalah 3DM yang berguna sebagai pengganti geometri NURBS. Pengembang Rhino memulai open NURBS Initiative untuk menyediakan pengembang software grafis alat untuk memindahkan geometri 3-D secara akurat antara aplikasi. Sebuah alat Open-Source, openNURBS terdiri dari format penyimpanan spesifikasi 3DM, dokumentasi, C++ code libraries dan NET 2.0 Assemblies untuk membaca dan dibaca format penyimpanan pada platform yang mendukung (Microsoft Windows, Linux atau IOS).