


**ANALISIS EFEKTIFITAS PENUKAR KALOR *U-TUBE*
BUNDLE PADA SISTEM PENDINGIN MESIN PENGGERAK
UTAMA KAPAL**

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



Disusun dan diajukan oleh:

*injint ke pemb 1
23/05/21*


**IDAWATI
D33116008**



**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS HASANUDDIN
GOWA
2021**

LEMBAR PENGESAHAN**ANALISIS EFEKTIFITAS PENUKAR KALOR *U-TUBE*
BUNDLE PADA SISTEM PENDINGIN MESIN PENGGERAK
UTAMA KAPAL****Disusun dan diajukan oleh:****IDAWATI****D33116008**

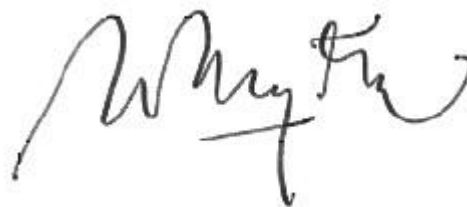
Telah dipertahankan di hadapan Panitia Ujian yang dibentuk dalam rangka
Penyelesaian Studi Program Sarjana Program Studi Teknik Sistem perkapalan

Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin

Pada tanggal 11 Juni 2021

Dan dinyatakan telah memenuhi syarat kelulusan

Menyetujui,

Pembimbing Utama,**Pembimbing Pendamping,****Ir. Syerly Klara, MT****NIP.196405011990022001****Dr. Eng. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT****NIP.197112211998021001****Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan****Dr. Eng. Faisal Mahmudin, ST., M.Inf., M Eng.****NIP.198102112005011003**

LEMBAR PERSETUJUAN

Judul skripsi : Analisis Efektifitas Penukar Kalor *U-Tube Bundle*
Pada Sistem Pendingin Mesin Penggerak Utama
Kapal.

Nama Mahasiswa : Idawati

NIM : D33116008

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 11 Juni 2021

Panitia Ujian Sarjana

Ketua : Ir. Syerly Klara, MT.

Sekretaris : Dr. Eng. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT.

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 : Idawati
NIM : D33116008
Program Studi : Teknik Sistem Perkapalan
Jenjang : S1

Menyatakan dengan ini bahwa karya tulis saya yang berjudul:

Analisis Efektifitas Penukar Kalor *U-Tube Bundle* Pada Sistem Pendingin Mesin
Penggerak Utama 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, 11 Juni 2021

Yang membuat pernyataan,



Idawati

ANALISIS EFEKTIFITAS PENUKAR KALOR *U-TUBE BUNDLE* TERHADAP SISTEM PENDINGIN MESIN PENGGERAK UTAMA KAPAL

Idawati. ¹⁾

Ir. Syerly Klara, MT. ²⁾

Dr. Eng. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT. ³⁾

¹⁾ Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan FT-UH

²⁾ Dosen Teknik Sistem Perkapalan FT-UH

Email : idawati01753@gmail.com

ABSTRAK

Self-Propelled Split Hoppers Barge merupakan jenis kapal tongkang yang memiliki sistem penggerak sendiri yang dirancang untuk mengangkut muatan pasir atau lumpur. Ciri khas kapal ini yaitu dapat melakukan proses bongkar muatan sendiri (*Self-Unloading*) dengan cara membuka lambung kapal dan menumpahkan muatan ke dalam laut. Pada kapal ini memiliki sistem pendingin yang berbeda dengan kapal umumnya, yang mana sistem pendinginnya menggunakan *BoxCooler* untuk melakukan proses penukar kalor antara 2 fluida, tujuan penelitian ini untuk mengetahui nilai laju perpindahan kalor menyeluruh dan pengaruh variasi debit aliran fluida panas terhadap efektifitas penukar kalor tipe *BoxCooler*. Berdasarkan hasil yang didapatkan terdapat pengaruh variasi debit aliran fluida panas terhadap efektifitas yaitu pada analisis yang dilakukan debit aliran pertama $0,491 \text{ m}^3/\text{s}$ nilai efektifitas yang didapatkan adalah 57,61 %, untuk debit aliran kedua $0,576 \text{ m}^3/\text{s}$ nilai efektifitas yang didapatkan adalah 65,13 %, dan untuk debit aliran ketiga $0,661 \text{ m}^3/\text{s}$ nilai efektifitas yang didapatkan adalah 69,45 %, sedangkan pengaruh variasi debit terhadap nilai laju perpindahan kalor menyeluruh yaitu pada temperatur 84°C nilai Q_{total} yang didapatkan adalah $5,610 \times 10^5 \text{ W}$, untuk temperatur 90°C nilai Q_{total} yang didapatkan adalah $7,628 \times 10^5 \text{ W}$ dan untuk temperatur 95°C nilai Q_{total} yang didapatkan adalah $0,279 \times 10^5 \text{ W}$. Sehingga dapat disimpulkan bahwa variasi debit aliran mempengaruhi nilai efektifitas penukar kalor tipe *boxcooler*. Nilai efektifitas tertinggi yaitu pada debit $0,661 \text{ m}^3/\text{s}$ dengan nilai sebesar 69,45%.

Kata kunci: *Self-Propelled Split Hopper Barge*, Penukar Kalor, Efektifitas.

ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF U-TUBE BUNDLE EXCHANGER ON MAIN COOLING SYSTEM OF SHIP

Idawati. ¹⁾

Ir. Syerly Klara, MT. ²⁾

Dr. Eng. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT. ³⁾

¹⁾ Student of Marine Engineering FT-UH

²⁾ Lecturers of Marine Engineering FT-UH

Email : jdawati01753@gmail.com

ABSTRACT

Self-Propelled Split Hoppers Barge is a type of barge that has its own propulsion system designed to transport sand or mud cargo. The distinctive feature of this ship is that it can carry out the self-unloading process by opening the hull of the ship and spilling the cargo into the sea. This ship has a different cooling system from other ships, where the cooling system uses BoxCooler to carry out the heat exchange process between 2 fluids, the purpose of this study is to determine the overall heat transfer rate and the effect of variations in flow rate of hot fluid on the effectiveness of the BoxCooler type heat exchanger. Based on the results obtained, there is an effect of variations in the flow rate of hot fluid on effectiveness, namely in the analysis carried out the first flow rate of 0.491 m³/s, the effectiveness value obtained is 57.61%, for the second flow rate of 0.576 m³/s the effectiveness value obtained is 65,13%, and for the third flow rate of 0.661 m³/s the effectiveness value obtained was 69.45%, while the effect of flow variations on the overall heat transfer rate was at a temperature of 84°C, the Q_{total} value obtained was 5.610 x10⁵, for a temperature of 90°C, the Q_{total} value obtained is 7.628 x10⁵ and for a temperature of 95°C the Q_{total} value obtained is 0.279 x10⁵. So it can be concluded that the variation in flow rate affects the effectiveness value of the boxcooler type heat exchanger. The highest value of effectiveness is the discharge of 0.661 m³/s with a value of 69,45%.

Keywords: *Self-Propelled Split Hopper Barge, Box Cooling System, Efektivitas.*

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 – Universitas Hasanuddin. Penyusun harus mengakui, skripsi ini masih sangat jauh dari sempurna, semua 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 “Analisis Efektifitas Penukar Kalor U-Tube Bundle Pada Sistem Pendingin Mesin Penggerak Utama Kapal” ini, serta penyusun berharap masukan dan saran agar kedepannya 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. Kedua Orang tua penulis yang senantiasa melangitkan doanya dan memberikan dukungan secara moril dan materil.
3. Dr. Eng. Faisal Mahmuddin S.T., M.Eng. selaku ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan.

4. Ibu Ir. Syerly Klara, MT, selaku dosen pembimbing pertama yang senantiasa meluangkan waktunya untuk membantu penulis dengan memberikan bimbingan, kritik dan saran.
5. Bapak Dr. Eng. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT, selaku dosen pembimbing kedua yang senantiasa meluangkan waktunya untuk membantu penulis dengan memberikan kritik dan saran.
6. Bapak Andi Haris Muhammad, ST., MT, Ph.D dan Bapak Muhammad Iqbal Nikmatullah, ST., MT selaku dosen penguji.
7. Bapak Surya Harianto, ST., MT selaku dosen yang selalu memberi dukungan dan motivasi dalam menyelesaikan skripsi.
8. Bapak/Ibu Dosen Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan bekal pengetahuan dan keterampilan.
9. Ibu Uni dan Bapak Rahman selaku Staf Administrasi Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah membantu penulis dalam hal administratif.
10. Teman-teman Anzyz16 yakni teman-teman seperjuangan sistem perkapalan 2016 yang selalu memberikan *support*-nya dan bantuannya untuk penulis serta ikut mewarnai masa-masa kuliah penulis.
11. Saudari-saudari girls09 yakni Sutyani, Ummi, Izdihar, Aisyah, Renil, Riskah, Magfirah dan Sofaria telah menjadi teman yang sangat baik untuk penulis dalam suka maupun duka.
12. Saudara-saudari Cruizer16 yang ikut mewarnai dan kebersamai masa-masa kuliah penulis.
13. Senior-senior Ztringer14 yang senantiasa berbagi ilmu dan pengalamannya pada penulis dan kawan-kawan.

14. Saudara Muhammad Aidil Hikma yang telah menjadi teman yang sangat baik untuk penulis dan teman seperjuangan yang ikut kebersamai penulis selalu dalam suka maupun duka.
15. Teman-teman KKN Gowa 4 yang telah menjadikan cerita KKN penulis sangat berkesan.

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, 11 Juni 2021

Penyusun



Idawati

DAFTAR ISI

SAMPUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERSETUJUAN	iii
PERNYATAAN KEASLIAN	iv
ABSTRAK.....	v
ABSTRACT.....	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL.....	xiv
DAFTAR SIMBOL DAN SINGKATAN	xvi
DAFTAR LAMPIRAN.....	xviii
BAB 1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	5
1.5 Manfaat Penelitian.....	6
1.6 Sistematika Penulisan.....	6
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	8
2.1 Sistem Pendingin.....	8
2.2 Sistem Pendingin Box Cooler (U-Tube Bundle Heat Exchanger) ...	9
2.3 Proses Perpindahan Kalor	10
2.4 Perpindahan Kalor Secara Konduksi.....	11
2.5 Perpindahan Kalor Secara Konveksi.....	13
2.6 Perpindahan Panas Konduksi Pada Silinder.....	15
2.7 Tahanan Termal Didalam dan Diluar Pipa.....	16
2.8 Beda Suhu Rata – Rata	17
2.9 Klasifikasi Penukar Kalor Berdasarkan Susunan Aliran Fluida	18
2.10 Pertukaran Panas Dengan Aliran Searah.....	19

2.11	Pertukaran Panas Dengan Aliran Berlawanan Arah.....	20
2.12	Pertukaran Panas Dengan Aliran Silang	21
2.13	Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Didalam Tube	26
2.14	Metode Efektifitas - NTU.....	28
2.15	Software Rhinoceros	30
BAB 3.	METODOLOGI PENELITIAN	32
3.1	Tempat dan Waktu Penelitian	32
3.2	Studi Literatur.....	32
3.3	Pengumpulan Data	32
3.3.1	Data Penelitian	34
3.4	Data Variasi Debit.....	38
3.5	Langkah Analisis Data	39
3.6	Kerangka Pemikiran	41
BAB 4.	HASIL DAN PEMBAHASAN	42
4.1	Gambaran Umum	42
4.2	Tahap Menggambar <i>BoxCooler</i>	42
4.3	Analisa Termal Box Cooler System.....	45
4.4	Perhitungan Analisa Termal <i>Box Cooling System</i>	46
BAB 5.	PENUTUP	73
5.1	Kesimpulan.....	73
5.2	Saran.....	73

DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Sistem Pendingin Umum Pada Kendaraan.....	9
Gambar 2.2	<i>BoxCooler</i>	10
Gambar 2.3	Perpindahan Panas Konduksi Pada Dinding.....	13
Gambar 2.4	Perpindahan Panas Konveksi.....	14
Gambar 2.5	Aliran Panas Satu Dimensi Melalui Silinder Berongga.....	15
Gambar 2.6	Ilustrasi Tahanan Termal.....	16
Gambar 2.7	Aliran <i>Parallel flow</i> dan Profil Temperatur.....	19
Gambar 2.8	<i>Cross Flow Tube Bank</i>	22
Gambar 2.9	<i>Arrangement Of Tube in Cross Flow Tube Bank</i>	23
Gambar 2.10	<i>Software Rhinoceros 5</i>	31
Gambar 3.1	Kapal <i>Self-Propelled Split Hoppers</i>	33
Gambar 3.2	Profil Suhu Permukaan Air Laut.....	34
Gambar 3.3	Bentuk aliran <i>BoxCooler SeaChest</i>	36
Gambar 3.4	<i>BoxCooler</i> Di Luar <i>SeaChest</i>	37
Gambar 3.5	<i>BoxCooler</i> Di Dalam <i>SeaChest</i>	37
Gambar 3.6	Instalasi Sistem <i>BoxCooler</i> Pada Mesin Utama.....	38
Gambar 4.1	Model <i>BoxCooler</i>	43
Gambar 4.2	Diameter Pipa <i>BoxCooler</i>	44
Gambar 4.3	Dimensi Pipa <i>BoxCooler</i>	45
Gambar 4.4	Hubungan <i>Reynold Number</i> Dengan Kecepatan Aliran Fluida.....	49
Gambar 4.5	Hubungan <i>Reynold Number</i> Kecepatan Aliran Luar Pipa.....	51
Gambar 4.6	Tahanan Termal Total Pada Pipa <i>BoxCooler</i>	58
Gambar 4.7	Hubungan Temperatur Fluida Panas Masuk Dengan Temperatur Fluida Panas Keluar <i>Boxcooler</i>	62

Gambar 4.8 Hubungan Temperatur Fluida Masuk dengan perpindahan kalor menyeluruh.....	67
Gambar 4.9 Hubungan Temperatur Fluida Masuk Terhadap Perpindahan Kalor Total.....	69
Gambar 4.10 Hubungan Debit Aliran Terhadap Efektifitas.....	71

DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 2.1	Konduktivitas Termal Bahan Logam dan Zat Cair.....	12
Tabel 2.2	<i>Nusselt Number Corelation For Cross flow over tube banks</i>	24
Tabel 2.3	<i>Correction Factor F</i>	25
Tabel 2.4	<i>Effectiveness Relaations For Heat Exchangers</i>	29
Tabel 3.1	Data Mesin Utama.....	33
Tabel 3.2	Data <i>BoxCooler</i> Pada Temperatur 84°C.....	34
Tabel 3.3	Data <i>BoxCooler</i> Pada Temperatur 90°C.....	35
Tabel 3.3	Data <i>BoxCooler</i> Pada Temperatur 95°C.....	36
Tabel 3.4	Data Variasi Debit.....	38
Tabel 4.1	Konduktivitas Termal Material.....	45
Tabel 4.2	Luas Selubung Pipa Luar.....	46
Tabel 4.3	Luas Selubung Pipa Dalam.....	47
Tabel 4.4	Luas Selubung Pipa.....	48
Tabel 4.5	Aliran Laminar Fluida Panas Dalam Pipa.....	50
Tabel 4.6	Aliran Turbulent Fluida Dingin Di Luar Pipa.....	51
Tabel 4.7	Tahanan Termal Dinding Pipa.....	53
Tabel 4.8	Luas Tahanan Termal pipa Bagian dalam Pada (84°C).....	54
Tabel 4.9	Luas Tahanan Termal pipa Bagian dalam Pada (90°C).....	54
Tabel 4.10	Luas Tahanan Termal pipa Bagian dalam Pada (95°C).....	55
Tabel 4.11	Luas Tahanan Termal pipa Bagian Luar Pada (84°C).....	56
Tabel 4.12	Luas Tahanan Termal pipa Bagian Luar Pada (90°C).....	57
Tabel 4.13	Luas Tahanan Termal pipa Bagian Luar Pada (95°C).....	60
Tabel 4.14	Tahanan Termal Total Untuk (84°C).....	59
Tabel 4.15	Tahanan Termal Total Untuk (90°C).....	59

Tabel 4.16 Tahanan Termal Total Untuk (95°C).....	60
Tabel 4.17 Temperatur Keluar Dari <i>BoxCooler</i>	63
Tabel 4.18 Temperatur Beda Keseluruhan Rata - Rata.....	64
Tabel 4.19 Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Dipermukaan Luar Dan Dalam Pada (84°C).....	65
Tabel 4.20 Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Dipermukaan Luar Dan Dalam Pada (90°C).....	66
Tabel 4.21 Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Dipermukaan Luar Dan Dalam Pada (95°C).....	66
Tabel 4.22 Nilai Koefisien Kalor Menyeluruh.....	68
Tabel 4.23 Perpindahan Kalor Total.....	69
Tabel 4.24 Nilai Efektifitas Dengan Variasi Debit.....	70
Tabel 4.25 Hasil Perhitungan <i>Box Cooling System</i>	72

DAFTAR SIMBOL DAN SINGKATAN

A_o	: Luas Selubung Pipa Bagian Luar (m^2)
A_i	: Luas Selubung Pipa Bagian Dalam (m^2)
A_s	: Luas Selubung Pipa (m^2)
Re_{inside}	: <i>Reynold Number</i> Dalam Pipa
$Re_{outside}$: <i>Reynold Number</i> Luar Pipa
$T_{h\ in}$: Temperatur air panas yang masuk ($^{\circ}C$)
$T_{h\ out}$: Temperatur Air panas yang keluar ($^{\circ}C$)
$T_{c\ in}$: Temperatur air dingin masuk ($^{\circ}C$)
$T_{c\ out}$: Temperatur air dingin keluar ($^{\circ}C$)
ΔT_{LMTD}	: Beda Suhu Rata – Rata ($^{\circ}C$)
U_o	: Koefisien Perpindahan Kalor di Permukaan Luar Pipa ($^{\circ}C/W$)
U_i	: Koefisien Perpindahan Kalor di Permukaan Dalam Pipa ($^{\circ}C/W$)
U_{total}	: Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh ($^{\circ}C/W$)
L	: Panjang Pipa (m)
D_i	: Diameter Dalam Pipa (m)
D_o	: Diameter Luar Pipa (m)
Q	: Debit (m^3/s)
\bar{Q}	: Perpindahan Kalor (W)
h_i	: Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi Dalam Pipa ($W /m^2^{\circ}C$)
h_o	: Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi Luar Pipa ($W /m^2^{\circ}C$)
\dot{m}_c	: Laju Aliran Massa Fluida Dingin (kg/s)
\dot{m}_h	: Laju Aliran Massa Fluida Panas (kg/s)
c_{pc}	: Kalor Jenis Fluida Dingin ($kJ/kg^{\circ}C$)
c_{ph}	: Kalor Jenis Fluida Panas ($kJ/kg^{\circ}C$)

V_i	: Kecepatan Aliran Dalam Pipa (m/s)
V_{\max}	: Kecepatan Aliran Luar Pipa (m/s)
R_o	: Tahanan Termal Pada Bagian Luar Tabung ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_i	: Tahanan Termal Pada Bagian Dalam Tabung ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
Pr	: Bilangan Prandtl
R_{total}	: Tahanan Termal Total ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
N	: Jumlah Pipa <i>Box Cooler</i>
ρ	: Massa Jenis Fluida (kg/m^3)
C_p	: <i>Spesifik Heat</i> ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)
μ	: Viskositas Dinamik ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)
T	: Suhu ($^{\circ}\text{C}$)
ε	: Efektifitas (%)
C_{\min}	: <i>Heat Capacity Rates Of The Hot / Cold Fluid</i> ($\text{kW}/^{\circ}\text{C}$)
NTU	: <i>Number Of Transfer Units</i>
f	: <i>Corection Faktor</i>
S_T	: <i>Transverse Pitch</i> (m)
S_L	: <i>Longitudinal Pitch</i> (m)
S_D	: <i>Diagonal Pitch</i> (m)
NU	: <i>Nusselt Number</i>
k	: Konduktifitas Termal ($\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$)

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. <i>Brochure</i> Mesin Utama Kapal.....	76
Lampiran 2. <i>Brochure</i> Box Cooler.....	78
Lampiran 3. Desain Model <i>Box Cooler</i>	82
Lampiran 4. <i>Brochure</i> Etylen Glikol 50%.....	83

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kapal tongkang atau barge merupakan sarana atau alat angkutan laut yang umumnya banyak digunakan untuk mengangkut barang, baik itu barang padat, curah ataupun cair. Selain untuk alat angkutan laut, tongkang yang telah direkonstruksi atau dimodifikasi banyak digunakan sebagai kapal akomodasi, Salah satu jenis kapal tongkang yang digunakan disektor pengerukan atau akomodasi pengangkut muatan pasir/lumpur adalah kapal *Self-Propelled Split Hopper Barge* (SPSHB), kapal (SPSHB) merupakan jenis kapal tongkang yang memiliki sistem penggerak sendiri yang dirancang untuk mengangkut muatan pasir atau lumpur. Ciri khas kapal ini yaitu dapat melakukan proses bongkar muatan sendiri (*Self-Unloading*) dengan cara membuka lambung kapal dan menumpahkan muatan kedalam laut. Pada umumnya kapal tongkang/barge itu tidak mempunyai sistem penggerak sehingga cuma dapat ditunda oleh kapal lain, berbeda dengan kapal *Self-Propelled Split Hopper Barge* yang memiliki sistem penggerak sendiri, oleh karena itu kapal ini memerlukan berbagai macam sistem instalasi yang dapat menunjang pengopreasian kapal ini, dan salah satu sistem instalasi yang berpengaruh pada kerja mesin penggerak kapal adalah sistem pendingin. (P. Aditya, dkk, 2017).

Pada umumnya dikapal ada dua cara untuk mendinginkan mesin utama ataupun mesin bantu yaitu dengan menggunakan sistem pendingin secara langsung (terbuka) dan sistem pendingin secara tidak langsung (tertutup). Pada sistem pendingin terbuka hanya menggunakan satu media pendinginnya yaitu air laut sedangkan sistem pendingin tertutup menggunakan air tawar dan air laut sebagai medianya, dimana air tawar dipergunakan untuk mendinginkan komponen –

komponen mesin sedangkan air laut digunakan untuk mendinginkan air tawar yang keluar dari mesin.

Sistem pendinginan pada mesin berfungsi sebagai pelindung mesin dengan cara menyerap panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar dalam silinder. Panas tersebut jika dibiarkan akan menimbulkan panas yang berlebihan (*over heating effect*). Panas yang berlebihan itu menjadi penyebab berubahnya sifat-sifat mekanis serta bentuk dari komponen mesin. Untuk menjaga agar suhu didalam mesin utama tetap stabil dan sesuai dengan yang diharapkan maka digunakan alat penukar kalor, dimana alat ini digunakan untuk melakukan perpindahan energi termal dari satu fluida ke fluida lain. (Anwar K, 2011).

Ada beberapa tipe penukar kalor yang digunakan dikapal, salah satu alat penukar kalor yang umumnya digunakan adalah tipe *shell dan heat exchanger* sebagai *cooler* di sistem pendingin kapal, tipe *shell dan heat exchanger* memerlukan ruang yang luas dikamar mesin namun dikapal *Self-Propelled Split Hopper Barge* memiliki ruangan yang terbatas tetapi dituntut memiliki sistem pendingin yang mampu menjamin kerja mesin. (Julianto, 2019). Untuk saat ini ada terobosan baru tentang tipe penukar kalor yang digunakan di mesin penggerak. Penukar kalor ini yaitu tipe *Box Cooler*, dimana *Box Cooler* adalah sistem pendingin yang berbentuk bejana dengan material paduan tembaga, *cooler* ini terdiri dari beberapa pipa yang berbentuk U dan dipasang di *seachest* kapal, peletakan *box cooler* ini bertujuan untuk menghemat ruang dikamar mesin. Alat ini dipasang pada *seachest* dengan saluran inlet dan outlet, media pendingin berupa air laut yang masuk ke saluran inlet dan mengalir di sekitar bundel tabung-U lalu ke saluran outlet, sehingga mendinginkan air tawar didalam tabung. *Box Cooler* ini

dapat mendinginkan mesin baik disaat kapal bergerak maupun diam, disaat kapal bergerak banyak sistem dikapal yang beroperasi, salah satunya sistem penggerak kapal, untuk menjaga temperature mesin utama kapal disaat beroperasi maka diaplikasikanlah sebuah alat penukar kalor tipe *box cooler*, tipe ini sangat cocok untuk kapal *Self-Propelled Split Hopper Barge*, alasannya karena alat penukar kalor tipe *box cooler* tersebut mampu menghemat ruang kamar mesin, kemudian alat ini bekerja dengan prinsip konveksi alami di *seachest*, sehingga disaat kapal sedang beroperasi diharapkan mampu memaksimalkan pendinginan mesin utama (*Brochure box cooler*, 2018).

Pilihan mesin penggerak utama kapal lebih banyak kepada mesin diesel, dengan pertimbangan, bahwa mesin diesel mempunyai daya (*horse power*) cukup besar dengan bentuk lebih kecil, sehingga tidak terlalu banyak memakan tempat di kamar mesin. Mesin diesel juga lebih mudah diperoleh di pasaran, dengan berbagai macam pilihan, merek, perawatan yang mudah dan mudah pula mendapatkan suku cadangnya. (Taufik M, 2010). Merek mesin diesel yang digunakan pada kapal *Self-Propelled Split Hoppers Barge* adalah mesin *CUMMINS-QSK50-M1* yang berjumlah dua unit mesin dan tiap mesin didinginkan oleh satu *box cooler*. Dengan digunakannya *box cooler* ini disaat kapal beroperasi sekiranya dapat menjaga suhu mesin utama tetap optimal, dan untuk mengetahui lebih dalam mengenai efektivitas penukar kalor tersebut maka dilakukan variasi debit aliran fluida panas.

Dari penelitian sebelumnya mengenai pengaruh debit aliran terhadap efektifitas penukar kalor diketahui bahwa, Berdasarkan pengamatan dan analisa tentang pengaruh variasi debit aliran fluida dingin terhadap efektifitas penukar tipe WL 110 (*counter flow*) dapat disimpulkan bahwa peningkatan debit aliran fluida

dingin dapat meningkatkan efektifitas penukar kalor (S.Budiman, 2016). Kemudian pada pengujian alat penukar kalor tipe radiator, Debit air yang semakin tinggi menjadikan nilai efektifitas radiator semakin meningkat, sehingga dikatakan bahwa debit aliran air berpengaruh terhadap nilai efektifitas radiator. (Nazaruddin dkk, 2013). Selanjutnya, pada pengujian penukar kalor tipe plat, Semakin besar laju fluida dingin yang mengalir maka semakin besar pula efektifitas penukar kalor. (Y. Bambang,2011) Sehingga di penelitian ini melakukan analisis alat penukar kalor tipe *box cooler* terhadap sistem pendingin mesin utama pada kapal *Self-Propelled Split Hopper Barge* dengan melakukan variasi debit aliran fluida pendingin.

Dari penjelasan dari latar belakang diatas yang kemudian membuat penulis mengangkat permasalahan dan meneliti dengan judul: “Analisis Efektifitas Penukar Kalor *Tube-U Bundle* Pada Sistem Pendingin Mesin Penggerak Utama Kapal.”

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang diuraikan diatas, maka dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut:

1. Berapa nilai perpindahan panas menyeluruh dari alat penukar kalor *Box Cooling System* terhadap mesin utama kapal?
2. Bagaimana Pengaruh variasi debit aliran fluida panas terhadap Efektifitas *Box Cooling System*?

1.3 Batasan Masalah

Terkait masalah yang timbul maka perlu adanya pembatasan masalah agar sesuai dengan permasalahan dan tujuan yang di harapkan serta dapat

mempermudah dalam melakukan analisa. Maka adapun batasan masalah yang dibahas sebagai berikut:

1. Penelitian ini akan memfokuskan pada Analisa efektivitas penukar kalor tipe *box cooling system*, yang mana menganalisa perpindahan panas untuk mengetahui efektifitas penukar kalor kemudian memvariasikan debit mesin pada *box cooling system*. Pada penelitian sebelumnya telah dilakukan perhitungan efektivitas penukar kalor tetapi berbeda jenis penukar kalor yang digunakan pada penelitian ini.
2. Untuk spesifikasi mesin sesuai dengan data yang ada digalangan. Pada penelitian ini menggunakan data kapal *Self-Propelled Split Hopper Barge* “Bengel” yang dibuat oleh galangan Pax Ocean Batam.
3. Dua mesin penggerak kapal merek *CUMMINS-QSK50-M1* dengan daya 1268 kW, tiap mesin mempunyai *box cooler* masing-masing, dan sesuai dimensi yang berada di lapangan atau data yang diberikan.
4. Software yang digunakan untuk menggambar desain *box cooling system* ini adalah Rhinoceros 5 dengan data sesuai lapangan.
5. Debit fluida panas yang keluar dari mesin divariasikan di kondisi kapal saat berlayar, ketiga debit tersebut yaitu pada $0.491 \text{ m}^3/\text{s}$, $0,576 \text{ m}^3/\text{s}$ dan $0,661 \text{ m}^3/\text{s}$.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penelitian ini dilakukan yaitu sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui nilai perpindahan panas menyeluruh dari alat penukar kalor *Box Cooling System* terhadap sistem pendingin mesin utama.

2. Untuk mengetahui pengaruh debit aliran fluida panas terhadap nilai efektifitas *box cooling system* terhadap sistem pendingin mesin utama.

1.5 Manfaat Penelitian

1. Menganalisis laju perpindahan panas menyeluruh dari *Box Cooling System* terhadap sistem pendingin mesin utama.
2. Menganalisis Pengaruh debit aliran fluida panas terhadap nilai efektifitas *box cooling system* terhadap sistem pendingin mesin utama.

1.6 Sistematika Penulisan

Secara garis besar penyusunan proposal skripsi dan pembaca memahami uraian dan makna secara sistematis, maka skripsi disusun pada pola berikut:

BAB I: PENDAHULUAN

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

BAB II: TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini diberikan penjelasan mengenai teori dasar yang digunakan dalam penyelesaian skripsi ini yaitu teori dasar mengenai sistem pendingin, proses perpindahan kalor, klasifikasi penukar kalor berdasarkan aliran, dan Analisa efektifitas alat penukar kalor dengan pendekatan LMTD.

BAB III: METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini akan dijelaskan tahapan-tahapan yang berupa proses yang dimulai dari mengidentifikasi masalah yang ada hingga hasil akhir yang diharapkan.

BAB IV: HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisikan penyajian data-data yang telah diperoleh, proses pengolahan data serta hasil pengolahan data.

BAB V: PENUTUP

Bab ini akan disajikan secara singkat kesimpulan yang diperoleh dari pembahasan dan juga memuat saran-saran bagi pihak yang berkepentingan untuk pengembangan penelitian lebih lanjut.

BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

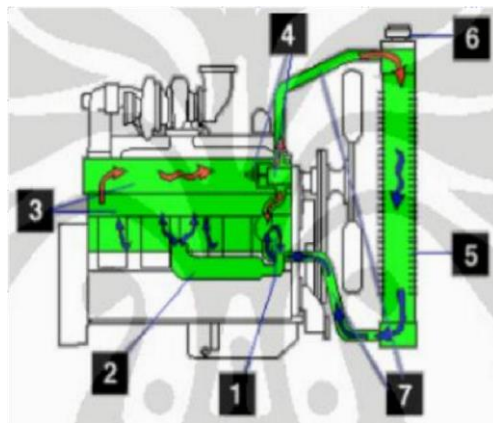
2.1 Sistem Pendingin

Sistem pendingin mesin diesel di atas kapal menggunakan sistem pendinginan tidak langsung. Sistem pendingin tidak langsung ini merupakan sistem pendingin mesin yang menggunakan *fresh water* yang berikan *additive* sebagai media untuk mendinginkan mesin, kemudian *fresh water* ini dinginkan oleh air laut. Sistem pendingin tidak langsung dipilih karena mesin tidak didinginkan secara langsung oleh air laut sehingga mesin relatif tahan terhadap korosi yang disebabkan oleh air laut. Komponen yang berfungsi mendinginkan air tawar ini umumnya disebut sebagai *heat exchanger fresh water cooler*. (Julianto, 2019).

Pendinginan mesin terjadi ketika mesin sedang beroperasi, operasional mesin diesel dari pembakaran bahan menghasilkan panas dengan suhu lebih dari 200°C. Kemudian mesin didinginkan oleh *fresh water* melalui *water jacket* dengan suhu antara 30-32°C. Setelah mendinginkan mesin, temperatur *fresh water* menjadi 93°C dan masuk ke dalam FWC untuk di dinginkan dengan air laut dengan temperatur 25-33°C. Setelah didinginkan oleh air laut temperatur *fresh water* secara umum menjadi 71°C hingga 85°C untuk kembali mendinginkan mesin. (Zhang et al., 2017).

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)



Gambar 2.1 sistem pendingin umum pada kendaraan
(Sumber: Setyana, 2014)

2.2 Sistem Pendingin Box Cooler (U-Tube Bundle Heat Exchanger)

Box Cooler adalah sistem pendingin air bejana. Ini terdiri dari bundel tabung-U yang dipasang di peti laut di sisi kapal, menghemat ruang di ruang mesin. Peti laut dilengkapi dengan jaringan inlet dan outlet. Pendingin air laut masuk melalui jaringan saluran masuk dan mengalir di sepanjang bundel tabung-U ke jaringan saluran keluar, sehingga mendinginkan air di dalam tabung. Efek pendinginan dicapai dengan sirkulasi paksa air laut saat kapal bergerak atau melalui konveksi alami saat tidak bergerak. Box cooler dapat digunakan untuk berbagai tugas penurunan suhu di kapal, mulai dari mendinginkan engine utama, engine bantu, dan

bow thrusters hingga sistem AC dan hidraulik. *Kelvion Box Cooler* ideal untuk kapal berukuran kecil dan menengah, termasuk misalnya: kapal tunda, tongkang, kapal penangkap ikan, pengangkut, kapal keruk, kapal pemasok, feri, pemecah es, kargo kargo, kapal tanker.



Gambar 2.2 *Box cooler*

(Sumber: *brochure box cooler, 2019*)

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 (Suswanto dkk, 2015). Ilmu perpindahan panas sangat berguna sekali dalam merencanakan alat-alat penukar panas. Kegunaan antara lain adalah:

1. Untuk merencanakan alat-alat penukar panas (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.

2.4 Perpindahan Kalor Secara Konduksi

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.

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

Keterangan:

q_k = Laju Perpindahan Panas (kj / det, W)

k = Konduktifitas Termal (W/m.°C)

dT/dx = gradient temperatur kearah perpindahan kalor.

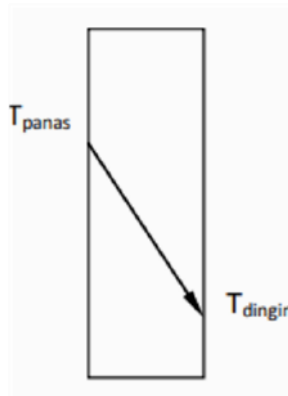
Tabel 2.1 Konduktivitas Termal Bahan Logam dan Zat Cair

Konduktivitas Termal (k)	
Bahan	W/m°C
Logam	
CuZn (Kuningan)	109
Zn (Zink)	122
Sn (Timah)	68,2
Al (Aluminium)	205
Zat Cair	
Etylen Glikol 5%	0,258
Air Laut	0,615

(sumber: Bueches F.J, 2014. “Teori – Teori Fisika”)

Bahan yang mempunyai konduktivitas yang baik disebut dengan konduktor, misalnya tembaga, aluminium, dll. Etilen 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*. Cairan pendingin umumnya berupa air atau oli. Antifreeze 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 yang ditambahkan adalah *ethylene glycol*

(EG). Beberapa tahun terakhir EG digantikan dengan *propylene glycol* (PG) yang tidak begitu beracun. Minimum suhu titik beku sekitar $-36^{\circ}\text{F}/-37,8^{\circ}\text{C}$. Bahan kimia yang dicampurkan dengan air, umumnya 50% volume, mampu menaikkan titik didih etilen glikol hingga mencapai 108°C , dan menurunkan titik bekunya menjadi -33°C . (Abdul Chalim, 2017)



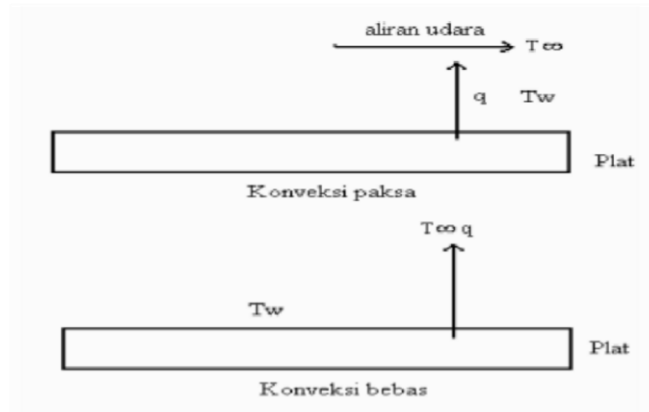
Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi pada dinding

(Sumber: M. N. Ozisik, 1985)

2.5 Perpindahan Kalor Secara Konveksi

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*).



Gambar 2.4 Perpindahan panas konveksi
(Sumber: J.P.Holman)

Proses pemanasan atau pendinginan fluida yang mengalir didalam saluran tertutup seperti pada gambar 2.5 merupakan contoh proses perpindahan panas. Laju perpindahan panas pada beda suhu tertentu dapat dihitung dengan persamaan:

$$q = - hA (T_w - T_\infty) \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan:

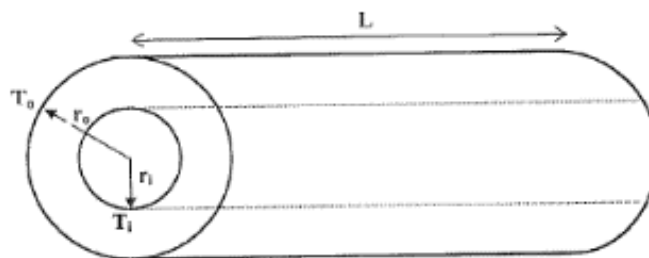
- Q = Laju Perpindahan Panas (kj/det atau W)
- h = Koefisien perpindahan Panas Konveksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- A = Luas Bidang Permukaan Perpindahan Panas (ft^2, m^2)
- T_w = *Temperature* Dinding ($^\circ C, K$)
- T = *Temperature* Sekeliling ($^\circ C, K$) (Sumber: M. N. Ozisik, 1985)

Bahan yang mempunyai konduktivitas yang baik disebut dengan konduktor misalnya logam (Tembaga, aluminium, perak, dsb). Sedangkan bahan yang

mempunyai konduktivitas jelek disebut dengan isolator, contohnya adalah asbes, wol, kaca, dsb. (Bueche F.J, 2014).

2.6 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, 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 2.5 Aliran Panas Satu Dimensi Melalui Silinder Berongga
(Sumber: Ozisik, 1985)

Rumus untuk mencari luasan silinder berlubang yaitu:

$$A = 2 \times \pi \times r \times l \dots \dots \dots (2.3)$$

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:

$$Q = (T_i - T_\infty) / (R_i + R_o) \dots \dots \dots (2.4)$$

Jika H adalah panjang tabung dan k adalah konduksi termal, tahanan termal R_{in} dan R_o dari penyekatan dan konveksi luar permukaan adalah:

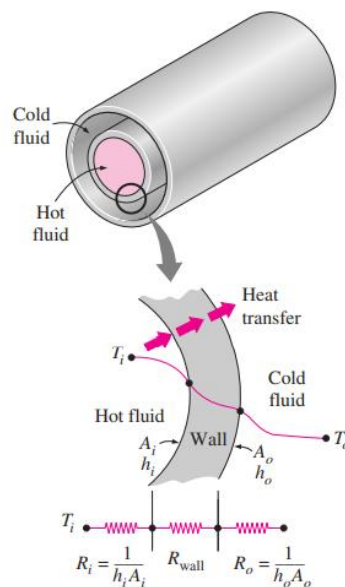
$$R_i = \frac{1}{2 \times \pi \times r_i \times l \times h_i} \dots \dots \dots (2.5)$$

$$R_o = \frac{1}{2 \pi r_o h_o} \dots \dots \dots 2.6)$$

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

2.7 Tahanan Termal Didalam dan Diluar Pipa

Penukar panas biasanya melibatkan dua cairan mengalir yang dipisahkan oleh padatan dinding. Panas pertama – tama dipindahkan dari cairan panas ke dinding dengan konveksi melalui dinding dengan konduksi dan dari dinding ke fluida dinding lagi oleh konveksi. Setiap efek radiasi biasanya termasuk dalam panas konveksi koefisien transfer. Tahanan termal yang terkait dengan proses perpindahan panas melibatkan dua konveksi dan satu resistensi konduksi seperti yang ditunjukkan pada gambar (2.6).



Gambar 2.6 ilustrasi tahanan termal
(sumber : Yunus Cengel, “Heat Transfer”, hal.690)

$$R_{\text{wall}} = \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi k l} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana k adalah konduktivitas termal dari bahan dinding dan L adalah Panjang tabung. Kemudia resistansi termal total menjadi:

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{wall}} + R_o = \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi k l} + \frac{1}{h_o A_o} \dots\dots\dots(2.8)$$

Keseluruhan hubungan koefisien perpindahan panas yang diberikan diatas berlaku untuk permukaan bersih dan perlu dimodifikasi untuk memperhitungkan efek fouling pada kedua permukaan bagian dalam dan luar tabung, untuk *shell and tube* yang belum selesai penukar panas, dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{1}{U \times A_s} = \frac{1}{U_i \times A_i} = \frac{1}{U_o \times A_o} = R = R_{\text{total}} = R_i + R_o = \frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{\ln(D_o - D_i)}{2 \pi k l} + \frac{R_f}{A} + \frac{1}{h_o \times A_o} \dots\dots\dots(2.9)$$

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

$$U_{\text{total}} = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{D_o}{D_i}\right)F_i + \left[\frac{D_o}{2k}\right]\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + F_o + 1/h_o} \dots\dots\dots(2.10)$$

Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk berbagai jenis aplikasi sangat bervariasi. (M.N. Ozisik, 1986, “*Heat Transfer*”)

2.8 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 yang lebih dingin, maka dari itu untuk tahanan termal yang konstan pun laju aliran panas akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor harganya tergantung pada beda

suhu antara fluida dan dinding yang penampang tertentu. Untuk menghitung perpindahan kalor dalam suatu alat penukar kalor dinyatakan dengan persamaan:

$$\bar{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana:

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

U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m² °C)

A = total luas perpindahan panas (m²)

ΔT_{LMTD} = Beda suhu rata – rata yang tepat untuk digunakan dengan penukar kalor (°C)

Dimana ΔT_m dapat dicari dengan persamaan

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{[(T_{hin} - T_{cout}) - (T_{hout} - T_{cin})]}{\ln[(T_{hin} - T_{cout}) / (T_{hout} - T_{cin})]} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana:

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

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

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

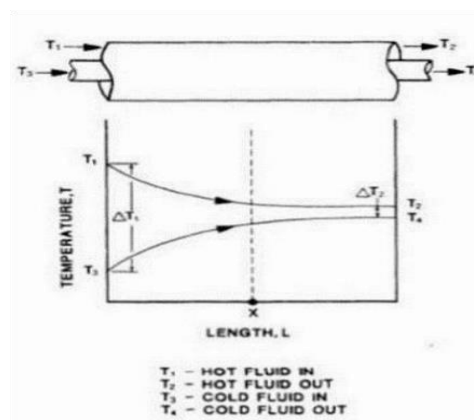
T_{cout} = Temperatur fluida dingin keluar (°C)

2.9 Klasifikasi Penukar Kalor Berdasarkan Susunan Aliran Fluida

Yang dimaksud dengan susunan aliran fluida di sini adalah berapa kali fluida mengalir sepanjang penukar kalor sejak saat masuk hingga meninggalkannya serta bagaimana arah aliran relatif antara kedua fluida (apakah sejajar/parallel, berlawanan arah/counter atau bersilangan/cross).

2.10 Pertukaran Panas Dengan Aliran Searah

Apabila 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 mengalir dengan arah yang sama. Karakter penukar panas jenis ini temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dibanding yang menerima energi sejak mulai memasuki penukar kalor hingga keluar.



Gambar 2.7 aliran *parallel flow* dan profil temperatur

(Sumber: J.P. Holman)

$$q = \dot{m}_h \cdot c_p (T_1 - T_2) = \dot{m}_c \cdot c_p (T_4 - T_3) \dots \dots \dots (2.13)$$

Keterangan:

- q = laju perpindahan panas (watt)
- \dot{m} = laju alir massa fluida (kg/s)
- c = kapasitas kalor spesifik (j/kg°C)
- T = suhu fluida (°C)

Dengan asumsi nilai kapasitas kalor spesifik (c_p) fluida dingin dan panas konstan, tidak ada kehilangan panas ke lingkungan serta keadaan steady state, maka kalor yang dipindahkan:

$$q = U \cdot A \cdot T_{LMTD} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana :

T = Koefisien perpindahan panas secara kelesuruhan ($W/m^2\text{°C}$)

A = Luas perpindahan panas (m^2)

Dan juga mempunyai T_{LMTD} sebagai berikut :

$$T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (2.15)$$

Dimana : $\Delta T_2 = T_2 - T_4$

$$\Delta T_1 = T_1 - T_3$$

2.11 Pertukaran Panas Dengan Aliran Berlawanan Arah

Bila kedua fluida mengalir dengan arah yang saling berlawanan dan keluar pada sisi yang berlawanan. Pada tipe ini masih mungkin terjadi bahwa temperatur fluida yang menerima panas (temperatur fluida dingin) saat keluar penukar kalor (T_4) lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang memberikan kalor (temperatur fluida panas) saat meninggalkan penukar kalor.

$$q = \dot{m} \cdot C_h(T_1 - T_2) = \dot{m} \cdot C_h(T_4 - T_3) \dots \dots \dots (2.16)$$

Keterangan:

q = Laju Perpindahan panas (watt)

\dot{m} = laju alir massa fluida (kg/s)

C = kapasitas kalor spesifik (j/kg °C)

T = suhu fluida (°C)

Dan juga mempunyai nilai T_{LMTD} sebagai berikut :

$$T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (2.17)$$

Dimana: $\Delta T_2 = T_1 - T_4$

$$\Delta T_1 = T_2 - T_3$$

2.12 Pertukaran Panas Dengan Aliran Silang

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 (gambar 2.8) dibawah. Oleh karena itu, saat menganalisis perpindahan panas dari kumpulan pipa dalam aliran silang, kita harus mempertimbangkan semua tabung dalam bundel sekaligus. Kumpulan pipa biasanya disusun sejajar atau silang. Diameter tabung 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 tabung.



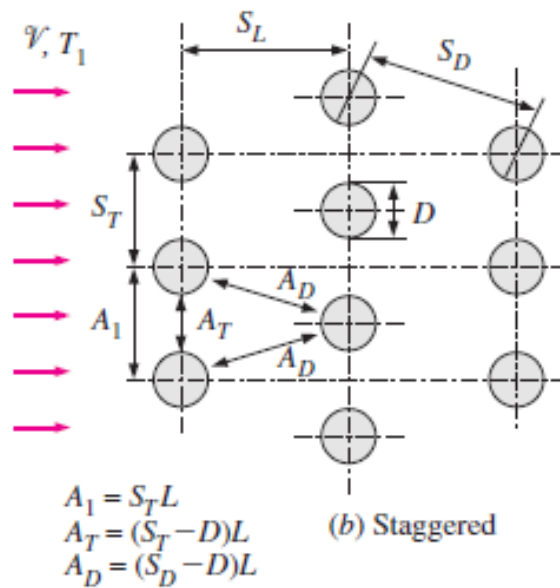
Gambar 2.8 *Cross Flow Tube Bank*

(sumber : Cengel, Yunus A., 2002)

Saat fluida memasuki kumpulan pipa, luas aliran berkurang dari $\Delta 1 = S_T L$ 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

$$RE_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dalam susunan pipa silang, fluida yang mendekati area A1 pada (gambar 2.9)



Gambar 2.9 Arangement of tube in Cross Flow Tube Bank

(sumber : Cengel, Yunus A., 2002 "Heat Trasfer" 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

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \times V \dots\dots\dots(2.19)$$

Untuk mencari nilai Reynolds number di dalam pipa digunakan persamaan:

$$Re_D = \frac{\rho \times V_i \times D_i}{\mu} \dots\dots\dots(2.20)$$

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

$$Nu_D = \frac{h.D}{k} = C Re_D Pr^n (Pr/Pr_s)^{0.25} \dots\dots\dots(2.20)$$

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 2.2 *Nusselt number correlations for cross flow over tube banks for N > 16 and 0.7 Pr 500 (from Zukauskas, Ref. 15, 1987)*

Arrangement	Range Of ReD	Correlation
In - Line	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 x 10 ⁵	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2 x 10 ⁵ - 2 x 10 ⁶	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Staggered	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 x 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 x 10 ⁵ - 2 x 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 Trasfer" 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:

$$Nu_{D, NL} = F Nu_D \dots\dots\dots(2.21)$$

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 2.3 Correction factor F (from Zukauskas, Ref 15, 1987).

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 Trasfer" 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 ΔT . 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 ΔT_{ln} didefinisikan sebagai

$$\Delta_{LMTD} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln \frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_i)}} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln (\Delta T_e - \Delta T_i)} \dots\dots\dots(2.22)$$

Untuk mencari nilai suhu keluar fluida T_e dapat ditentukan

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp \left(- \frac{A_s h}{\dot{m} C_p} \right) \dots\dots\dots(2.23)$$

dimana $A_s = N_T \pi D L$ 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 (Cengel, Yunus, 2002)

$$\bar{Q} = h A_s \Delta_{LMTD} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \dots\dots\dots(2.24)$$

2.13 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Didalam Tube

Perpindahan panas yang mengalir di dalam tube merupakan aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida dimana *Boundary Layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh *surface*. Aliran ini berbanding terbalik dengan aliran eksternal, dimana pada aliran eksternal dimungkinkan *Boundary Layer* dapat berkembang.

Dalam aliran internal biasanya dibagi menjadi dua, yaitu Aliran Laminar dan Aliran Turbulen. Untuk membedakan keduanya, maka digunakan batasan, yaitu *Reynolds Number*. *Reynold number* dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{max} \times D}{\mu} = \frac{V_{max} \times D}{\nu} \dots\dots\dots(2.25)$$

Keterangan :

ReD = *Reynold Number*

ρ = massa jenis (kg/m³)

V_{max} = kecepatan aliran (m/s)

D = Diameter luar (m)

μ = viskositas fluida dingin (kg/m.s)

- Aliran Laminar

Aliran Laminar terjadi apabila bila $Re_D < 2300$. Perpindahan panas pada aliran internal dapat ditinjau dari kondisi. Saat Heat Flux permukaan konstan dan pada saat temperatur permukaan konstan. Pada saat aliran internal pada *Circulating Tube* dengan karakteristik *Uniform Surface Heat Flux* dan *Laminar Fully Developed Condition*, *Nusselt Numbernya* konstan dan tidak bergantung pada Re , Pr dan *axial location*. Berdasarkan buku "*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*

7th edition, Theodore L. Bergman, Adrienne S Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Page 538". Maka didapatkan persamaan Nusselt Number sebagai berikut:

$$\text{NuD} = \frac{h.D}{k} = 4,36 \text{ (q'' = konstan)} \dots \dots \dots (2.26)$$

$$\text{NuD} = 3,66 \text{ (Ts = konstan)} \dots \dots \dots (2.27)$$

- Aliran Turbulent

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 diberikan sebagai:

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

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.

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \qquad (0.7 < \text{Pr} < 160, \text{Re} > 10.000) \text{(Cengel, Yunus A., 2002)}$$

2.14 Metode Efektifitas - NTU

Metode perbedaan suhu rata-rata log (LMTD) 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 ΔT_{LMTD} , laju aliran massa, dan koefisien perpindahan panas keseluruhan tersedia, luas permukaan perpindahan panas dari penukar panas dapat ditentukan dari rumus oleh karena itu, metode 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.

Metode LMTD masih dapat digunakan untuk masalah alternatif, 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 efektifitas-NTU, yang sangat menyederhanakan analisis penukar panas. Metode ini didasarkan pada parameter tak berdimensi yang disebut efektifitas perpindahan panas ϵ , yang didefinisikan sebagai Hubungan efektifitas dari penukar panas biasanya melibatkan UA / C_{min} grup tanpa dimensi. Kuantitas ini disebut jumlah unit transfer NTU dan dinyatakan sebagai:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{min}} \dots\dots\dots(2.30)$$

dimana U adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan dan A_s adalah luas permukaan perpindahan panas dari penukar panas. Perhatikan bahwa NTU sebanding dengan A_s . Oleh karena itu, untuk nilai U dan C_{min} yang ditentukan, nilai NTU adalah ukuran luas permukaan perpindahan panas A_s . Jadi, semakin

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

Tabel 2.4. *Effectiveness Relations For Heat Exchangers*

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

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

$$\epsilon = \epsilon_{\max} = 1 \exp(-NTU) \dots\dots\dots(2.31)$$

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 efektifitas mempunyai beberapa keuntungan dalam menganalisis serta memilih jenis yang terbaik. Efektivitas penukar kalor (*Heat Exchanger Effectivities*) didefinisikan sebagai:

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. 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.

2.15 Software Rhinoceros

Rhinoceros adalah software komputer grafis 3D dan software aplikasi CAD (Computer Aided Design) yang dikembangkan oleh Robert mcNeel dan Associates, sebuah perusahaan amerika yang didirikan sejak tahun 1980. 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 polygon – mesh. Rhino digunakan untuk mengolah CAD, CAM, *Rapid Prototyping*, *3D Printing*, dan *Reverse Engineering* pada industri – industri seperti Arsitektur, Desain Produk Industri, Multimedia dan Desain Grafis.



Gambar 2.10 *software rhinoceros 5*
(Sumber : <https://asyraafmadi.com> "software rhinoceros")