



TUGAS AKHIR – ME184834

**PERENCANAAN PENUKAR KALOR PADA SISTEM VENTILASI  
PADA RUANGAN WORKSHOP PADA KAPAL MT KASIM**

MUHAMAD RAHIM

NRP. 04211746000008

DOSEN PEMBIMBING :

Sutopo Purnomo Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2020

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**TUGAS AKHIR – ME 184834**

**PERENCANAAN PENUKAR KALOR PADA SISTEM VENTILASI  
PADA RUANGAN WORKSHOP PADA KAPAL MT KASIM**

**Muhamad Rahim  
NRP. 0421174600008**

**Dosen Pembimbing  
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.**

**Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2020**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**FINAL PROJECT – ME 184834**

***DESIGN HEAT EXCHANGER ON VENTILATION SYSTEM AT THE  
WORKSHOP ROOM IN THE SHIP OF MT KASIM***

**Muhamad Rahim  
NRP. 0421174600008**

**Supervisor  
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.**

**Departement of Marine Engineering  
Faculty of Marine Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2020**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN PENUKAR KALOR PADA SISTEM VENTILASI  
PADA RUANGAN WORKSHOP PADA KAPAL MT KASIM

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System (MMS)*  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Muhamad Rahim**  
NRP 0421174600008

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
NIP . 197510062002121003

Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.  
NIP . 197603102000031001



SURABAYA  
JANUARI 2020

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

**LEMBAR PENGESAHAN****PERENCANAAN PENUKAR KALOR PADA SISTEM VENTILASI  
PADA RUANGAN WORKSHOP PADA KAPAL MT KASIM****TUGAS AKHIR**

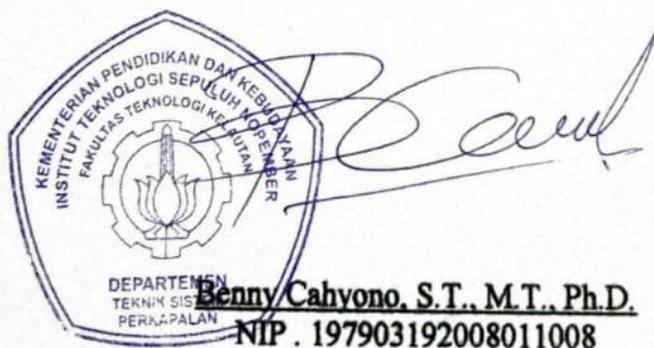
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Muhamad Rahim**  
NRP 0421174600008

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS:



**SURABAYA**  
**JANUARI 2020**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## PERENCANAAN PENUKAR KALOR PADA SISTEM VENTILASI PADA RUANGAN WORKSHOP PADA KAPAL MT KASIM

Nama : Muhamad Rahim  
NRP : 04211746000008  
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK- ITS  
Pembimbing : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
Taufik Fajar Nugroho, S.T., MSc.

### Abstrak

Menurut keputusan menteri kesehatan (405/Menkes/SK/XI/2002), NAB atau Nilai Ambang Batas waktu bekerja dari seorang pekerja ialah selama 8 jam sehari dan 40 jam seminggu. Sedangkan NAB terendah untuk temperatur ruangan kerja adalah 30°C dengan kelembapan udara (RH) antara 65% sampai dengan 90%. Mayoritas ruangan kerja dikapal khususnya ruangan mesin dan ruangan yang terdapat banyak peralatan mesin baik mesin utama maupun mesin pendukung memiliki suhu ruangan yang tinggi sehingga membuat para pekerja tidak nyaman dan dapat menurunkan produktifitas kerja dari pekerja tersebut. Selain itu ketika para pekerja ingin menyejukkan tubuh, mereka hanya memanfaatkan ventilasi atau dapat pergi ke *open deck*.

Tugas akhir ini bertujuan untuk merencanakan atau mendesain sebuah penukar kalor (*cooling coil*) dengan memanfaatkan air hasil kondensasi yang selama ini dibuang secara sia-sia, yang masih memiliki suhu kurang lebih 25°C

Dari penelitian ini didapati nilai volume air hasil kondensasi yang berasal dari AHU *room* ialah sebesar 0,33 m<sup>3</sup>/jam atau hanya sebesar 5,54 liter/menit. Direncanakan bahwa suhu pada ruangan *workshop* dapat diturunkan sampai 27°C maka memerlukan suhu fluida air yang lebih rendah guna mendinginkan suhu udara luar yang sebesar 35°C. Oleh karena itu suhu air kondensat dibuat 15°C yang nantinya akan dibantu oleh *Phase Change Material* (PCM) untuk menjaga agar suhu air kondensat tetap 15°C. Suhu air yang keluar dari *cooling coil* sebesar 44,5°C, sehingga dirancang *cooling coil* dengan dimensi *outside diameter* sebesar 0,54 inch berdasarkan table pipa ASME dengan panjang pipa sepanjang 30,99 meter yang berbentuk lekukan. Sistem berlangsung secara *close loop* atau secara kontinyu.

Dengan kebutuhan perencanaan *cooling coil* tersebut maka dibutuhkan sistem perpipaan atau *ducting* guna mengalirkan udara hasil pendinginan tersebut menuju ruangan *workshop* sepanjang 23,2 m dihitung dari total *main ducting* dan *branch ducting*. Untuk mengalirkan udara bersuhu 27°C menuju ruang *workshop*, *ducting* dibagi menjadi 4 cabang dengan kecepatan aliran udara dalam cabang *ducting* seb 2 m/s.

**Kata Kunci:** Air Kondensasi, *Workshop*, Penukar Kalor, Suhu dan *Ducting*.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## HEAT EXCHANGER ON VENTILATION SYSTEM AT THE WORKSHOP ROOM IN THE SHIP OF MT KASIM

Name : Muhamad Rahim  
NRP : 04211746000008  
Department : Marine Engineering  
Supervisor : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.  
Taufik Fajar Nugroho, S.T., MSc.

### Abstract

According to the decree of the minister of health (405/Menkes/SK/XI/2002), the NAB or the Threshold Value of the work time of a worker is 8 hours a day and 40 hours a week. Whereas the lowest NAB for work room temperatures is 30°C with humidity (RH) between 65% to 90%. The majority of work rooms on ships, especially engine rooms including both main and auxiliary engine have high level of temperatures, which makes workers uncomfortable and reduce their work productivity. Furthermore when workers want to cooling down their body, they only can use ventilation or go to the open deck. This will waste a lot of time so the design of a room in the engine room and auxiliary engine with a cooling coil system is needed.

The purpose of this final project is to design a simple heat exchanger (cooling coil) by utilizing condensing water from central AC which is usually wasted and it has a low temperature of around 25°C.

From this study it was found that the value of the condensation water volume from the AHU room was 0.33 m<sup>3</sup> / hour or only 5.54 liters / minute. It is planned that the temperature in the workshop room can be reduced to 27°C, thus requiring lower water fluid temperatures to cool the outside air temperature of 35°C. Therefore the condensate water temperature is made at 15°C which will be assisted by Phase Change Material (PCM) to keep the condensate water temperature at 15°C. The temperature of the water that comes out of the cooling coil is 44,5°C, because the cooling coil is designed with an outside diameter dimension of 0,54 inch based on the ASME pipe table with a pipe length of 30,99 meters in the form of indentation. The system takes place in close loop or the system continues.

With the cooling coil planning requirements, a 23,2 m piping or ducting system is needed to drain the cooling air into the workshop room calculated from the total main ducting and branch ducting. To flow air at 27°C to the workshop room, ducting is divided into 4 branches with air flow velocity in the ducting branch at 2 m / s.

**Keywords: Condensation Water, Workshop, Cooling Coil, Temperature dan Ducting.**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan syukur dan puji kepada Tuhan Yang Maha Esa yang melimpahkan Rahmat dan Karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini yang berjudul : **“Perencanaan Penukar Kalor Pada Sistem Ventilasi Pada Ruang Workshop pada kapal MT KASIM”**. Penulisan tugas akhir ini dilakukan sebagai pemenuhan syarat guna memperoleh gelar sarjana teknik di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, disamping tujuan lain bagi pembaca.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan tujuan akhir ini tidak lepas dari kesulitan dan hambatan, berkat bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak penelitian ini dapat terlaksana dengan baik. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sedalam-dalamnya kepada pihak-pihak sebagai berikut :

1. Kedua orang tua dan keluarga besar, terima kasih atas doa dan dukungannya selama ini baik dukungan moril maupun material sehingga penulis mampu menyelesaikan program tugas akhir ini.
2. Dosen pembimbing bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D. dan bapak Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc. dan bapak Edhe Mehta Wardhana, S.T., M.T. dan bapak Ir. Alam Baheramsyah., M.Sc atas masukan saran dan membimbing serta mengarahkan tugas akhir ini hingga selesai.
3. Bapak Adhi Iswanto, S.T., M.T. selaku dosen wali selama masa perkuliahan di jurusan teknik sistem perkapalan FTK-ITS
4. Semua dosen dan karyawan Teknik Sistem Perkapalan ITS, atas ilmu dan bantuan yang diberikan selama penulis menuntut ilmu.
5. Rekan-rekan Laboratorium Marine Machinery and System (MMS) atas suka dan duka pada penulis selama proses pengerjaan skripsi.
6. Seluruh teman-teman penghuni kontrakan unyil dan kontrakan barokah atas segala dukungan dan perjuangan bersama-sama selama menyelesaikan semasa kuliah dari awal sampai akhir.
7. Kepada Mitha dari jurusan akuakultur UNAIR atas bantuannya kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Amanda dari jurusan manajemen bisnis ITS atas support dan bantuannya dalam menyelesaikan penulisan tugas akhir ini
9. Serta teman-teman lintas jurusan siskal angkatan 2017 atas segala suka duka yang telah sama-sama berjuang dari awal perkuliahan. Terima kasih atas semua bantuannya.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini jauh dari sempurna, harapan penulis semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi para pembacanya. Kritik, komentar, dan saran sangat penulis harapkan demi penyempurnaan tugas akhir ini di masa mendatang.

Surabaya,

Penulis

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR ISI

JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN .....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
LEMBAR PENGESAHAN .....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
Abstrak.....	xi
Abstract.....	xiii
KATA PENGANTAR .....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR.....	xxi
DAFTAR TABEL.....	xxiii
BAB I.....	1
PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Permasalahan .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan .....	2
1.5 Manfaat .....	3
BAB II.....	5
TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Heat exchanger.....	5
2.2 Perpindahan Kalor .....	7
2.2.1 Konduksi.....	10
2.2.2 Konveksi .....	11
2.2.3 Radiasi.....	13
2.2.4 Konduktivitas termal.....	13
2.2.5 Klasifikasi Aliran Fluida.....	14
2.2.6 Konveksi pada aliran internal .....	16
2.2.7 Konveksi Pada Aliran Eksternal .....	20
2.2.8 Menghitung laju perpindahan panas .....	20
2.2.9 Menentukan LMTD .....	21

2.3 Sistem Ventilasi .....	21
2.3.1 Klasifikasi sistem ventilasi.....	21
2.3.2 Menghitung Massa Udara yang Dialirkan .....	22
2.3.3 Menghitung Ukuran Ducting dan Losses.....	22
2.4 Koefisien Perpindahan panas desain (UD) .....	23
2.5 Koefisien Perpindahan panas clean.....	24
2.6 Menghitung panjang tube .....	24
2.5.1 Tipe Penukar kalor .....	25
2.6 Siklus Refrigerasi.....	30
<b>BAB III .....</b>	<b>33</b>
<b>METODOLOGI PENELITIAN.....</b>	<b>33</b>
3.1 Alur Pengerjaan Tugas Akhir .....	33
3.1.1 Perumusan Masalah .....	34
3.1.2 Studi literatur .....	34
3.1.3 Pengumpulan Data .....	34
3.1.4 Perhitungan dan Analisa .....	34
3.1.5 Kesimpulan dan Saran .....	35
<b>BAB IV .....</b>	<b>37</b>
<b>ANALISA DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>37</b>
4.1 Perhitungan Beban Panas.....	37
4.1.1 Data Perhitungan.....	37
4.1.2 Data Beban Panas Transmisi.....	37
4.1.3 Tabel Data Panas dari Ruang Akomodasi di Kapal .....	39
4.1.4 Perhitungan Beban Panas Transmisi.....	43
4.1.5 Perhitungan Beban Panas Dari Manusia .....	44
4.1.6 Perhitungan Beban Panas dari Rambat Jendela .....	45
4.1.7 Perhitungan Beban Panas Lampu .....	46
4.1.8 Perhitungan Beban Panas Dari Mesin.....	46
4.1.9 Perhitungan Beban Panas Keseluruhan.....	46
4.2 Perencanaan Sistem Ducting.....	47
4.2.1 Perhitungan Volume Udara Perjam .....	47

4.2.2 Kebutuhan Desain Ducting .....	47
4.2.3 Menghitung Losses Pada Main Ducting .....	49
4.2.4 Menghitung Pressure Loss Ducting .....	49
4.2.5 Pemilihan Fan Blower.....	51
4.3 Perencanaan Cooling Coil.....	51
4.3.1 Perhitungan Suhu Luar dari Fluida Air .....	53
4.3.2 Perhitungan Debit Kondensasi di Evaporator AHU .....	54
4.3.3 Perhitungan Volume Air yang Terkondensasi .....	55
4.3.4 Pemilihan Spesifikasi Pompa.....	56
4.3.5 Perhitungan Suhu LMTD.....	56
4.3.6 Perhitungan Diameter Tube Cooling Coil.....	57
4.3.7 Perhitungan Ukuran Panjang Tube .....	58
4.3.8 Perhitungan Bilangan Prandtl pada Internal Flow .....	58
4.3.9 Perhitungan Bilangan Reynold .....	59
4.3.10 Perhitungan Angka Nusselt.....	59
4.3.11 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Aliran Internal Flow .....	59
4.3.12 Menghitung Nilai Vmax pada Aliran Eksternal.....	59
4.3.13 Menghitung Bilangan Reynold pada Aliran Eksternal .....	60
4.3.14 Menghitung Bilangan Prandtl Aliran Eksternal .....	60
4.3.15 Menghitung NuD .....	60
4.3.16 Menghitung NuD,NL .....	61
4.3.17 Menghitung Nilai ho .....	62
4.3.18 Menghitung Nilai Uclean.....	62
4.3.19 Desain Cooling Coil.....	63
BAB V .....	64
KESIMPULAN DAN SARAN.....	65
5.1 Kesimpulan .....	65
5.2 Saran .....	65
DAFTAR PUSTAKA .....	66
LAMPIRAN.....	69
BIODATA PENULIS .....	77

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 BKI Vol III Tentang Pendingin.....	5
Gambar 2.2 Fluidized-bed Heat Exchanger.....	7
Gambar 2.3 Gas Ideal Pada Setiap Distribusi Temperatur .....	8
Gambar 2.4 Perpindahan Kalor Konduksi, Konveksi, dan Radiasi .....	8
Gambar 2.5 Perpindahan Panas Konduksi Dengan Difusi Energi Akibat Aktivitas Molekuler.....	10
Gambar 2.6 Konduksi Satu Dimensi Steady State.....	10
Gambar 2.7 Bagan Yang Menunjukkan Arah Aliran Kalor .....	11
Gambar 2.8 Pertumbuhan Lapisan Batas Pada Perpindahan Panas Konveksi.....	11
Gambar 2.9 Pertukaran Radiasi Antara Permukaan Dengan Sekelilingnya .....	14
Gambar 2.10 Aliran Internal & Aliran Eksternal.....	15
Gambar 2.11 Aliran Laminer & Aliran Turbulen .....	15
Gambar 2.12 Contoh Aliran Internal <i>Flow</i> dalam pipa.....	16
Gambar 2.13 Contoh Aliran Eksternal <i>Flow</i> dalam pipa.....	20
Gambar 2.14 Pesawat Penukar Kalor Tipe Pipa Dobel .....	25
Gambar 2.15 Pesawat Penukar Kalor .....	25
Gambar 2.16 <i>Gasketed Plate and Frame Heat Exchanger</i> .....	26
Gambar 2.17 <i>Inlet Fluid</i> dan <i>Outlet Fluid</i> pada <i>Gasketed Plate</i> .....	26
Gambar 2.18 Pesawat Penukar Kalor Tipe <i>Shell and Tube</i> .....	27
Gambar 2.19 Contoh Aliran Pesawat Penukar Kalor Tipe <i>Shell and Tube</i> .....	27
Gambar 2.20 Standar Tipe-tipe <i>Shell</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Tipe <i>Shell and Tube</i> .	28
Gambar 2.21 Bentuk dari <i>Tube</i> yang Digunakan Untuk Proses Evaporator dan Untuk Proses Kondensor.....	29
Gambar 2.22 Bentuk-bentuk <i>Tube</i> yang Berada Pada <i>Heat Exchanger</i> Jenis <i>Shell and Tube</i> .....	29
Gambar 2.23 Proses <i>Suction</i> dan <i>Discharge</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Jenis <i>Shell and Tube</i> .....	30
Gambar 2.24 Skematik Dari Siklus Refrigerasi.....	30
Gambar 3.1 Diagram Alur Penelitian .....	33
Gambar 4.1 Distribusi Panas Pada Balok .....	38
Gambar 4.2 Jaring-jaring Balok.....	38
Gambar 4.3 Tampilan dari Ruangan <i>Workshop</i> dan Asal dari Panas Sekitar Ruangan .....	43
Gambar 4.4 Gambar dari Bentuk dan Tipe dari Jendela yang Biasanya Terdapat pada Kapal.....	45
Gambar 4.5 Ukuran <i>Ducting</i> model Persegi .....	48
Gambar 4.6 Moody Diagram .....	49
Gambar 4.7 Skematik <i>General Arrangement</i> Peletakan HE.....	52
Gambar 4.8 Skematik Peredaran Suhu Air dan Udara.....	53
Gambar 4.9 Sketsa Aliran Udara Dalam Sistem Pendingin.....	54
Gambar 4.10 Desain <i>Cooling Coil</i> .....	64

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai Kira-kira Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi .....	12
Tabel 2.2 Nilai $h$ Pada Beberapa Fluida .....	12
Tabel 2.3 Konduktivitas Thermal Material .....	13
Tabel 2.4 Korelasi Antara Nilai Nu dengan Re .....	19
Tabel 2.5 Korelasi Antara Nilai Ni dengan Re .....	19
Tabel 2.6 Nilai U Untuk Menentukan Desain.....	23
Tabel 4.1 Data Beban Panas pada <i>Navigation Deck</i> .....	39
Tabel 4.2 Data Beban Panas pada <i>Captain Bridge Deck</i> .....	39
Tabel 4.3 Data Beban Panas pada <i>Boat Deck</i> .....	40
Tabel 4.4 Data Beban Panas pada <i>Poop Deck</i> .....	41
Tabel 4.5 Data Beban Panas pada <i>Main Deck</i> .....	41
Tabel 4.6 Data Beban Panas Secara Keseluruhan.....	42
Tabel 4.7 Luasan Dari Berbagai Sisi Ruang <i>Workshop</i> .....	43
Tabel 4.8 Sumber Paparan Panas dari Berbagai Sisi .....	43
Tabel 4.9 Nilai Sumber Panas Berdasarkan Aktivitas .....	45
Tabel 4.10 Tabel Ekuivalensi <i>Ducting</i> Lingkaran ke <i>Ducting</i> Persegi .....	48
Tabel 4.11 Ketentuan Aliran Fluida Berdasarkan Kebutuhan .....	50
Tabel 4.12 Nilai dari Setiap <i>Ducting</i> .....	50
Tabel 4.13 Rangkuman Nilai di Setiap <i>Ducting</i> .....	51
Tabel 4.14 Tabel Spesifikasi <i>Fan Blower</i> .....	51
Tabel 4.15 Tabel Spesifikasi Pompa.....	55
Tabel 4.16 Pemilihan Pipa Berdasarkan Standar ASME.....	56
Tabel 4.17 Tabel Persamaan Nilai Nu Pada <i>Cross Banks</i> .....	60
Tabel 4.18 Tabel Koreksi Nilai $f$ Terhadap $N_L$ .....	60



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Air buangan hasil kondensasi yang dihasilkan oleh sistem pendingin *air conditioning* pada skala perumahan dan skala gedung-gedung besar yang memerlukan pengkondisian udara yang cukup besar biasanya dibuang begitu saja. Begitupula dengan hasil air kondensasi yang dihasilkan oleh *air conditioning central* atau AHU (*Air Handling Unit*) yang biasanya berjumlah cukup untuk dimanfaatkan kembali untuk mendinginkan ruangan yang menghasilkan panas yang cukup tinggi dan membuat para operator kurang nyaman dan membuat kinerja pada saat bekerja menurun.

*Workshop* merupakan salahsuaat ruang yang cukup vital dalam sebuah kapal. Luas atau sempitnya volume *workshop* dan ruangan pendukung lainnya akan berpengaruh pada ruang kerja dari operator yang tugasnya di *workshop*. Dalam *workshop* beberapa aktivitas operasional kapal dilakukan, seperti perbaikan salah satu equipment kapal yang rusak, pembuatan *spare part* yang dibutuhkan sesegera mungkin yang tidak harus menunggu kapal bersandar dahulu, dan bahkan ruangan *workshop* terkadang di gunakan untuk operator beristirahat dan mendinginkan badan serta melegakkan pendengaran mereka dari bisingnya suara yang dihasilkan mesin mesin di kamar mesin.

Kenaikan temperatur dalam kamar mesin dapat mempengaruhi kenyamanan operator/ manusia dan unjuk kerja peralatan permesinan. Dengan suhu yang tinggi, udara dalam kamar mesin akan memuai sehingga menyebabkan kandungan oksigen dalam udara tersebut menipis. Apabila kandungan oksigen dalam udara yang dibutuhkan sebagai campuran bahan bakar pada proses pembakaran kurang, akan terjadi pembakaran yang tidak sempurna. Pembakaran yang tidak sempurna menyebabkan daya yang dikeluarkan oleh mesin menurun. Dikarenakan volume ruangan mesin yang besar dan memiliki temperatur yang tinggi maka diperlukan volume udara yang dihembuskan lumayan banyak dan itu memerlukan debit dari fluida pendingin yang lumayan banyak. Maka jika para operator ingin mendinginkan badan memerlukan udara segar harus keluar menuju *open deck* yang akan memakan waktu dan harus meninggalkan tempa bekerja mereka tentu akan merugikan waktu. Untuk mengatasi permasalahan tersebut maka diambil satu ruangan yaitu ruangan *workshop* untuk didinginkan ruangnya dan mendinginkan suhu pada mesin yang berada pada *workshop*. Jadi para operator tidak perlu menuju *open deck* untuk bias mendinginkan suhu tubuh hanya perlu menuju ruangan *workshop*.

Sistem ventilasi sangat penting guna mensirkulasi udara pada ruangan *workshop*. Oleh karena itu, proses sirkulasi pada *workshop* harus bekerja dengan baik. Berdasarkan Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) (2001:volume VIII) tentang “*Rules For The Classification And Construction Of Seagoing Steel Ships For Refrigerating Instalation*”, kondisi udara yang dipersyaratkan pada *workshop* yang berisi mesin, peralatan dan alat-alat bantu lainnya yang dioperasikan pada kondisi kerja di daerah tropis yaitu sebagai berikut:

- Suhu maksimum *workshop* adalah 45°C atau lebih dari 5°C dari temperatur udara luar.

- Kelembaban relative (*Relative humidity*) 50%.
- Tekanan barometer 76 cm Hg

Hal ini tentunya berbeda dengan keadaan yang terdapat di lapangan. Pada *workshop* kapal suhunya dapat mencapai  $\pm 50^{\circ}\text{C}$ , tentunya hal ini belum sesuai dengan peraturan BKI yang mensyaratkan suhu maksimal *workshop*  $45^{\circ}\text{C}$ .

Penelitian ini dilakukan untuk merencanakan penukar kalor (*heat exchanger*) sederhana dengan memanfaatkan air kondensasi AC *central* yang terdapat di kapal untuk pendingin ventilasi udara *workshop*. Air kondensasi AC tersebut berasal dari sistem refrigerasi AC, saat udara melewati koil pendingin akan terjadi penurunan suhu. Pada proses pendinginan ini kerapatan molekul-molekul air tersebut menjadi sangat rapat dan menjadi terkondensasi atau membentuk menjadi air. Karena berat air menjadi lebih besar dari udara, maka air akan jatuh terpisah dan dialirkan melalui selang pembuangan. Air kondensasi inilah yang akan dimanfaatkan untuk mendinginkan udara *workshop*.

Penggunaan air kondensasi AC tersebut karena memiliki temperatur yang rendah sekitar  $\pm 20^{\circ}\text{C}$  dan biasanya air tersebut terbuang sia-sia. Alat penukar kalor tersebut didesain layaknya radiator, dimana merupakan alat untuk mendinginkan air dengan menggunakan udara. Namun pada penelitian ini udara akan didinginkan menggunakan air kondensasi AC.

Inovasi teknologi ini merupakan salah satu pilihan untuk menghemat sesuatu yang terbuang sia-sia guna dimanfaatkan kembali, yaitu mendinginkan ruangan *workshop* yang tetap dijadikan ruangan kerja sekaligus ruangan untuk mendinginkan tubuh dengan menggunakan sistem penukar kalor sebagai alat penurun suhu. Dengan memanfaatkan teknologi ini maka dapat pula menghemat energi yang akan dihasilkan dari kapal.

## 1.2 Rumusan Permasalahan

- a. Bagaimana rancangan desain penukar kalor yang memanfaatkan air kondensasi AC?
- b. Bagaimana sistem perpipaan udara (ducting) untuk ventilasi menuju ruangan *workshop*?

## 1.3 Batasan Masalah

- a. Ruangan *workshop* di kapal
- b. Dalam pengerjaan tugas akhir ini sebatas mendesain kebutuhan penukar kalor, dan jalur perpipaannya, tidak untuk pembuatan alat.
- c. Tidak menganalisa segi ekonomis.

## 1.4 Tujuan

Tujuan penulisan tugas akhir ini adalah

- a. Mengetahui peendesain *cooling coil* sebagai penukar kalor yang memanfaatkan air kondensasi AC untuk sistem pendingin pada ruangan *workshop*. Menggunakan beberapa perhitungan seperti:
  - Pemanfaatan PCM untuk membantu penurunan suhu
- b. Merencanakan sistem ventilasi menuju ruangan *workshop*.

### **1.5 Manfaat**

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan tugas akhir ini adalah

- a. Memberi wawasan dalam perencanaan penukar kalor sederhana untuk pendingin *workshop*.
- b. Sarana informasi bagi pihak galangan dan kapal dalam pemanfaatan air kondensasi AC untuk pendingin ventilasi udara *workshop*.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Heat exchanger

Dalam Bahasa Indonesia, *heat exchanger* memiliki arti harfiah alat penukar panas. Pengertian ilmiah dari *heat exchanger* adalah sebuah alat yang berfungsi untuk mentransfer energi panas (entalpi) antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dengan fluida, atau antara partikel padat dengan fluida, pada temperatur yang berbeda serta terjadi kontak termal. Lebih lanjut, *heat exchanger* dapat pula berfungsi sebagai alat pembuang panas, alat sterilisasi, peşteurisasi, pemisahan campuran, distilisasi (pemurnian, ekstraksi), pembentukan konsentrat, kristalisasi, atau juga untuk mengontrol sebuah proses fluida.

Satu bagian terpenting dari *heat exchanger* adalah permukaan kontak panas. Pada permukaan inilah terjadi perpindahan panas dari satu zat ke zat yang lain. Semakin luas bidang kontak total yang dimiliki oleh *heat exchanger* tersebut, maka akan semakin tinggi nilai efisiensi perpindahan panasnya. Pada kondisi tertentu, ada satu komponen tambahan yang dapat digunakan untuk meningkatkan luas total bidang kontak perpindahan panas ini. Komponen tersebut adalah sirip.

Dalam peraturan BKI volume 3 *section 11* tentang pendingin atau mesin pendingin disebutkan beberapa peraturan dan *requirement*. Berikut merupakan peraturan atau pengertian *heat exchanger* pada peraturan BKI.

2.	<b>Heat exchangers, coolers</b>
2.1	The construction and equipment of heat exchangers and coolers are subject to the requirements of Section 8.
2.2	The coolers of cooling water systems, engines and equipment are to be so designed to ensure that the specified cooling water temperatures can be maintained under all operating conditions. Cooling water temperatures are to be adjusted to meet the requirements of engines and equipment.
2.3	Heat exchangers for auxiliary equipment in the main cooling water circuit are to be provided with by-passes if in the event of a failure of the heat exchanger it is possible by these means to keep the system in operation.
2.4	It is to be ensured that auxiliary machinery can be maintained in operation while repairing the main coolers. If necessary, means are to be provided for changing over to other heat exchangers, machinery or equipment through which a temporary heat transfer can be achieved.
2.5	Shut-off valves are to be provided at the inlet and outlet of all heat exchangers.
2.6	Every heat exchanger and cooler is to be provided with a vent and a drain.
2.7	<b>Keel coolers, box coolers</b>
2.7.1	Arrangement and construction drawings of keel and box coolers are to be submitted for approval.
2.7.2	Permanent vents for fresh water are to be provided at the top of keel coolers and chest coolers.
2.7.3	Keel coolers are to be fitted with pressure gauge connections at the fresh water inlet and outlet.
3.	<b>Expansion tanks</b>
3.1	Expansion tanks are to be arranged at sufficient height for every cooling water circuit.
Different cooling circuits may only be connected to a common expansion tank if they do not interfere with each other. Care is to be taken here to ensure that damage to or faults in one system cannot affect the other system.	
BKl Rules for Machinery Installations - 2015	

Gambar 2.1. BKl vol III tentang pendingin  
(Sumber : BKl Vol III, 2016)

*Heat exchanger* dapat diklasifikasikan menjadi berbagai jenis berdasarkan beberapa aspek. Macam-macam *heat exchanger* berdasarkan proses transfer panas terbagi atas :

a. Heat Exchanger Tipe Kontak Tak Langsung

*Heat exchanger* tipe ini melibatkan fluida-fluida yang saling bertukar panas dengan adanya lapisan dinding yang memisahkan fluida-fluida tersebut. Sehingga pada *heat exchanger* jenis ini tidak akan terjadi kontak secara langsung antara fluida-fluida yang terlibat.

b. Heat Exchanger Tipe Direct-Transfer

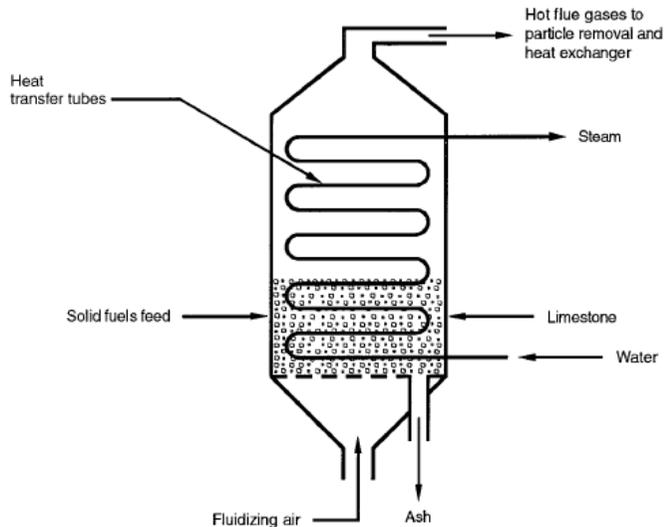
Pada *heat exchanger* tipe ini, fluida-fluida kerja mengalir secara terus-menerus dan saling bertukar panas dari fluida panas ke fluida yang lebih dingin dengan melewati dinding pemisah. Yang membedakan *heat exchanger* tipe ini dengan tipe kontak tak langsung lainnya adalah aliran fluida-fluida kerja yang terus-menerus mengalir tanpa terhenti sama sekali. *Heat exchanger* tipe ini sering disebut juga dengan *heat exchanger recuperator*.

c. Storage Type Exchanger

*Heat exchanger* tipe ini memindahkan panas dari fluida panas ke fluida dingin secara intermittent (bertahap) melalui dinding pemisah. Sehingga pada jenis ini, aliran fluida tidak secara terus-menerus terjadi, ada proses penyimpanan sesaat sehingga energi panas lebih lama tersimpan di dinding-dinding pemisah antara fluida-fluida tersebut. Tipe ini biasa pula disebut dengan *regenerative heat exchanger*.

d. Fluidized-Bed Heat Exchanger

*Heat exchanger* tipe ini menggunakan sebuah komponen solid yang berfungsi sebagai penyimpan panas yang berasal dari fluida panas yang melewatinya. Fluida panas yang melewati bagian ini akan sedikit terhalang alirannya sehingga kecepatan aliran fluida panas ini akan menurun, dan panas yang terkandung di dalamnya dapat lebih efisien diserap oleh padatan tersebut. Selanjutnya fluida dingin mengalir melalui saluran pipa-pipa yang dialirkan melewati padatan penyimpan panas tersebut, dan secara bertahap panas yang terkandung di dalamnya ditransfer ke fluida dingin.



Gambar 2.2. Fluidized-bed heat exchanger  
(Sumber : Ramesh, 2003)

Terdapat tujuan utama ventilasi udara di *workshop*, yaitu :

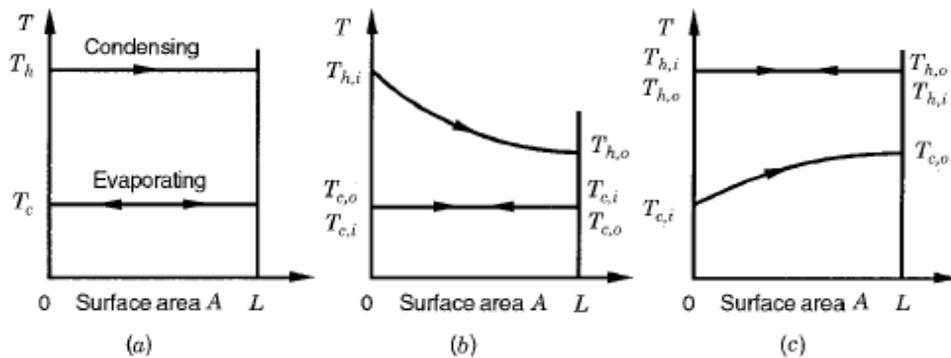
1. Untuk menyediakan lingkungan udara yang memungkinkan mesin dan peralatan berfungsi dengan baik.
2. Untuk menyediakan lingkungan udara yang nyaman bagi personel atau awak *workshop*.

Aspek yang penting untuk diperhatikan adalah udara ventilasi, yaitu udara yang dibutuhkan untuk kebutuhan dan kenyamanan dalam ruangan *workshop* dan diperlukan untuk mengangkut yang panas yang terpancar dari mesin dan peralatan lain-lain didalam *workshop*.

Penting juga memperhatikan bentuk aliran udara dalam ruangan *workshop* yang biasa disebut *routing*. *Routing* menentukan tercapainya kondisi lingkungan udara *workshop* yang nyaman. Untuk itu udara bersih dari luar dialirkan masuk *workshop* sejauh mungkin dari sumber panas yang ada, dan masuk kedalam *workshop* pada titik yang serendah mungkin agar udara dapat terdistribusi merata keseluruh ruangan *workshop*.

## 2.2 Perpindahan Kalor

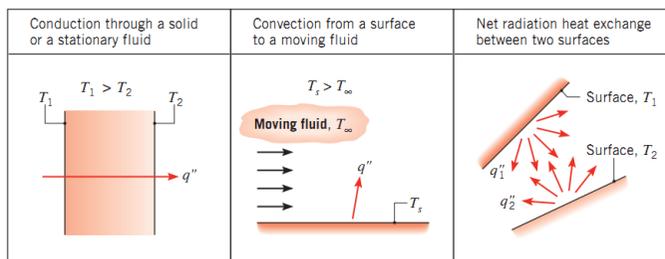
Dalam termodinamika telah diketahui bahwa energi dapat ditransfer dengan adanya interaksi antara sistem dengan lingkungannya. Interaksi tersebut dapat berupa kerja atau kalor. Termodinamika hanya memfokuskan pada keadaan awal dan akhir proses, dan tidak memberikan informasi tentang laju perubahan properti selama proses berlangsung. Pelajaran ini bertujuan untuk mengembangkan analisis termodinamika tersebut dengan mendeskripsikan mekanisme perpindahan panas, dan juga membangun formulasi untuk menghitung laju perpindahan panas (perpindahan panas per satuan waktu) (Incropera and Dewitt, 2007).



Gambar 2.3. Gas ideal pada setiap distribusi temperatur  
(Sumber : Ramesh, 2003)

Dapat dilihat dari Gambar 2.3 bahwa setiap kondisi perlakuan panas memiliki grafik yang berbeda, pada grafik (a) menunjukkan bahwa pada saat kondisi kondensasi dan evaporasi, suhu  $T_h$  memiliki nilai yang lebih tinggi dan pada evaporasi memiliki suhu yang lebih rendah karena evaporasi merupakan kegiatan melepas panas atau kalor. Grafik (b) menunjukkan grafik fase tunggal untuk mendinginkan fluida kepada fluida yang berada pada evaporator. Sedangkan pada grafik (c) merupakan grafik satu fluida yang terkondensasi, dan pada fasa lainnya mengalami pemanasan fluida.

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas/kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Berdasarkan definisi tersebut, jika ada perbedaan temperatur antara dua media, perpindahan panas pasti terjadi. Gambar di bawah ini memperlihatkan perbedaan cara perpindahan panas berdasarkan mekanismenya. Cara perpindahan panas tersebut disebut *modes of heat transfer*. Jika ada gradient temperatur pada media yang diam baik pada benda padat ataupun *liquid*, perpindahan panas yang terjadi disebut konduksi. Jika ada *gradient* temperatur antara benda padat dengan *liquid* yang mengalir disekitarnya, perpindahan panas yang terjadi disebut konveksi (Incropera and Dewitt, 2007).



Gambar 2.4. Perpindahan kalor konduksi, konveksi dan radiasi  
(Sumber : Incropera and Dewitt, 2007)

Kalor adalah bentuk energi yang dirasakan oleh manusia. Energi mewujudkan keadaan di mana jumlah energi yang dipindahkan antara manusia dan persekitarannya mencapai keseimbangan secara termal (Weller dan Youle, 1981). Perpindahan kalor terjadi karena adanya perbedaan suhu diantara benda atau material. Perpindahan kalor dari suatu zat ke zat lain seringkali terjadi dalam kehidupan sehari-hari baik penyerapan atau pelepasan kalor, untuk mencapai dan mempertahankan keadaan yang dibutuhkan sewaktu proses berlangsung.

Hukum pertama termodinamika merupakan prinsip kekekalan energi. Energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan, hanya diubah dari satu bentuk ke bentuk lainnya. Sedangkan hukum kedua termodinamika, perpindahan kalor atau energi dapat terjadi secara spontan hanya dalam satu arah, dari benda yang lebih panas ke benda yang lebih dingin.

Kalor sendiri adalah salah satu bentuk energi. Secara umum kalor terdiri dari kalor sensibel dan kalor laten. Kalor Sensibel merupakan kalor yang dapat dirasakan oleh indera. Dengan kata lain dia adalah merupakan bentuk kalor yang bergandengan dengan perubahan suhu dari benda yang terkait. Kalor Laten adalah energi termal yang terlibat dalam perubahan keadaan sebuah benda tanpa perubahan temperatur. Contoh: perubahan dari padat ke cair atau dari cair ke padat.

Persamaan umum kalor sensibel dan laten sebagai berikut :

$$q_s = m \cdot c_p \cdot \Delta T \dots\dots\dots(2.1)$$

$$q_l = m \cdot L \dots\dots\dots(2.2)$$

Proses perpindahan kalor dapat terjadi dengan cara konduksi, konveksi, dan radiasi. Rumusan atau persamaan untuk mencari beban panas (Q) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q = U \times A \times (T_1-T_2) \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana :

- Q = Beban panas (W)
- U<sub>1</sub> = Nilai koefisien beban panas yang mendapatkan panas lebih (W/m<sup>2</sup>)
- U<sub>2</sub> = Nilai koefisien beban panas yang mendapatkan panas lebih sedikit (W/m<sup>2</sup>)
- T<sub>r</sub> = Suhu ruangan *workshop* (K)
- T<sub>s</sub> = Suhu sumber panas (K)

Kalor juga dapat merambat atau masuk melalui pembatas seperti pintu atau dinding dan juga jendela. Rumusan perambatan kalor melalui jendela dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q = Q \times n \times A \dots\dots\dots(2.4)$$

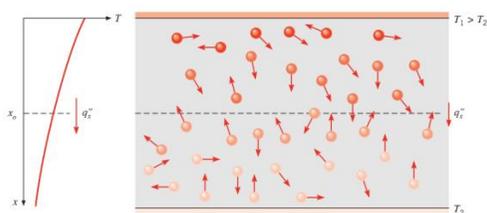
Dimana :

- Q = Beban panas (W)
- n = Jumlah jendela
- A = Luas permukaan dari jendela (m<sup>2</sup>)

### 2.2.1 Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah perpindahan panas yang bergantung pada aktivitas pada level atom dan molekuler. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih tinggi ke partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut (Incropera & Dewitt, 2007).

Pada gambar dibawah ini dapat dilihat bahwa partikel-partikel bergerak secara acak sehingga memungkinkan satu partikel bersinggungan dengan partikel yang lain. Sehingga apabila yang bersinggungan tersebut partikel yang berbeda tingkat energinya, maka perpindahan panas pasti terjadi. Jika  $T_1 > T_2$  maka akan terjadi perpindahan panas kearah sumbu x positif. Karena perpindahan panas konduksi terjadi akibat gerakan acak partikel, maka disebut juga sebagai *diffusi energy* (Incropera & Dewitt, 2007).

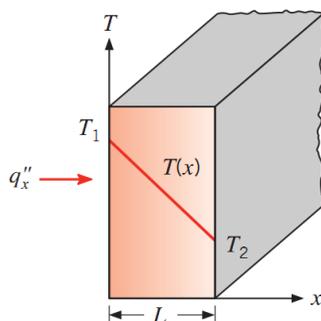


Gambar 2.5. Perpindahan Panas konduksi dengan diffusi energi akibat aktivitas molekuler.

(Sumber : Incropera and Dewitt,2007)

Untuk menghitung laju perpindahan diperlukan persamaan yang sesuai dengan mode dari perpindahan panas tersebut. Persamaan laju perpindahan panas konduksi satu dimensi pada dinding datar dikenal dengan persamaan (hukum) Fourier. Pada gambar dibawah ini jika  $T_1 > T_2$ , maka ada distribusi temperatur kearah sumbu x  $T(x)$

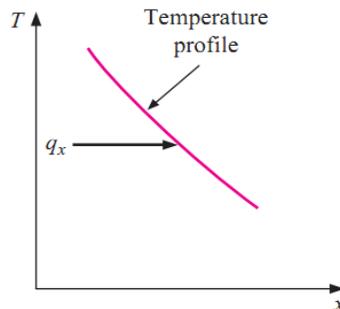
$k$  = konduktivitas thermal, watt/m  $^{\circ}\text{C}$



Gambar 2.6. Konduksi satu dimensi steady state.

(Sumber : Incropera and Dewitt,2007)

Tanda negatif pada persamaan diatas diberikan agar memenuhi hukum termodinamika dimana kalor mengalir ke suhu yang lebih rendah seperti ditunjukkan gambar dibawah ini.

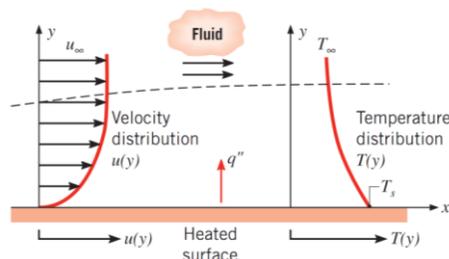


Gambar 2.7. Bagan yang menunjukkan arah aliran kalor  
(Sumber : Holman, 1986)

Untuk konduktivitas termal zat cair dan zat padat, ada teori-teori yang dapat digunakan dalam beberapa situasi tertentu, tetapi umumnya zat cair terdapat banyak masalah yang memerlukan penjelasan. Untuk gas- gas pada suhu rendah, pengolahan analitis teori kinetik gas dapat dipergunakan untuk meramalkan secara teliti nilai-nilai yang diamati dalam percobaan. Mekanisme konduktivitas termal pada gas cukup sederhana. Energi kinetik molekul ditunjukkan oleh suhunya, jadi pada bagian bersuhu tinggi molekul- molekul mempunyai kecepatan yang lebih tinggi daripada yang berada pada suhu rendah. Molekul- molekul itu selalu berada dalam gerakan acak, saling bertubukan satu sama lain, sehingga terjadi pertukaran energi dan momentum

### 2.2.2 Konveksi

Perpindahan panas konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Kontribusi dari gerak acak molekuler (diffusi) biasanya lebih dominan di daerah dekat dengan permukaan padat dimana pada daerah tersebut kecepatan aliran makroskopiknya nol. Jadi pada daerah tersebut ( $y = 0$ ), panas dipindahkan melalui mekanisme gerak acak molekuler. Kontribusi dari gerakan makroskopik fluida, dimulai pada daerah dimana sudah terjadi pertumbuhan lapisan batas, yang artinya kecepatan aliran fluida (kearah sumbu  $x$ ) meningkat sedikit lebih besar dari nol.



Gambar 2.8. Pertumbuhan lapisan batas pada perpindahan panas konveksi.  
(Sumber : Incropera and Dewitt, 2007)

Perpindahan panas konveksi juga dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida yang terjadi disebabkan oleh faktor eksternal seperti: pompa, *fan/blower* atau juga angin pada udara atmosfer maka perpindahan panas konveksi yang terjadi disebut konveksi paksa (*forced convection*). Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida (variasi massa jenis dihasilkan oleh adanya perbedaan temperatur antara satu lokasi dengan lokasi yang lain dalam satu wadah), maka disebut konveksi bebas atau konveksi alam (S.C. Arora and S.Domkundwar, 1987).

Koefisien perpindahan panas konveksi tersebut tergantung pada kondisi lapisan batas yang tergantung juga pada geometri permukaan, penyebab terjadinya aliran fluida, dan sifat-sifat termodinamika dari fluida. Untuk menyelesaikan beberapa persoalan perpindahan panas konveksi koefisien  $h$  tersebut harus diketahui. Untuk kondisi kompleks, harga  $h$  ditentukan secara eksperimen. Koefisien perpindahan kalor kadang-kadang disebut juga konduktansi film. Satuan  $h$  adalah watt per meter kwadrat per derajat Celsius, jika aliran kalor dalam watt. Untuk patokan kasar harga  $h$  dapat dilihat pada table berikut.

Tabel 2.1 Nilai kira-kira koefisien perpindahan kalor koveksi

Process	$h$ (W/m <sup>2</sup> · K)
Free convection	
Gases	2–25
Liquids	50–1000
Forced convection	
Gases	25–250
Liquids	100–20,000
Convection with phase change	
Boiling or condensation	2500–100,000

(Sumber : Holman, 1986)

Tabel 2.2 Nilai  $h$  pada beberapa fluida

Mode	$h$	
	W/m <sup>2</sup> · °C	Btu/h · ft <sup>2</sup> · °F
Across 2.5-cm air gap evacuated to a pressure of 10 <sup>-6</sup> atm and subjected to $\Delta T = 100^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$	0.087	0.015
<i>Free convection, <math>\Delta T = 30^\circ\text{C}</math></i>		
Vertical plate 0.3 m [1 ft] high in air	4.5	0.79
Horizontal cylinder, 5-cm diameter, in air	6.5	1.14
Horizontal cylinder, 2-cm diameter, in water	890	157
Heat transfer across 1.5-cm vertical air gap with $\Delta T = 60^\circ\text{C}$	2.64	0.46
Fine wire in air, $d = 0.02$ mm, $\Delta T = 55^\circ\text{C}$	490	86
<i>Forced convection</i>		
Airflow at 2 m/s over 0.2-m square plate	12	2.1
Airflow at 35 m/s over 0.75-m square plate	75	13.2
Airflow at Mach number = 3, $p = 1/20$ atm, $T_\infty = -40^\circ\text{C}$ , across 0.2-m square plate	56	9.9
Air at 2 atm flowing in 2.5-cm-diameter tube at 10 m/s	65	11.4
Water at 0.5 kg/s flowing in 2.5-cm-diameter tube	3500	616
Airflow across 5-cm-diameter cylinder with velocity of 50 m/s	180	32
Liquid bismuth at 4.5 kg/s and 420°C in 5.0-cm-diameter tube	3410	600
Airflow at 50 m/s across fine wire, $d = 0.04$ mm	3850	678
<i>Boiling water</i>		
In a pool or container	2500–35,000	440–6200
Flowing in a tube	5000–100,000	880–17,600
<i>Condensation of water vapor, 1 atm</i>		
Vertical surfaces	4000–11,300	700–2000
Outside horizontal tubes	9500–25,000	1700–4400
<i>Dropwise condensation</i>	170,000–290,000	30,000–50,000

(Sumber : Holman, 1986)

### 2.2.3 Radiasi

Radiasi termal adalah emisi (pancaran) energi dari suatu material yang memiliki temperatur tertentu. Radiasi dapat dipancarkan baik oleh material padat, cair maupun gas. Mekanisme perpindahan panas secara radiasi ini dihubungkan dengan adanya perubahan konfigurasi elektron dari atom atau molekul material yang bersangkutan. Lebih lanjut medan energi radiasi ini dipancarkan sebagai gelombang elektromagnetik. Jadi perpindahan panas radiasi tidak memerlukan media seperti perpindahan panas konduksi dan konveksi. Perpindahan panas radiasi akan lebih efektif jika terjadi pada ruang vakum.

### 2.2.4 Konduktivitas termal

Konduktivitas atau keterhantaran termal atau  $K$  adalah suatu besaran intensif bahan yang menunjukkan kemampuannya untuk menghantarkan panas. Konduksi termal adalah suatu fenomena transport di mana perbedaan temperatur menyebabkan transfer energi termal dari satu daerah benda panas ke daerah yang sama pada temperatur yang lebih rendah. Panas yang ditransfer dari satu titik ke titik lain lain melalui salah satu dari tiga model yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi. Konduktivitas termal = laju aliran panas  $\times$  jarak / (luas  $\times$  perbedaan suhu). Besaran ini didefinisikan sebagai panas,  $Q$ . Yang dihantarkan sela waktu  $t$  melalui ketebalan  $L$ , dengan arah normal ke permukaan dengan luas  $A$  yang disebabkan oleh suhu  $\Delta T$  dalam kondisi tunak dan jika perpindahan panas hanya tergantung dengan perbedaan suhu tersebut.

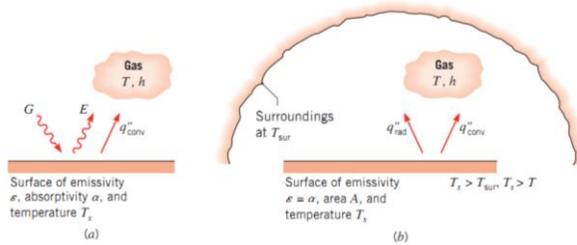
Tabel 2.3 Konduktivitas thermal material

Jenis benda	Konduktivitas termal (k)		Jenis benda	Konduktivitas termal (k)	
	J/m.s. $^{\circ}$ C	Kkal/m.s $^{\circ}$ C		J/m.s. $^{\circ}$ C	Kkal/m.s $^{\circ}$ C
Perak	420	$1000 \times 10^{-4}$	Air	0,56	$1,4 \times 10^{-4}$
Tembaga	380	$920 \times 10^{-4}$	Tubuh	0,2	$0,5 \times 10^{-4}$
Aluminium	200	$500 \times 10^{-4}$	Kayu	0,08 – 0,16	$0,2 \times 10^{-4}$
Baja	40	$110 \times 10^{-4}$	Gabus	0,042	$0,1 \times 10^{-4}$
Es	2	$5 \times 10^{-4}$	Wol	0,040	$0,1 \times 10^{-4}$
Kaca (biasa)	0,84	$2 \times 10^{-4}$	Busa	0,024	$0,06 \times 10^{-4}$
Bata	0,84	$2 \times 10^{-4}$	Udara	0,023	$0,055 \times 10^{-4}$

Fluks pancaran panas radiasi maksimum yang dipancarkan oleh permukaan radiator sempurna disebut benda hitam (*black body*). Fluks pancaran panas radiasi yang sebenarnya lebih kecil dari fluks maksimum tersebut yaitu:

$$q'' = \epsilon \sigma T^4 \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana  $\epsilon$  : sifat radiatif permukaan dan disebut emisivitas



Gambar 2.9. Pertukaran radiasi antara permukaan dengan sekelilingnya.  
(Sumber :Incropera and Dewitt,2007)

Setiap material yang bertemperatur memancarkan radiasi, jadi yang terpenting adalah menghitung laju pertukaran radiasi netto antara dua benda yang saling memancarkan radiasi. Kasus yang sering dijumpai adalah pertukaran netto antara benda kecil dengan lingkungannya yang melingkupi seluruh benda yang kecil tersebut. Artinya seluruh pancaran radiasi benda kecil diasumsikan diterima seluruhnya oleh lingkungan yang melingkupinya. Diantara benda dengan lingkungannya dipisahkan oleh gas yang tidak berpengaruh terhadap perpindahan panas radiasi. Persamaan laju pertukaran netto adalah:

$$q = \epsilon A \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana A ; luas permukaan pemancar (yang memancarkan) radiasi. Untuk kasus ini luas permukaan dan emisivitas lingkungan tidak berpengaruh pada radiasi. Persamaan diatas tersebut dapat ditulis menyerupai persamaan perpindahan panas konveksi yaitu:

$$q = h_\sigma A (T_s - T_{sur}) \dots\dots\dots(2.7)$$

$$h_\sigma = \epsilon \sigma (T_s + T_{sur}) (T_s^4 - T_{sur}^4) \dots\dots\dots(2.8)$$

Disamping ada pancaran radiasi pada benda tersebut juga terjadi perpindahan panas konveksi, sehingga total laju perpindahan panas adalah:

$$q_t = q_{kon} + q_{rad}$$

$$q_t = h_\sigma A (T_s - T_{sur}) + \epsilon A \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \dots\dots\dots(2.9)$$

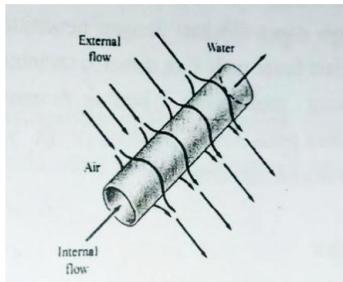
**2.2.5 Klasifikasi Aliran Fluida**

a. Aliran viskocous dan invicid.

Vicous adalah gaya gesek yang merupakan hambatan internal yang terjadi. Ketika dua permukaan fluida saling bergerak dimana satu lapisan fluida yang bergerak lebih cepat. Aliran fluida yang mana efek dari viskositas tidak berpengaruh secara signifikan disebut aliran viscous. Sedangkan aliran fluida yang viskositasnya dianggap nol sehingga tidak ada gaya gesek yang terjadi disebut *frictionless* atau aliran invicid.

b. Aliran internal dan aliran eksternal

Dalam siste pendingin dikapal, ada aliran yang mengalir didalam dan diluar pipa. Air tawar pendingin mesin yang dialirkan di dalam sebuah pipa disebut sebagai aliran internal *flow*. Sedangkan air laut yang berperan sebagai pendingin air tawar dan mengalir di luar pipa disebut eksternal *flow*. Aliran air yang mengalir searah dengan aliran internal di dalam pipa dinamakan *concurrent*. Apabila yang mengalir berlawanan dengan aliran air yang ada di dalam pipa diseut aliran *counter flow*.



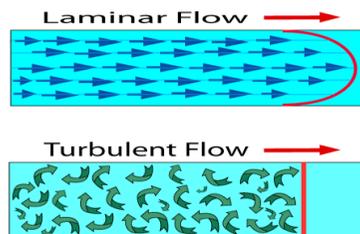
Gambar 2.10. Aliran internal & aliran eksternal  
(Sumber : Kern, 1985)

c. Aliran laminar dan turbulen

Aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan-lapisan, atau lamina-lamina dengan satu lapisan meluncur secara lancer. Ciri-ciri aliran laminar adalah memiliki angka reynold <2000. Dalam aliran laminar, viskositas berfungsi untuk meredam kecendrungan terjadinya gerakan relative antara lapisan. Sehingga aliran laminar memenuhi hokum viskositas Newton yaitu :

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \dots\dots\dots(2.10)$$

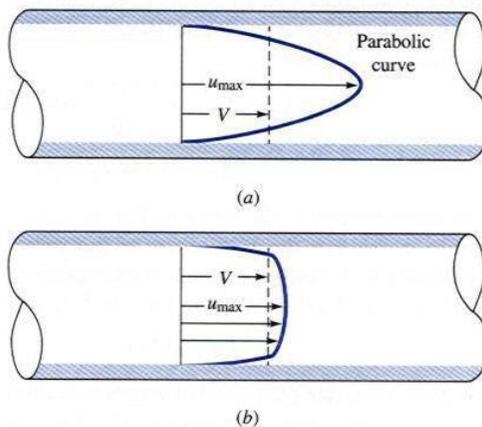
Aliran turbulen adalah aliran dimana pergerakan dari partikel-partikel fluida sangat tidak menentu karena mengalami percampuran serta putaran partikel antar lapisan. Akibat momentum ialah saling tukar dari satu bagian fluida kebagian fluida yang lain dalam skala yang besar. Dalam keadaan aliran turbulen maka turbulensi yang terjadi membangkitkan tegangan geser yang merata diseluruh fluida sehingga menghasilkan *losses-losses* aliran. Aliran turbulen memiliki angka Reynold > 4000. Sedangkan aliran yang memiliki angka reynold 2000 < Rn < 4000 disebut aliran transisi.



Gambar 2.11. Aliran laminar & aliran turbulen  
(Sumber : Kern, 1985)

**2.2.6 Konveksi pada aliran internal**

*Internal flow* adalah aliran fluida yang dibatasi oleh permukaan benda atau *casing*. Oleh karena itu lapisan batas tidak dapat berkembang tanpa dibatasi oleh permukaan. Permukaan benda bermacam-macam, ada yang berbentuk kotak, bulat, segitiga, ataupun tidak teratur. Dengan begitu, akan terdapat lekukan-lekukan benda yang dapat menghambat aliran fluida. Contoh yang paling mudah adalah aliran fluida dalam pipa. Aliran fluida tersebut dibatasi oleh permukaan atau *casing* pipa. Oleh karena itu aliran fluida dalam pipa tersebut adalah *internal flow*. Pada aliran fluida yang mengalir melalui pipa, terjadi perpindahan konveksi secara paksa. Konveksi paksa ialah yang terjadi karena ada sesuatu yang menggerakkan fluida. Contohnya adalah kipas, pompa, kompresor, blower, grafitasi bumi, dll. Faktor-faktor yang memengaruhi perpindahan panas konveksi ada beberapa macam.



Gambar 2.12. Contoh aliran internal *flow* dalam pipa  
(Sumber : Natere, 2002)

**2.2.6.1 Angka Prandtl**

Angka prandtl adalah angka tak berdimensi yang menggambarkan ketebalan relative pada kecepatan lapisan batas kecepatan dan *thermal*. Parameter yang digunakan untuk menghitung angka prandtl antara lain difusifitas *thermal* ( $\alpha$ ). Massa jenis/densitas fluida ( $\rho$ ), dan viskositas dinamis flida ( $\mu$ ). Rumus penurunan angka prandtl dituliskan dengan persamaan sebagai berikut :

$$Pr = \frac{\mu}{\rho \times \alpha} \dots\dots\dots(2.11)$$

Karena  $\alpha = \frac{\mu \times Cp}{k}$  maka persamaan bilangan prandtl dapat dituliskan dengan persamaan berikut :

$$Pr = \frac{\mu \times Cp}{k} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana :

$\mu$  : viskositas dinamis fluida (Kg/m °C)

$\rho$	: massa jenis/densitas fluida	(Kg/m <sup>3</sup> )
$\alpha$	: difusitas <i>thermal</i> fluida	(m <sup>2</sup> /s)
$C_p$	: kalor spesifik	(J/Kg °C)
$k$	: konduktivitas termal material	(W/m °C)

### 2.2.6.2 Angka Prandtl Permukaan

Angka prandtl dipermukaan *tube* (Prs) memiliki rumus yang dengan angka prandtl pada umumnya. Namun yang membedakan adalah viskositas dinamis ( $\mu$ ) dan konduktivitas termal ( $k$ ) menggunakan suhu yang berbeda di permukaan, bukan suhu rata-rata sehingga persamaannya dapat ditulis sebagai berikut:

$$Pr = \frac{\mu s \times C_p}{ks} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana :

$C_p$	: kalor spesifik	(J/Kg °C)
$k$	: konduktivitas termal material	
$\mu$	: viskositas dinamis	(Kg/m °C)

### 2.2.6.3 Angka Reynold

Bilangan reynold adalah rasio gaya inersia ( $vsp$ ) terhadap gaya viskositas ( $\mu/L$ ) yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi tertentu. Bilangan reynold menentukan jenis aliran suatu fluida. Aliran fluida yang memiliki bilangan reynold kurang dari 2000 disebut jenis aliran laminar. Aliran fluida yang memiliki bilangan reynold lebih dari 4000 disebut memiliki jenis aliran turbulen. Namun bilangan reynold yang jumlahnya antara 2000 sampai 4000 disebut aliran transisi. Bilangan reynold dapat ditulis dengan persamaan :

$$Re = \frac{v_m \times D}{\nu} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana :

$D$	: Diameter pipa	(m)
$\nu$	: viskositas kinematis	(m <sup>2</sup> /s)

### 2.2.6.4 Angka Nusslet

Angka nusselt diartikan sebagai angka yang tidak berdimensi (tidak memiliki satuan) yang besarnya akan menentukan nilai koefisien konveksi ( $h$ ). Angka nusselt dapat ditulis dengan persamaan :

$$Nu = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h \times \Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h \times L}{k} \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana :

$h$	: koefisien konveksi	(W/m °C)
$L$	: panjang karakteristik	(m)
$k$	: konduktivitas termal material	(W/m °C)
$\Delta T$	: perbedaan suhu	(°C)

Angka nusselt dapat digunakan untuk menentukan nilai koefisien konveksi (h). Nilai h didapat dari turunan persamaan angka nusselt. Besarnya h dapatdiketahui dari perkalian antara nusslet dengan konduktivitas *thermal* material yang dibagi dengan panjang karakteristik. Pada pembahasan ini yang dimaksud ialah diameter dari pipa. Persamaannya dapat ditulis sebagai berikut :

$$h = \frac{Nu \times k}{L} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

- k : konduktivitas termal material (W/m °C)
- h : koefisien konveksi (W/m °C)
- L : panjang karakteristik (m)
- Nu : angka Nusslet (°C)

Angka Nusselt mempunyai persamaan berbeda-beda untuk aliran laminar dan turbulen. Untuk aliran laminar, pipa silinder dengan panjang L yang memiliki temperature permukaan konstan. Untuk aliran laminar, pipa silinder dengan panjang L yang memiliki temperature permukaan konstan, maka nilai rata-rata angka nusselt untuk daerah masuk thermal dapat dihitung menggunakan rumus :

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065(\frac{D}{L})Re \times Pr}{1 + [(\frac{D}{L})Re \times Pr]^{\frac{2}{3}}} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana :

- D : diameter dalam pipa (m)
- Re : bilangan Reynold
- Pr : bilangan Prandtl
- L : panjang pipa (m)

Untuk aliran turbulen, angka Nusselt dalam pipa berhubungan dengan factor gesekan yang dianaloginya oleh *Chilton – Colburn* sebagai berikut :

$$Nu = 0,27 \times Re^{0,63} \times Pr^{0,36} (Pr / Prs)^{0,25} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana :

- Re : bilangan Reynold
- Pr : bilangan Prandtl

Nilai n=0,4 untuk pemanasan dan bernilai 0,3 untuk pendinginan. Persamaan ini dikenal dengan persamaan Dittus Boelter. Persamaan Dittus Boelter hanya berlaku apabila bilangan prandtl lebih dari atau sama dengan 0,7 dan tidak lebih dari atau sama dengan 160 (0,7 ≤ Pr ≤ 160). Dengan ketentuan bilangan Reynold lebih dari 10000 (Re>10000).

Niai rata-rata angka nusselt untuk aliran yang mengenai *tube bank* tergantung pada bilangan reynold. *Zaukauskas* merumuskan korelasi antara bilangan reynold dengan angka nusselt yang dapat dituliskan dengan rumus :

$$NuD = \frac{h \times D}{k} = C \times Re^m \times Pr^n (Pr/Prs)^{0,25} \dots\dots\dots(2.19)$$

Nilai C, m, n yang bergantung pada bilangan reynold dapat ditentukan dengan korelasinya dapat ditemukan pada table untuk  $0,7 < Pr < 500$  dan  $0 < Re < 2.10^6$

Tabel 2.4 Korelasi antara nilai Nu dengan Re

Susunan Tube	Nilai Re	Korelasi
In-line	0 - 100	$Nu = 0,9 \times Re^{0,4} \times Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$
	100 - 1000	$Nu = 0,52 \times Re^{0,5} \times Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$
	1000 - $2.10^5$	$Nu = 0,27 \times Re^{0,63} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$
	$2.10^5 - 2.10^6$	$Nu = 0,033 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$
Staggred	0 - 500	$Nu = 1,04 \times Re^{0,4} \times Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$
	500 - 1000	$Nu = 0,71 \times Re^{0,5} \times Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$
	1000 - $2.10^5$	$Nu = 0,35 \times \left(\frac{St}{St}\right)^{0,2} \times Re^{0,6} \times Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$
	$2.10^5 - 2.10^6$	$Nu = 0,03 \times \left(\frac{St}{St}\right)^{0,2} \times Re^{0,8} \times Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Prs}\right)^{0,25}$

Korelasi angka nusselt dari tabel diatas adalah untuk *tube* yang mempunyai deret lebih dari atau sama dengan 16. Untuk *tube* yang kurang dari 16 deret harus menggunakan faktor koreksi (F) yang mana jika dituliskan pada persamaan yang ada pada tabel 2.3 akan menjadi :

$$NuDNL = F \times NuD \dots\dots\dots(2.20)$$

Untuk faktor koreksi lainnya dapat dilihat dari tabel dibawah ini. Untuk nilai  $ReD > 1000$ , faktor koreksi tidak tergantung pada angka reynold. Adapun tabel dari faktor koreksi adalah :

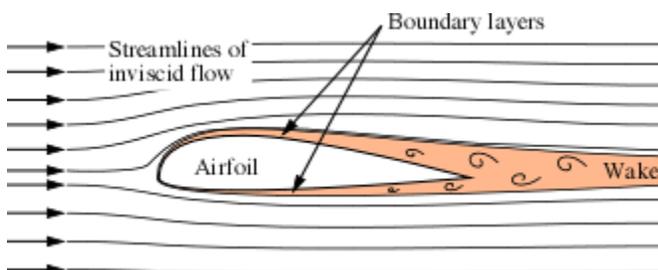
Tabel 2.5 Korelasi antara nilai Ni dengan Re

Ni	1	2	3	4	5	7	10	13	16
In - Line	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Staggred	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,92	0,97	0,98	0,99

(Sumber : :Incropera and Dewitt, 2007)

**2.2.7 Konveksi Pada Aliran Eksternal**

Eksternal *flow* adalah aliran fluida yang tidak dibatasi oleh permukaan benda, namun seakan-akan permukaan benda yang dibatasi oleh aliran fluida. Dengan tidak dibatasi, aliran fluida dapat bergerak lurus tanpa terhalangi oleh permukaan benda. Hal ini berkebalikan dengan yang terjadi pada *internal flow*. Contoh dari eksternal *flow* adalah gerakan fluida melewati plat datar dan aliran atas permukaan melengkung seperti bola, silinder, *tube bank*, dan turbin (Arora and Domkundwar, 1987).



Gambar 2.13. Contoh aliran eksternal *flow* dalam pipa  
(Sumber : :Incropera and Dewitt,2007)

Pada perpindahan panas konveksi aliran eksternal, terdapat juga beberapa parameter, antara lain :

**2.2.7.1 Kecepatan Aliran Fluida Melalui Tube Bank**

Aliran eksternal yang mengalir diluar *tube bank* memiliki kecepatan. Kecepatan yang mengalir diluar *tube bank* berbeda dengan aliran yang mengalir di dalam pipa. Kecepatannya pun didapatkan dengan rumus. Rumus untuk kecepatan aliran yang mengalir melalui *tube bank* menggunakan parameter  $V_{max}$  dengan satuan (m/s) . Persamaan dari  $V_{max}$  yaitu :

$$V_{max} = \frac{St}{St-D} \times V \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana :

- D : diameter luar *tube* (m)
- V : kecepatan fluida yang melewati *tube bank* (m/s)

**2.2.8 Menghitung laju perpindahan panas**

Laju perpindahan panas adalah besarnya energy panas yang dibuang/diterima pada 2 benda yang bercampur. Hal ini sesuai dengan pernyataan azaz Black. Pernyataan azaz Black dapat ditulis dengan persamaan

$Q_{lepas} = Q_{terima}$   
 $Q = m \times c \times \Delta T$   
 $m_1 \times c_1 \times \Delta T_1 = m_2 \times c_2 \times \Delta T \dots\dots\dots(2.22)$

Dimana :

m : massa (kg)  
 c : kalor jenis (Kj/kg °C)  
 T : suhu (°C)

Dikarenakan dalam pipa bentuk perpindahan panasnya pada fluida yang mengalir, maka untuk perpindahan panas pada pipa, massa diketahui dari *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) dengan satuan (kg/s). *Mass flow rate* dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\dot{m} = \rho \times Q \dots \dots \dots (2.23)$$

### 2.2.9 Menentukan LMTD

LMTD adalah perbedaan temperature rata-rata pada *heat exchanger*. LMTD digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas menyeluruh dari sebuah system *heat exchanger*. Adapun perhitungan LMTD ialah :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \dots \dots \dots (2.24)$$

Untuk aliran searah nilai  $\Delta T$  nya diambil dari  $T_{in\text{hot}} - T_{in\text{cool}}$  dimana selisih kenaikan suhu ini disebut  $\Delta T_1$ , sedangkan  $\Delta T_2$  adalah  $T_{out\text{hot}} - T_{out\text{cool}}$ . Rumus diatas digunakan untuk menghitung LMTD yang ada di *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Sedangkan untuk *heat exchanger* tipe *cooling coil* menggunakan persamaan

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_e) - (T_a - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)} \dots \dots \dots (2.25)$$

Dimana :

T<sub>s</sub> : suhu udara didalam workshop (°C)  
 T<sub>e</sub> : suhu air kondensat keluar dari *cooling coil* (°C)  
 T<sub>i</sub> : suhu air masuk *cooling coil* (°C)  
 T<sub>a</sub> : suhu udara luar (°C)

## 2.3 Sistem Ventilasi

Ventilasi merupakan upaya mensirkulasikan udara guna mendapatkan udara guna mendapatkan udara yang segar bagi kenyamanan ruangan. Dalam sistem ventilasi dapat diklasifikasikan menjadi beberapa point yang membedakan kegunaan dan karakteristik serta kegunaan ventilasinya.

### 2.3.1 Klasifikasi sistem ventilasi

Klasifikasi sistem didasari beberapa modelnya yaitu

a. Klasifikasi berdasarkan distribusi:

1. Sistem sentral : suatu peralatan sentral mensuplai udara keseluruhan bangunan yang dialirkan melalui sesuatu sistem saluran udara (ducting)
  2. Sistem unit : setiap ruangan didalam gedung memiliki satu unit sistem ventilasi sendiri
- b. Klasifikasi berdasarkan fungsi:
1. Sistem split dari pemanasan dan ventilasi : pada sistem ini, panas dialirkan gedung melalui radiasi pada lapisan dindingnya, sementara ventilasi dialirkan melewati suatu saluran udara pada suhu ruangan.
  2. Sistem kombinasi : pada sistem kombinasi, suatu peralatan ventilasi terpusat mensuplai udara pada suhu diatas atau dibawah suhu ruangan sehingga dapat memanaskan atau mendinginkan suhu ruangan sehingga dapat memanaskan atau mendinginkan suhu ruangan sesuai yang disyaratkan.

### 2.3.2 Menghitung Massa Udara yang Dialirkan

Massa udara merupakan bagian atmosfer yang tebalnya ribuan meter dari permukaan tanah. Suhu dan kelembapannya sama dengan arah mendatar. Karakteristik massa udara tergantung pada sebaran suhu kearah tegak dan kadar air. Sebaran suhu tersebut membuat massa udara makin kuat.

Untuk menghitung massa udara yang dialirkan dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p (T_d - T_r)} \quad V = \frac{Q}{\rho \times C_p (T_d - T_r)} \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana :

$\dot{m}$	: laju aliran massa udara	(kg/s)
V	: volume udara	(m <sup>3</sup> /s)
Q	: nilai beban panas sensible	(kW)
C <sub>p</sub>	: kapasitas panas spesfiki udara	(Kj/kg K)
ρ	: kerapatan massa udara	(kg/m <sup>3</sup> )

### 2.3.3 Menghitung Ukuran Ducting dan Losses

Pada dasarnya ukuran dan bentuk ducting adalah persegi dan lingkaran tergantung kebutuhan dan juga perhitungan. Dalam menghitung ukuran dari ducting dapat menggunakan rumus:

$$V = v \times A \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

V	: volume udara	(m <sup>3</sup> /s)
v	: kecepatan aliran udara	(m/s)
A	: luas permukaan pipa	(m <sup>2</sup> )

Sehingga luas permukaan ducting dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$A = \frac{Q}{v} \dots \dots \dots (2.28)$$

*Losses* pada ducting merupakan sebuah hambatan yang akan menghalangi aliran udara menuju ruangan yang sudah di set dengan suhu yang diinginkan, sehingga pada akhirnya *losses* harus diperhitungkan guna mengatasi hambatan tersebut. Dalam menentukan nilai *losses* terdapat pada grafik moody diagram. Tetapi pada pembacaan moody diagram diperlukan nilai reynold untuk mendapatkan nilai *losses* pada grafik moody diagram. Perhitungan reynold sendiri dapat menggunakan persamaan:

$$Re = \frac{\rho \times v \times L}{\mu} \dots \dots \dots (2.29)$$

*Pressure loss* dari ducting juga harus diperhitungkan untuk mendapatkan nilai dari setiap cabang pada ducting. Persamaan dari perhitunga *pressure loss* adalah sebagai berikut:

$$\Delta P = \rho \times (f \times \frac{L}{D}) \times (\frac{v^2}{2}) \dots \dots \dots (2.30)$$

**2.4 Koefisien Perpindahan panas desain (UD)**

Koefisien perpindahan panas design didefinisikan sebagai koefisien hambatan termal total menuju perpindahan panas diantara dua fluida. Koefisien perpindahan panas total juga didefinisikan sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi dengan memperhitungkan hambatan diantara fluida yang dipisahkan oleh lapisan komposit dan dinding silinder. Perpindahan panas design diperlukan untuk menentukan panjang pipa. Besarnya U desain didapat dari tabel. Adapun tabel dari perpindahan panas total desain (U desain) adalah sebagai berikut

Tabel 2.6 Nilai U untuk menentukan desain

	Hot Fluid	Cold Fluid	U
Coolers	<i>Organic Solvent</i>	<i>Water</i>	250 - 750
	<i>Light Oil</i>	<i>Water</i>	350 - 700
	<i>Heavy Oil</i>	<i>Water</i>	60 - 300
	<i>Reduced Crude</i>	<i>Water</i>	75 - 200
	<u><i>Gasses</i></u>	<i>Water</i>	5 - 35
	<u><i>Gasses</i></u>	<i>Water</i>	150 - 400
	<u><i>Gasses</i></u>	<i>Water</i>	20 - 300
	<i>Organic Solvent</i>	<i>Brine</i>	150 - 500
	<i>Water</i>	<i>Brine</i>	600 - 1200
	<u><i>Gasses</i></u>	<i>Brine</i>	15 - 25

**2.5 Koefisien Perpindahan panas clean**

Koefisien perpindahan panas *clean* didefinisikan sebagai koefisien hambatan termal total menuju perpindahan panas diantara dua fluida. Koefisien perpindahan panas total juga didefinisikan sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi dengan memperhitungkan hambatan diantara fluida yang dipisahkan oleh lapisan komposit dan dinding silinder.

Pada tube air tawar panas yang didinginkan dengan air laut berlaku pendinginan secara konveksi-konduksi-konveksi, dimana hal tersebut dapat dianalogikan dengan suatu rangkaian listrik yang disusun secara seri. Yang mana persamaannya dapat ditulis dengan rumus

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{U_c \times A_c} = \frac{1}{U_h \times A_h} = \frac{1}{(h \times A)_c} + R_{wall} + \frac{1}{(h \times A)_h} \dots\dots\dots(2.31)$$

Yang mana persamaan dari  $R_{wall}$  adalah :

$$R_{wall} = \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2 \times \pi \times k \times L} \dots\dots\dots(2.32)$$

Sehingga apabila di substitusikan persamaanya menjadi :

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{U_c \times A_c} = \frac{1}{U_h \times A_h} = \frac{1}{(h \times A)_c} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2 \times \pi \times k \times L} + \frac{1}{(h \times A)_h} \dots\dots\dots(2.33)$$

Dimana :

- U<sub>h</sub> : koefisien perpindahan panas fluida panas (W/m<sup>2</sup>°C)
- U<sub>c</sub> : koefisien perpindahan panas fluida dingin (W/m<sup>2</sup>°C)
- D<sub>o</sub> : diameter luar tabung (m)
- D<sub>i</sub> : diameter dalam tabung (m)
- A<sub>c</sub> : luas permukaan bagian luar *tube* (m<sup>2</sup>)
- A<sub>h</sub> : luas permukaan bagian dalam *tube* (m<sup>2</sup>)
- k : konduktivitas termal material *tube* (W/m<sup>2</sup>°C)

**2.6 Menghitung panjang tube**

Untuk menentukan perpindahan panas yang sesuai dengan desain, perlu ditentukan panjang dari *tube* yang bersentuhan langsung dengan fluida pendingin. Sebelum menentukan panjang, ditentukan luasannya terlebih dahulu. Luasan bidang sentuh pendingin dapat dicari menggunakan rumus :

$$Q = U \times A \times \Delta T_{lmtD} \dots\dots\dots(2.34)$$

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_{lmtD}} \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana :

- Q : Laju perpindahan panas (W)
- A : Luas permukaan bidang sentuh (m<sup>2</sup>)
- ΔT<sub>lmtD</sub> : Perbedaan temperature rata-rata fluida (°C)

Dari luasan tersebut dapat ditentukan panjang *tubenya*. Korelasi antara panjang *tube* dengan luas bidang sentuh pendinginan dapat ditulis dengan persamaan :

$$As = \pi \times D \times L \dots\dots\dots(2.36)$$

Yang mana ;

$$L = \frac{As}{\pi \times D} \dots\dots\dots(2.37)$$

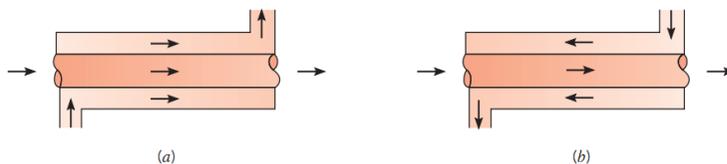
Dimana :

- L : panjang *tube* (m)
- As : luas bidang sentuh *tube* dengan air laut (m<sup>2</sup>)
- D : diameter *tube* (m)

**2.5.1 Tipe Penukar kalor**

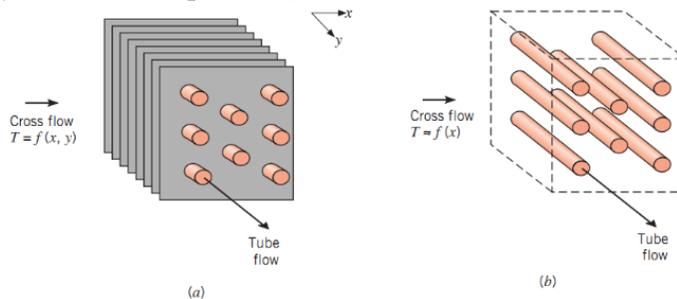
Ada beberapa tipe pesawat penukar kalor yang dikelompokkan berdasarkan konstruksinya.

1. Tipe pipa dobel (*concentric tube*) kedua fluida dipisahkan oleh dinding pipa. Tipe ini ada dua macam yaitu tipe aliran parallel (*parallel flow*) dan tipe aliran berlawanan arah (*counter flow*).



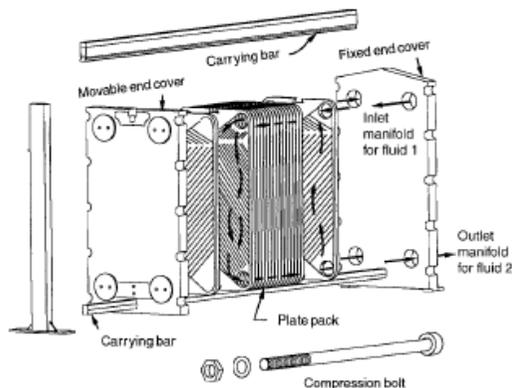
Gambar 2.14. Pesawat penukar kalor tipe pipa dobel: a) Aliran parallel b). Aliran berlawanan arah (Sumber : Incropera and Dewitt,2007)

2. Tipe - tipe aliran silang (*cross flow*), juga ada dua macam yaitu tipe kedua fluida tidak bercampur (*both fluid unmixed*) dan tipe satu fluida bercampur sedang yang satunya tidak bercampur (*one fluid mixed and the other unmixed*).

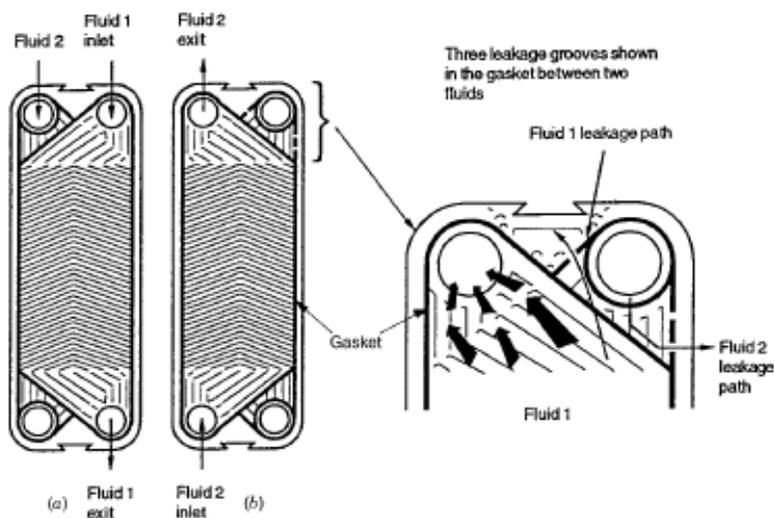


Gambar 2.15. Pesawat penukar kalor : a) Kedua fluida tidak bercampur b). Satu fluida bercampur yang lain tidak bercampur (Sumber : Incropera and Dewitt, 2007)

3. Tipe pelat gasket, Konstruksi Dasar. Penukar panas plat dan bingkai atau plat gasketed terdiri dari sejumlah pelat logam persegi panjang tipis yang ditetapkan di sekitar tepi oleh gasket dan disatukan dalam bingkai seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 2.16. Bingkai biasanya memiliki ujung yang tetap penutup (penutup kepala) dilengkapi dengan port penghubung dan penutup ujung yang dapat digerakkan seperti pelat tekanan dan pengunci. Dalam bingkai, pelat ditanggguhkan dari pelat atas bar dan disokong oleh bar pelat bawah untuk memastikan keselarasan yang tepat. Tujuan ini, setiap pelat berlekuk di tengah tepi atas dan bawahnya. Bagian pelat dengan penutup ujung tetap dan bergerak dijepit bersama oleh baut panjang, sehingga mengompresi gasket dan membentuk segel.



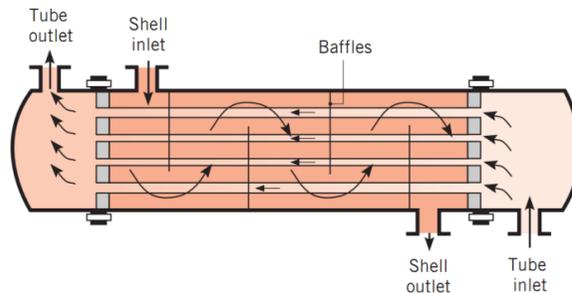
Gambar 2.16. *Gasketed plate and frame heat exchanger*  
(Sumber : Incropera and Dewitt, 2007)



Gambar 2.17. *Inlet fluid dan outlet fluid pada gasketed plate*  
(Sumber : Incropera and Dewitt, 2007)

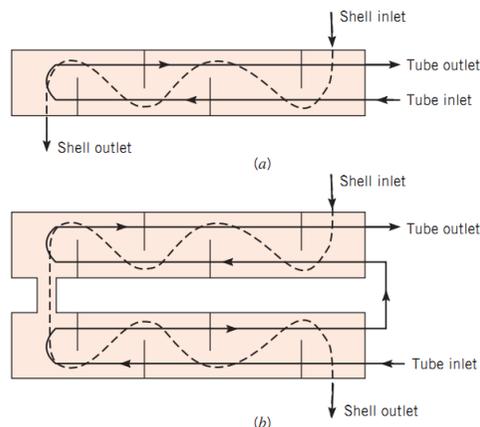
Aliran yang melewati *gasketed* mengalami aliran yang cenderung laminar ditunjukkan oleh lekukan-lekukan pada pelat-pelat berurutan saling kontak atau saling silang untuk menghasilkan mekanisme mendukung *pack* piring melalui sejumlah besar titik kontak. Hasilnya saluran aliran sempit, berliku-liku, dan meningkatkan perpindahan panas dan mengurangi resistensi *fouling* dengan meningkatkan tegangan geser, menghasilkan sekunder mengalir, dan meningkatkan tingkat turbulensi. Kerutan juga meningkatkan kekakuan pelat dan membentuk jarak pelat yang diinginkan. Pelat didesain dengan pilihan keras atau tidak keras, tergantung pada apakah mereka menghasilkan turbulensi intensitas tinggi atau rendah (Hesselgreaves, 2001).

4. Tipe *shell and tube*, pada tipe ini satu fluida mengalir di dalam pipa - pipa sedangkan yang lainnya mengalir pada *shell* dengan pola aliran menyerupai aliran silang.



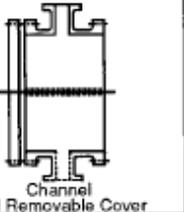
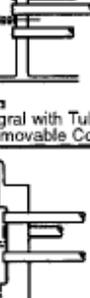
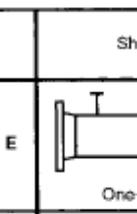
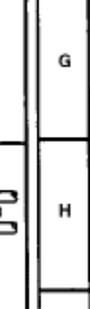
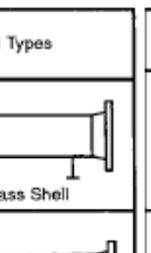
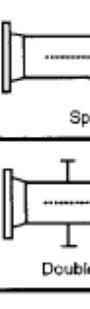
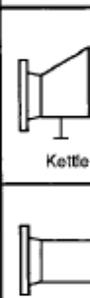
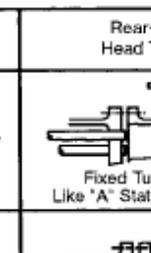
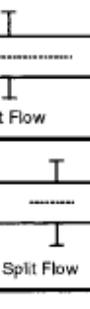
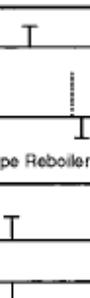
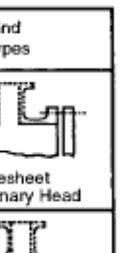
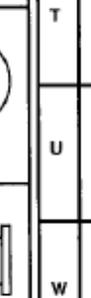
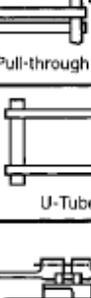
Gambar 2.18 Pesawat penukar kalor tipe *shell & tube*  
(Sumber : Incropera and Dewitt, 2007)

*Shell and tube* ini ada beberapa konstruksi yaitu satu *shell (case)* dua laluan *tube (pipe)* dan dua *shell* empat laluan *tube*.



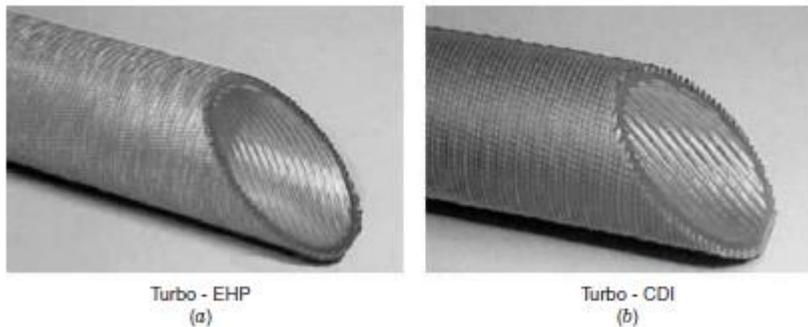
Gambar 2.19. Contoh Aliran Pesawat penukar kalor tipe *shell and tube*: a). Satu *shell* dan dua haluan *tube*. b). Dua *shell* dan empat haluan *tube*  
(Sumber : Incropera and Dewitt, 2007)

Keuntungan *heat exchanger* jenis *shell & tube* ialah tidak memiliki volume bentuk yang besar, dapat atau mampu menampung fluida dengan debit yang besar karena bentuk nya yang berbetuk tabung dengan panjang pipa yang lumayan panjang dan berbelok guna memudahkan menampung fluida yang banyak. Dan juga dengan memiliki *tube* yang banyak dan berliku dapat menyebarkan suhu yang berada pada fluida tersebut dengan merata yang nantinya akan dihembuskan pula udara dingin pada bagian *shell* nya yang nantinya mengenai fluida didalam *tube* nya itu sendiri (Hesselgreaves, 2001).

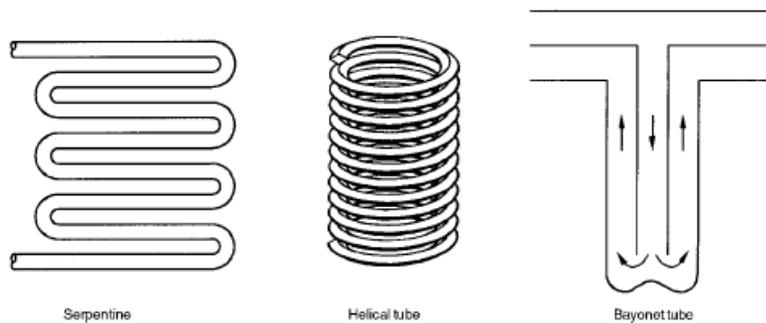
	Front-End Stationary Head Types	Shell Types	Rear-End Head Types
A	 Channel and Removable Cover	E  One-Pass Shell	L  Fixed Tubesheet Like "A" Stationary Head
B	 Bonnet (Integral Cover)	F  Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M  Fixed Tubesheet Like "B" Stationary Head
C	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G  Split Flow	N  Fixed Tubesheet Like "N" Stationary Head
N	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	H  Double Split Flow	P  Outside Packed Floating Head
D	 Special High-Pressure Closure	J  Divided Flow	S  Floating Head with Backing Device
		K  Kettle Type Reboiler	T  Pull-through Floating Head
		X  Crossflow	U  U-Tube Bundle
			W  Externally Sealed Floating Tubesheet

Gambar 2.20. Standard tipe tipe *shell* pada *heat exchanger* tipe *shell & tube*  
(Sumber : Ramesh, 2003)

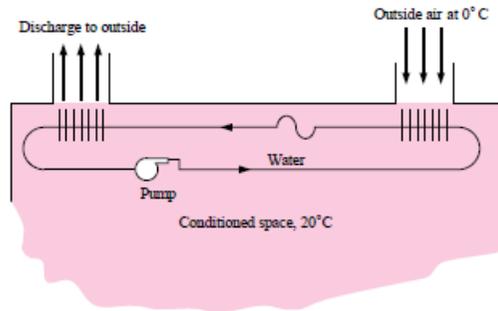
Tube. Tube bundar dalam berbagai bentuk digunakan dalam penukar *shell-and-tube*. Paling umum adalah tabung berbentuk *bundle*; {dengan tabung lurus dan U (Gambar 2.20) yang digunakan dalam proses dan penukar penukar kalor. Namun, belokan atau *bending* gelombang sinus, bentuk-J, bentuk-L atau seperti tongkat hoki, dan tongkat hoki terbalik digunakan di penukar nuklir canggih untuk mengakomodasi ekspansi termal besar dari tabung. Beberapa geometri tabung yang ditingkatkan digunakan dalam penukar *shell-and-tube* ditunjukkan pada Gambar. 2.18. Serpentine, heliks, dan bayonet. Adalah bentuk tabung lainnya ditunjukkan pada Gambar 2.20 yang digunakan pada penukar *shell-and-tube*.



Gambar 2.21. Bentuk dari *tube* yang digunakan untuk proses evaporator dan untuk proses kondensor  
(Sumber : Ramesh, 2003)



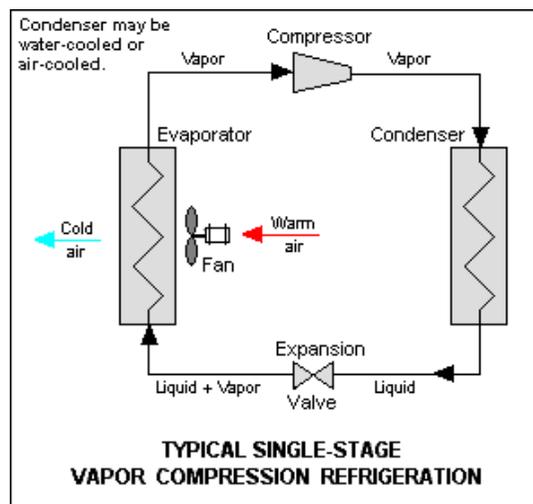
Gambar 2.22. Bentuk bentuk *tube* yang berada pada *heat exchanger* jenis *shell & tube*  
(Sumber : Ramesh, 2003)



Gambar 2.23. Proses *suction* dan *discharge* pada *heat exchanger* jenis *shell & tube* (Sumber : Holman, 2002)

## 2.6 Siklus Refrigerasi

Refrigerasi sistem kompresi saat ini banyak digunakan untuk keperluan rumah tangga dan skala industri. Performa yang baik dari sistem ini menjadi pertimbangan dibandingkan dengan refrigerasi sistem absorpsi. Sama dengan sistem absorpsi, sistem kompresi memanfaatkan penguapan *refrigerant* untuk menyerap panas pada benda yang didinginkan. Dalam suatu rangkaian tertutup *refrigerant* diperlakukan dalam berbagai perlakuan secara berulang-ulang sehingga mampu menyerap panas dari benda yang didinginkan. Berikut ini adalah salah satu rangkaian refrigerasi sistem kompresi sederhana.



Gambar 2.24. Skematik dari siklus refrigerasi (Sumber : Ramesh, 2003)

Dari gambar rangkaian diatas terjadi empat perlakuan terhadap *refrigerant* di dalam sistem tersebut.

### 1. Penguapan

Supaya perpindahan panas terjadi maka *refrigerant* diharapkan mempunyai suhu yang lebih rendah dari benda yang didinginkan. Sifat dari suatu cairan bila

tekanan tinggi maka suhu dan titik didihnya akan tinggi. Sebaliknya bila tekanan rendah maka suhu dan titik didihnya akan rendah pula. Oleh karena itu suhu *refrigerant* harus diturunkan supaya suhunya lebih rendah dari pada suhu benda yang didinginkan dengan cara menurunkan tekanannya. Benda yang ditempatkan diruangan tertutup dimana “**EVAPORATOR**” terpasang akan terserap panasnya oleh cairan *refrigerant*. Karena cairan *refrigerant* menyerap panas terus-menerus maka wujud *refrigerant* akan berubah menjadi uap. Uap ini mengandung panas yang berasal dari benda yang didinginkan. Uap yang dihasilkan oleh evaporator adalah uap bertekanan rendah dan bersuhu rendah.

## 2. Kompresi

Uap *refrigerant* yang dihasilkan oleh evaporator akan mengalir menuju “**KOMPRESOR**”. Didalam kompresor, uap *refrigerant* ditekan sehingga tekanan dan suhunya akan naik. Suhu yang dihasilkan diharapkan lebih tinggi dari suhu pendingin kondensor. Kandungan panas dari uap yang dikompresi dalam kompresor akan bertambah karena adanya panas yang dihasilkan oleh gesekan komponen-komponen dalam kompresor. Uap yang dihasilkan oleh kompresor adalah uap bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi

## 3. Pengembunan

Setelah ditekan, uap *refrigerant* akan mengalir ke “**KONDENSOR**”. Panas yang dibawa oleh uap *refrigerant* dipindahkan ke media pendingin di kondensor, karena suhu *refrigerant* lebih tinggi dibandingkan dengan suhu media pendingin kondensor. Karena panasnya diambil, uap *refrigerant* tersebut akan berubah wujudnya menjadi cairan bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi. Pada akhir pipa kondensor diharapkan semua uap *refrigerant* telah berubah menjadi cairan bertekanan tinggi. Media pendingin yang digunakan di kondensor bisa berupa udara, cairan atau kombinasi antara keduanya.

## 4. Penurunan tekanan

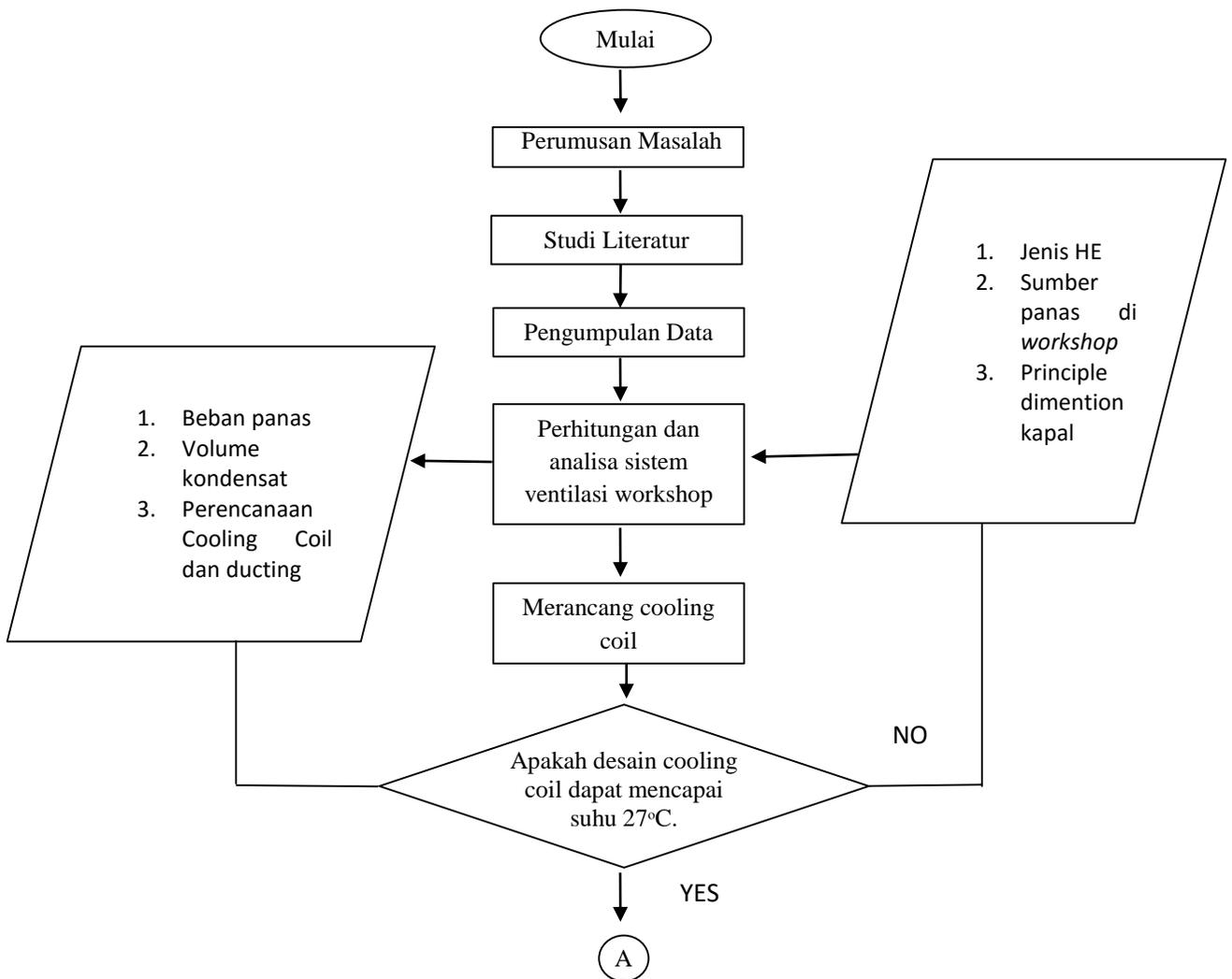
Cairan bertekanan tinggi dari kondensor akan mengalir ke “**KATUP EKSPANSI**”. Didalam katup ekspansi, cairan *refrigerant* bertekanan tinggi diturunkan tekanannya. Karena diturunkan tekanannya maka suhu dan titik didih cairan *refrigerant* tersebut akan turun dan diharapkan suhunya lebih rendah dari suhu benda yang didinginkan. Katup ekspansi juga mengatur jumlah *refrigerant* yang mengalir didalam evaporator supaya sesuai dengan jumlah panas yang ada pada benda yang didinginkan.

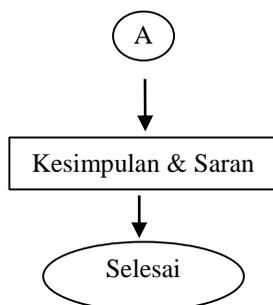
*“Halaman ini sengaja dikosongkan.”*

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Untuk menyelesaikan permasalahan pada bab I, pada tugas akhir ini digunakan metode perhitungan desain dan analisa untuk perencanaan sistem penukar kalor. Dalam mendesain penukar kalor tersebut terbagi menjadi beberapa tahapan. Pertama melakukan penentuan objek kapal, data spesifikasi AC central, *blower* untuk ruangan *workshop*, mesin dan gambar rencana umum. Kedua melakukan perhitungan terkait kebutuhan volume air kondensasi AC, perhitungan penukar kalor yang sesuai dengan sistem. Dari tahap-tahap tersebut secara detail dijelaskan melalui diagram 3.1 alur pengerjaan tugas akhir dibawah:

#### 3.1 Alur Pengerjaan Tugas Akhir





Gambar 3.1 Diagram alur penelitian

### 3.1.1 Perumusan Masalah

Perumusan masalah merupakan langkah pertama dalam pengerjaan tugas akhir. Perumusan masalah tentang hal-hal yang akan dikaji dan dianalisis berdasarkan dasar teori dan perhitungan, serta peraturan-peraturan standar terkait dengan perhitungan. Dalam perumusan masalah, batasan masalah diterapkan untuk memfokuskan analisa pada permasalahan yang sudah dipilih. Dalam tugas akhir ini dirumuskan tiga masalah yaitu pertama bagaimana rancangan desain penukar kalor yang memanfaatkan air kondensasi AC, kedua berapa suhu optimal yang dapat dicapai udara setelah melewati penukar kalor, dan desain jalur perpipaan dari penampungan air menuju penukar kalor.

### 3.1.2 Studi literatur

Mempelajari dan memahami tentang ventilasi udara *workshop*, sistem pendingin ruang akomodasi, dan perencanaan penukar kalor. Mempelajari standar ataupun *rules* terkait hal-hal diatas dan juga referensi lain yang mendukung, mempelajari sumber materi terkait batas maksimum tubuh manusia terhadap suhu lingkungan, dan perhitungan penukar kalor yang direncanakan

### 3.1.3 Pengumpulan Data

Tahapan pengumpulan data diperlukan untuk bahan perhitungan. Data yang kurang lengkap akan mempersulit pada tahap perhitunga, sehingga perlu ke-detailan dalam tahap pengumpulan data. Data-data yang diambil dalam desain ulang sistem ventilasi kapal dengan memanfaatkan air kondensasi dari ruangan AHU yang nantinya air kondensasi tersebut di buat dengan suhu tertentu, *general arrangement* kapal, nilai dari viskositas, konduktivitas thermal pipa, koefisien konveksi, kalor jenis,dll.

### 3.1.4 Perhitungan dan Analisa

Pada tahap ini akan dibahas tentang perhitungan *Heat Exchanger* di ruang *Workshop* menggunakan referensi ISO 881 *Shipbuilding — Engine-room ventilation in diesel-engined ships — Design requirements and basis of calculations*, perhitungan AC central berdasarkan referensi ISO 7547:2002 *Ships and marine technology — Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces — Design*

*conditions and basis of calculations*, dan perhitungan volume air kondensasi dengan referensi ASHRAE *psicometric*. Suhu air kondensasi direncanakan 15 °C.

Dalam perencanaan penukar kalor sebagai acuan utama yaitu suhu udara yang ingin dihasilkan setelah melewati koil penukar kalor. Pada suhu air kondensasi 15 °C perencanaan awal suhu udara setelah melewati koil penukar kalor.

Setelah itu akan dihitung suhu konstan udara keluar penukar kalor berdasarkan parameter tersebut. Terakhir yaitu perencanaan sistem perpipaan, dimana sistem ini direncanakan sebagai sistem tertutup. Air tetesan kondensasi ditampung dalam wadah, kemudian disirkulasikan dengan pompa menuju penukar kalor pada ducting ventilasi workshop, lalu disalurkan kembali ke dalam reservoir.

Analisa data dilakukan untuk mengetahui apakah sistem yang direncanakan dapat sesuai dengan hipotesis awal. Apabila tidak sesuai dengan hipotesis, langkah improvisasi apa yang dapat dilakukan dalam penelitian ini.

### **3.1.5 Kesimpulan dan Saran**

Pengambilan kesimpulan didasarkan pada menjawab perumusan masalah yang telah ditentukan. Kesimpulan juga dapat berupa ulasan dari analisa desain alat penukar kalor yang memanfaatkan tetesan air AC untuk pendingin *workshop*.

Terakhir yaitu memberi saran yang membangun untuk mahasiswa terhadap tugas akhir yang telah diselesaikan.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Perhitungan Beban Panas

Dalam memperhitungkan beban panas yang dihasilkan pada ruang *workshop* ada beberapa hal yang harus di hitung atau harus melalui beberapa tahapan, antara lain :

1. Perhitungan beban panas transmisi dengan mempertimbangkan panas yang berasal dari luar dan dari dalam ruangan
2. Memperhitungkan panas yang dihasilkan oleh manusia
3. Perhitungan beban panas dari rambatan jendela
4. Perhitungan beban panas dari penggunaan lampu penerangan
5. Perhitungan panas mesin yang berada pada ruangan *workshop*
6. Perhitungan total beban panas secara keseluruhan

#### 4.1.1 Data Perhitungan

Data untuk melakukan perhitungan berdasarkan kapal tanker, *general arrangement*, dan buku panduan pembuatan kapal dengan *principle demintion* :

LOA	=	108.00 m
LWL	=	103.90 m
LPP	=	102.00 m
B	=	19.20 m
H	=	9.30 m
T	=	6.00 m
Vs	=	12 Knots = 6.173 m/s

#### 4.1.2 Data Beban Panas Transmisi

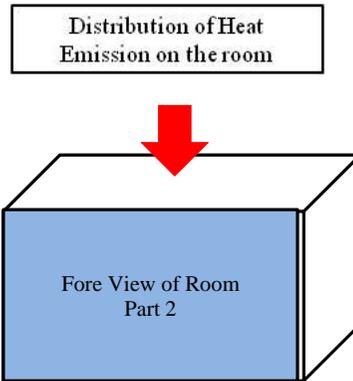
Beban transmisi merupakan perpindahan panas yang terjadi karena temperatur udara sekitar yang berbeda dengan temperatur udara didalam ruangan *workshop*. Berikut perencanaan temperatur udara yang akan *disupply* ke ruang akomodasi berdasarkan ISO 7547:2002 *Ships and marine technology — Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces — Design conditions and basis of calculations*.

Pada keadaan musim panas (*summer*)

- a. Udara luar :
  - Temperatur = 35 °C
  - Kelembaban relative (RH) = 70 %
- b. Udara ruang :
  - Temperatur = 27°C (perencanaan)
  - Kelembaban relative (RH) = 50 %

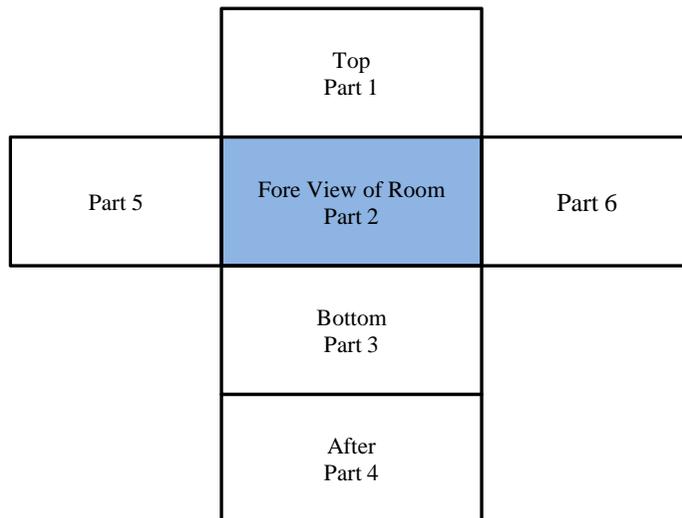
Sebagai contoh akan dihitung ruangan 2nd engineer & 2nd officer, dengan dimensi P= 7 m; L= 2 m; T= 1.8 m. Penentuan perhitungan panas pada ruang

akomodasi diibaratkan ruangan tersebut berbentuk balok. Bentuk balok yang memiliki enam sisi dapat diuraikan menjadi skema sederhana untuk penentuan distribusi panas yang terjadi pada sebuah ruangan. Gambaran skema distribusi panas seperti berikut.



Gambar 4.1. Distribusi panas pada balok

Apabila sisi-sisi balok diatas dibentangkan, akan terbentuk jaring-jaring balok, yang terdiri dari 6 bangun datar seperti gambar berikut.



Gambar 4.2. Jaring-jaring balok

### 4.1.3 Tabel Data Panas dari Ruangan Akomodasi di Kapal

Tabel 4.1 Data beban panas pada *navigation deck*

#### HEAT LOAD CALCULATION SUMMARY AND AIR FLOW BALANCE

Room Name	Room area	People	Heat Load		A/C Supply Air			Return Air Flow	Mechanica exh		Return Air Flow	Cooling Capacity	
	m <sup>2</sup>		P	SH	LH	Amount	Rate		Fresh Air	Amount			Rate
			w	w	m3/h	T/h	m3/h		m3/h	T/h			
<b>NAVIGATION DK</b>													
Wheel House	65	3	6992,7	6962,4	180,2	12,6	504,7	792,2	65	15	944	13955	
Total	66	3	6992,7	6962,4	180,2	12,6	504,7	792,2	65	15	944	13955	
Fresh Air Ratio	0,3												

Tabel 4.2 Data beban panas pada *captain bridge deck*

Room Name	Room area	People	Heat Load		A/C Supply Air			Return Air Flow	Mechanica exh		Return Air Flow	Cooling Capacity	
	m <sup>2</sup>		P	SH	LH	Amount	Rate		Fresh Air	Amount			Rate
			w	w	m3/h	T/h	m3/h		m3/h	T/h			
<b>CAPT.BRIDK</b>													
Pilot	10,0	1	825,2	873,3	212,7	9,7	63,8	147,7	65	15	0,0	1698,5	
Radio Opr	10,0	1	744,1	795,4	191,8	8,7	57,5	126,8	65	15	0,0	1539,5	
1St Eng	13,0	1	832,5	933,4	228,8	8,0	68,6	163,8	65	15	0,0	1765,9	
1St Off	13,0	1	832,5	933,4	228,8	8,6	68,6	163,8	65	15	0,0	1765,9	
C.Eng Day RM	18,0	4	1163,4	1588,2	340,0	8,0	102,0	275,0	65	15	0,0	2751,6	

C. Eng Bed RM	13,0	1	858,0	933,4	228,8	8,0	68,6	163,8	65	15	0,0	1791,4
Capt Bed RM	13,0	1	858,0	933,4	228,8	8,6	68,6	163,8	65	15	0,0	1791,4
Capt Day RM	18,0	4	1163,4	1588,2	340,0	8,0	102,0	275,0	65	15	0,0	2751,4
Office	20,0	4	1633,0	352,0	8,6	8,0	105,6	287,0	65	15	0,0	2828,4
Pray RM	15,0	4	1588,2	340,0	8,0	10,3	102,0	340,0	0	0	0,0	2714,2
Total	143,0	22,0	9598,0	2691,7	10,3	85,9	807,5	2106,7	585,0	135,0	0,0	21398,3
Fresh Air Ratio	0,3											

Tabel 4.3 Data beban panas pada *boat deck*

Room Name	Room area m <sup>2</sup>	People P	Heat Load		A/C Supply Air			Return Air Flow	Mechanica exh		Return Air Flow	Cooling Capacity
			SH	LH	Amount	Rate	Fresh Air		Amount	Rate		
<b>BOAT DK.</b>												
Hospital	13,0	2	937,1	1060,9	241,5	8,4	72,5	-3,3	289,8	10	-4,5	1997,0
3 Rd Eng	10,0	1	687,4	740,8	177,2	8,1	53,1	112,2	65,0	15	0,0	1428,2
3 Rd Off	13,0	1	687,4	740,8	177,2	8,1	53,1	112,2	65,0	15	0,0	1428,2
2 Nd Eng	14,0	1	886,5	999,1	246,4	8,0	73,9	181,4	65,0	15	0,0	1885,5
2 Nd Off	14,0	1	886,5	999,1	246,4	8,0	73,9	181,4	65,0	15	0,0	1885,5
4 Th Eng	11,0	1	670,6	802,1	193,6	8,0	58,1	128,6	65,0	15	0,0	1427,4
Boastwain	11,0	1	670,6	802,1	193,6	8,6	58,1	128,6	65,0	15	0,0	1427,4
Foreman	11,0	1	670,4	802,1	193,6	8,0	58,1	128,6	65,0	15	0,0	1427,4
Electrician	11,0	1	670,4	802,1	193,6	8,0	58,1	128,6	65,0	15	0,0	1427,4
Gymnasium RM	22,0	3	1309,6	1684,3	387,2	8,0	116,2	322,2	65,0	15	0,0	2993,9
Total	127,0	13,0	9598,0	2691,7	2250,2	80,6	675,1	1420,4	874,8	145,1	-4,5	17510,2
Fresh Air Ratio	0,3											

Tabel 4.4 Data beban panas pada *poop deck*

Room Name	Room area m <sup>2</sup>	People P	Heat Load		A/C Supply Air			Return Air Flow	Mechanica exh		Return Air Flow	Cooling Capacity
			SH	LH	Amount	Rate	Fresh Air		Amount	Rate		
			w	w	m3/h	T/h	m3/h		m3/h	T/h		
<b>POOP DK.</b>												
Crew Mess RM	28,0	8	2086,0	3176,4	680,4	11,0	204,0	320,0	360,0	15	-4,5	1997,0
Officer Mess RM	30,0	8	1975,6	3176,4	680,4	10,3	204,0	680,0	0,0	0	0,0	1428,2
Cook	10,0	1	658,3	736,5	176,0	8,0	52,8	111,0	65,0	15	0,0	1428,2
Fitter	10,0	1	658,3	736,5	176,0	8,0	52,8	111,0	65,0	15	0,0	1885,5
Cargo CR RM	15,0	2	798,2	1144,7	264,0	8,0	79,2	264,0	0,0	0	0,0	1885,5
Ship Office	15,0	2	798,2	1144,7	264,0	8,0	79,2	264,0	0,0	0	0,0	1427,4
Total	108,0	22,0	6974,6	10115,2	2240,0	53,3	672,0	1750,0	490,0	45	0,0	1427,4
Fresh Air Ratio	0,3											

Tabel 4.5 Data beban panas pada *main deck*

Room Name	Room area m <sup>2</sup>	People P	Heat Load		A/C Supply Air			Return Air Flow	Mechanica exh		Return Air Flow	Cooling Capacity
			SH	LH	Amount	Rate	Fresh Air		Amount	Rate		
			W	w	m3/h	T/h	m3/h		m3/h	T/h		
<b>MAIN DK.</b>												
Laundry RM	26,0	0	801,8	1280,1	343,2	6,0	103,0	0,0	549,1	10	0,0	2082,0
Pumpman	12,0	1	745,6	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1613,4
Washman	12,0	1	709,6	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1577,4
Oiler 1	12,0	1	709,6	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1577,4
Oiler 2	12,0	1	709,6	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1577,4
Oiler 3	12,0	1	760,0	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1627,8

Boys	14,0	1	856,3	999,1	211,2	8,0	73,9	246,4	0,0	0	0,0	1855,3
Sailor 1	12,0	1	673,2	867,8	246,4	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1541,0
Sailor 2	12,0	1	709,6	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1577,4
Q. Master 1	12,0	1	709,6	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1577,4
Q. Master 2	12,0	1	709,6	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1577,4
Q. Master 3	12,0	0	760,0	867,8	211,2	8,0	63,4	211,2	0,0	0	0,0	1627,8
Prov Store	8,0	0	246,7	393,9	105,6	6,0	31,7	-63,4	169,0	10	0,0	640,6
Workshop Rm	29,7	3	802,3	1362,3	343,2	6,0	110,4	211,2	136,2	10	0,0	1854,7
Total	190,0	11,0	9598,0	11350,9	2807,2	100,0	842,2	2184,0	1444,1	34,2	0,0	20452,4
Fresh Air Ratio	0,3											

Tabel 4.6 Data beban panas secara keseluruhan

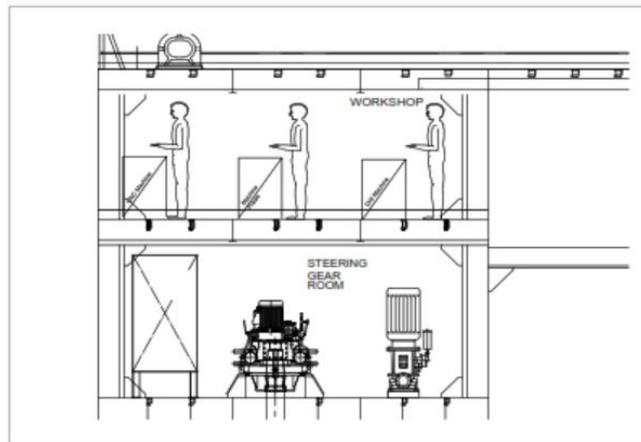
Room Name	Room area m <sup>2</sup>	People P	Heat Load		A/C Supply Air			Return Air Flow	Mechanica exh		Return Air Flow	Cooling Capacity
			SH	LH	Amount	Rate	Fresh Air		Amount	Rate		
			w	w	m3/h	T/h	m3/h		m3/h	T/h		
<b>SUMMARY</b>												
NAVIGASI DK	65,0	3	6993,7	6962,4	1802,2	12,6	540,7	793,2	65,0	15,0	944,0	13955,0
CAPT. BRI. DK	143,0	22	6,993	11,800	2691,7	85,9	807,5	2106,7	585,0	135	0,0	21,398
BOAT DK	127,0	13	8,077	9,433	2250,2	80,6	675,1	1420,4	874,8	145	45,0	17,510
POOP DK	108,0	22	6,975	10,115	2240,0	53,3	672,0	1750,0	490,0	34	0,0	17,090
MAIN DK	190,0	11	9,102	11,351	2807,2	100	842,2	2184,0	1444,1	34	0,0	20,452
Total	633,0	71	38.138	49.661	11.791	332	3.537	8.254	3.458,9	364	989,0	90,4057

#### 4.1.4 Perhitungan Beban Panas Transmisi

Perhitungan beban panas transmisi pada ruangan *workshop* harus diperhitungkan dari berbagai arah datangnya panas di ruangan tersebut. Panas yang merambat dari berbagai sisi ruangan tersebut dapat dihitung berdasarkan luasan dari setiap sisi ruangan *workshop*. Ruang *workshop* sendiri terletak pada bagian buritan kapal, yaitu persis di atas ruangan *steering gear room* sehingga menyebabkan ruangan *workshop* mendapatkan panas berlebih pada bagian bawah. Berikut adalah data dari bentuk dan luasan dari ruangan *workshop*.

Tabel 4.7 Luasan dari berbagai sisi ruangan *workshop*

			Luasan					
P (m)	L(m)	T(m)	Atas	Depan	Bawah	Belakang	Kanan	Kiri
5,5	5,4	2,6	29,7	14,0	29,70	14,0	14,30	14,3



Gambar 4.3. Tampilan dari ruangan *workshop* dan asal dari panas sekitar ruangan

Berdasarkan gambar 4.3 diatas panas transisi yang berasal dari bagian atas, depan, bawah, belakang, kanan, dan kiri didapati perhitungan beban pendingin di atas nilai total beban pendingin dihitung dengan persamaan berikut.

Tabel 4.8 Sumber paparan panas dari berbagai sisi

No	Sumber Panas Berasal	Suhu (K)
1	Panas dari pantulan air laut	302,44
2	Temperatur ruangan <i>workshop</i>	300
3	Temperatur atas ruangan	333
4	Temperatur bawah ( <i>steering gear room</i> )	305,50
5	Gang way	289
6	Temperatur luar	305

(Sumber : George, 2010)

Dari data yang sudah didapati diatas dapat dicari beban panas dari setiap sisi ruangan *workshop* dengan menggunakan persamaan (2.3)

a. Beban panas dari atas

$$\begin{aligned} Q_{\text{atas}} &= U_1 \times A \times (T_r - T_s) \\ &= 0,621 \text{ (W/m}^2\text{)} \times 29,7 \text{ (m}^2\text{)} \times (300 - 333) \text{ (K)} \\ &= 608,6421 \text{ W} \end{aligned}$$

b. Beban panas dari depan

$$\begin{aligned} Q_{\text{depan}} &= U_2 \times A \times (T_r - T_s) \\ &= 0,592 \text{ (W/m}^2\text{)} \times 14,0 \text{ (m}^2\text{)} \times (300 - 289) \text{ (K)} \\ &= 91,4285 \text{ W} \end{aligned}$$

c. Beban panas dari bawah

$$\begin{aligned} Q_{\text{bawah}} &= U_2 \times A \times (T_r - T_s) \\ &= 0,592 \text{ (W/m}^2\text{)} \times 29,7 \text{ (m}^2\text{)} \times (300 - 302,4) \text{ (K)} \\ &= 42,9010 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Beban panas dari belakang

$$\begin{aligned} Q_{\text{belakang}} &= U_2 \times A \times (T_r - T_s) \\ &= 0,592 \text{ (W/m}^2\text{)} \times 14,0 \text{ (m}^2\text{)} \times (300 - 289) \text{ (K)} \\ &= 91,4285 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Beban panas dari kanan

$$\begin{aligned} Q_{\text{kanan}} &= U_2 \times A \times (T_r - T_s) \\ &= 0,592 \text{ (W/m}^2\text{)} \times 14,3 \text{ (m}^2\text{)} \times (300 - 302,44) \text{ (K)} \\ &= 21,6679 \text{ W} \end{aligned}$$

f. Beban panas dari kiri

$$\begin{aligned} Q_{\text{kiri}} &= U_1 \times A \times (T_r - T_s) \\ &= 0,621 \text{ (W/m}^2\text{)} \times 14,3 \text{ (m}^2\text{)} \times (300 - 302,44) \text{ (K)} \\ &= 21,6679 \text{ W} \end{aligned}$$

g. Beban panas total keseluruhan

$$\begin{aligned} Q_{\text{tot}} &= Q_{\text{atas}} + Q_{\text{depan}} + Q_{\text{bawah}} + Q_{\text{belakang}} + Q_{\text{kanan}} + Q_{\text{kiri}} \\ &= 608,6421 + 91,4285 + 42,9010 + 91,4285 + 21,6679 + 21,6679 \\ &= 512,0221 \text{ W} \end{aligned}$$

#### 4.1.5 Perhitungan Beban Panas Dari Manusia

Manusia yang bekerja dalam ruangan juga akan menghasilkan panas, dimana panas tersebut akan mempengaruhi dari total beban panas keseluruhan dari ruangan

tersebut. Berikut merupakan data yang bersumber dari buku : Sistem Refrigerasi dan Saluran Udara tentang panas dari manusia yang bekerja dalam ruangan.

Tabel 4.9 nilai sumber paparan panas berdasarkan aktivitas

Activity @ 27 C	Heat Rate ,W		
	Sensible	latent	Total
Dancing	72	177	249
Eating (mess rooms and dining room)	64	97	161
Waiters	88	205	293
Moderate Actifity (Launge, Ships Office Chart Room etc)	59	73	132
Light Actifity (State Rooms, Crews, Berthigs etc)	57	60	117
Workshops	75	149	222

(Sumber : George, 2010)

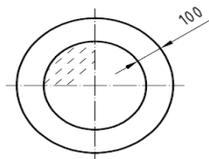
Direncanakan dalam ruangan *workshop* terdapat 3 awak kapal atau 3 *crew*. Dimana setiap dari awak kapal tersebut menghasilkan panas. Panas dari 3 awak kapal tersebut dapat dihitung dengan menggunakan persamaan.

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Heatgainperson}} &= \text{Total awak} \times \text{Total heat rate} \\
 &= 3 \times 117 \\
 &= 351 \text{ W}
 \end{aligned}$$

#### 4.1.6 Perhitungan Beban Panas dari Rambatan Jendela

Panas juga dapat merambat dari jendela dimana pertimbangannya ialah dengan memperhitungkan jumlah jendela yang terdapat pada ruangan *workshop* tersebut, jenis jendela yang digunakan, serta luas dari bentuk jendela tersebut. Jendela yang dilengkapi dengan *shading* dan tidak dilengkapi *shading* memiliki nilai panas rambat yang berbeda.

Dimensions in millimetres



Gambar 4.4. Gambar dari bentuk dan tipe dari jendela yang biasanya terdapat pada kapal.

(Sumber : ISO 7547:2002)

Perhitung pada rambat panas melalui jendela dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.4). Maka perhitungan perpindahan panas yang merambat melalui jendela ialah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{\text{window}} &= 350 \text{ (W/m}^2\text{)} \times 2 \times 0,2826 \text{ (m}^2\text{)} \\ &= 197,82 \text{ W} \end{aligned}$$

#### 4.1.7 Perhitungan Beban Panas Lampu

Pada ruang *workshop* direncanakan lampu berada pada di atas ruangan penerangan yang berfungsi sebagai penerangan di waktu produksi. Lampu penerangan yang dipakai adalah lampu penerangan jenis Fluorescent dengan daya 20 watt. Maka beban panas akibat lampu adalah.

$$\begin{aligned} Q_{\text{lampu}} &= \text{posisi lampu} \times \text{daya} \\ &= 29,7 \times 20 \\ &= 594 \text{ W} \end{aligned}$$

#### 4.1.8 Perhitungan Beban Panas Dari Mesin

Peralatan mesin yang berada pada ruangan *workshop* adalah mesin-mesin produksi seperti mesin *drilling*, mesin *fraise*, mesin CNC maka beban panas dari mesin adalah sebesar:

$$Q_{\text{mesin}} = 200 \text{ W}$$

#### 4.1.9 Perhitungan Beban Panas Keseluruhan

Maka total beban panas keseluruhan dari ruangan *workshop* adalah dengan menjumlahkan keseluruhan dari beban panas dari total panas yang terdapat di ruangan.

$$\begin{aligned} Q_{\text{Tot}} &= Q_{\text{Tran}} + Q_{\text{Heatgainperson}} + Q_{\text{window}} + Q_{\text{lampu}} + Q_{\text{mesin}} \\ &= 512,0221 + 351 + 197,82 + 594 + 200 \\ &= 1.854842 \text{ kW} \end{aligned}$$

Spesifikasi untuk mendapatkan kebutuhan udara maka harus dijumlahkan dengan beberapa nilai dibawah ini.

Densitas Udara	1,2 kg/m <sup>3</sup>
Panas Spesifik	1,025 J/Kg °C
ΔT	35 – 27 = 8°C

Maka Kebutuhan udara dari ruangan *workshop* adalah sebesar.

$$\begin{aligned} v &= (Q_{\text{Tot}} / (\text{Densitas udara} \times \text{Panas spesifik} \times \Delta T)) \times 3600 \\ &= 1085,761 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

## 4.2 Perencanaan Sistem Ducting

Dalam merencanakan system perpipaan atau *ducting* harus sebelumnya menentukan atau menghitung kebutuhan dari ruangan *workshop* terlebih dahulu. Karena dari kebutuhan panas yang dihasilkan oleh ruangan tersebut baru bias di hitung dan di rencanakan system perpipaan untuk mengalirkan udara segar menuju ruangan tersebut.

Pada gambar kerja yang terdapat pada data buku dari PT DPS Surabaya pada saat pembangunan kapal MT.KASIM tidak terdapat jalur perpipaan atau *ducting* pada ruangan *workshop* atau belum adanya *existing ducting*. Oleh karena itu dirancang dan diperhitungkan dengan menambahkan sistem *ducting* yang akan ditempatkan menuju ruangan *workshop* yang didalam system *ducting* tersebut terdapat *cooling coil* yang berperan sebagai penukar kalor.

Untuk melakukan perhitungan dan perencanaan *ducting* maka harus menghitung beberapa tahapan seperti :

1. Perhitungan volume udara perjam menuju ruangan *workshop*
2. Kebutuhan desain *ducting*
3. Perhitungan *losses* pada *main ducting*
4. Perhitungan *pressure loss* pada *ducting*
5. Pemilihan *fan blower*

### 4.2.1 Perhitungan Volume Udara Perjam

Diketahui bahwa beban panas dari ruangan *workshop* sebesar 1854,842 Watt dan dari perhitungan sebelumnya didapati bahwa kebutuhan udara dari ruangan *workshop* sebesar 1085,761 m<sup>3</sup>/h maka kebutuhan udara segar yang harus dihembuskan dalam detik adalah sebesar 0,30160033 m<sup>3</sup>/s.

### 4.2.2 Kebutuhan Desain Ducting

Untuk mencari dan menentukan desain *ducting* maka harus terlebih dahulu mencari diameter pipa dari perhitungan volume udara perjam. Persamaan dalam menentukan ukuran diameter pipa dapat menggunakan persamaan (2.27). Maka diameter dari pipa tersebut dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.28).

$$A = \frac{0,30160033 \left(\frac{m^3}{s}\right)}{3 \left(\frac{m}{s}\right)}$$

$$= 0,10053344 \text{ (m}^2\text{)}$$

Maka diameter pipa dapat dicari menggunakan persamaan

$$D = \pi x r^2$$

$$= 0,357866 \text{ m}$$

$$= 357,866 \text{ mm}$$

Dipilih nilai diameter pada tabel dengan menggenapkan menjadi senilai 360 mm. Setelah didapati diameter pipa maka langkah selajutnya ialah dikonversi dari bentuk pipa atau lingkaran menjadi *ducting* berbentuk persegi dengan melihat dan menentukan ukuran persegi berdasarakan tabel dari ASHRAE *Handbook, Duct design* 2005 berikut.

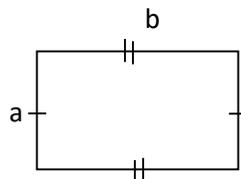
Tabel 4.10 Tabel ekivalensi ducting lingkaran ke ducting persegi

Lgth Adj. <sup>b</sup>	Length of One Side of Rectangular Duct (a), mm																			
	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
	Circular Duct Diameter, mm																			
100	109																			
125	122	137																		
150	133	150	164																	
175	143	161	177	191																
200	152	172	189	204	219															
225	161	181	200	216	232	46														
250	169	190	210	228	244	59	273													
275	176	199	220	238	256	72	287	301												
300	183	207	229	248	266	83	299	314	328											
350	195	222	245	267	286	105	322	339	354	383										
400	207	235	260	283	305	125	343	361	378	409	437									
450	217	247	274	299	321	143	363	382	400	433	464	492								
500	227	258	287	313	337	160	381	401	420	455	488	518	547							
550	236	269	299	326	352	175	398	419	439	477	511	543	573	601						
600	245	279	310	339	365	190	414	436	457	496	533	567	598	628	656					
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711				
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765			
750	268	306	341	373	402	430	457	482	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820		
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	1133
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	963	1011	1057	1100	1143	1183	1260
1600	362	415	463	508	551	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	1298
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371
1900	387	444	496	544	590	633	674	713	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405
2000	395	453	506	555	602	646	688	728	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1301	1348	1438
2100	402	461	516	566	614	659	702	743	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	1279	1329	1378	1470
2200	410	470	525	577	625	671	715	757	797	874	945	1013	1076	1137	1195	1251	1305	1356	1406	1501
2300	417	478	534	587	636	683	728	771	812	890	963	1031	1097	1159	1218	1275	1330	1383	1434	1532
2400	424	486	543	597	647	695	740	784	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561
2500	430	494	552	606	658	706	753	797	840	920	996	1068	1136	1200	1262	1322	1379	1434	1488	1589
2600	437	501	560	616	668	717	764	810	853	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1513	1617
2700	443	509	569	625	678	728	776	822	866	950	1028	1102	1173	1240	1304	1366	1425	1483	1538	1644
2800	450	516	577	634	688	738	787	834	879	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	1670
2900	456	523	585	643	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	1696

X

(Sumber : ASHRAE, 2005)

Berdasarkan tabel diatas ukurannya yaitu sisi a = 225 mm atau 0,22 m, dan sisi b = 500 mm atau 0,5 m.



Gambar 4.5. Ukuran ducting model persegi.

Setelah mendapatkan ukuran ducting dalam model persegi maka langkah selanjutnya ialah dengan menghitung laju aliran yang melalui ducting tersebut. Dapat menggunakan persamaan (2.27).

$$\begin{aligned}
 A &= P \times l \\
 &= 0,11 \text{ (m}^2\text{)} \\
 v &= \frac{0,30160033 \left(\frac{m^3}{s}\right)}{0,11 \text{ (m}^2\text{)}} \\
 &= 2,74182123 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

### 4.2.3 Menghitung Losses Pada Main Ducting

Perencanaan *ducting* juga perlu mempertimbangkan *losses* karena banyak factor yang akan menghambat laju udara yang akan dihembuskan didalam *ducting* dalam menentukan *losses* pada *main ducting* diperlukan beberapa data atau *friction factor*. Berikut merupakan data dari *friction factor*

$$\begin{aligned}\rho &= 1,146 && (\text{kg/m}^3) \\ \mu &= 0,00001894 && (\text{kg/m.s}) \\ D &= 0,36 && (\text{m}) \\ v &= 2,74182123 && (\text{m/s}) \\ \varepsilon &= 0,00015 && (\text{m}) \\ L &= 46,86 && (\text{m}) \\ \varepsilon/D &= 0,00015/0,36 \\ &= 0,000416667\end{aligned}$$

Untuk mencari *losses* yang berada pada *main ducting* harus memperhatikan grafik moody diagram. Tetapi sebelum menentukan grafik moody diagram harus terlebih dahulu menghitung nilai dari Reynold atau Reynold number, dengan persamaan (2.29).

$$\begin{aligned}\text{Re} &= \frac{1,146 \times 2,74182123 \times 46,86}{0,00001894} \\ &= 7,8 \times 10^4\end{aligned}$$

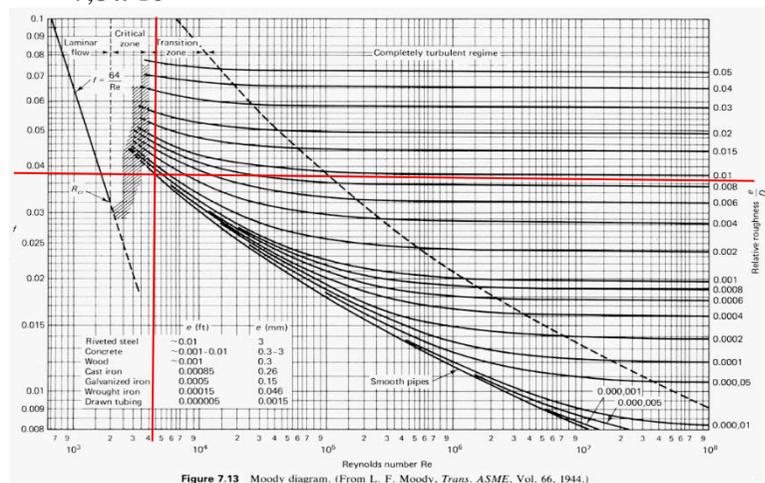


Figure 7.13 Moody diagram. (From L. F. Moody, *Trans. ASME*, Vol. 66, 1944.)

Gambar 4.6. Moody diagram.  
(Sumber : ASME Vol 66, 1944)

Dari grafik moody diagram diatas didapati bahwa nilai (f) atau *loose* pada *main ducting* sebesar 0,037

### 4.2.4 Menghitung Pressure Loss Ducting

*Pressure loss* harus diperhitungkan guna mengetahui kebutuhan udara akhir yang harus dihembuskan menuju ruangan *workshop*. *Pressure loss* yang terjadi termasuk pada

pembagian *branch ducting*. Untuk menghitung *pressure loss* dapat menggunakan persamaan (2.30). Maka nilai dari *pressure loss* nya ialah sebagai berikut.

$$\begin{aligned}\Delta P &= 1,146 \times (0,037 \times \frac{46,86}{0,36}) \times \frac{2,74181227^2}{2} \\ &= 20,74600118 \text{ Pa} \\ &= 0,44272303 \text{ Pa/m}\end{aligned}$$

- *Airflow velocity*

Pada perencanaan percabangan *ducting* harus menggunakan ketetapan berdasarkan tabel *airflow velocity* pada bagian *comfort system*. Berikut merupakan tabel ketetapan nya. Direncanakan aliran pada *branch ducts* sebesar 2 m/s

Tabel 4.11 Ketentuan aliran fluida berdasarkan kebutuhan

Type of Duct	Comfort Systems	Industrial Systems	High Speed Systems
Main ducts	4 - 7 m/s	8 - 12 m/s	10 - 18 m/s
Main branch ducts	3 - 5 m/s	5 - 8 m/s	6 - 12 m/s
Branch ducts	1 - 3 m/s	3 - 5 m/s	5 - 8 m/s

(Sumber : George, 2010)

- Pembagian *branch ducts*

Direncanakan pembagian *ducting* menjadi 5 bagian yaitu 1 *main ducting* dan 4 *branch ducts*. Penentuan dan perhitungan ukuran *ducting* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.28).

$$\begin{aligned}Q &= v \times A \\ &= v \times \left(\frac{1}{4} \times \pi \times D^2\right) \\ D &= \frac{\sqrt{4 \times Q}}{\pi} \times v\end{aligned}$$

Maka nilai yang didapati dibuat menjadi tabel guna memudahkan pembacaan.

Tabel 4.12 Nilai dari setiap *ducting*

No	Q (m <sup>3</sup> /s)	v (m/s)	A (m <sup>2</sup> )	D (m)	Ket
1	0,30160	2,74182	0,11	0,36	Main Ducting
2	0,07540	2	0,0377	0,29	Branch Ducting
3	0,07540	2	0,0377	0,29	Branch Ducting
4	0,07540	2	0,0377	0,29	Branch Ducting
5	0,07540	2	0,0377	0,29	Branch Ducting

- *Pressusre Loss*

Untuk mencari *pressure loss* yang tedapat pada setiap bagian *ducting* dapat menggunakan metode *friction equation* yang bergungsi menghitung secara

keseluruhan baik dari *main ducting* dan juga *branch ducting*. Persamaan yang digunakan adalah (2.30). Maka nilai yang didapati dibuat menjadi tabel guna memudahkan pembacaan.

Tabel 4.13 Rangkuman nilai di setiap *ducting*

No	$\varepsilon/D$	L	D	$\nu$	Rn	f	$\Delta P$	$\Delta P/L$
1	0,0004166	23,2	0,36	2,74182	59723,64	0,037	20,746	0,4427
2	0,0001160	2,7	0,29	2	15647,23	0,00925	0,1939	0,0718
3	0,0002841	2,7	0,29	2	63881,15	0,00925	0,1939	0,0718
4	0,0005083	2,7	0,29	2	35710,65	0,00925	0,1939	0,0718
5	0,0005083	2,7	0,29	2	35710,65	0,00925	0,1939	0,0718

Maka *pressure losses* keseluruhan ialah

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{tot}} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 \\ &= 21,587 \text{ Pa}\end{aligned}$$

#### 4.2.5 Pemilihan Fan Blower

Pemilihan *fan blower* untuk memenuhi dari *pressure loss* yang terjadi maka harus berdasarkan nilai nilai yang sudah didapatkan maka spesifikasi dari *fan blower* nya ialah

$$\begin{aligned}\text{Requirement } Q &= V_{\text{keb}} \times \text{CFM} \quad ; 1\text{CFM} = 2118,89 \text{ (m}^3/\text{s)} \\ &= 0,3016003 \text{ (m}^3/\text{s)} \times 2118,89 \\ &= 639,0880 \text{ CFM} \\ \text{Requirement } \Delta P &= \Delta P_{\text{tot}} \times \text{H}_2\text{O} \quad ; 1\text{H}_2\text{O} = 0,0040146 \text{ (Pa)} \\ &= 21,587 \times 0,0040146 \\ &= 0,0854581 \text{ H}_2\text{O}\end{aligned}$$

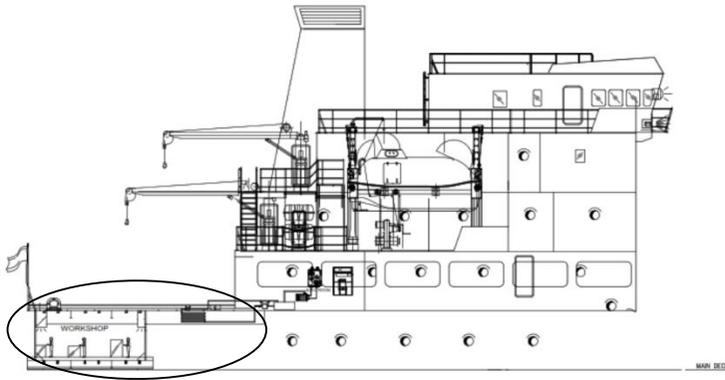
Maka dari data diatas dapat dipilih spesifikasi dari *fan blower* yang akan digunakan.

Tabel 4.14 Tabel spesifikasi *fan blower*

Manufacture	Continental Fan	
Model	TFD250	
Capacity (CFM)	670	CFM
P(H <sub>2</sub> O)	0,5	SP
RPM	1750	RPM
Power (HP)	0,25	HP

#### 4.3 Perencanaan Cooling Coil

Hipotesa diawal merupakan air pembuangan hasil kondensasi yang biasanya dibuang karena tidak terpakai lagi, yang sebenarnya memiliki suhu sekitar 25 °C. Oleh karena itu air kondensasi tersebut akan dimanfaatkan kembali sebagai fluida pada *heat exchanger (cooling coil)*. Pada gambar dibawah ini merupakan skematik penempatan *heat exchanger* pada kapal.



Gambar 4.7. Skematik General Arrangement peletakan HE

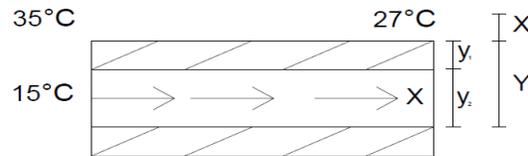
Pada tahapan perencanaan perhitungan sistem penukar kalor ini perlu dikerjakan dengan runtutan perhitungannya seperti dibawah ini :

1. Perhitungan suhu luar dari fluida air
2. Perhitungan volume air yang terkondensasi
3. Pemilihan pompa sesuai dengan debit air kondensat
4. Perhitungan suhu LMTD
5. Perhitungan diameter *tube*
6. Menghitung panjang pipa desain
7. Menentukan bilangan prandtl pada *internal flow*
8. Menentukan bilangan reynold
9. Menghitung angka nusselt
10. Menghitung koefisien konveksi pada aliran *internal flow*
11. Menghitung nilai  $V_{max}$  pada aliran eksternal
12. Menghitung bilangan reynold pada aliran *external*
13. Menghitung bilangan prandtl pada *external flow*
14. Menghitung  $Nu_D$
15. Menghitung  $Nu_D, NL$
16. Menghitung nilai  $h_o$
17. Menghitung nilai  $U_{clean}$
18. Desain *cooling coil*

Suhu air kondensasi yang direncanakan  $15^{\circ}C$  untuk suhu udara setelah melewati koil penukar kalor ditargetkan yaitu  $27^{\circ}C$ . Sistem ini direncanakan sebagai sistem tertutup, dimana air tetesan kondensasi ditampung dalam wadah, kemudian disirkulasikan dengan pompa ke koil penukar kalor pada ducting ventilasi ruangan workshop selanjutnya air akan kembali ke dalam reservoir.

### 4.3.1 Perhitungan Suhu Luar dari Fluida Air

Untuk mengetahui suhu sebelum dan sesudah keluar pipa perlu terlebih dahulu mengidentifikasi kondisi fluida tersebut jenis dan keadaan fluida tersebut, berikut perhitungan penentuan suhu dari fluida yang digunakan



Gambar 4.8 Skematik peredaan suhu air dan udara

Dengan menggunakan persamaan Hukum kesetimbangan energi maka dapat dicari suhu keluar dengan menggunakan persamaan  $Q_{\text{konveksi}}$  dan  $Q_{\text{konduksi}}$  maka perhitungannya adalah sebagai berikut

$h_1$	= 44,1	W/m. °C
$h_2$	= 34	W/m. °C
$T_{1\text{air}}$	= 15	°C
$T_{1\text{udara}}$	= 35	°C
$T_{2\text{udara}}$	= 27	°C
$Do$	= 0,0137	m
$Di$	= 0,0104	m
$L$	= 22	m

$$Q_{\text{konveksi}} = Q_{\text{konduksi}}$$

$$h_1 \times \Delta T_{\text{air}} = k \times A \times \Delta T_{\text{udara}}$$

$$h_1 \times (T_{1\text{air}} - x) = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{Di}{k} + \frac{1}{h_1}} \times \pi \times Do \times (T_{1\text{udara}} - T_{2\text{udara}})$$

$$44,1 \times (15 - x) = \frac{1}{\frac{1}{34} + \frac{0,0104}{45} + \frac{1}{44,1}} \times 3,14 \times 0,0137 \times (35 - 27)$$

$$661,5 \times (44,1 - x) = 262,34$$

$$65100 \cdot (x - 15) = 262,34$$

$$X = 44,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Maka suhu air yang keluar dari pipa ( $T_{\text{air out}}$ ) adalah sebesar 44,5 °C

### 4.3.2 Perhitungan Debit Kondensasi di Evaporator AHU

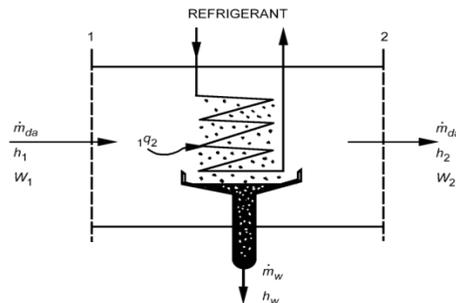
Dari tabel 4.6 Data beban panas secara keseluruhan data yang diperoleh dari DPS didapati bahwa beban panas hasil transmisi yang didapati karena perpindahan panas antara suhu temperatur luar dengan suhu temperatur dalam pada *main deck* sebesar 9,102 kW dengan *air return flow* sebesar 2184 m<sup>3</sup>/h

Berdasarkan dari 2 data yang sudah didapat maka dapat memilih AC central *fan* dengan spesifikasi sebagai berikut.

Tabel 4.15 Tabel spesifikasi fan blower pada AHU

Merk	=	ebmpapst	
Type	=	R4E 355	
Speed/rpm	=	1410	kW
Volume flow	=	2365	m <sup>3</sup> /h
Phase	=	3 Phase, 50 Hz	
Air pressure	=	1013	Mbar

Maka dari data diatas dapat dicari massa air yang terkondensasi pada AHU ialah sebagai berikut



Gambar. 4.9 Sketsa aliran udara dalam sistem pendingin  
(Sumber: ASHRAE, 2005)

Data-data yang diperlukan untuk menghitung massa air kondensasi dari AHU:

$$T_1 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{RH}_1 = 70 \text{ } \%$$

$$T_2 = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{RH}_2 = 50 \text{ } \%$$

$$Q = 2365 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$= 0,65 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\rho_{\text{air}} \text{ (pada suhu AHU yaitu 15)} = 1 \text{ gr}/\text{cm}^3$$

Data berikut diambil dari pembacaan grafik *psychometric*:

$$V_1 = 0,908 \text{ m}^3/\text{kg}.da$$

$$W_1 = 25,25 \text{ gr}/\text{kg}.da$$

$$W_2 = 11,8 \text{ gr}/\text{kg}.da$$

Maka dapat dihitung massa air dari kondensasi dengan menggunakan hukum kekekalan massa air yaitu dengan persamaan sebagai berikut:

- Perhitungan massa air kondensasi

$$\begin{aligned}
 \text{Awal} + \text{Proses} &= \text{akhir} \\
 m_1 \times w_1 + (-m_w) &= m_1 \times w_2 \\
 m_1 (w_1 - w_2) &= m_w \\
 (0,65/0,908) (25,25 - 11,8) &= m_w \\
 m_w &= 9,61 \text{ gr/s}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan volume kondensasi

$$\begin{aligned}
 V_{\text{kondensasi}} &= \frac{m_w}{\rho_{\text{air}}} \\
 &= \frac{9,61 \text{ gr/s}}{1 \text{ gr/cm}^3} \\
 &= 9,61 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 0,56 \text{ L/min}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan waktu pengisian *box water reservoir*

Diketahui pada ukuran *box water reservoir* memiliki volume sebesar 168 L maka dapat dicari kebutuhan waktu untuk mengisi *box water reservoir* dengan persamaan seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Waktu} &= \frac{\text{Volume box water reservoir}}{\text{Volume kondensasi}} \\
 &= \frac{168 \text{ L}}{0,56 \text{ L/min}} \\
 &= 300 \text{ menit}
 \end{aligned}$$

### 4.3.3 Perhitungan Volume Air yang Terkondensasi

Pada perhitungan volume air yang terkondensasi pada bagian ini adalah kebutuhan yang digunakan untuk *cooling coil*

Diketahui data-data sebagai berikut :

$T_{1(\text{air})}$	= 15	°C
$T_{2(\text{air})}$	= 44,5	°C
$\rho_{\text{air}}$ (pada suhu 15 °C)	= 999,06	kg/m <sup>3</sup>
$C_{p\text{air}}$	= 4,1890	J/kg °C
$T_{1(\text{udara})}$	= 27	°C
$T_{2(\text{udara})}$	= 35	°C
$\rho_{\text{udara}}$	= 1,1460	kg/m <sup>3</sup>
$C_{p\text{udara}}$	= 1,0060	J/kg °C
$V_{\text{udara workshop}}$	= 1085,7612	m <sup>3</sup> /h
$Q_{\text{udara}}$	= 12517,480	Watt

- Perhitungan massa air kondensasi

Menghitung massa air kondensat dapat menggunakan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned} M_{\text{air}} &= \frac{Q_{\text{udara}}}{(C_{p\text{air}} \times (T_2(\text{air}) - T_1(\text{air})))} \\ &= \frac{12517,480}{(4,1890 \times (44,5 - 15))} \\ &= 332,0198 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Perhitungan volume debit dari air kondensasi

Setelah mendapatkan massa air maka dapat mencari volume air kondensasi yang berasal dari evaporator pada AHU room. Maka persamaan yang digunakan adalah

$$\begin{aligned} V_{\text{air}} &= \frac{M_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}} \\ &= \frac{332,0198 \text{ kg}}{999,1 \text{ kg/m}^3} \\ &= 0,332318937 \text{ m}^3/\text{h} \\ &= (0,332318937) \times 1000/60 \\ &= 5,53864894 \text{ L/min} \end{aligned}$$

#### 4.3.4 Pemilihan Spesifikasi Pompa

Maka dapat dipilih pompa yang dapat memompakan air dengan volume diatas adalah

Tabel 4.16 Tabel spesifikasi pompa

Merk :	Shimizu	
Type:	PS-135 E	
Kapasitas :	10	Liter/min
n:	1200	rpm
head :	5	m
power :	0,28	kW

#### 4.3.5 Perhitungan Suhu LMTD

$\Delta T_{LMTD}$  adalah perbedaan temperatur rata-rata dalam perpindahan panas. LMTD digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas menyeluruh dari sebuah sistem *heat exchanger*. Untuk menghitung LMTD digunakan persamaan (2.25).

Dimana :

$$T_a = 15 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_a' = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_b = 24 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_b' = 27 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Maka nilai dari  $\Delta T_{LMTD}$  adalah sebesar :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(27-24)-(35-15)}{\ln\left(\frac{27-24}{35-15}\right)}$$

Didapati nilai  $\Delta T_{LMTD}$  adalah sebesar 9,277 ( $^\circ\text{C}$ )

Pada suhu 15 $^\circ\text{C}$  yang akan di masukkan kedalam *cooling coil* akan di maintain oleh PCM yang akan diganti selama 4 jam sekali. Hal tersebut dilakukan berdasarkan eksperimen yang sudah dilakukan

#### 4.3.6 Perhitungan Diameter Tube Cooling Coil

Diameter *tube cooling coil* ditentukan berdasarkan aliran fluida. Ada beberapa aturan tentang kecepatan aliran yang mengalir didalam pipa. Diantaranya adalah kecepatan aliran di dalam pipa bahan bakar, kecepatan aliran di dalam pipa bahan bakar, kecepatan alira di dalam pipa pelumas, kecepatan akuran di dalam pipa bilga dan ballast, dan kecepatan aliran di dalam pipa pendingin. Menurut rules di Germanische Lloyd, untuk pipa pendingin air pada sisi discharge pompa kecepatan aliran fluida 1,5 – 2,5 m/s.

Diamerer dari *tube* dapat ditentukan dengan menggunakan parameter debit pompa yang sudah dipilih, dan kecepatan aliran. Adapun perhitungannya adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned} Q &= 10 \text{ L/menit} \\ &= \frac{10}{(1000 \times 60)} \\ &= 0,000166667 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Setelah debit diketahui, langkah selanjutnya adalah menentukan diameter. Adapun rumus mencari diameter *tube* adalah:

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{4 \times \frac{Q}{(\pi \times v)}} \\ &= \sqrt{4 \times \frac{0,000166667}{(3,14 \times 2)}} \\ &= 0,010303257 \text{ (m)} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan diameter selanjutnya memilih pipa yang ada di pasaran. Pipa yang dipilih adalah jenis karbon steel, sesuai dengan standar ASME maka pipa yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut;

Tabel 4.17 Tabel pemilihan pipa berdasarkan standar ASME

Pipe size	0,25	inch	0,00635	m
OD	0,54	inch	0,0137	m

Schedule	80	s		
Thickness	0,65	inch	0,1651	m
ID	0,41	inch	0,0104	m
K tube	45	W/m°C		

#### 4.3.7 Perhitungan Ukuran Panjang Tube

##### 4.3.7.1 Perhitungan Luas Permukaan Pipa

Untuk menghitung luas area perpindahan panas desain, terlebih dahulu menentukan nilai U desain (UD) terlebih dahulu. U desain adalah koefisien perpindahan panas menyeluruh desain. Pada tabel 2.4 nilai UD untuk air tawar ke air laut adalah berkisar antara  $150 \left(\frac{W}{m^2C}\right)$  sampai dengan  $400 \left(\frac{W}{m^2C}\right)$  maka diambil sebesar  $150 \left(\frac{W}{m^2C}\right)$ . Adapun persamaan yang digunakan untuk mencari luas permukaan pipa adalah (2.35).

$$A = \frac{1854,842}{150 \times 9,277}$$

$$= 1,33293 \text{ m}^2$$

Luas permukaan perpindahan panas *tube* adalah  $1,33294 \text{ m}^2$  selanjutnya dari tersebut akan ditentukan panjang dari *tube*.

##### 4.3.7.2 Perhitungan Panjang Pipa Cooling Coil

Untuk menghitung panjang *tube*, parameter yang dibutuhkan adalah diameter dan luas permukaan. Luas permukaan *tube* telah diketahui dari perhitungan sebelumnya dan didapatkan nilai  $1,33294 \text{ m}^2$ . Sedangkan untuk diameter *tube* didapatkan dari pemilihan pipa yang ada di pasaran yang mana dalam hal ini bernilai  $0,0137 \text{ m}$ . Jadi untuk perhitungannya dapat menggunakan persamaan (2.37).

$$LD = \frac{1,33293}{3,14 \times 0,0137}$$

$$= 30,9854 \text{ m}$$

#### 4.3.8 Perhitungan Bilangan Prandtl pada Internal Flow

Bilangan prandtl dibutuhkan untuk menghitung nilai angka nusselt. Parameter yang digunakan untuk menghitung bilangan prandtl adalah viskositas kinematis ( $\mu$ ) senilai  $0,000009594 \text{ Kg/m.s}$  (menurut perhitungan dengan *software* EES). Selanjutnya adalah kalor spesifik fluida ( $C_p$ ) yang mana dalam perhitungan ini suhu yang diambil adalah pada suhu  $27 \text{ }^\circ\text{C}$ . Sehingga nilai  $C_p$  senilai  $1871 \text{ J/kg }^\circ\text{C}$  (menurut perhitungan dengan *software* EES). Yang terakhir merupakan konduktivitas thermal fluida ( $k$ ) pada suhu  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  yang bernilai  $0,01789 \text{ W/m }^\circ\text{C}$  (menurut perhitungan di *software* EES). Adapun rumus dari bilangan prandtl ialah persamaan (2.13).

$$Pr = 0,000009594 \times \frac{1871}{0,01789}$$

$$= 1,0032$$

#### 4.3.9 Perhitungan Bilangan Reynold

Bilangan reynold adalah bilang yang menentukan aliran fluida. Apabila kurang dari 2000 aliran tersebut dengan laminar. Apabila diantara 2000-4000 maka aliran tersebut dengan aliran transisi. Apabila lebih dari 4000 maka aliran tersebut disebut turbulen. Adapun persamaan yang digunakan adalah persamaan (2.14).

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 0,998 \times 2 \times \frac{0,0137}{0,000009593} \\ &= 2850,53 \end{aligned}$$

Karena bilangan reynold yang didapat senilai 2850,53 maka aliran yang terjadi merupakan aliran transisi.

#### 4.3.10 Perhitungan Angka Nusselt

Angka nusselt dihitung berdasarkan bilangan reynold. Untuk bilangan Re yang > 40000 atau bersifat turbulen, menggunakan persamaan (2.18).

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,27 \times (2850,53)^{0,63} \times (1,00332)^{0,36} \\ &= 25,635 \end{aligned}$$

#### 4.3.11 Perhitungan Koefisien Konveksi Pada Aliran Internal Flow

Nilai hi keseluruhan dihitung untuk menghitung nilai U keseluruhan. Nilai hi bergantung pada besarnya konduktifitas termal air, diameter dalam pipa, dan angka nusselt. menggunakan persamaan (2.16).

$$\begin{aligned} h_i &= (0,01789/0,0104) \times 25,635 \\ &= 44,098 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

#### 4.3.12 Menghitung Nilai Vmax pada Aliran Eksternal

Vmax adalah kecepatan aliran yang mengalir melewati tube bank. Parameter yang mempengaruhi Vmax adalah Jarak antar tube ditinjau dari pusat diameternya. Karena kecepatan fluida sebesar 2 m/s, maka Vmax dapat dihitung menggunakan persamaan (2.21). Nilai St atau jarak dari tube 1 ke tube lainnya direncanakan sebesar 1 inch atau sebesar 0,0254 m maka nilai Vmax adalah

$$\begin{aligned} V_{\text{max}} &= \frac{0,0254}{(0,0254 - 0,0137)} \times 2 \\ &= 4,34188 \text{ m/s} \end{aligned}$$

#### 4.3.13 Menghitung Bilangan Reynold pada Aliran Eksternal

Bilangan reynold pada aliran external dihitung menggunakan  $V_{max}$ . Penentuan bilangan Reynold ini adalah untuk mencari nilai dari NuD. Pesamaan dari NuD bergantung pada seberapa besar bilangan Reynold. Bilangan reynold pada aliran eksternal dapat dihitung menggunakan persamaan (2.14).

$$\begin{aligned} Re &= 1,146 \times 4,34188 \times \frac{0,0137}{2} \\ &= 1660,51 \end{aligned}$$

#### 4.3.14 Menghitung Bilangan Prandtl Aliran Eksternal

Bilangan prandtl dibutuhkan untuk menghitung nilai angka nusselt. Parameter yang digunakan untuk menghitung bilangan prandtl adalah viskositas dinamis ( $\mu$ ) yang mana yang mana suhu yang diambil adalah suhu rata-rata air laut yang bernilai  $27^{\circ}\text{C}$ . maka viskositas dinamisnya adalah  $0,00001891 \text{ kg/ms}$  (berdasarkan perhitungan menggunakan software EES). Adapun persamaan yang digunakan ialah persamaan (2.13).

$$\begin{aligned} Pr &= 0,00001891 \times \frac{1005}{0,02696} \\ &= 0,70491 \end{aligned}$$

Pada aliran external ini dibutuhkan juga nilai Prs. Perhitungan Prs sama dengan perhitungan Pr, namun yang membuat berbeda adalah suhunya. Apabila Pr menggunakan suhu air laut, Prs menggunakan suhu permukaan tube. Suhu permukaan tube sama dengan suhu inlet tube yaitu sebesar  $35^{\circ}\text{C}$ . pada suhu ini viskositas air laut bernilai  $0,00001891 \text{ (kg/ms)}$ . Sehingga perhitungannya:

$$\begin{aligned} Prs &= 0,00001891 \times \frac{1005}{0,01789} \\ &= 0,63832 \end{aligned}$$

#### 4.3.15 Menghitung NuD

NuD adalah bilangan nusselt pada sisi luar tube atau dengan kata lain NuD adalah angka nusselt pada sisi shell. Nilai NuD tergantung dari seberapa besar bilangan reynoldnya sehingga persamaan bilangan nusseltnya menggunakan arrangement in line dan menggunakan range bilangan reynold  $Re > 10^6$

Tabel 4.16 Tabel Persamaan nilai Nu pada *cross banks*

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 $Re_D$	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– $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ – $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
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– $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ – $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

\*All properties except  $Pr_s$  are to be evaluated at the arithmetic mean of the inlet and outlet temperatures of the fluid ( $Pr_s$  is to be evaluated at  $T_s$ ).

(Sumber : Cengel, 2003)

$$\begin{aligned}
 \text{Maka rumus yang digunakan ialah: } & 0,27 \times Re^{0,63} \times Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \\
 & = 0,27 \times 1660,51^{0,63} \times 0,70491^{0,36} \left(\frac{0,70491}{0,63832}\right)^{0,25} \\
 & = 25,635
 \end{aligned}$$

#### 4.3.16 Menghitung $Nu_D, NL$

Dikarenakan nilai NL sebesar 10 baris memanjang maka dapat nilai dari f nya adalah sebesar 0,98.

Tabel 4.17 Tabel koreksi nilai f terhadap  $N_L$ 

Correction factor  $F$  to be used in  $Nu_{D, N_L} = F Nu_D$  for  $N_L < 16$  and  $Re_D > 1000$  (from Zukauskas, Ref 15, 1987).

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

(Sumber : Cengel, 2003)

Untuk menentukan nilai  $Nu_D, NL$  harus menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Nu_{D, NL} & = f \times Nu_D \\
 & = 0,98 \times 2607 \\
 & = 24,866
 \end{aligned}$$

#### 4.3.17 Menghitung Nilai $h_o$

$h_o$  adalah koefisien perpindahan panas konveksi dari tube menuju air laut. Besar  $h_o$  dapat dicari dengan rumus:

$$\begin{aligned} h_o &= \text{Nu}_{D,NL} \times \frac{k}{D} \\ &= 24,866 \times \frac{0,02696}{0,0137} \\ &= 48,934 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

#### 4.3.18 Menghitung Nilai Uclean

Untuk menentukan laju perpindahan panas keseluruhan, dibutuhkan nilai  $U$  secara keseluruhan.  $U$  adalah koefisien perpindahan panas secara keseluruhan. Artinya,  $U$  adalah nilai dari koefisien perpindahan panas dari air tawar menuju tube, hambatan panas pada tube itu sendiri, dan perambatan panas dari tube ke air laut. Untuk menghitung besar  $U$ , digunakan rumus:

$$R_{\text{total}} = R_i + R_o + R_{\text{wall}}$$

Dimana :

$$R_i = \frac{1}{h_i \times A_i}$$

$$R_o = \frac{1}{h_o \times A_o}$$

$$R_{\text{wall}} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \pi \times k \times L}$$

Karena nilai  $A = 2 \times \pi \times r \times L$  maka dapat diturunkan menjadi :

$$\frac{1}{U \cdot D} = \frac{1}{h_i \cdot D_i} + \frac{1}{h_o \cdot D_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{k}$$

Maka nilai dari UC adalah:

$$\frac{1}{U \cdot D} = \frac{1}{h_i \cdot D_i} + \frac{1}{h_o \cdot D_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{k}$$

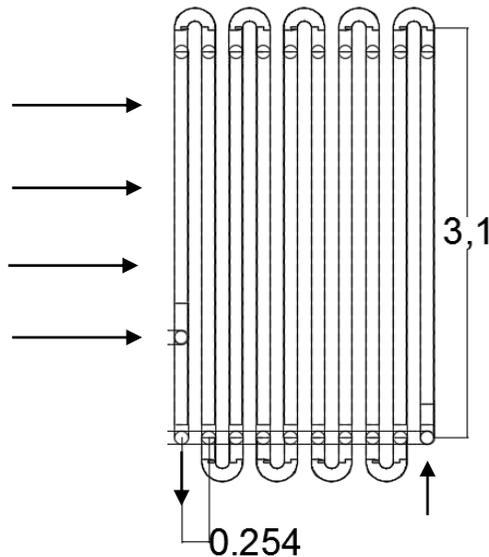
$$\frac{1}{U \cdot \left(\frac{0,01030}{2}\right)} = \frac{1}{44,098 \cdot 0,0104} + \frac{1}{48,934 \cdot 0,0137} + \frac{\ln\left(\frac{0,0137}{0,0104}\right)}{45}$$

$$UC = 165,36 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Syarat agar desain benar dengan mendapatkan nilai UC yang lebih besar dari pada nilai UD. Pada perhitungan didapatkan nilai UC sebesar  $165,36 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  lebih besar dari pada nilai UD yang sebesar  $150 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ . maka dapat dikatakan bahwa desain ini benar.

#### 4.3.19 Desain Cooling Coil

Desain *cooling coil* berdasarkan perhitungan dan perencanaan ialah :



Gambar. 4.10 Desain *cooling coil* dan aliran fluida air dan udara

Pada desain *cooling coil* diatas berbentuk pipa yang melengkung dengan panjang total dari *tube in* sampai *tube out* sepanjang 30,9854 m. Dengan susunan *tube* yaitu 10 memanjang dan 7 melintang. Dengan fluida yang memasuki *tube in* ialah fluida air kondensat dengan suhu  $15^\circ\text{C}$  dan keluar melalui *tube out* dengan fluida air dengan bersuhu  $44,5^\circ\text{C}$

Dan fluida yang melalui sela sela dari *tube* yaitu fluida udara dengan suhu awal sebesar  $35^\circ\text{C}$  yang nantinya setelah melelwati *cooling coil* akan bersuhu  $27^\circ\text{C}$

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa berdasarkan sistem yang di rencanakan sebagai pemanfaatan air kondensasi untuk pendingin *cooling coil* pada ruangan *workshop* di kapal, maka dapat ditarik kesimpulan :

- 1 Model penukar kalor atau *heat exchanger* berupa *cooling coil*. Material yang digunakan untuk *tube* berasal dari karbon steel, dengan diameter 0,54 inch dengan jarak antar *tube* yaitu 1 inch atau sebesar 0,0254 m. susunan dari *cooling coil* yaitu 10 memanjang ( $N_T$ ) dan 7 baris melintang ( $N_L$ ). Letak dari *cooling coil* ini berada didalam sistem *ducting*. Untuk gambar lebih jelasnya terdapat pada lampiran. Volume air kondensasi adalah sebesar 0,0001666 m<sup>3</sup>/s yang digunakan untuk mendinginkan suhu udara luar sebesar 35 °C. Dengan bantuan PCM yang bertujuan menjaga suhu air kondensasi tetap 15 °C maka sistem di rancang *close loop* atau kontinyu.
- 2 Sistem jalur perpipaan atau *ducting* dibagi menjadi 5 cabang yaitu 1 *main ducting* dengan diameter 0,36 m dengan kecepatan aliran udara didalamnya sebesar 2,74 m/s dan 4 *branch ducting* dengan diameter masing masing sebesar 0,29 m dan kecepatan aliran udara di dalam sebesar 2 m/s. Perhitungan *ducting* sudah dengan menghitung *losses* yang berada pada *main* dan *branch ducting* sehingga dapat memilih spesifikasi *fan blower* yang berada dipasaran.

#### 5.2 Saran

Berdasarkan pembahasan dan pehitungan didapatkan beberapa kekurangan yang mungkin bisa diperbaiki pada penelitian selanjutnya

- 1 Pada perencanaan tugas akhir ini tidak memperhitungkan *losses* – *losses* yang terdapat pada *box water reservoir*, pompa, dan juga *losses* dari udara sekitar.
- 2 Dikarenakan debit air kondensat yang begitu sedikit maka perhitungan ini tidak efektif jika dijadikan system pendingin ruangan dalam skala besar.
- 3 Pada penelitian ini tidak memperhitungkan dan mempertimbangkan dari segi biaya atau segi ekonomis.
- 4 Disarankan untuk penelitian selanjutnya agar diperhitungkan air kondensat yang dihasilkan oleh AHU *room*,

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR PUSTAKA

- Arora, S.C and S.Domkundwar. (1987). “*A Course in Heat & Mass Transfer*”, 3<sup>rd</sup> ed. Dhanpat Rai & Sons, Delhi, India.
- ASHRAE Handbook of Fundamentals, ASHRAE, New York, 1981
- ASME vol 6. (1944).
- BKI vol III. (2016). “Peraturan Instalasi Permesinan”.
- Cengel, Y.A.(2003). “*Heat Transfer: A Pratical Approach 2<sup>nd</sup> Edition*”, Mc Graw-Hill, New York
- Finocchiaro, P., M. Beccali., B. Nocke. (2012). “*Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchanger*”. Solar Energy Vol (86): 608-618.
- Incropera,F.P and D.P Dewitt. (2002).”*Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5<sup>rd</sup> Edition*”, John Wiley & Sons,New York
- Hesselgreaves, J.E. (2001). “*Compact Heat Exchanger Selection, Design and Operation*”, Ramesh K.Shah, New York USA
- Holman,J.P. (1986). “Perpindahan Kalor”. Erlangga, Jakarta, Indonesia
- ISO 7547.(2002).”*Ships and marine technology — Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces — Design conditions and basis of calculations*”
- ISO 881.(1998). “*Shipbuilding — Engine-room ventilation in diesel-engined ships — Design requirements and basis of calculations*”
- Jouhara, H., R.Meskimmon. (2010). “*Experimental investigation of wraparound loop heat pipe heat exchanger used in energy efficient air handling units*”. Energy. Vol (35): 4592-4599.
- Kays,W.M., and A. L. London, (1998), “Compact Heat Exchangers”, reprint 3rd edn.,Krieger Publish-ing, Malabar, FL; first ed., National Press, Palo Alto, CA (1955); 2nd ed., (1964), 3rd ed.,McGraw-Hill, New York (1984).
- Kern, D.Q, (1985),” *Process Heat Transfer*”, Mc Graw Hill International Book Co., Tokyo.

- Kinsky, R. (2001). "*Thermodynamic: Advanced Applications*", McGraw-Hill, Sydney Australia.
- Kusuma, G.E., M.Santoso., M.A.Mustaghfirin. (2010). "Sistem Refrigerasi dan Saluran Udara", Jurusan Teknik Permesinan Kapal. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Naterer, G.F. (2002). "*Heat Transfer in Single and Multiphase Systems*", CRC Press, Boca Raton, Fla
- Shah, R.K and D.P Sekulic. (2003)."*Fundamental of Heat Exchanger Design*", Johon Wiley & Sons, Inc, New York.
- Santoso,Mardi,(2012). "*Modul Saluran Udara*"Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Sitompul, T.M. (1993). "Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)". Jakarta : Raja Grafindo Persada.
- Wu, X.P., P. Jhonson., A. Akbarzadeh. (1997). "*Application of heat pipe heat exchangers to humidity control in air-conditioning systems*". Applied Thermal Engineering Vol (17): 561-568.
- Yau, Y.H., and M.Ahmadzadehtalatapeh. (2010). "*A review on the application of horizontal heat pipe heat exchanger in air conditioning systems in the tropics*". Applied Thermal Engineering Vol(30): 77-84.
- Zukaukas, A. (1970). "*Heat Transfer from Tubes in Crossflow*" *Advances in Heat Transfer*,8, 93-160

**LAMPIRAN**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## SPESIFIKASI POMPA



## PS-135 E

**SHIMIZU**  
Generasi Garansi

### Spesifikasi

- Output (W) : 125
- Input (KW) : 0.3
- Panjang Pipa (M) : 9
- Total Head Max. (M) : 33
- Head (M) : 5 | 20
- Kapasitas (Liter/Min) : 28 | 10
- Pipa Hisap (Inch) : 1
- Pipa Dorong (Inch) : 1

### Garansi

### Kelengkapan

- 3 Tahun garansi motor
- -

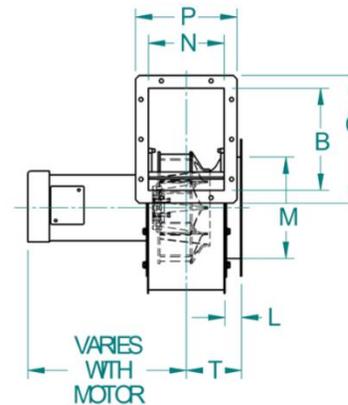
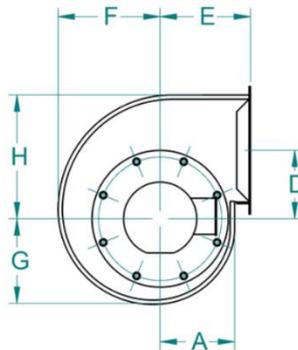
[shop now](#)

## SPESIFIKASI FAN BLOWER

### Dimensions

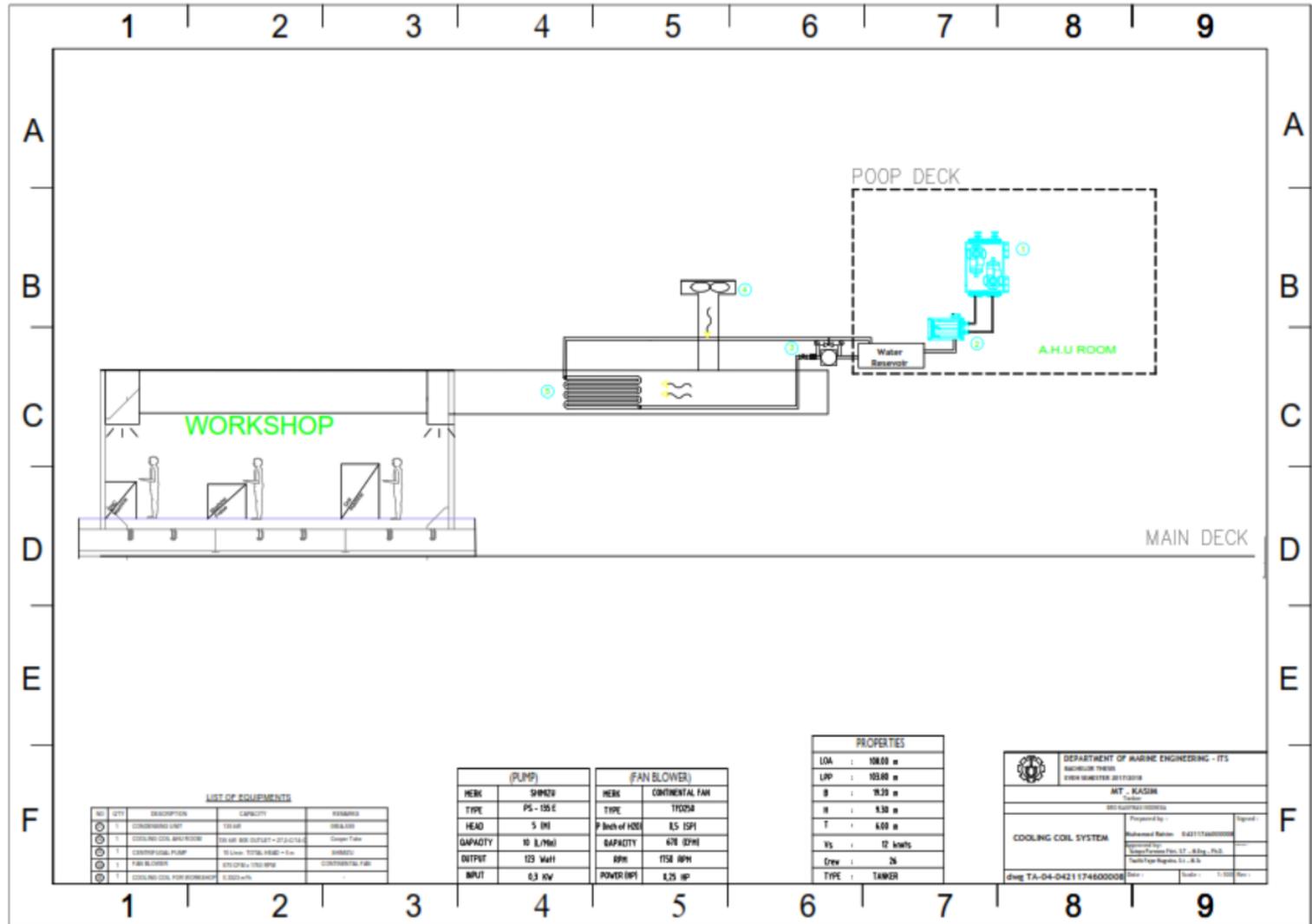
Dimensions in inches. Do not use for construction. Consult factory for certified prints.

G	7.5	H	10.9
M	9	N	6.9
P	9.3	A	6.6
T	5.2	B	8.7
C	11	D	6.1
E	8.2	L	1.7
F	9		



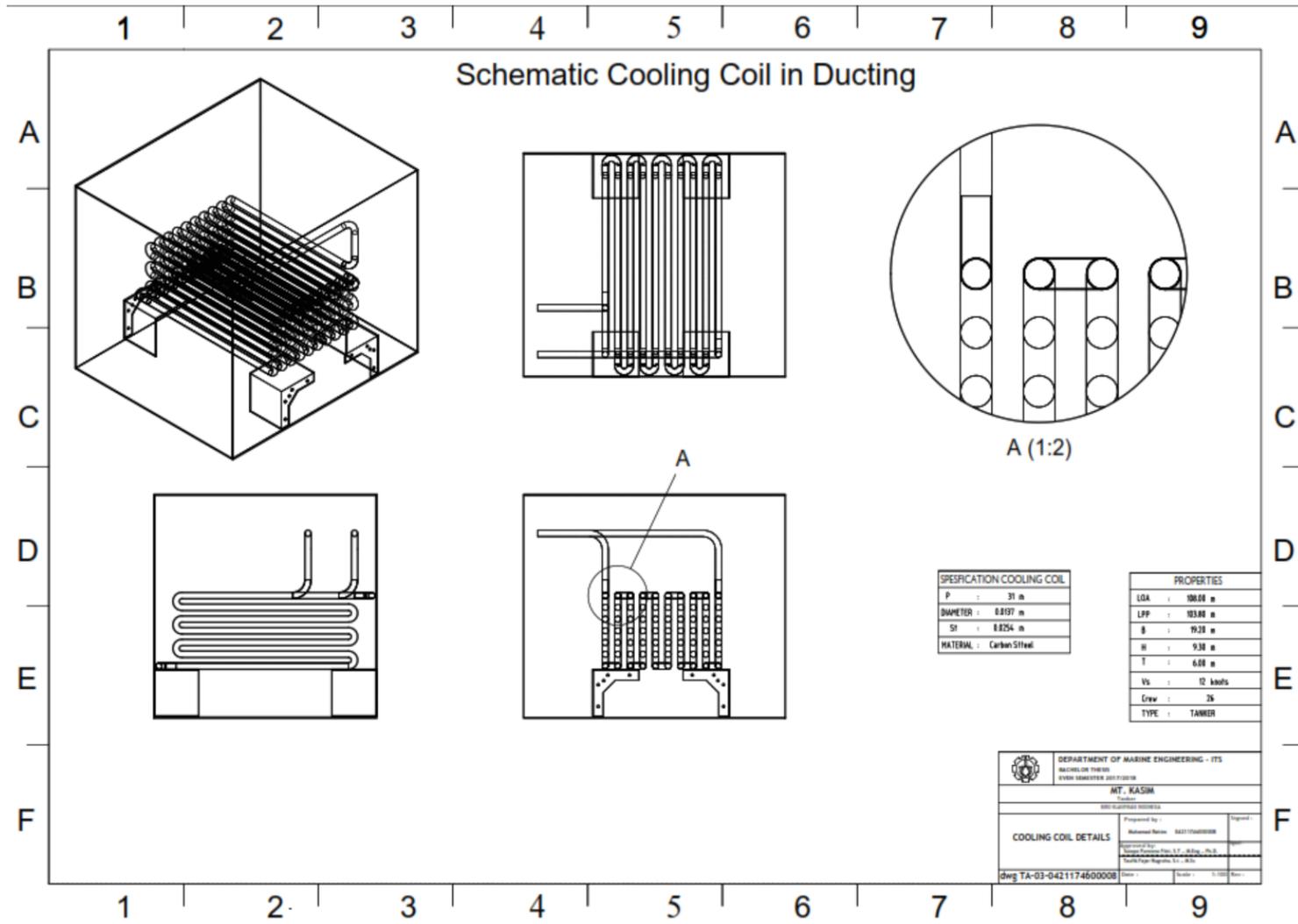
### Airflow Performance (cfm) at 1750 rpm

MODEL	MOTOR HP	dBA @5'	0"SP CFM/BHP	0.5"SP CFM/BHP	1.0"SP CFM/BHP	1.5"SP CFM/BHP	2.0"SP CFM/BHP	2.5"SP CFM/BHP
TFD250	1/4	58	840/0.1	670/0.1	440/0.1			
TFD280	1/4	62	1130/0.2	1030/0.2	770/0.2	350/0.2		
TFD315	1/2	67	1650/0.3	1480/0.3	1290/0.3	1010/0.3	570/0.3	
TFD355	3/4	72	2320/0.6	2110/0.6	1900/0.7	1630/0.6	1300/0.6	720/0.6
TFD400	1 1/2	73	3070/1.2	2880/1.2	2650/1.2	2410/1.2	2140/1.2	1790/1.2
TFD450	2	74	4490/1.8	4320/1.8	4080/1.8	3780/1.8	3460/1.8	3080/1.8









## BIODATA PENULIS



Muhamad Rahim atau biasa dipanggil dengan nama Rahim, lahir pada tanggal 06 Januari 1996 di Jakarta . Penulis adalah putra ketiga dari tiga bersaudara dari pasangan H. Ifdal Wandu dan Hj. Eliwanti. Ayah penulis adalah seorang yang berprofesi sebagai wiraswasta yang bergerak dalam usaha fotokopi dan percetakan serta alat tulis dan perlengkapan kantor lainnya sedangkan ibu penulis adalah seorang yang berprofesi sebagai ibu rumah tangga dan juga seorang wiraswasta. Penulis menempuh pendidikan formal yang telah di tempuh yaitu SDN 16 Cipinang Muara lulus tahun 2009, SMP 52 Cipinang Muara lulus tahun 2011, kemudian SMAN 50 Cipinang Muara lulus tahun 2014, setelah itu melanjutkan di Program Diploma III Program Studi Teknik Mesin Produksi, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta (PNJ) lulus di tahun 2017. Setelah lulus dari PNJ,

penulis melanjutkan pendidikan tepat di bulan November tahun 2017 penulis tercatat sebagai mahasiswa aktif Program Sarjana Lintas Jalur (LJ) di Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan (FTK), Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Selama menempuh pendidikan perkuliahan di ITS. Penulis memilih konsentrasi pada bidang *Marine Machinery and System* (MMS) karena penulis ingin tahu lebih dalam tentang *Heat balance and heat exchanger*. Penulis juga sempat menjabat sebagai asisten lab atau *grader* pada praktikum Mesin Fluida sebagai *grader* pompa sentrifugal. Oleh karena itu, pada skripsi kali ini penulis mengambil judul tugas akhir yang berhubungan dengan mata kuliah *fluid machinery and refrigeration system*.

Nama : Muhamad Rahim  
NRP : 04211746000008  
Email : muhamadrahim06@gmail.com