

**TUGAS AKHIR**  
**NE 1701**

**ANALISA KEBISINGAN SISTEM VENTILASI  
KAMAR MESIN KR. BARUNA JAYA VII**



RSSP  
620.23  
KRI  
21-1  
1999

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	28-6-2000
Terima Oleh	H
No. Agenda	21-460

Disusun Oleh :

**DIDIK KRISTIAWAN**

**NRP. 4293.100.006**

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
1999**

**ANALISA KEBISINGAN SISTEM VENTILASI  
KAMAR MESIN KR. BARUNA JAYA VII**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan  
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Sistem Perkapalan  
Pada  
Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya**

**Surabaya, Februari 1999**

**Mengetahui / Menyetujui**

**Dosen Pembimbing,**



**Ir. ALIM WIDODO, MSc**

**NIP. 131 474 402**

*Karena Tuhanlah yang memberikan hikmat, dari mulutNya datang pengetahuan dan kepandaian.*

*( Amsal 2 : 6 )*



*Buku ini saya persembahkan kepada Bapak dan Ibu untuk kesabarannya dalam penulis menyelesaikan studi.*

## ABSTRAK

*Persoalan kebisingan di kamar mesin merupakan hal yang penting dalam perencanaan sistem akustiknya, karena adanya berbagai instalasi peralatan permesinan yang kompleks dan jika beroperasi secara bersamaan akan menimbulkan tingkat kebisingan yang tinggi. Adapun penyebab daripada kebisingan di kamar mesin adalah permesinan utama dan permesinan bantu dan salah satunya adalah fan dan saluran udara pada sistem ventilasi.*

*Perencanaan akustik pada sistem ventilasi di kamar mesin, baik pada saluran udaranya maupun dalam memilih fan yang rendah tingkat kebisingannya, dengan tidak mengurangi fungsinya, ditujukan untuk mengurangi kebisingan pada sistem ventilasi sehingga juga akan mengurangi tingkat kebisingan total di kamar mesin. Untuk mencapai tujuan diatas, maka diperlukan langkah-langkah perhitungan tingkat kebisingan secara teoritis (berdasarkan rumus) yang gunanya untuk mengetahui seberapa besar tingkat kebisingan yang dihasilkan dari permesinan di kamar mesin dan komponen-komponen sistem ventilasi di kamar mesin. Perhitungan total tingkat kebisingan di kamar mesin dilakukan dengan metode penjumlahan dan pengurangan secara logaritma.*

*Dari hasil perhitungan diatas, maka dapat ditentukan apakah tingkat kebisingan pada sistem ventilasi tersebut berpengaruh terhadap tingkat kebisingan total di kamar mesin. Menurut IMO tingkat kebisingan total yang diijinkan di kamar mesin adalah sebesar 90 dB pada kondisi operasi kontinyu 8 jam dan 110 dB untuk kondisi operasi non kontinyu.*

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan ke hadirat Allah Bapa, Tuhan Yesus Kristus dan Roh Kudus, berkat rahmat mahrifat dan kasih karunianya yang telah diberikan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “ANALISA KEBISINGAN SISTEM VENTILASI KAMAR MESIN KR. BARUNA JAYA VII” ini dengan baik.

Penulis tidak lupa untuk menyampaikan terima kasih juga kepada semua pihak yang telah membantu dan membimbing selama penulis mengerjakan tugas akhir ini hingga selesai, antara lain kepada:

1. Bapak DR. Ir. AA Masroeri, MEng selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS Surabaya
2. Bapak Ir. Hari Prastowo, MSc selaku Koordinator Tugas Akhir
3. Bapak Ir. Agung Zuhdi M.F, MEng. dan Ir. I Wayan Lingga Indaya, MS selaku dosen wali selama penulis menempuh studi
4. Bapak Ir. Alim Widodo, MSc dan Ir. R.O. Saut Gurning selaku dosen pembimbing yang telah memberikan waktu, tenaga dan pikirannya kepada penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir
5. Bapak Ir. Made, MEng selaku pembimbing bagi penulis dalam mendapatkan data-data peralatan dan sistem ventilasi yang dibutuhkan dalam pengerjaan Tugas Akhir di Direktorat Teknik PT. PAL Indonesia
6. Bapak dan Ibu, serta saudara-saudaraku yang selalu mendo'akan dan memotivasi penulis agar berhasil dalam menempuh studi

7. Kaum Muda GPPS Ngagel Wasana dan GPPS Pucang Jajar yang selalu mendukung dalam do'a kepada penulis agar selalu mengandalkan Tuhan dalam mengerjakan Tugas Akhir
8. Rekan-rekan Angkatan '93 dan Angkatan '94 yang telah memberikan dorongan kepada penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir
9. Rekan-rekan Team Perahu Naga yang turut memberi semangat kepada penulis untuk menyelesaikan studi maupun Tugas Akhir, dan
10. Karang Taruna Ngagel Wasana atas dukungannya, agar penulis berhasil dalam menempuh studi dan meraih gelar Sarjana Teknik di ITS.

Besar harapan saya agar Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi para pembaca. Akhir kata penulis menyadari akan banyaknya kekurangan dalam penulisan Tugas Akhir ini, sehingga saran dan kritik dari pembaca sangat dibutuhkan demi penyempurnaan Tugas Akhir ini.

Surabaya, Februari 1999

Penulis

## DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
KATA PENGANTAR.....	ii
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR GAMBAR.....	viii
DAFTAR TABEL.....	ix
DAFTAR NOTASI.....	xi
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Tujuan Penulisan.....	2
1.3 Batasan dan Lingkup Permasalahan.....	2
1.4 Metodologi Penelitian.....	3
<b>BAB II DASAR TEORI KEBISINGAN.....</b>	<b>4</b>
2.1 Karakteristik Bunyi.....	6
2.1.1 Frekuensi, Panjang Gelombang dan Amplitudo.....	7
2.2 Level dan Desibel.....	7
2.2.1 Tingkat Tekanan Bunyi ( $L_p$ ).....	8
2.2.2 Tingkat Daya Bunyi ( $L_w$ ).....	8
2.2.3 Intensitas Bunyi ( $I_L$ ).....	9
2.3 Sistem Perambatan Energi Bunyi.....	10
2.4 Faktor-Faktor Kebisingan.....	11
2.5 Perhitungan Teori Kebisingan.....	12

2.5.1 Penjumlahan Desibel.....	12
2.5.2 Pengurangan Desibel.....	14
2.6 Standar Kebisingan Di Kamar Mesin.....	15
2.7 Kebisingan Peralatan Di Kamar Mesin.....	18
2.7.1 Kebisingan Motor Penggerak Utama.....	18
2.7.2 Kebisingan Generator Listrik.....	19
2.7.3 Kebisingan Pompa.....	20
2.7.4 Kebisingan Kompresor.....	21
2.7.5 Kebisingan Sistem Ventilasi.....	21
2.7.5.1 Fan.....	22
2.7.5.1.1 Karakteristik Performance Fan.....	23
2.7.5.1.2 Karakteristik Kebisingan Fan.....	23
2.7.5.1.3 Kebisingan Frekuensi Blade Fan.....	24
2.7.5.1.4 Tipe-Tipe Fan.....	25
2.7.5.1.4.1 Centrifugal Fan.....	25
2.7.5.1.4.2 Axial-Flow Fan.....	28
2.7.5.2 Tingkat Daya Bunyi Spesifik Fan ( $K_w$ ).....	31
2.7.5.3 Estimasi Kebisingan Fan.....	31
2.7.5.4 Sistem Saluran Udara.....	33
2.7.5.5 Pembagian Daya Bunyi Saluran Udara.....	33
2.7.5.6 Pelemahan Daya Bunyi Saluran Udara.....	34
2.7.5.6.1 Saluran Udara Tanpa Lapisan Isolasi.....	34
2.7.5.6.2 Saluran Udara Dengan Lapisan Isolasi.....	35



4.1.3 Lp Pompa-Pompa.....	68
4.1.4 Lp Kompresor Udara.....	70
4.1.5 Lp Sistem Ventilasi.....	70
4.1.5.1 Estimasi Tingkat Tekanan Bunyi Sistem Ventilasi.....	71
4.2 Tingkat Kebisingan Sistem Ventilasi Terhadap	
Tingkat Kebisingan Total Kamar Mesin.....	76
4.3 Metode Penurunan Tingkat Kebisingan Sistem Ventilasi.....	77
4.3.1 Penggantian Fan Sistem Ventilasi.....	77
4.3.2 Saluran Udara Dengan Lapisan Isolasi.....	78
<b>BAB V KESIMPULAN.....</b>	<b>79</b>
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>LAMPIRAN</b>	

## DAFTAR GAMBAR

	Hal
Gambar 2-1. Perambatan Gelombang Suara oleh Getaran Permukaan.....	4
Gambar 2-2. Grafik Gelombang Tekanan Suara.....	6
Gambar 2-3. Grafik Penambahan Desibel.....	14
Gambar 2-4. Grafik Pengurangan Desibel.....	15
Gambar 2-5. Diagram Vektor Blade Fan.....	26
Gambar 2-6. Gerak Vortek Aliran Udara Rotor Axial Fan.....	28
Gambar 2-7. Sudu-Sudu Pemandu Aliran Vortek Lurus Axial Fan.....	28
Gambar 2-8. Saluran Udara dengan Lapisan Isolasi.....	35
Gambar 2-9. Fungsi Spektrum, F, Elbow Persegi.....	40
Gambar 2-10. Fungsi Kecepatan, G, Elbow.....	41
Gambar 4-1. Faktor Direktivitas pada Keluaran Sistem Ventilasi.....	72

## DAFTAR TABEL

	Hal
Tabel 2-1. Hubungan Tingkat Desibel dengan Batas Waktu yang Diijinkan.....	16
Tabel 2-2. Tingkat Daya Bunyi Spesifik Berbagai Tipe Fan.....	24
Tabel 2-3. Pembagian Daya Bunyi antara Saluran Udara Cabang dan Saluran Udara Utama.....	34
Tabel 2-4. Pelemahan Bunyi oleh Saluran Udara tanpa Lapisan Isolasi.....	35
Tabel 2-5. Koefisien Absorpsi Bunyi Lapisan Isolasi.....	36
Tabel 2-6. Nilai Pelemahan Bunyi oleh Elbow tanpa Lapisan Isolasi.....	37
Tabel 2-7. Nilai Pelemahan Bunyi oleh Elbow dengan Lapisan Isolasi.....	38
Tabel 2-8. Nilai Kerugian Refleksi Bukan Akhir.....	38
Tabel 2-9. Fungsi Koreksi, H, untuk Pita Oktaf.....	40
Tabel 3-1. Tingkat Daya Bunyi Keluar Guide Vane Axial Fan.....	56
Tabel 3-2. Tingkat Daya Bunyi oleh Elbow $Q=85 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	58
Tabel 3-3. Tingkat Daya Bunyi Bukaan Keluar Sistem Ventilasi Portside $Q=85 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	59
Tabel 3-4. Tingkat Daya Bunyi oleh Elbow $Q=90 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	61
Tabel 3-5. Tingkat Daya Bunyi Bukaan Keluar Sistem Ventilasi Portside $Q=30 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	62
Tabel 3-6. Tingkat Daya Bunyi Bukaan Keluar Sistem Ventilasi Portside $Q=30 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	64

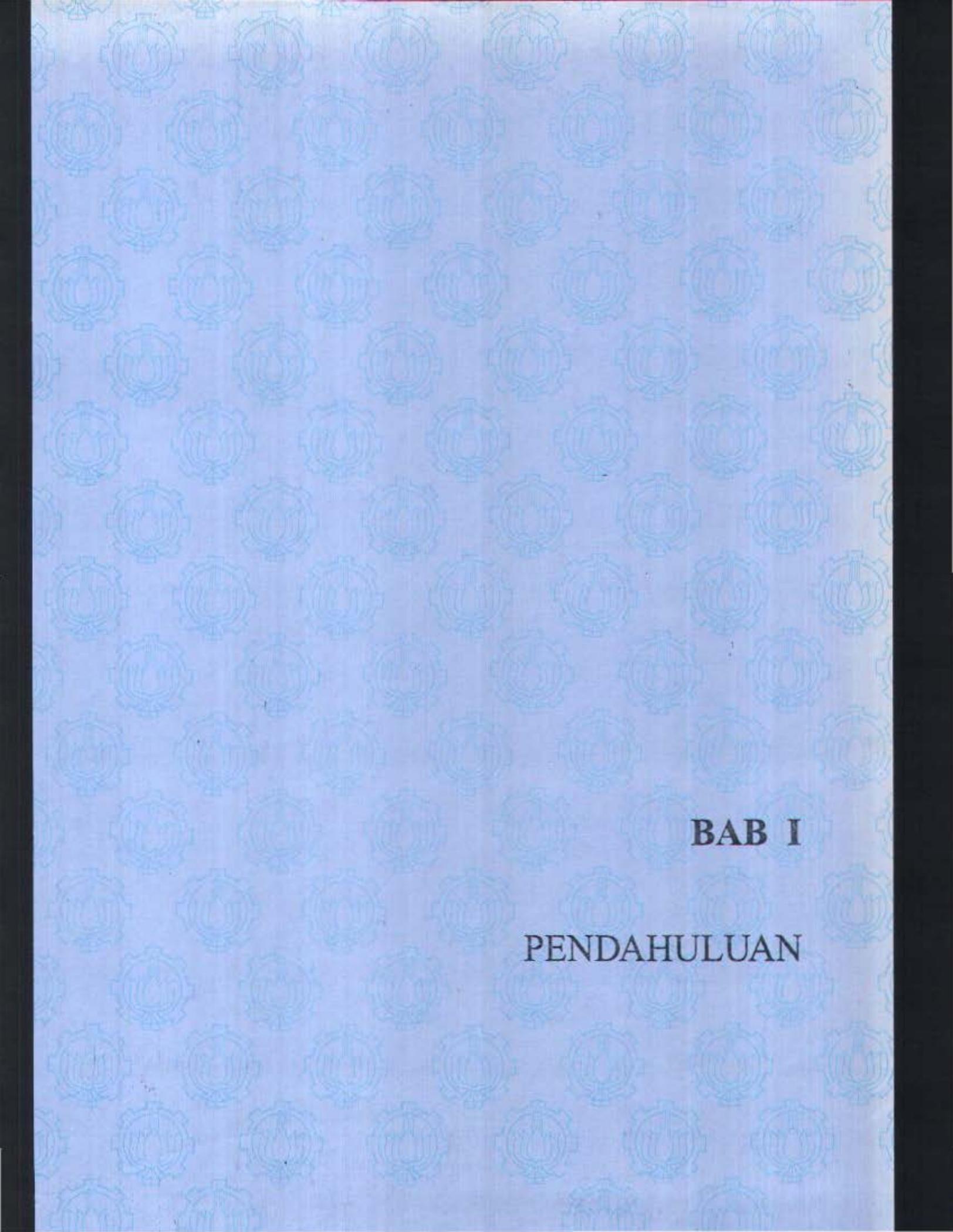
Tabel 3-7. Tingkat Daya Bunyi Buka-an Keluar Sistem Ventilasi	
Starboard $Q=55 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	65
Tabel 3-8. Tingkat Daya Bunyi Buka-an Keluar Sistem Ventilasi	
Starboard $Q=60 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	66
Tabel 3-9. Tingkat Daya Bunyi Buka-an Keluar Sistem Ventilasi	
Starboard $Q=30 \text{ m}^3/\text{mnt}$ .....	66
Tabel 4-1. Tingkat Daya Bunyi Pompa-Pompa.....	69
Tabel 4-2. Tingkat Daya Bunyi Keluaran $Q=85 \text{ m}^3/\text{mnt}$	
Sistem Ventilasi tiap Frekuensi.....	71
Tabel 4-3. Tingkat Tekanan Bunyi Keluaran Sistem Ventilasi.....	74
Tabel 4-4. Tingkat Tekanan Bunyi Peralatan di Kamar Mesin.....	74
Tabel 4-5. Nilai Transmission Loss Material Rockwool tiap Frekuensi.....	76

## DAFTAR NOTASI

- $C$  : Kecepatan suara di udara
- $T$  : Temperatur udara
- $f$  : Frekuensi gelombang
- $\lambda$  : Panjang gelombang
- $L_p$  : Tingkat tekanan bunyi
- $L_w$  : Tingkat daya bunyi
- $P$  : Tekanan bunyi
- $W$  : Daya bunyi
- $S$  : Volume ruang mesin
- $I$  : Intensitas bunyi
- $IL$  : Tingkat intensitas bunyi
- $L_{pT}$  : Tingkat tekanan suara total
- $L_{pS}$  : Tingkat tekanan suara sumber bunyi
- $T$  : Batas waktu maksimum yang diijinkan
- $L$  : Tingkat kebisingan daerah kerja
- $L_{AS}$  : Tingkat daya bunyi struktur borne noise
- $L_{AA}$  : Tingkat daya bunyi air borne noise
- $N$  : Putaran motor pada CSR
- $P$  : Daya motor pada CSR
- $kp$  : Konstanta tipe pompa

- $k_c$  : Konstanta kompresor  
 $f_B$  : Blade frequency  
 $n$  : Putaran fan  
 $N$  : Jumlah blade fan  
 $K_w$  : Tingkat daya bunyi spesifik fan  
 $Q$  : Kapasitas udara  
 $P_t$  : Tekanan total fan  
 $P_s$  : Tekanan statis  
 $P_v$  : Tekanan dinamis  
 $A_B$  : Luas penampang saluran udara cabang  
 $A_M$  : Luas penampang saluran udara utama  
 $\Delta L$  : Pelemahan bunyi material isolasi  
 $\alpha$  : Koefisien absorpsi lapisan isolasi  
 $O$  : Keliling penampang saluran udara  
 $\ell$  : Panjang saluran udara  
 $A$  : Luas penampang saluran udara  
 $F$  : Fungsi spektrum dari karakteristik aliran  
 $G$  : Fungsi kecepatan aliran yang melalui elemen saluran udara  
 $H$  : Fungsi koreksi  
 $St$  : Strouhal Number

- $R$  : Konstanta kamar mesin
- $D$  : Diameter penampang saluran udara
- $V$  : Kecepatan rata-rata aliran udara dalam saluran udara
- $\overline{TL}$  : Transmission loss material isolasi



**BAB I**

**PENDAHULUAN**

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar Belakang**

Dengan adanya volume kamar mesin yang terbatas ditambah lagi dengan adanya berbagai macam permesinan yang ada didalamnya, baik permesinan penggerak utama yaitu motor induk maupun permesinan pendukung yang lain seperti motor listrik, kompresor, pompa-pompa dan sebagainya, yang semuanya merupakan sumber bising, maka akan menimbulkan kebisingan suara yang tinggi. Kebisingan yang tinggi di kamar mesin akan berpengaruh terhadap kenyamanan, kesehatan dan keselamatan bagi awak kapal yang bekerja didalamnya dan bagi peralatan permesinan.

Sistem ventilasi dengan fan dan saluran udaranya merupakan salah satu sumber kebisingan di kamar mesin. Meskipun kebisingan yang ditimbulkan lebih kecil jika dibandingkan dengan kebisingan mesin induk atau motor listrik, namun jika kebisingan sistem ventilasi tersebut beresonansi dengan peralatan permesinan lainnya, maka akan mengakibatkan kebisingan total di kamar mesin menjadi lebih tinggi. Karena alasan inilah, maka diperlukan suatu analisa untuk mengetahui seberapa besar tingkat kebisingan yang ditimbulkan oleh fan dan saluran udara didalamnya.

Pada tugas akhir ini akan dianalisa tingkat kebisingan pada sistem ventilasi dan pengaruhnya terhadap tingkat kebisingan total di kamar mesin pada KR BARUNA JAYA VII, melalui metode perhitungan tingkat kebisingan yang ada.

### **1.2 Tujuan Penulisan**

Tujuan yang ingin didapatkan dari analisa tugas akhir ini adalah:

1. Untuk mengetahui tingkat kebisingan di kamar mesin
2. Untuk mengetahui karakteristik kebisingan fan dan saluran udara pada sistem ventilasi serta pengaruhnya terhadap tingkat kebisingan total di kamar mesin, dan
3. Mengurangi kebisingan sistem ventilasi di kamar mesin.

### **1.3 Batasan dan Lingkup Permasalahan**

Lingkup permasalahan adalah kebisingan pada sistem ventilasi, dimana sumber utama kebisingan adalah fan dan fan yang digunakan adalah centrifugal fan dan axial fan.

Adapun batasan masalahnya adalah:

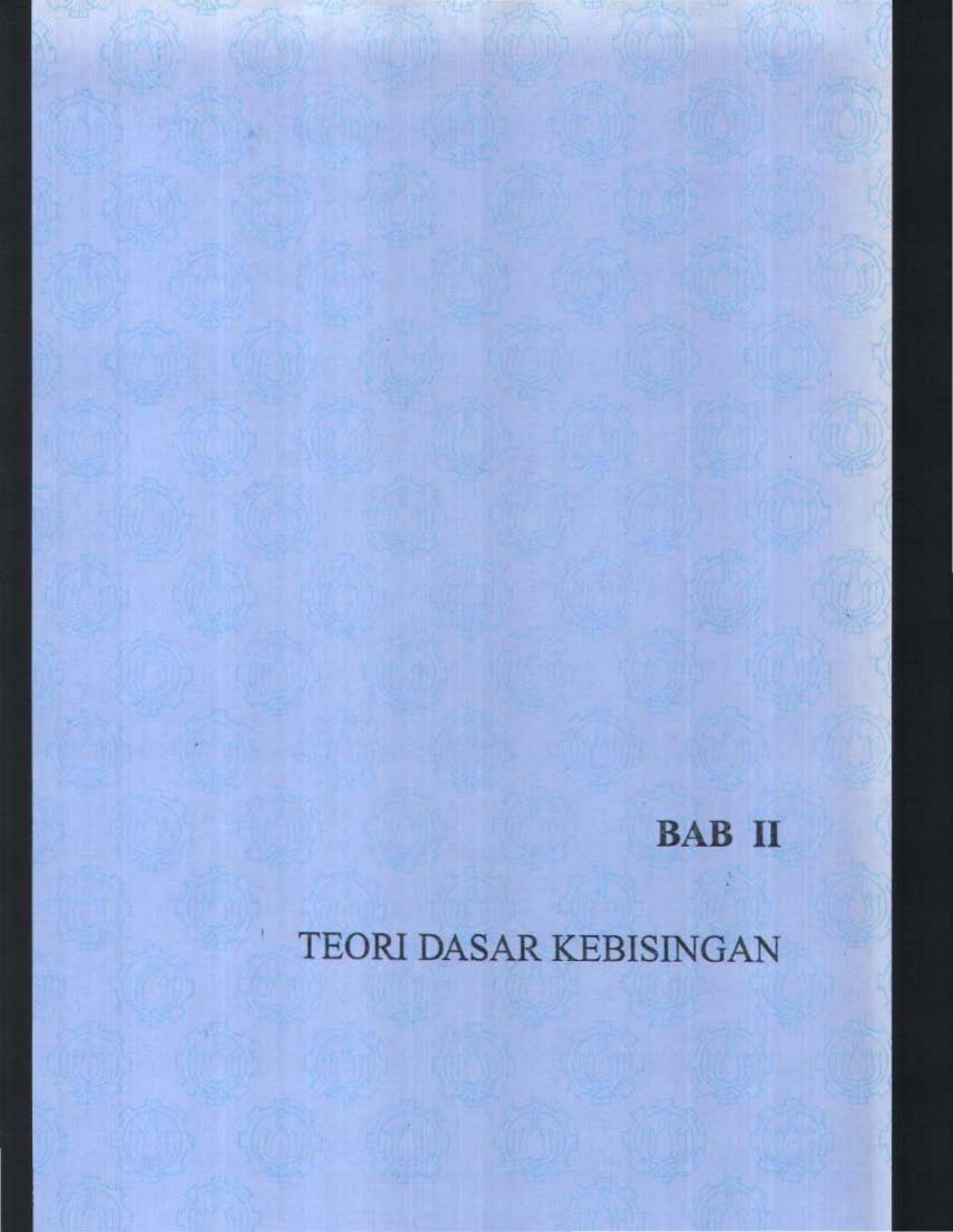
1. Menganalisa tingkat kebisingan sistem ventilasi dan pengaruhnya terhadap tingkat kebisingan total di kamar mesin
2. Membahas cara meredam bunyi pada sistem ventilasi di kamar mesin
3. Tidak membahas tingkat tekanan bunyi dalam rumah fan (casing).

4. Tidak membahas kebisingan yang dihasilkan dari getaran struktur kapal, transmisi daya dan sistem yang lain
5. Tidak membahas metode perhitungan dengan alat pengukuran
6. Pembahasan secara teoritis melalui perhitungan dari data-data di kapal
7. Tidak membahas segi ekonomis dalam mengurangi kebisingan pada sistem ventilasi.

#### **1.4 Metodologi Penelitian**

Dalam penulisan tugas akhir ini penulis menggunakan cara-cara sebagai berikut :

1. Studi literatur untuk mendapatkan rumus-rumus, teori-teori dan metode perhitungan tingkat kebisingan yang berlaku,
2. Mencari informasi data-data teknis peralatan di kamar mesin KR BARUNA JAYA VII yang diperlukan dalam perhitungan dan analisa, dan
3. Membandingkan tingkat kebisingan antara fan yang terpasang dengan fan yang terpilih.



**BAB II**

**TEORI DASAR KEBISINGAN**

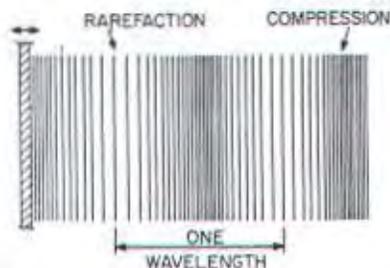
## BAB II

### DASAR TEORI KEBISINGAN

Bunyi merupakan suatu tekanan gelombang longitudinal yang merambat secara langsung melalui medium padat, cair, gas atau udara pada beberapa karakteristik kecepatan.

Gelombang bunyi di udara disebabkan oleh variasi tekanan statis yang berada diatas dan dibawah tekanan atmosfer, yaitu sebesar  $10 \text{ N/m}^2$  pada suhu  $0^\circ\text{C}$ . Variasi tekanan ini selanjutnya menimbulkan bunyi, sebagai contohnya adalah: getaran aliran udara yang dihasilkan oleh blade fan yang berputar, pusaran akibat aliran udara yang mengenai secara langsung pada penghalang pada bagian keluaran udara dalam sistem ventilasi.

Dari contoh diatas, sumber bunyi karena getaran permukaan sering ditemukan di lapangan. Secara sederhana ditunjukkan pada Gambar 2-1 dibawah ini:



Gambar 2-1. Perambatan Gelombang Suara oleh Getaran Permukaan

Permukaan dinding bergerak ke kanan, seketika itu juga mengurangi volume lapisan udara yang berdekatan dengan dinding tersebut dan karena itu menambah densitinya. Dengan demikian ada pemampatan udara dalam lapisan ini. Karena tekanan dalam lapisan yang termampat lebih tinggi daripada keadaan sekelilingnya, maka partikel udara dalam lapisan tersebut bergerak menuju keluar dan memampat pada lapisan kedua. Lapisan kedua ini kemudian mentransmisikan gerakan ke lapisan selanjutnya dan begitu seterusnya. Setelah gerakan dinding mencapai pergeseran maksimum, maka dinding akan bergerak ke arah sebaliknya yang diikuti oleh partikel di sebelahnya. Seketika itu juga akan menambah volume lapisan udara yang berdekatan dengan dinding tersebut, sehingga ada penipisan lapisan udara. Penipisan lapisan ini mengikuti lapisan termampat ke arah keluar dan menempuh pada tingkat kecepatan yang sama dan hal ini disebut dengan "kecepatan suara". Pergantian pada lapisan termampat (compression) ke arah luar dan penipisan (rarefaction) inilah yang mengakibatkan gerak gelombang bunyi dan diberikan pada titik dalam ruangan yang menghasilkan pertambahan dan pengurangan tekanan secara berganti-ganti. Getaran partikel udara yang mentransmisikan gelombang tidak merubah posisi rata-rata partikel, sehingga partikel-partikel ini bergetar secara bolak-balik pada posisi rata-rata tersebut dan hal inilah yang menimbulkan gelombang bunyi di udara.

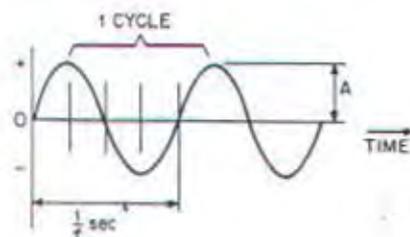
Suatu bentuk bunyi yang tidak diinginkan dan mengganggu pendengaran manusia disebut dengan kebisingan (noise). Dalam kamar mesin, salah satu sumber kebisingan dari permesinan dan peralatan yang ada adalah fan dan saluran

udara dalam sistem ventilasi, dimana sistem ventilasi ini berfungsi untuk menyalurkan sejumlah udara bersih dan segar ke dalam kamar mesin.

Karena kebisingan saluran udara terutama fan sebagai sumber utamanya pada sistem ventilasi cukup tinggi, maka terhadap timbulnya masalah kebisingan pada sistem ini harus diperhatikan.

## 2.1 Karakteristik Bunyi

Beberapa karakteristik yang dimiliki bunyi dapat dijelaskan dengan memperhatikan suatu nada murni berupa gelombang tekanan sinusoidal dengan amplitudo dan frekuensi yang spesifik yang dirambatkan dengan kecepatan tertentu, secara sederhana ditunjukkan pada Gambar 2-2:



Gambar 2-2. Grafik Gelombang Tekanan Suara

Kecepatan suara di udara dinyatakan dengan:

$$C = (331,4 + 0,6T) \text{ m/s} \quad (2-1)$$

dimana

T = temperatur udara,  $^{\circ}\text{C}$

### 2.1.1 Frekuensi, Panjang Gelombang, dan Amplitudo

Frekuensi merupakan jumlah getaran yang ada dalam satu satuan waktu dan dinyatakan dalam cycle per second (Hz), merupakan besaran yang menentukan lambat atau cepatnya getaran.

Panjang gelombang adalah jarak yang ditempuh oleh gelombang bunyi dalam waktu 1 periode getaran. Hubungan sederhana antara frekuensi, panjang gelombang dan kecepatan suara diberikan oleh :

$$C = f \times \lambda \quad (2-2)$$

dimana

$C$  = kecepatan suara di udara, m/s

$f$  = frekuensi gelombang, Hz

$\lambda$  = panjang gelombang, m

Amplitudo adalah besaran untuk menentukan keras lemahnya bunyi, dimana dihubungkan dengan tekanan bunyi yaitu Pascal atau  $N/m^2$ . Bunyi lemah yang masih terdengar adalah bertekanan  $20 \mu Pa$  pada  $f = 1000$  Hz dan bunyi yang memberikan rasa sakit pada pendengaran manusia adalah bertekanan melebihi  $100 \times 10^6 \mu Pa$ .

### 2.2 Level dan Desibel

Decibel adalah skala matematis yang biasa menggunakan skala logaritma, yang besarnya 10 kali logaritma dengan bilangan pokok 10, yang merupakan

perbandingan antara dua bentuk bunyi, yaitu daya, tekanan, dan intensitas bunyi terhadap suatu besaran referensi tertentu.

### 2.2.1 Tingkat Tekanan Bunyi ( $L_p$ )

Tingkat tekanan bunyi biasanya dinyatakan dalam decibel dan tergantung dari jarak pengukuran pada sumber bunyi di ruangan. Tingkat tekanan bunyi didefinisikan dengan persamaan:

$$L_p = 20 \log_{10} \left( \frac{p}{p_{ref}} \right) \quad (2-3)$$

dimana

$L_p$  = tingkat tekanan bunyi, dB

$p$  = tekanan suara rms,  $\mu$  Pa

$p_{ref}$  = tekanan suara referensi,  $\mu$  Pa

= 20  $\mu$  Pa untuk airborne sound

= 1  $\mu$  Pa untuk liquidborne sound

### 2.2.2 Tingkat Daya Bunyi ( $L_w$ )

Daya bunyi adalah jumlah perbandingan suatu daya terukur dengan daya referensi, dimana tidak tergantung dari jarak sumber bunyi, dan menentukan seberapa jauh sumber bunyi yang dihasilkan dari peralatan tersebut.

Definisi dari daya bunyi adalah :

$$L_w = 10 \log_{10} \left( \frac{W}{W_{ref}} \right) \quad (2-4)$$

dimana

$L_w$  = tingkat daya bunyi, dB

$W$  = daya bunyi, watt

$W_{ref}$  = daya bunyi referensi,  $10^{-12}$  watt

Untuk mengubah daya bunyi menjadi tekanan bunyi, maka dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$L_p = L_w - 10 \log_{10} \left( \frac{S}{S_0} \right) + 0,5 \quad \text{dB} \quad (2-5)$$

dimana

$L_p$  = tingkat tekanan bunyi, dB

$L_w$  = tingkat daya bunyi, dB

$S$  = volume ruang dimana terdapat peralatan,  $\text{m}^3$

$S_0$  = volume referensi,  $1 \text{ m}^3$

### 2.2.3 Intensitas Bunyi (IL)

Intensitas bunyi didefinisikan sebagai harga rata-rata tekanan bunyi yang dirambatkan per satuan luas, per satuan waktu. Untuk gelombang bunyi dengan arah rambat mendatar dan melingkar dinyatakan dengan hubungan:

$$I = \frac{P^2}{\rho C} \quad (2-6)$$

dimana

$I$  = intensitas bunyi, watt/m<sup>2</sup>

$P$  = tekanan bunyi, N/m<sup>2</sup>

$\rho$  = massa jenis udara, kg/m<sup>3</sup>

$C$  = kecepatan suara di udara, m/s

Untuk menyatakan tingkat intensitas bunyi dirumuskan:

$$IL = 10 \log_{10} \left( \frac{I}{I_{ref}} \right) \quad (2-7)$$

dimana

$IL$  = tingkat intensitas bunyi, dB

$I$  = intensitas bunyi, watt/m<sup>2</sup>

$I_{ref}$  = intensitas bunyi referensi, 10<sup>-12</sup> watt/m<sup>2</sup>

### 2.3 Sistem Perambatan Energi Bunyi

Bunyi merupakan suatu perambatan dari sumber bunyi. Mekanisme perambatan energi bunyi dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

#### a. Struktur Borne Noise

Kebisingan ini dihasilkan oleh perambatan getaran struktur komponen dari suatu sistem. Struktur yang bergetar tersebut akan meradiasikan energi akustik dalam bentuk gelombang longitudinal. Sumber energi didapatkan dari adanya

kerusakan atau tidak seimbangnya bagian serta gerakan bolak-balik suatu sistem.

*b. Liquid Borne Noise*

Kebisingan ini ditimbulkan oleh adanya perambatan fluktuasi tekanan fluida, sehingga terjadi getaran kolom fluida, pusaran aliran, bunyi aliran dan kavitasi.

*c. Air Borne Noise*

Kebisingan ini merambat melalui fluktuasi tekanan yang timbul di udara.

Perambatan kebisingan melalui 3 medium seperti tersebut diatas akan saling berkaitan, dimana jika terjadi suatu sistem perambatan bunyi yang bersumber dari fluida, maka getaran fluida karena fluktuasi tekanan tersebut dapat menggetarkan struktur yang menyalurkan fluida tersebut, dan selanjutnya struktur yang bergetar tersebut akan menggetarkan udara sekelilingnya. Di saat yang sama udara yang bergetar tersebut akan menggetarkan struktur dan selanjutnya struktur menggetarkan kolom fluida. Sehingga noise yang terjadi dapat berubah dari bentuk satu ke bentuk yang lain secara berkelanjutan.

## **2.4 Faktor-Faktor Kebisingan**

Secara teoritis faktor-faktor kebisingan dapat dikelompokkan menjadi 4 bagian, yaitu:

1. *Steady Noise*, yaitu kebisingan yang bersifat tetap, sebagai contohnya adalah kebisingan yang dihasilkan oleh mesin diesel, motor listrik dan sebagainya.

2. *Narrow Band Noise*, yaitu kebisingan dimana seluruh energi akustik tersebar didalam range frekuensi yang lebih kecil atau terpusat pada 1 frekuensi.
3. *Wide Band Noise*, yaitu kebisingan dimana seluruh energi akustik tersebar didalam range frekuensi yang besar.
4. *Impulse Noise*, yaitu kebisingan yang terputus-putus secara berulang-ulang maupun secara tidak berulang-ulang.

## 2.5 Perhitungan Tingkat Kebisingan

Untuk mendapatkan total tingkat kebisingan dari beberapa sumber bunyi, maka diperlukan suatu metode perhitungan tingkat kebisingan. Metode perhitungan total tingkat kebisingan yang sering digunakan adalah metode perhitungan penjumlahan dan pengurangan secara logaritma.

### 2.5.1 Penjumlahan Desibel

Tingkat kebisingan total dari dua atau lebih sumber kebisingan tidak dapat dijumlahkan secara langsung. Sebagai pengganti, total tingkat kebisingan dapat dihitung dengan menentukan selisih antara dua tingkat decibel dan menambah faktor koreksi pada tingkat decibel yang terbesar dari keduanya tersebut. Hal ini dirumuskan:

$$\sum(L_1 + L_2) = L_1 + 10 \log_{10} \left( 1 + 10^{-\frac{\Delta L}{10}} \right) \quad (2-8)$$

dimana

$L_1$  = tingkat desibel tertinggi, dB

$L_2$  = tingkat desibel terendah, dB

$\Delta L = L_1 - L_2$ , dB

Dengan metode logaritma, maka penjumlahan energi bunyi adalah proporsional dengan  $p^2$  secara linear dari sumber bunyi – sumber bunyi tersebut, dan dinyatakan dengan:

$$\frac{p_T^2}{p_{ref}^2} = \frac{1}{p_{ref}^2} (p_1^2 + p_2^2 + \dots + p_n^2) \quad (2-9)$$

sehingga persamaan (2-9) menjadi:

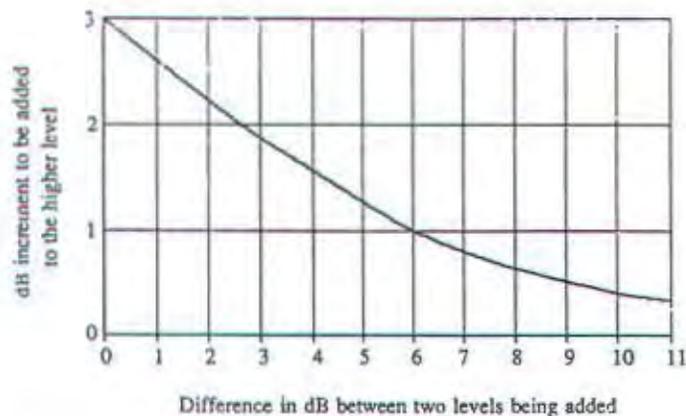
$$L_{pT} = 10 \log_{10} \left( \frac{p_T^2}{p_{ref}^2} \right) \text{ dB} \quad (2-10)$$

Persamaan (2-10) diatas dapat ditulis lagi menjadi:

$$L_{pT} = 10 \log_{10} (10^{L_{p1}/10} + 10^{L_{p2}/10} + \dots + 10^{L_{pn}/10}) \text{ dB} \quad (2-11)$$

dimana  $L_{p1}, L_{p2}, \dots, L_{pn}$  adalah desibel tingkat tekanan suara tiap-tiap sumber bunyi, dan  $L_{pT}$  adalah desibel total tingkat tekanan suara.

Penjumlahan desibel secara sederhana antara dua tingkat dB adalah dengan menggunakan Gambar 2-3 dibawah ini. Jika selisih antara dua tingkat decibel  $>10$  dB, maka total keduanya diambil yang terbesar, dimana tingkat decibel terendah diabaikan. Dan jika selisihnya nol atau sama tingkat decibelnya, maka total tingkat decibel adalah ditambah 3 dB.



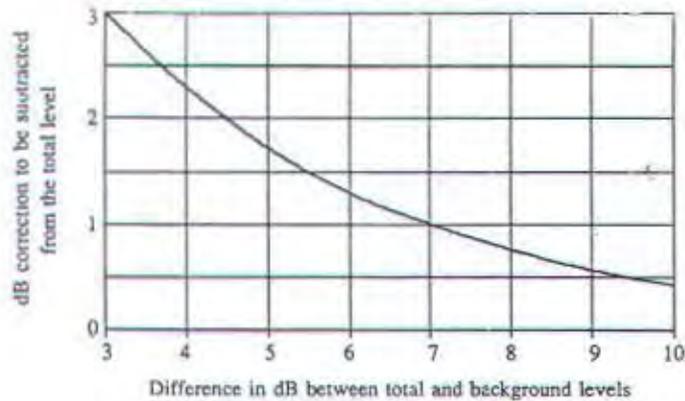
Gambar 2-3. Grafik Penambahan Desibel

### 2.5.2 Pengurangan Desibel

Metode ini kadang-kadang diperlukan untuk mengurangi total kebisingan dengan background noise, untuk mendapatkan tingkat kebisingan dari suatu sumber bunyi. Dalam pengurangan tingkat tekanan suara, maka intensitas bunyi harus diperhatikan. Intensitas suara dicapai dengan mengurangi intensitas total noise (source + background) dengan background noise. Tingkat desibel sumber bunyi,  $L_{pS}$ , adalah didapatkan dengan persamaan:

$$L_{pS} = 10 \log_{10} (10^{L_{pT}/10} - 10^{L_{pB}/10}) \text{ dB} \quad (2-12)$$

Pengurangan decibel secara sederhana ditunjukkan pada Gambar 2-4. Jika selisih 2 tingkat decibel  $>10$  dB, maka koreksi dikurangkan dari totalnya sebesar  $<0,5$  dB, dimana level terendah diabaikan. Dan jika selisih dari 2 tingkat decibel sebesar 3 dB, maka total level dikurangi 3 dB.



Gambar 2-4. Grafik Pengurangan Desibel

## 2.6 Standar Kebisingan Di Kamar Mesin

Suatu tingkat bunyi yang berlebihan dari peralatan di kamar mesin akan menimbulkan kebisingan yang selanjutnya mengganggu dan mempengaruhi kondisi fisik dan kejiwaan seseorang yang bekerja atau berada didalamnya.

Kriteria yang relevan untuk menentukan batas-batas kebisingan tergantung dari tipe kebisingan, lama kebisingan dan masing-masing individu. Adapun tingkat kebisingan yang masih dapat diterima untuk kebisingan terus-menerus menurut OSHA (Occupational Safety And Health Act), dapat didekati dengan rumus:

$$T = \frac{16}{2^{[0,2(L-85)]}} \text{ jam} \quad (2-13)$$

dimana

$T$  = batas waktu maksimum yang diijinkan, jam

$L$  = tingkat kebisingan daerah kerja, dB

Ketentuan tentang harga batas kebisingan menurut OSHA pada tahun 1971, memberikan batasan-batasan sebagai berikut:

1. Apabila pekerja yang berada pada daerah dengan tingkat kebisingan yang melebihi Tabel 2-1 dibawah ini, maka tindakan administratif dan teknis harus dilakukan. Jika pengaturan tersebut gagal untuk mengurangi tingkat bunyi dalam batas-batas Tabel 2-1 dibawah, peralatan perlindungan harus dipakai.
2. Dalam semua keadaan dimana exposure bunyi melebihi batas pada Tabel 2-1 dibawah, maka perlindungan terhadap pendengaran efektif harus dilakukan.

Sound Level dB(A)	Time Permitted	Sound Level dB(A)	Time Permitted
85	16 hr - 00 mnt	101	01 hr - 44 mnt
86	13 - 56	102	01 - 31
87	12 - 08	103	01 - 19
88	10 - 34	104	01 - 09
89	09 - 11	105	01 - 00
90	08 - 00	106	00 - 52
91	06 - 58	107	00 - 46
92	06 - 04	108	00 - 40
93	05 - 17	109	00 - 34
94	04 - 36	110	00 - 30
95	04 - 00	111	00 - 26
96	03 - 29	112	00 - 23
97	03 - 02	113	00 - 20
98	02 - 50	114	00 - 17
99	02 - 15	115	00 - 15
100	02 - 00		

Tabel 2-1. Hubungan Tingkat Desibel dengan Batas Waktu

Beberapa batasan penting yang harus dilakukan adalah:

1. Harus dijaga agar batas kebisingan bunyi bobot A tidak melebihi 90 dB(A) selama 8 jam per hari.
2. Tidak boleh ada pekerja yang dibiarkan selama periode tertentu terhadap tingkat bunyi steady yang melebihi 115 dB(A).
3. Bunyi pukulan dimana pekerja berada tidak boleh melebihi tingkat tekanan bunyi puncak 140 dB(A).
4. Pelindung telinga diperlukan untuk membatasi pekerja-pekerja yang mengalami kebisingan pada instalasi pengaturan teknis atau selama mengawasi pengaturan secara administratif dan dalam situasi dimana terlihat bahwa pengaturan secara teknis tidak memenuhi syarat.
5. Suatu program pemeriksaan audiometrik harus dilakukan untuk pekerja yang berada pada suatu tingkat bunyi yang sama dengan atau lebih besar daripada 85 dB(A) selama 8 jam per hari.

Penerimaan kebisingan yang diijinkan untuk noise kontinyu tidak boleh melebihi 8 jam pada 90 dB(A) dengan laju penggandaan sebesar 5 dB(A) jika Tabel 2-1 diatas tidak mencerminkan waktu dan tingkat kebisingan yang sebenarnya. Penerimaan kebisingan yang diijinkan untuk kebisingan kontinyu tidak boleh melebihi waktu T seperti pada persamaan (2-13) diatas.

Batas tingkat kebisingan yang diijinkan dalam kamar mesin di kapal, menurut IMO (International Maritime Organization) Tahun 1982 adalah 90 dB selama 8 jam kontinyu dan 110 dB untuk operasi non kontinyu.

## 2.7 Kebisingan Peralatan di Kamar Mesin

Kebisingan yang dihasilkan dari peralatan dan permesinan pada sistem-sistem di kamar mesin, pada prinsipnya terbagi menjadi 5 kelompok, yaitu: kebisingan pada motor penggerak utama, kebisingan pada generator listrik, kebisingan pada pompa-pompa, kebisingan pada kompresor, kebisingan pada fan dan saluran udaranya pada sistem ventilasi.

### 2.7.1 Kebisingan Motor Penggerak Utama

Kebisingan suara yang terjadi pada motor penggerak utama terutama motor diesel di kapal dapat dikelompokkan menjadi 2 bagian, yaitu:

1. Air-borne noise, terjadi didalam silinder, turbocharger dan valve gear,
2. Struktur-borne noise, dihasilkan oleh pembakaran didalam silinder dan gaya inersia bagian yang bergerak bolak-balik dan gear train atau rantai yang menggerakkan camshaft untuk katup-katup.

Tingkat tekanan bunyi dari motor penggerak utama diesel adalah gabungan dari struktur-borne noise dan air-borne noise, yaitu :

⇒ Struktur borne noise,

$$L_{AS} = 10 \log N + 5,7 \log P + c \quad \text{dB} \quad (2-14)$$

dimana

$L_{AS}$  = tingkat daya bunyi struktur-borne engine, dB

$N$  = putaran pada CSR, rpm

$P$  = daya motor pada CSR, KW

$c = 24,1$  untuk daya engine  $\leq 2000$  KW

$\Rightarrow$  Air borne noise,

$$L_{AA} = 10 \log N + 5,65 \log P - \frac{S \times 10^{-2}}{3} + b + 18,8 \quad \text{dB} \quad (2-15)$$

dimana

$L_{AA}$  = tingkat daya bunyi air-borne engine, dB

$S$  = volume ruang dimana peralatan berada,  $m^3$

$b$  = lebar engine, m

Untuk mendapatkan A-weight total harus dikoreksi lebih dulu. Tabel untuk mendapatkan faktor koreksi untuk ruang lain selain kabin standard, koreksi untuk acoustic treatment dan vertical attenuation factors untuk strukturborne noise dapat dilihat dari Tabel A,B, dan C pada lampiran.

### 2.7.2 Kebisingan Generator Listrik

Kebisingan suara terjadi karena adanya ketidakseimbangan motor dengan stator, ketidakstabilan bantalan-bantalannya, gesekan antara bantalan, dan turbulensi udara. Tingkat kebisingan di sekitar diesel generator listrik sama tingginya dengan kebisingan pada motor diesel putaran sedang, tetapi tingkat daya bunyinya relatif rendah.

Perhitungan tingkat kebisingan untuk diesel generator listrik adalah sama dengan perhitungan pada motor diesel penggerak utama.

### 2.7.3 Kebisingan Pompa

Pada umumnya kebisingan pompa timbul dari 2 sumber, yaitu hidrolis dan mekanik, seperti kavitasi, fluktuasi tekanan dalam fluida, pukulan dari bagian-bagian mekanik, ketidakseimbangan resonansi, peletakan dan sebagainya.

Pompa cenderung akan menghasilkan kebisingan yang lebih rata jika tidak dioperasikan pada kecepatan tinggi.

Tingkat kebisingan pada pompa diukur dengan satuan tingkat daya bunyi ( $L_w$ ), yaitu:

$$L_w = 10 \log Hp + kp \quad \text{dB} \quad (2-16)$$

dimana

$L_w$  = tingkat daya bunyi, dB

$Hp$  = daya pompa, Hp

$kp$  = konstanta tergantung dari tipe pompa

- centrifugal : 95

- screw : 100

- reciprocating : 105

Konstanta diatas terjadi pada putaran dibawah 1000 rpm, dan jika

$$\text{- } 1000 < \text{rpm} < 1600 \text{ , maka } L_w = L_{w1} - 5 \quad \text{dB} \quad (2-17)$$

$$\text{- rpm} > 1600 \text{ , maka } L_w = L_{w1} - 6 \quad \text{dB} \quad (2-18)$$

#### 2.7.4 Kebisingan Kompresor

Tingkat kebisingan yang terjadi pada ruang di sekitar kompresor udara adalah sebesar 90-95 dB(A) yang hampir sama dengan tingkat kebisingan pada motor induk. Kebisingan pada kompresor terjadi karena adanya air-borne noise yang ditimbulkan pada air inletnya, getaran pada poros, dan kebisingan pada discharge udara yang terkompresi dan sebagainya.

Tingkat kebisingan pada kompresor dihitung dengan satuan tingkat daya bunyi ( $L_w$ ), yaitu:

$$L_w = 10 \log Hp + kc \quad \text{dB} \quad (2-19)$$

dimana

$L_w$  = tingkat daya bunyi, dB

$Hp$  = daya kompresor, Hp

$kc$  = konstanta, untuk daya 1-100 Hp, maka  $kc = 86$  dB

#### 2.7.5 Kebisingan Sistem Ventilasi

Sistem Ventilasi dengan fan dan saluran udaranya di kamar mesin merupakan salah satu sumber kebisingan dari peralatan dan permesinan yang ada.

Dalam sub bab ini akan dibahas tinjauan teknis tingkat kebisingan pada sistem ventilasi termasuk fan dan saluran udaranya.

### 2.7.5.1 FAN

Fan adalah sebuah mesin yang menghasilkan suatu perbedaan tekanan dan menyebabkan aliran udara secara terus-menerus yang membuat impeller berputar, dan putaran impeller tersebut akan memberi energi statis dan energi kinetis pada udara dan besarnya tergantung dari tipe fan. Fan merupakan komponen utama dalam sistem ventilasi yang berfungsi untuk mensuplai udara masuk ke dalam ruangan atau mengeluarkan udara dari ruangan melalui saluran udara dan peralatan-peralatan didalamnya dengan menggunakan motor penggerak baling-baling putar. Sebuah fan paling sedikit mempunyai 1 bukaan inlet dan 1 bukaan outlet, yang mana tiap bukaan tersebut mempunyai elemen untuk dihubungkan dengan saluran udaranya (ductwork).

Beberapa pertimbangan yang diambil dalam pemilihan atau pemakaian suatu fan antara lain: harga yang layak, tahan abrasi dan korosi, mempunyai tipe konstruksi yang dapat direparasi dengan mudah di lapangan, tahan pada temperatur tinggi, mampu beroperasi di udara berdebu, dan yang terakhir adalah karakteristik kebisingannya yaitu tingkat daya bunyi yang dihasilkan.

Kebisingan yang dihasilkan sebuah fan adalah sebanding dengan laju volume aliran udara, tekanan dan tipe fan. Karakteristik performance yang berbeda untuk setiap tipe fan akan mengakibatkan karakteristik kebisingan yang berbeda pula.

#### **2.7.5.1.1 Karakteristik Performance Fan**

Beberapa karakteristik performance dari setiap tipe fan, terdiri dari :

1. Rating, adalah spesifikasi untuk suatu kondisi operasi fan, meliputi dimensi, kecepatan, kapasitas udara, tekanan, dan daya.
2. Kapasitas, dinyatakan dalam  $m^3/jam$ . Secara langsung berhubungan dengan putaran dan tekanan total berlawanan dengan operasi fan. Tahanan aliran udara dalam salurannya akan menambah tekanan dan mengurangi kapasitas.
3. Tekanan total, adalah naiknya tekanan dari bagian inlet ke bagian outlet, merupakan jumlah dari tekanan statis dan tekanan dinamis.
4. Tekanan dinamis, adalah tekanan yang berhubungan dengan kecepatan udara rata-rata pada bagian outlet fan.
5. Tekanan statis, yaitu tekanan untuk mengatasi tahanan aliran melalui saluran udara.
6. Daya fan (KW), didasarkan pada kapasitas udara dan tekanan total.
7. Daya input, yaitu daya terukur yang diberikan kepada poros fan.
8. Efisiensi mekanis, adalah perbandingan antara daya output dengan daya input.
9. Efisiensi statis, adalah efisiensi mekanis dikalikan dengan perbandingan antara tekanan statis dengan tekanan total.

#### **2.7.5.1.2 Karakteristik Kebisingan Fan**

Kebisingan fan dinyatakan dalam tingkat daya bunyi dalam 8 pita oktaf, dengan tingkat daya bunyi referensi  $10^{-12}$  watt dalam frekuensi center 63, 125,

250, 500, 1000, 2000, 4000, dan 8000 Hz. Dalam sistem ventilasi tingkat daya bunyi yang dihasilkan fan menimbulkan tingkat daya bunyi dalam ruang fan, dan daya bunyi yang diradiasikan fan adalah konstan. Tabel 2-2 menunjukkan tingkat daya bunyi spesifik dengan desibel referensi 1 Picowatt untuk setiap tipe fan.

Fan type	Wheel size	Octave-band center frequency, Hz								BFI †
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Airfoil or Backward curved or Backward inclined	over 0.75 m	80	80	79	77	76	71	63	55	3
	under 0.75 m	84	86	84	82	81	76	68	60	3
Radial (Modified design)	over 1 m	93	90	88	88	83	78	75	74	5
	under 1 m	96	95	93	93	88	83	80	79	5
Radial (Pressure blowers)	over 1 m	93	87	90	87	85	80	78	77	8
	from 1 m to 0.5 m	103	96	96	93	93	88	86	85	8
	under 0.5 m	111	105	106	98	92	87	86	81	8
Radial (Material handling)	over 1 m	98	94	90	87	83	78	75	74	7
	under 1 m	110	106	100	91	88	85	80	86	7
Forward curve	all	95	91	86	81	76	73	71	68	2
Vaneaxial	over 1 m	87	84	86	87	85	82	80	70	6
	under 1 m	85	87	91	91	91	89	86	80	6
Tubaxial	over 1 m	89	87	91	89	87	85	82	75	7
	under 1 m	88	89	95	94	92	91	85	83	7
Propeller	all	96	93	94	92	90	90	88	86	5
Cooling tower	all	96	99	106	104	103	100	94	88	5

Table 2-2. Tingkat Daya Bunyi Spesifik Berbagai Tipe Fan

### 2.7.5.1.3 Kebisingan Frekuensi Blade Fan

Setiap saat suatu blade yang melewati suatu titik, maka udara pada titik tersebut akan menerima suatu impuls. Frekuensi blade yang melewati titik tersebut, disebut dengan blade frekuensi, dan dinyatakan dengan:

$$f_B = n \times N \quad (2-20)$$

dimana

$f_B$  = blade frekuensi, Hz

$n$  = putaran fan, rps

$N$  = jumlah blade fan

Penambahan frekuensi blade increment (*BFI*) untuk perhitungan kebisingan fan adalah sejumlah decibel yang harus ditambahkan pada pita oktaf tertentu, dimana frekuensi blade masuk didalamnya.

#### 2.7.5.1.4 Tipe-Tipe Fan

Ditinjau dari konstruksinya tipe fan yang biasa digunakan dalam sistem ventilasi udara dapat dikelompokkan menjadi 2 tipe, yaitu :

1. *Centrifugal Fan*
2. *Axial-flow Fan*

##### 2.7.5.1.4.1 Centrifugal Fan

Sebuah fan tipe centrifugal menggerakkan udara dan menghasilkan tekanan sebagian oleh gerak centrifugal dan sebagian oleh kecepatan berputar. Gaya centrifugal yang dihasilkan oleh putaran kolom udara yang terbawa antara blade fan disebut dengan kecepatan radial  $v_r$ , dan hal ini juga merupakan komponen tangensial  $u$  yang diberikan kepada putaran rotor. Karena itu udara yang meninggalkan rotor dengan vektor absolut  $v_a$ , adalah resultan dari vektor tangensial dan radial. Vektor  $v_r$  dapat diatur dengan merubah bentuk potongan

buang udara (exhaust system) pada industri untuk sistem pembersihan udara, dimana efisiensinya tinggi. Dapat digunakan pada sistem tekanan rendah, menengah, dan tinggi dan akan memuaskan jika beroperasi secara paralel.

#### ②. *Backward Inclined Fan , Backward Curved Fan*

Efisiensinya hanya sedikit lebih rendah daripada fan airfoil dan mempunyai tingkat daya bunyi yang rendah. Fan ini mempunyai 10-16 blade. Pada umumnya penggunaannya sama dengan tipe airfoil fan.

#### ③. *Radial Fan*

Fan ini merupakan tipe yang paling sederhana dari semua tipe centrifugalfan dan relatif efisiensinya rendah, biasanya mempunyai 6-10 blade, termasuk blade radial dan blade radial modifikasi. Digunakan untuk industrial exhaust termasuk gas-gas kotor dan untuk proses sirkulasi udara. Desain fan ini juga digunakan untuk aplikasi industri-industri tekanan tinggi.

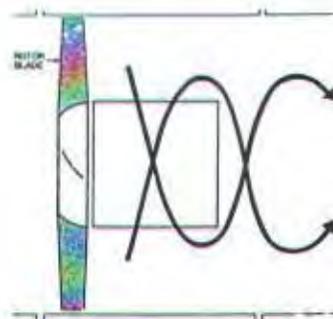
#### ④. *Forward Curved Fan*

Efisiensinya sedikit lebih rendah daripada tipe airfoil dan backward curved fan. Tipe fan ini biasanya didesain dengan konstruksi yang ringan dan harga yang murah. Mempunyai 24-64 blade. Desain fan ini merupakan tipe centrifugal yang paling sederhana dan beroperasi pada putaran yang terendah.

Digunakan untuk sistem pemanasan, ventilasi udara, dan pengkondisian udara dengan laju aliran udara tinggi dan tekanan rendah. Dapat menghasilkan tingkat kebisingan yang lebih tinggi dibanding tipe backward curved, tetapi komponen frekuensi bladenya rendah.

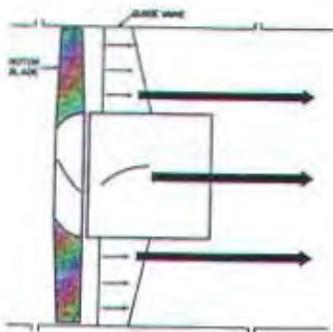
#### 2.7.5.1.4.2 Axial-Flow Fan

Fan aliran aksial memberikan energi ke udara melalui gerak putar rotor. Aliran tipe vortex tidak menguntungkan terutama bagi efisiensi aliran yang melalui saluran udara, ditunjukkan pada Gambar 2-6.



Gambar 2-6. Gerak Vortec Aliran Udara Rotor Fan Axial

Supaya efisiensi meningkat dan tingkat kebisingannya lebih rendah, maka fan memerlukan sudu-sudu pemandu untuk meluruskan aliran udara, seperti pada Gambar 2-7.



Gambar 2-7. Sudu-Sudu Pemandu Aliran Vortec Lurus Fan Axial

Karakteristik fan aliran aksial mempunyai pitch yang tidak uniform, pitch pada hub adalah lebih besar dibanding pada ujung blade. Apabila fan dioperasikan pada tekanan diatas tekanan perencanaan, aliran udara dekat hub adalah tidak laminar, yang menyebabkan timbulnya kebisingan.

Karakteristik fan aliran aksial pada prinsipnya dispesifikasikan menurut bentuk blade, rasio diameter hub dan tip, pitch dari blade dan jumlah blade. Misalnya fan dirancang untuk dipakai pada tekanan tinggi akan mempunyai rasio diameter hub dan tip blade yang besar dan jumlah blade yang banyak (hub rasio 0,60-0,80 dan jumlah blade 8-26). Untuk tekanan rendah mempunyai rasio hub 0,40-0,60 dan jumlah blade 2-7. Besarnya pitch blade berpengaruh pada kapasitas udara, jumlah blade yang berpengaruh pada tekanan.

Fan aliran aksial menghasilkan kebisingan yang lebih besar daripada fan centrifugal dan mempunyai komponen blade frekuensi yang besar.

Fan aliran aksial dibedakan menjadi 4 kelompok, yaitu:

#### ❶. *Guide Vane Axial Fan*

Mempunyai efisiensi paling tinggi dari semua tipe axial-flow fan dengan bentuk blade airfoil yang dilengkapi dengan sudu-sudu pemandu dan kemampuan tekanannya yang tinggi. Desain bladenya dapat diatur dan diameter hub biasanya 50% lebih besar daripada diameter tip fan. Mempunyai 3-16 blade. Dirancang untuk operasi tekanan kerja yang relatif tinggi. Kadang-kadang menghasilkan tingkat kebisingan lebih tinggi daripada centrifugal fan dan mempunyai komponen frekuensi blade yang kuat. Digunakan dalam sistem

pemanasan, ventilasi udara dan sistem pengkondisian udara dengan tekanan rendah, menengah dan tinggi.

### 2. *Tube Axial Fan*

Tipe fan yang lebih efisien daripada propeller fan dan dapat dikembangkan dengan kemampuan tekanan yang lebih berguna. Merupakan vaneaxial fan tanpa sudu-sudu pemandu dan efisiensinya lebih rendah daripada vaneaxial fan, tetapi mempunyai harga yang murah dan konstruksi yang sederhana. Mempunyai jumlah blade yang bervariasi antara 4-8 dan diameter hub biasanya kira-kira 50% dari diameter tip fan. Dipakai pada saluran udara dengan tekanan rendah dan menengah, dan sesuai digunakan untuk keperluan yang memerlukan laju volume aliran udara yang tinggi dengan tekanan yang relatif rendah. Menghasilkan tingkat kebisingan lebih tinggi daripada vane axial fan dan mempunyai komponen frekuensi blade yang sangat tinggi.

### 3. *Propeller Fan*

Fan ini mempunyai efisiensi rendah dan biasanya mempunyai konstruksi yang murah dan terbatas untuk aplikasi-aplikasi tekanan yang sangat rendah sehingga dapat menghasilkan laju volume aliran udara yang tinggi. Tingkat kebisingan hanya sedikit lebih tinggi daripada tubeaxial fan dan vaneaxial fan, tetapi kebisingan terjadi pada frekuensi yang rendah karena itu sulit untuk mengurangi kebisingannya. Mempunyai jumlah blade antara 2-8 dan diameter hub relatif kecil.

Digunakan untuk tekanan rendah, volume aliran udara tinggi dan untuk aplikasi sirkulasi pergantian udara dalam ruangan dimana fan terletak pada dinding atau pada atap.

#### 4. *Tubular Centrifugal Fan*

Fan ini biasanya mempunyai roda putaran (rotor) yang serupa dengan fan airfoil dan fan backward inclined yang terletak dalam suatu housing tipe aliran aksial. Efisiensi lebih rendah dibanding fan centrifugal dengan desain rotor yang serupa. Udara dikeluarkan dari rotor secara radial dan harus diubah arahnya  $90^0$  agar mengalir melalui sudu-sudu pemandu. Dipakai terutama dalam sistem pemanasan, ventilasi udara, dan pengkondisian udara dengan tekanan rendah.

#### 2.7.5.2 Tingkat Daya Bunyi Spesifik Fan ( $K_w$ )

Adalah tingkat daya bunyi yang dihasilkan oleh fan saat beroperasi pada laju aliran udara  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  dan tekanan 1 kPa. Tingkat daya bunyi spesifik dapat digunakan untuk mengestimasi tingkat kebisingan fan dibawah kondisi operasi aktual dengan prosedur yang dijelaskan dalam sub bab dibawah ini.

#### 2.7.5.3 Estimasi Kebisingan Fan

Tingkat daya bunyi spesifik ( $K_w$ ), pada Tabel 2-2 diatas, memberikan metode dasar untuk mendapatkan tingkat daya bunyi fan dibawah kondisi operasi

aktual. Tingkat daya bunyi fan merupakan fungsi dari tingkat daya bunyi spesifik, kapasitas, tekanan fan, dan *BFI*, dan dinyatakan dengan:

$$L_w = K_w + (10 \log_{10} Q + 20 \log_{10} Pt) + BFI \quad \text{dB} \quad (2-21)$$

Untuk mengestimasi tingkat daya bunyi fan, maka perlu untuk menentukan: tipe fan, kapasitas udara- $Q$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ), tekanan total- $Pt$  (kPa), putaran fan (rpm) dan jumlah blade fan. Langkah-langkah dalam mengestimasi kebisingan fan pada kondisi operasi aktual adalah sebagai berikut:

1. Menentukan tingkat daya bunyi spesifik dalam pita oktaf untuk tipe fan yang dipilih dari Tabel 2-2. Data tingkat daya bunyi dinyatakan dalam desibel referensi 1 Picowatt.
2. Mencari tingkat pita oktaf dari langkah 1 untuk kondisi operasi aktual. Hal ini dilakukan dengan menambah tiap-tiap pita oktaf dengan koreksi yang dinyatakan dalam persamaan:

$$10 \log_{10} Q + 20 \log_{10} Pt \quad \text{dB} \quad (2-22)$$

dimana

$$Q = \text{kapasitas udara, m}^3/\text{s}$$

$$Pt = \text{tekanan total, kPa}$$

3. Menentukan komponen frekuensi blade fan dengan persamaan (2-20) dan menambahkan koreksi *BFI* pada pita oktaf dimana nilai frekuensi blade masuk didalamnya.
4. Jumlah nilai dari ketiga langkah diatas menghasilkan tingkat daya bunyi total yang diradiasikan fan baik dari inlet maupun dari outlet. Apabila tingkat daya

bunyi yang dicari hanya yang diradiasikan dari inlet atau outlet saja, hal ini didapatkan dengan mengurangi 3 dB dari tiap-tiap pita oktaf.

#### 2.7.5.4 Sistem Saluran Udara

Dalam menganalisa tingkat daya bunyi dalam suatu sistem saluran udara memerlukan tambahan beberapa analisa akustik. Seperti telah diketahui sumber kebisingan utama adalah fan dan pada umumnya sistem saluran udara cenderung akan mereduksi tingkat daya bunyi fan. Namun ada hal-hal tertentu dimana udara mengalir melalui belokan (elbow), cabang, sound trap, dan elemen saluran udara lainnya, akan membangkitkan tingkat daya bunyi yang lebih besar daripada fan. Demikian juga dalam proses aliran udara, aliran udara dengan kecepatan tinggi yang berinteraksi dengan elemen saluran udara dapat menjadi mekanisme yang menghasilkan kebisingan yang tinggi.

#### 2.7.5.5 Pembagian Daya Bunyi Saluran Udara

Daya bunyi dari saluran udara utama yang ditransmisikan ke saluran udara cabang akan terbagi diantara keduanya, dan besarnya dinyatakan dengan persamaan:

$$\text{Pelemahan bunyi} = 10 \log_{10} \frac{A_B}{A_M} \quad \text{dB} \quad (2-23)$$

dimana

$$A_B = \text{luas penampang saluran udara cabang, m}^2$$

$A_M$  = luas penampang saluran udara utama, m<sup>2</sup>

Nilai pelemahan bunyi dapat diperoleh pada Tabel 2-3.

Ratio (area of branch duct/ area of main duct)	0.01	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
Decibels to be subtracted	20	17	14	12	11	10	7	4	2	1

Tabel 2-3. Pembagian Daya Bunyi antara Saluran Udara Cabang dan Saluran Udara Utama

#### 2.7.5.6 Pelemahan Daya Bunyi Saluran Udara

Dinding saluran udara dari sheet metal akan menyerap sebagian energi bunyi melalui dinding saluran udara. Besar pelemahan daya bunyi per unit panjang untuk saluran udara tergantung pada dimensi dan bentuk saluran udara.

##### 2.7.5.6.1 Saluran Udara Tanpa Lapisan Isolasi

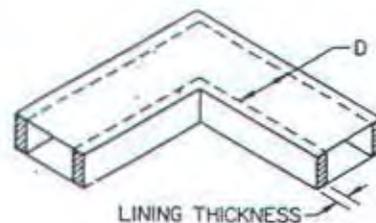
Pelemahan daya bunyi untuk saluran udara dengan lapisan isolasi tergantung dari ukuran dan bentuk saluran udara. Untuk saluran udara persegi yang berdimensi besar akan memberikan sedikit pelemahan daripada bentuk saluran udara yang kecil. Besarnya pelemahan bunyi untuk saluran udara dari sheet-metal tanpa lapisan isolasi ditunjukkan pada Tabel 2-4.

Duct size	Octave-band center frequency		
	125 Hz	250 Hz	500 Hz and higher
Small ducts (15 cm × 15 cm) 6 in. × 6 in.)	0.6 dB/m 0.2 dB/ft	0.45 dB/m 0.15 dB/ft	0.3 dB/m 0.1 dB/ft
Medium ducts (60 cm × 60 cm) 24 in. × 24 in.)	0.6 dB/m 0.2 dB/ft	0.3 dB/m 0.1 dB/ft	0.15 dB/m 0.05 dB/ft
Large ducts (185 cm × 185 cm) 72 in. × 72 in.)	0.3 dB/m 0.1 dB/ft	0.15 dB/m 0.05 dB/ft	0.03 dB/m 0.01 dB/ft
Circular ducts over 30 cm (12 in.)	0	0	0

Tabel 2-4. Pelemahan Bunyi oleh Saluran Udara tanpa Lapisan Isolasi

### 2.7.5.6.2 Saluran Udara Dengan Lapisan Isolasi

Lapisan isolasi pada saluran udara berguna untuk isolasi panas dan pelemahan bunyi. Lapisan isolasi yang biasa digunakan adalah fiber glass wool dengan density  $24 \text{ kg/m}^3 - 48 \text{ kg/m}^3$ . Gambar 2-8 memberikan pengaturan yang benar untuk lapisan isolasi dengan panjang minimal 2 kali lebar penampang saluran udara dan ketebalan minimal 10% dari lebar penampang saluran udara.



NOTE: LINING ON SIDES ONLY IS EFFECTIVE FOR ELBOW ATTENUATION

Gambar 2-8. Saluran Udara dengan Lapisan Isolasi

Besar pelemahan bunyi didapatkan dari persamaan:

$$\Delta L = \alpha \frac{O \cdot \ell}{A} \quad \text{dB} \quad (2-24)$$

dimana

$\Delta L$  = pelemahan bunyi, dB

$O$  = keliling penampang saluran udara, m

$\ell$  = panjang saluran udara, m

$A$  = luas penampang saluran udara, m<sup>2</sup>

$\alpha$  = koefisiensi absorpsi lapisan isolasi

Nilai koefisien absorpsi lapisan isolasi diperoleh pada Tabel 2-5.

Material	Sound absorption coefficients					
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
<b>Drapes (also see Figs. 21.16 and 21.17)</b>						
Light velour, 338 g/m <sup>2</sup> (10 oz/yd <sup>2</sup> ) hung straight, in contact with wall	0.03	0.04	0.11	0.17	0.24	0.35
Medium velour, 475 g/m <sup>2</sup> (14 oz/yd <sup>2</sup> ) draped to half area	0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60
Heavy velour, 610 g/m <sup>2</sup> (18 oz/yd <sup>2</sup> ) draped to half area	0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65
<b>Fiber-glass boards and blankets</b>						
2.54-cm (1-in.) glass wool 24 kg to 48 kg/m <sup>2</sup> (1.5 to 3.0 lb/ft <sup>2</sup> )	0.08	0.25	0.65	0.85	0.80	0.75
5.1-cm (2-in.) glass wool 24 kg to 48 kg/m <sup>2</sup> (1.5 to 3.0 lb/ft <sup>2</sup> )	0.17	0.55	0.80	0.90	0.85	0.80
2.54-cm (1-in.) glass wool, 2.54-cm (1-in.) air space	0.15	0.55	0.80	0.90	0.85	0.80
5.1-cm (2-in.) glass-fiber panels with plastic sheet wrapping and perforated metal facing, as installed	0.33	0.79	0.99	0.91	0.76	0.64
<b>Floors</b>						
Concrete or terrazzo	0.01	0.01	0.015	0.02	0.02	0.02
Linoleum, asphalt, rubber, or cork tile on concrete	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
Wood	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
Wood parquet in asphalt on concrete	0.04	0.04	0.07	0.06	0.06	0.07
<b>Glass</b>						
Large panes of heavy plate glass	0.18	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02
Ordinary window glass	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04

Tabel 2-5. Koefisien Absorpsi Bunyi Lapisan Isolasi

### 2.7.5.6.3 Elbow Tanpa Lapisan Isolasi

Elbow akan merefleksikan sejumlah bunyi kembali menuju sumber bunyi, akibatnya terjadi pelemahan bunyi dalam saluran udara. Besarnya pelemahan bunyi oleh elbow untuk berbagai ukuran ditunjukkan pada Tabel 2-6.

Elbow diameter or dimension*	Octave-band center frequency, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
15 cm to 30 cm (6 in. to 12 in.):								
Square elbow, no turning vanes	0	0	1	4	6	6	4	3
Square elbow, with turning vanes	0	0	0	2	3	4	3	3
Circular elbow	0	0	0	0	1	2	3	3
30 cm to 60 cm (12 in. to 24 in.):								
Square elbow, no turning vanes	0	0	4	6	6	4	3	3
Square elbow, with turning vanes	0	0	2	3	4	3	3	3
Circular elbow	0	0	0	1	2	3	3	3
60 cm to 120 cm (24 in. to 48 in.):								
Square elbow, no turning vanes	1	3	7	6	4	3	3	3
Square elbow, with turning vanes	0	1	4	4	3	3	3	3
Circular elbow	0	0	1	2	3	3	3	3

Tabel 2-6. Nilai Pelemahan Bunyi oleh Elbow tanpa Lapisan Isolasi, dB

### 2.7.5.6.4 Elbow Dengan Lapisan Isolasi

Elbow dapat menghasilkan kebisingan karena adanya aliran turbulen pada elbow dan pada kecepatan diatas 610 m/mnt tingkat kebisingan akan bertambah. Aliran turbulen ini dapat diredam dengan menggunakan elbow bundar karena akan menghasilkan aliran yang aerodinamis. Tabel 2-7 memberikan besar pelemahan bunyi untuk elbow dengan lapisan isolasi.

Duct width†	Frequency, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
15 cm (6 in.)	0	0	0	1	7	12	14	16
30 cm (12 in.)	0	0	1	7	12	14	16	18
60 cm (24 in.)	0	1	7	12	14	16	18	18
120 cm (48 in.)	1	7	13	15	16	18	18	18

Tabel 2-7. Nilai Pelemahan Bunyi oleh Elbow dengan Lapisan Isolasi, dB

### 2.7.5.7 Kerugian Refleksi Bukaan Akhir

Bukaan akhir dari suatu saluran udara ke dalam suatu ruangan akan menyebabkan bunyi yang keluar dari saluran udara sebagian kembali ke dalam sistem, akibatnya meredam daya bunyi pada bukaan saluran udara. Hal ini dinyatakan sebagai suatu kerugian refleksi bukaan akhir dan diberikan sebagai fungsi dari dimensi saluran udara dan frekuensi. Besarnya kerugian refleksi bukaan akhir terdapat pada Tabel 2-8.

Square duct size or circular duct diameter	Frequency, Hz					
	63	125	250	500	1000	2000 and higher
15 cm (6 in.)	17	12	6	3	1	0
30 cm (12 in.)	12	6	3	1	0	0
60 cm (24 in.)	6	3	1	0	0	0
120 cm (48 in.)	3	1	0	0	0	0

Tabel 2-8. Nilai Kerugian Refleksi Bukaan Akhir, dB

### 2.7.5.8 Kebisingan Aliran Udara

Fan adalah sumber kebisingan utama dalam sistem saluran udara, tetapi aliran udara yang melintasi dan berinteraksi dengan elemen-elemen dalam saluran udara harus diperhatikan dalam hal kebisingannya. Turbulensi aliran udara

terutama dalam pemisahan aliran, akan membangkitkan daya bunyi yang agak besar dalam sistem. Besar pembangkitan daya bunyi dari elemen-elemen saluran udara tersebut, dinyatakan dalam persamaan:

$$L_w = F + G + H \quad \text{dB} \quad (2-25)$$

dimana

$L_w$  = tingkat daya bunyi pita oktaf, dB referensi  $10^{-12}$  watt

$F$  = fungsi spektrum yang ditentukan dari karakteristik aliran, dB

$G$  = fungsi kecepatan aliran yang melalui elemen saluran udara, dB

$H$  = fungsi koreksi tiap pita oktaf, dB

Nilai  $F$  ditentukan dari parameter aliran tanpa dimensi yang disebut

*Strouhal Number*, dinyatakan dengan:

$$S_t = \frac{5fD}{V} \quad (2-26)$$

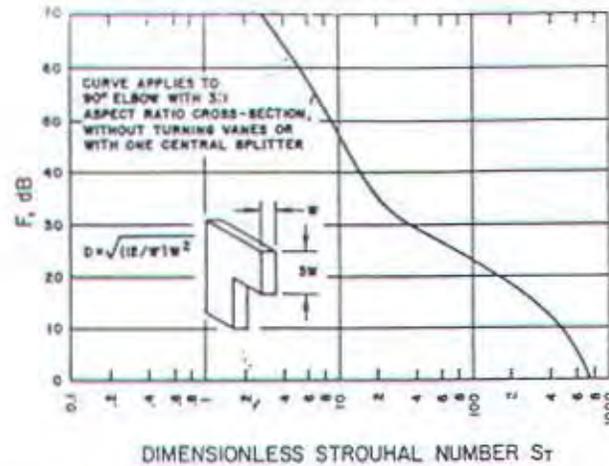
dimana

$f$  = frekuensi center pita oktaf, Hz

$D$  = diameter saluran udara, saluran udara persegi,  $D = \sqrt{\text{area}}$ , inci

$V$  = kecepatan rata-rata aliran udara dalam saluran udara, fpm

Nilai  $F$  pada persamaan (2-25) diatas dapat ditentukan untuk elbow dan percabangan dari Gambar 2-9.

Gambar 2-9. Fungsi Spektrum,  $F$ , Elbow Persegi, dB

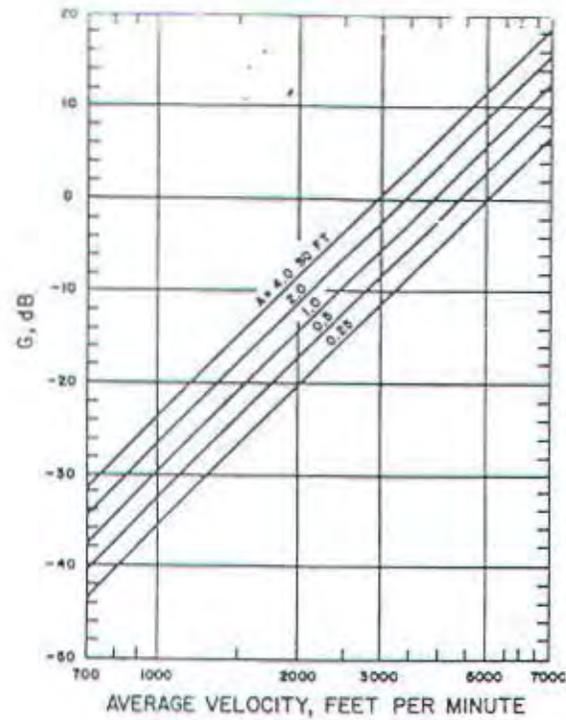
Nilai fungsi koreksi,  $H$ , untuk tiap pita oktaf didapatkan dari Tabel 2-9.

Nilai  $H$  bukan suatu fungsi dari elemen saluran udara, tetapi hanya tergantung pada pita oktaf yang diinginkan.

Octave-Band Center Frequency, hertz	$H$ , dB
63	16
125	19
250	22
500	25
1000	28
2000	31
4000	34
8000	37

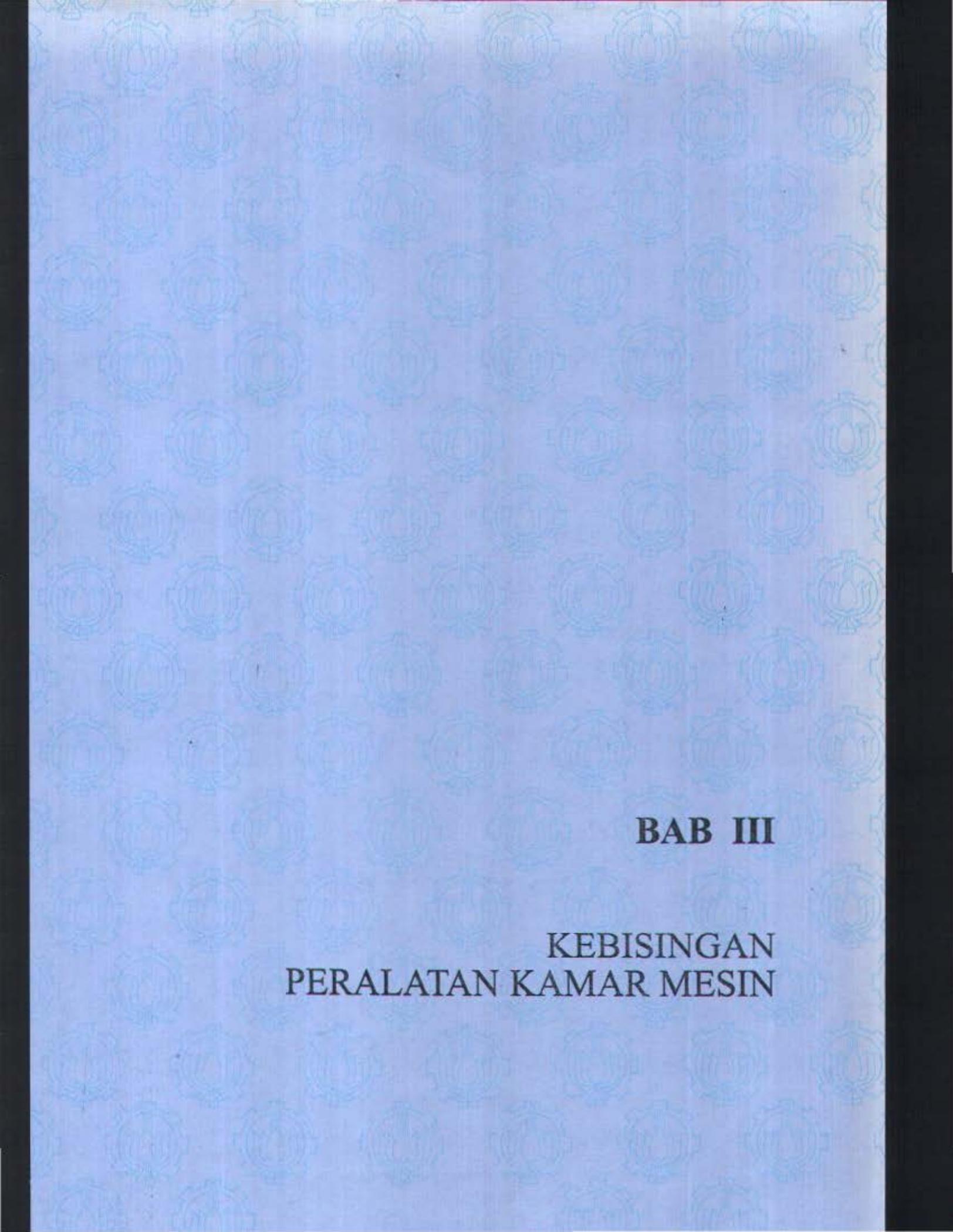
Tabel 2-9. Fungsi Koreksi,  $H$ , untuk Pita Oktaf, dB

Nilai  $G$  didapatkan dari Gambar 2-10, untuk elbow dan cabang sebagai fungsi dari kecepatan aliran rata-rata dalam elemen saluran udara.



Gambar 2-10. Fungsi Kecepatan,  $G$ , untuk Elbow, dB

Efek daya bunyi yang dibangkitkan aliran untuk elbow  $90^{\circ}$  dengan mudah dapat dilihat dalam Gambar 2-10.



**BAB III**

**KEBISINGAN  
PERALATAN KAMAR MESIN**

### **BAB III**

#### **KEBISINGAN PERALATAN KAMAR MESIN**

Dalam kamar mesin pada kapal KR. BARUNA JAYA VII terdapat sistem-sistem, dimana masing-masing sistem tersebut terdapat peralatan atau permesinan yang bertugas untuk melayani kebutuhan operasi kapal. Adanya berbagai macam peralatan dan permesinan yang berada di kamar mesin suatu kapal akan menghasilkan tingkat kebisingan yang tinggi.

Dalam bab ini diberikan data-data peralatan termasuk fan dan saluran udaranya pada sistem ventilasi, serta perhitungan tingkat kebisingan dari masing-masing peralatan di kamar mesin tersebut.

##### **3.1 Kebisingan Motor Penggerak Utama**

Data motor penggerak utama yang digunakan adalah :

Type	: 6ME22HX IN LINE DIESEL ENGINE
Daya (MCR)	: 736 kw ; rpm = 900
Daya (NCR)	: 695 kw ; rpm = 850
Jumlah	: 1 buah

Dari data teknis diatas, maka estimasi tingkat kebisingan motor penggerak utama dengan persamaan (2-14) dan (2-15), adalah:

⇒ *Struktur-borne noise*,

$$\begin{aligned} L_{AS1} &= 10 \log N + 5,7 \log P + c \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 850 + 5,7 \log 695 + 24,1 \\ &= 69,6 \text{ dB} \end{aligned}$$

koreksi,  $L_{AS} = L_{AS1} - \text{Acoustic Treatment} - \text{Vertical Attenuation}$

$$\begin{aligned} &= 69,6 - 6 - 4 \\ &= 59,6 \text{ dB} \end{aligned}$$

⇒ *Air-borne noise*,

$$\begin{aligned} L_{AA1} &= 10 \log N + 5,65 \log P - \frac{S \times 10^{-2}}{3} + b + 18,8 \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 850 + 5,65 \log 695 - \frac{314,11 \times 10^{-2}}{3} + 1,65 + 18,8 \\ &= 64,7 \text{ dB} \end{aligned}$$

koreksi,  $L_{AA} = L_{AA1} - \text{Acoustic Treatment}$

$$\begin{aligned} &= 64,7 - 10 \\ &= 54,7 \text{ dB} \end{aligned}$$

Total kebisingan motor penggerak utama dalam tingkat tekanan bunyi ( $L_p$ ), adalah:

$$\begin{aligned} L_{AP} &= L_{AS} + L_{AA} \\ &= 59,6 + 54,7 = 114,3 \text{ dB} \approx 114 \text{ dB.} \end{aligned}$$

### 3.2 Kebisingan Diesel Generator Utama

Data diesel generator yang digunakan di kamar mesin adalah:

Type	: 6NSE-G
Power	: 325 KVA (260 KW)
Putaran	: 1500 rpm
Jumlah	: 2 buah

Dari data diatas, maka didapatkan tingkat kebisingan diesel generator utama dengan persamaan (2-14) dan (2-15), adalah sebagai berikut:

⇒ *Struktur-borne noise*,

$$\begin{aligned}L_{AS1} &= 10 \log N + 5 \log P + c \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 1500 + 5 \log 260 + 30,7 \\ &= 74,5 \text{ dB}\end{aligned}$$

koreksi,  $L_{AS} = L_{AS1} - \text{Acoustic Treatment}$

$$\begin{aligned}&= 74,5 - 6 \\ &= 68,5 \text{ dB}\end{aligned}$$

⇒ *Air-borne noise*,

$$\begin{aligned}L_{A41} &= 10 \log N + 5,65 \log P - \frac{S \times 10^{-2}}{3} + b + 18,8 \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 1500 + 5,65 \log 260 - \frac{314,11 \times 10^{-2}}{3} + 1,05 + 18,8 \\ &= 64,2 \text{ dB}\end{aligned}$$

koreksi,  $L_{AA} = L_{AA1}$  -Acoustic Treatment

$$= 64,2 - 10$$

$$= 54,2 \text{ dB}$$

Total kebisingan diesel generator dalam tingkat tekanan bunyi ( $L_p$ ) :

$$L_{AT} = L_{AS} + L_{AA}$$

$$= 68,5 + 54,2 = 122,7 \text{ dB} \approx 123 \text{ dB}$$

### 3.3 Kebisingan Pompa

Dengan persamaan (2-16), maka tingkat daya bunyi untuk tiap-tiap jenis pompa di kamar mesin adalah sebagai berikut:

#### 1. F.O Transfer Pump

Daya : 5,23 Hp

Rpm : 2900

Type : Screw ; jumlah : 2 buah

$$\Leftrightarrow L_{w1} = 10 \log Hp + k_p \quad \text{dB}$$

$$= 10 \log 5,23 + 100$$

$$= 107,2 \text{ dB}$$

Rpm > 1600, maka  $L_w = L_{w1} - 6$

$$= 107,2 - 6 = 101,2 \text{ dB} \approx 101 \text{ dB}$$

#### 2. L.O Transfer Pump

Daya : 1,47 Hp

Rpm : 2900

Type : Screw ; jumlah : 1 buah

$$\Leftrightarrow Lw1 = 10 \log Hp + kp \quad \text{dB}$$

$$= 10 \log 1,47 + 100$$

$$= 101,7 \text{ dB}$$

Rpm > 1600, maka  $Lw = Lw1 - 6$

$$= 101,7 - 6 = 95,7 \text{ dB} \approx 96 \text{ dB}$$

### 3. M/E Stand By L.O Pump

Daya : 19,7 Hp

Rpm : 2900

Type : Screw ; jumlah : 1 buah

$$\Leftrightarrow Lw1 = 10 \log Hp + kp \quad \text{dB}$$

$$= 10 \log 19,7 + 100$$

$$= 112,9 \text{ dB}$$

Rpm > 1600, maka  $Lw = Lw1 - 6$

$$= 112,9 - 6 = 106,9 \text{ dB} \approx 107 \text{ dB}$$

### 4. Bilge Pump

Daya : 0,24 Hp

Rpm : 1450

Type : Screw ; jumlah : 1 buah

$$\Leftrightarrow Lw1 = 10 \log Hp + kp \quad \text{dB}$$

$$= 10 \log 0,24 + 100$$

$$= 93,8 \text{ dB}$$

$$\begin{aligned} 1000 < \text{Rpm} < 1600, \text{ maka } L_w &= L_{w1} - 6 \\ &= 93,8 - 6 = 88,8 \text{ dB} \approx 89 \text{ dB} \end{aligned}$$

#### 5. Reduction Gear Stand By L.O Pump

Daya : 7,64 Hp

Rpm : 2900

Type : Screw ; jumlah : 1 buah

$$\begin{aligned} \Rightarrow L_{w1} &= 10 \log hp + k_p \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 7,64 + 100 \\ &= 108,8 \text{ dB} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rpm} > 1600, \text{ maka } L_w &= L_{w1} - 6 \\ &= 108,8 - 6 = 102,8 \text{ dB} \approx 103 \text{ dB} \end{aligned}$$

#### 6. Bilge & Ballast Pump

Daya : 8,85 Hp

Rpm : 2900

Type : Centrifugal ; jumlah : 1 buah

$$\begin{aligned} \Rightarrow L_{w1} &= 10 \log Hp + k_p \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 8,85 + 95 \\ &= 104,5 \text{ dB} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rpm} > 1600, \text{ maka } L_w &= L_{w1} - 6 \\ &= 104,5 - 6 = 98,5 \text{ dB} \approx 98 \text{ dB} \end{aligned}$$

## 7. Fire &amp; G/S Pump

Daya : 8,85 Hp

Rpm : 2900

Type : Centrifugal ; jumlah : 1 buah

$$\Rightarrow Lw1 = 10 \log Hp + kp \quad \text{dB}$$

$$= 10 \log 8,85 + 95$$

$$= 104,5 \text{ dB}$$

$$\text{Rpm} > 1600, \text{ maka } Lw = Lw1 - 6$$

$$= 104,5 - 6 = 98,5 \text{ dB} \approx 98 \text{ dB}$$

## 8. F.W Hydrophore Pump

Daya : 2,41 Hp

Rpm : 1450

Type : Screw ; jumlah : 1 buah

$$\Rightarrow Lw1 = 10 \log Hp + kp \quad \text{dB}$$

$$= 10 \log 2,41 + 100$$

$$= 103,8 \text{ dB}$$

$$1000 < \text{Rpm} < 1600, \text{ maka } Lw = Lw1 - 5$$

$$= 103,8 - 5 = 98,8 \text{ dB} \approx 99 \text{ dB}$$

## 9. S.W Hydrophore Pump

Daya : 2,41 Hp

Rpm : 1450

Type : Screw ; jumlah : 1 buah

$$\begin{aligned}\Leftrightarrow L_{w1} &= 10\log H_p + k_p \quad \text{dB} \\ &= 10\log 2,41 + 100 \\ &= 103,8 \text{ dB}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}1000 < \text{Rpm} < 1600, \text{ maka } L_w &= L_{w1} - 5 \\ &= 103,3 - 5 = 98,3 \text{ dB} \approx 99 \text{ dB}\end{aligned}$$

#### 10. M/E Stand By S.W Cooling Pump

Daya : 5,77 Hp

Rpm : 2900

Type : Centrifugal ; jumlah : 1 buah

$$\begin{aligned}\Leftrightarrow L_{w1} &= 10\log H_p + k_p \quad \text{dB} \\ &= 10\log 5,77 + 95 \\ &= 102,6 \text{ dB}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Rpm} > 1600, \text{ maka } L_w &= L_{w1} - 6 \\ &= 102,6 - 6 = 96,6 \text{ dB} \approx 97 \text{ dB}\end{aligned}$$

#### 11. M/E Stand By F.W Cooling Pump

Daya : 7,51 Hp

Rpm : 2900

Type : Centrifugal ; jumlah : 1 buah

$$\begin{aligned}\Leftrightarrow L_{w1} &= 10\log H_p + k_p \quad \text{dB} \\ &= 10\log 7,51 + 95 \\ &= 103,7 \text{ dB}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rpm} > 1600, \text{ maka } L_w &= L_{w1} - 6 \\ &= 103,7 - 6 = 97,7 \text{ dB} \approx 98 \text{ dB} \end{aligned}$$

## 12. Refrigeration System S.W Cooling Pump

Daya : 4,16 Hp

Rpm : 2900

Type : Centrifugal ; jumlah : 1 buah

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow L_{w1} &= 10 \log Hp + k_p \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 4,16 + 95 \\ &= 101,2 \text{ dB} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rpm} > 1600, \text{ maka } L_w &= L_{w1} - 6 \\ &= 101,2 - 6 = 95,2 \text{ dB} \approx 95 \text{ dB} \end{aligned}$$

## 3.4 Kebisingan Kompresor Udara

Data kompresor udara yang digunakan adalah:

Type : HVI/85

Daya : 5,9 Hp

Rpm : 975 ; jumlah : 1 buah

Dengan persamaan (2-19), didapatkan tingkat kebisingan kompresor udara dalam tingkat daya bunyi, adalah:

$$\begin{aligned} L_w &= 10 \log Hp + k_c \quad \text{dB} \\ &= 10 \log 5,9 + 86 \\ &= 93,7 \text{ dB} \end{aligned}$$

Dalam bentuk tingkat tekanan bunyi:

$$\begin{aligned}L_p &= L_w - 10 \log \left( \frac{S}{S_o} \right) + 0,5 \quad \text{dB} \\ &= 93,7 - 10 \log \left( \frac{314,114}{1} \right) + 0,5 \\ &= 69,2 \text{ dB} \approx 69 \text{ dB}\end{aligned}$$

### 3.5 Kebisingan Sistem Ventilasi

Kebisingan pada sistem ventilasi terjadi karena adanya fan sebagai sumber utama dan komponen-komponen pada saluran udaranya. Sistem ventilasi yang digunakan pada kapal KR. BARUNA JAYA VII adalah mechanical supply ventilasi system dan natural exhaust ventilation system.

Mechanical supply ventilation system digunakan untuk menyediakan sejumlah udara segar dan bersih dari atmosfer luar yang selanjutnya masuk ke dalam kamar mesin dengan menggunakan 2 guide vane axial flow type fan dengan kemampuan kapasitas masing-masing sebesar 10.500 m<sup>3</sup>/jam, dimana fan ini dapat bekerja sebagai supply fan dan sebagai exhaust fan, tetapi dalam pemakaiannya fan ini hanya digunakan sebagai supply fan saja. Supply fan ini masing-masing terletak pada starboard dan portside kamar mesin dengan sistem saluran udara yang tidak sama dalam pembagian percabangan kapasitas udaranya, karena udara yang disalurkan disesuaikan dengan letak dari peralatan dan permesinan yang ada, karena panas yang dihasilkan dari masing-masing peralatan tersebut adalah tidak sama.

Natural exhaust ventilation system digunakan untuk mengeluarkan sejumlah udara kotor dan berbau dari kamar mesin dan pengeluaran udara kotor ini dilakukan secara natural, yaitu tanpa menggunakan fan, dan kemudian udara kotor yang keluar tersebut diganti dengan udara bersih dari mechanical supply ventilation fan.

Sistem ventilasi di kamar mesin pada KR. BARUNA JAYA VII ditunjukkan dengan gambar pada lampiran, sedangkan perhitungan kebisingan fan dan saluran udara pada sistem ventilasi adalah seperti yang dijelaskan pada sub bab dibawah ini.

### 3.5.1 Data Fan

Data fan yang digunakan pada sistem ventilasi adalah:

Type	: Guide Vane Axial Flow Fan
Model	: TR19-11-2
Kapasitas	: 10.500 m <sup>3</sup> /jam
Motor	: 5,5 KW
Tekanan Statis	: 500 Pa (51,054 mmH <sub>2</sub> O)
Putaran	: 2880 rpm
Jumlah Blade	: 9
Wheel size	: 0,440 m
Remarks	: 380 V/3/50 Hz

---

### 3.5.2 Kebisingan Fan

Untuk menentukan daya bunyi yang diradiasikan fan, maka data yang digunakan adalah:

Type fan	: Guide Vane Axial Fan
Kapasitas	: 10.500 m <sup>3</sup> /jam (2,92 m <sup>3</sup> /s)
Tekanan total	: hanya tekanan statik yang diketahui.
Rps	: 48
Jumlah blade	: 9

#### 3.5.2.1 Tekanan Total (Pt) Fan

Tekanan total:

$$P_t = P_s + P_v \quad \text{mmH}_2\text{O}$$

dimana

$$P_s = \text{tekanan statik, mmH}_2\text{O}$$

$$P_v = \text{tekanan dinamik, mmH}_2\text{O}$$

$$= \frac{V^2}{2g} \gamma \quad \text{mmH}_2\text{O}$$

dimana,  $V$  = kecepatan udara, m/s

$g$  = percepatan gravitasi, 9,8 m/s<sup>2</sup>

$\gamma$  = spesifik udara, 1,2 kg/m<sup>3</sup>

maka tekanan dinamik ( $P_v$ ):

$$= \frac{V^2}{2.9,8} \cdot 1,2 = \left( \frac{V}{4,04} \right)^2$$

Kecepatan udara ( $V$ ):

$$V = \frac{Q}{A}$$

dimana

A = luas penampang saluran udara, m<sup>2</sup>

$$= \frac{1}{4} \pi \cdot D^2, \text{ dimana, } D = \text{diameter penampang ducting, } 0,75 \text{ m}$$

$$= \frac{1}{4} \pi \cdot (0,75)^2 = 0,442 \text{ m}^2$$

maka kecepatan udara ( $V$ ):

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{2,92}{0,442} = 6,61 \text{ m/s}$$

Jadi Tekanan dinamik ( $P_v$ ):

$$P_v = \frac{V^2}{2g} \gamma$$

$$= \frac{(6,61)^2}{16,3216} = 2,68 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Maka Tekanan total ( $P_t$ ) :

$$\begin{aligned} P_t &= P_s + P_v \text{ mmH}_2\text{O} \\ &= 2,68 + 51,054 \\ &= 53,734 \text{ mmH}_2\text{O} \\ &= 0,529 \text{ kPa} \end{aligned}$$

### 3.5.2.2 Perhitungan Kebisingan Fan

Dengan data-data teknis fan diatas, maka tingkat daya bunyi fan dapat dihitung dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Menentukan tingkat daya bunyi spesifik ( $K_w$ ) guide vane axial type fan, didapatkan dari Tabel 2-2, ditulis pada baris 1 Tabel 3-1.
2. Menentukan faktor koreksi C, yang harus ditambahkan pada tiap pita oktaf, ditulis pada baris 2 :

$$\begin{aligned} C &= 10\log Q + 20\log P_t \\ &= 10\log 2,92 + 20\log 0,529 \\ &= -0,87 \end{aligned}$$

3. Dengan persamaan (2-20) didapatkan Blade Frequency Increment yang harus ditambahkan pada pita oktaf tertentu tergantung putaran dan jumlah blade fan, didapatkan pada Tabel 2-2, ditulis pada baris 3:

$$\begin{aligned} fb &= n \times N \\ &= 48 \times 9 \\ &= 432 \text{ Hz} \approx 500 \text{ Hz} \end{aligned}$$

4. Dalam kebisingan saluran udara, maka hanya tingkat daya bunyi yang dihasilkan oleh bagian keluaran saja yang diperhitungkan, sehingga harga diatas dikoreksi sebesar -3 dB tiap pita oktaf daya bunyi fan. Sehingga total daya bunyi fan adalah jumlah dari baris 1,2,3 dan 4, dan ditulis pada baris 5 pada Tabel 3-1.

Selanjutnya tingkat daya bunyi fan diatas dapat digunakan untuk menghitung tingkat daya bunyi pada tiap-tiap keluaran (terminal output) sistem ventilasi.

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Spec. Lw fan	85	87	91	91	91	89	86	80
2.	Koreksi, C	-0,87	-0,87	-0,87	-0,87	-0,87	-0,87	-0,87	-0,87
3.	BFI	0	0	0	6	0	0	0	0
4.	Corr. Convert	-3	-3	-3	-3	-3	-3	-3	-3
5.	Total SPL, dB	81	83	87	93	87	85	82	76

Tabel 3-1. Tingkat Daya Bunyi Keluaran Guide Vane Axial Fan

### 3.5.2.3 Perhitungan Kebisingan Saluran Udara

Perhitungan tingkat daya bunyi oleh elemen-elemen dalam saluran udara, adalah sebagai berikut:

1. Menentukan tingkat daya bunyi yang dihasilkan outlet fan, diperoleh dari Tabel 3-1 pada baris 5.
2. Menentukan tingkat daya bunyi yang dihasilkan atau yang diredam oleh elemen-elemen dalam saluran udara.

Data-data untuk sistem ventilasi di kamar mesin terdapat pada lampiran.

### 3.5.2.3.1 Kebisingan Sistem Ventilasi Portside Kamar Mesin

Perhitungan tingkat daya bunyi dalam saluran udara dikerjakan dengan langkah-langkah sebagai berikut dan hasilnya dirangkum dalam tabel :

$$\Rightarrow Q_1 = 85 \text{ m}^3/\text{menit}$$

1. Menentukan daya bunyi outlet fan, diperoleh dari Tabel 3-1, ditulis pada baris 1 Tabel 3-3.
2. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 0,55 m rectangular unlined duct (75 cm x 75 cm), didapatkan dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 2.
3. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi unlined elbow  $\phi = 0,46$  m tanpa turning vanes, diperoleh dari Tabel 2-6, ditulis pada baris 3.
4. Menentukan Lw ducting, dengan menjumlahkan baris 1,2 dan 3, ditulis pada baris 4.
5. Menentukan Lw yang dihasilkan oleh aliran udara pada elbow, ditulis pada baris 5, dengan langkah-langkah perhitungan sebagai berikut:

- a. Menentukan diameter duct:

$$D = \sqrt{53 \times 39} = 46 \text{ cm (1,51 ft)}$$

- b. Menentukan kecepatan rata-rata aliran udara yang melewati luasan penampang elbow:

$$V_{avg} = \frac{Q}{A} = \frac{85}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2} = 511,5 \text{ m/mnt (1678 fpm)}$$

- c. Dengan menggunakan persamaan (2-26) , *Strouhal Number* ditentukan untuk tiap pita oktaf, ditulis pada baris 1 Tabel 3-2:

$$S_r = \frac{5d}{V_{avg}} \cdot f = \frac{5 \cdot (1,51)}{1678} f = 4,5 \cdot 10^{-3} f$$

Nilai *Strouhal Number* ini selanjutnya dapat digunakan untuk menentukan nilai *F*, *G* dan *H*.

- d. Menentukan fungsi spektrum, *F*, diperoleh dari Gambar 2-9, ditulis pada baris 2.
- e. Menentukan fungsi kecepatan, *G*, diperoleh dari Gambar 2-10, ditulis pada baris 3.
- f. Menentukan nilai *H* tiap pita oktaf, diperoleh dari Tabel 2-9, ditulis pada baris 4.
- g. Daya bunyi tiap pita oktaf didapatkan dengan menjumlah nilai *F*, *G* dan *H*, ditulis pada baris 5. Daya bunyi total yang dihasilkan aliran udara pada elbow terdapat pada Tabel 3-2.

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	$S_c$	0,28	0,56	1,125	2,25	4,5	9,0	18,0	36,0
2.	<i>F</i> , dB	70	70	70	70	64	50	40	30
3.	<i>G</i> , dB	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16
4.	<i>H</i> , dB	16	19	22	25	28	31	34	37
5.	<i>L<sub>w</sub></i> total, dB	70	73	76	79	76	65	58	51

Tabel 3-2. Tingkat Daya Bunyi oleh Elbow  $Q=85 \text{ m}^3/\text{mnt}$

6. Menentukan total *L<sub>w</sub>* setelah elbow, jumlah *L<sub>w</sub>* ducting dan *L<sub>w</sub>* elbow, dengan persamaan (2-10), ditulis pada baris 6:

$$\begin{aligned} L_{wT} &= 10 \log \left[ 10^{L_{w1}/10} + 10^{L_{w2}/10} + \dots + 10^{L_{wn}/10} \right] \text{ dB} \\ &= 10 \log \left[ 10^{81/10} + 10^{71/10} \right] \\ &= 81 \text{ dB} \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama didapatkan juga untuk tiap pita oktaf yang lain.

7. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 0,45 m rectangular unlined duct (20 cm x 75 cm), didapatkan dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 7.
8. Menentukan nilai pelemahan kerugian refleksi bukaan akhir,  $D = \sqrt{20 \times 75} = 39$  cm, dengan interpolasi dari Tabel 2-8, didapatkan nilai pada baris 8.
9. Menentukan Lw total aliran udara yang keluar dari sistem saluran udara, dengan menjumlah baris 6,7, dan 8, ditulis pada baris 9. Hasil keseluruhan terlihat pada Tabel 3-3.

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Lw fan, dB	81	83	87	93	87	85	82	76
2.	Att. 0,55 m	0,33	0,33	0,16	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
3.	Att. elbow	0	0	4	6	6	4	3	3
4.	Lw fan after elbow	81	83	83	87	81	81	79	73
5.	Lw produced elbow	70	73	76	79	76	65	58	51
6.	Total Lw	81	83	84	88	82	81	79	73
7.	Att. 0,45 m	0,27	0,27	0,13	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
8.	End Refl. Loss	10	5	2	1	0	0	0	0
9.	Lw exit system, dB	71	78	82	87	82	81	79	73

Tabel 3-3. Tingkat Daya Bunyi Bukaan Keluar Sistem Ventilasi Portside  $Q=85 \text{ m}^3/\text{mnt}$

$$\Rightarrow Q_2 = 30 \text{ m}^3/\text{menit}$$

1. Menentukan daya bunyi fan, diperoleh dari Tabel 3-1, ditulis pada baris 1 Tabel 3-5.
2. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi untuk 0,55 m rectangular unlined duct (75 cm x 75 cm), didapatkan dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 2.

3. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi unlined elbow  $\phi = 0,46$  m tanpa turning vanes, didapatkan dari Tabel 2-6, ditulis pada baris 3.
4. Menentukan  $L_w$  ducting, dengan menjumlahkan baris 1,2 dan 3, ditulis pada baris 4.
5. Menentukan  $L_w$  yang dihasilkan oleh aliran udara pada elbow, ditulis pada baris 5, dan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

- a. Menentukan diameter duct:

$$D = \sqrt{53 \times 39} = 46 \text{ cm (1,51 ft)}$$

- b. Menentukan kecepatan rata-rata aliran udara yang melewati luasan penampang elbow:

$$V_{avg} = \frac{Q}{A} = \frac{90}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2} = 541,55 \text{ m/mnt (1777 fpm)}$$

- c. Dengan menggunakan persamaan (2-26), *Strouhal Number* ditentukan untuk tiap pita oktaf, ditulis pada baris 1 Tabel 3-4:

$$S_i = \frac{5d}{V_{avg}} \cdot f = \frac{5 \cdot (1,51)}{1777} f = 4,25 \cdot 10^{-3} f$$

Nilai *Strouhal Number* ini selanjutnya dapat digunakan untuk menentukan nilai  $F$ ,  $G$  dan  $H$ .

- d. Menentukan fungsi spektrum,  $F$ , diperoleh dari Gambar 2-9, ditulis pada baris 2.
- e. Menentukan fungsi kecepatan,  $G$ , diperoleh dari Gambar 2-10, ditulis pada baris 3.

f. Menentukan nilai  $H$  tiap pita oktaf, diperoleh dari Tabel 2-9, ditulis pada baris 4.

g. Daya bunyi tiap pita oktaf didapatkan dengan menjumlah nilai  $F$ ,  $G$  dan  $H$ , ditulis pada baris 5. Daya bunyi total yang dihasilkan aliran udara pada elbow terdapat pada Tabel 3-4.

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	$S_v$	0,27	0,53	1,1	2,12	4,25	8,5	17,0	34,0
2.	$F$ , dB	70	70	70	70	64	52	44	34
3.	$G$ , dB	-14	-14	-14	-14	-14	-14	-14	-14
4.	$H$ , dB	16	19	22	25	28	31	34	37
5.	$L_w$ total, dB	72	75	78	81	78	69	64	57

Tabel 3-4. Tingkat Daya Bunyi oleh Elbow  $Q=90 \text{ m}^3/\text{mnt}$

6. Menentukan total  $L_w$  setelah elbow, jumlah  $L_w$  ducting dan  $L_w$  elbow, dengan persamaan (2-10), ditulis pada baris 6:

$$\begin{aligned}
 L_{wT} &= 10 \log \left[ 10^{L_{w1}/10} + 10^{L_{w2}/10} + \dots + 10^{L_{wn}/10} \right] \text{ dB} \\
 &= 10 \log \left[ 10^{81/10} + 10^{72/10} \right] \\
 &= 81 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

7. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 0,425 m rectangular unlined duct (20 cm x 62,5 cm), diperoleh dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 7.

8. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 1,30 m rectangular unlined duct (20 cm x 50 cm), diperoleh dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 8.

9. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi akibat pembagian luas penampang saluran udara cabang dan saluran udara utama sebesar 66%, diperoleh dari Tabel 2-3, ditulis pada baris 9.

10. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi akibat pembagian luas penampang saluran udara cabang dan saluran udara utama sebesar 30%, diperoleh dari Tabel 2-3, ditulis pada baris 10.
11. Menentukan nilai pelemahan kerugian refleksi bukaan akhir, diameter duct  $=\sqrt{20 \times 15} = 17,32$  cm, diperoleh dengan interpolasi dari Tabel 2-8, ditulis pada baris 11.
12. Menentukan Lw total aliran udara yang keluar dari sistem saluran udara, ditulis pada baris 12. Hasil keseluruhan terlihat pada Tabel 3-5.

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Lw fan, dB	81	83	87	93	87	85	82	76
2.	Att. 0,55 m	0,33	0,33	0,16	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
3.	Att. elbow	0	0	4	6	6	4	3	3
4.	Lw fan after elbow	81	83	83	87	81	81	79	73
5.	Lw produced elbow	72	75	78	81	78	69	64	57
6.	Total Lw	81	84	84	88	83	81	79	73
7.	Att. 0,425 m	0,25	0,25	0,13	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
8.	Att. 1,3 m	0,78	0,78	0,4	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
9.	Div. SPL 66%	2	2	2	2	2	2	2	2
10.	Div. SPL 30%	5	5	5	5	5	5	5	5
11.	End Refl.Loss	17	12	6	3	1	0	0	0
12.	Lw exit system, dB.	56	64	70	78	75	74	72	66

Tabel 3-5. Tingkat Daya Bunyi Bukaan Keluar Sistem Ventilasi Portside  $Q=30$  m<sup>3</sup>/mnt

$$\Rightarrow Q_3 = 30 \text{ m}^3/\text{menit}$$

- Menentukan daya bunyi fan, diperoleh dari Tabel 3-1, ditulis pada baris 1 Tabel 3-6.
- Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 0,55 m rectangular unlined duct (75 cm x 75 cm), diperoleh dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 2.

3. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi unlined elbow  $\phi = 0,46$  m tanpa turning vanes, diperoleh dari Tabel 2-6, ditulis pada baris 3.
4. Menentukan  $L_w$  ducting, dengan menjumlahkan baris 1,2 dan 3, ditulis pada baris 4.
5. Menentukan  $L_w$  yang dihasilkan oleh aliran udara pada elbow dengan perhitungan yang sama pada  $Q_2 = 30$  m<sup>3</sup>/menit, diperoleh dari Tabel 3-4, ditulis pada baris 5:
6. Menentukan total  $L_w$  setelah elbow, jumlah  $L_w$  ducting dan  $L_w$  elbow, dengan persamaan (2-10), ditulis pada baris 6:

$$\begin{aligned}L_{wT} &= 10 \log \left[ 10^{L_{w1}/10} + 10^{L_{w2}/10} + \dots + 10^{L_{wn}/10} \right] \text{ dB} \\ &= 10 \log \left[ 10^{81/10} + 10^{72/10} \right] \\ &= 81 \text{ dB}\end{aligned}$$

7. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 0,425 m rectangular unlined duct (20 cm x 75 cm), diperoleh dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 7.
8. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 1,30 m rectangular unlined duct (20 cm x 50 cm), diperoleh dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 8.
9. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi 5,05 m rectangular unlined duct (20 cm x 35 cm), diperoleh dari Tabel 2-4, ditulis pada baris 9.
10. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi akibat pembagian luas penampang saluran udara cabang dan saluran udara utama sebesar 36%, diperoleh dari Tabel 2-3, ditulis pada baris 10.

11. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi akibat pembagian luas penampang saluran udara cabang dan saluran udara utama sebesar 66%, diperoleh dari Tabel 2-3, ditulis pada baris 11.
12. Menentukan nilai pelemahan daya bunyi akibat pembagian luas penampang saluran udara cabang dan saluran udara utama sebesar 70%, diperoleh dari Tabel 2-3, ditulis pada baris 12.
13. Menentukan nilai pelemahan kerugian refleksi bukaan akhir, diameter duct  $= \sqrt{20 \times 17,5} = 18,7$  cm, diperoleh dengan interpolasi dari Tabel 2-8, ditulis pada baris 13.
14. Menentukan Lw total aliran udara yang keluar dari sistem saluran udara, ditulis pada baris 14. Hasil keseluruhan terlihat pada Tabel 3-6.

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Lw fan, dB	81	83	87	93	87	85	82	76
2.	Att. 0,55 m	0,33	0,33	0,16	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
3.	Att. elbow	0	0	4	6	6	4	3	3
4.	Lw fan after elbow	81	83	83	87	81	81	79	73
5.	Lw produced elbow	72	75	78	81	78	69	64	57
6.	Total Lw	81	84	84	88	83	81	79	73
7.	Att. 0,425 m	0,25	0,25	0,13	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
8.	Att. 1,3 m	0,78	0,78	0,4	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
9.	Att. 5,05 m	3,03	3,03	2,3	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
10.	Div. SPL 36%	5	5	5	5	5	5	5	5
11.	Div. SPL 66%	2	2	2	2	2	2	2	2
12.	Div. SPL 70%	1	1	1	1	1	1	1	1
13.	End Refl. loss	17	12	6	3	1	0	0	0
14.	Lw exit system, dB.	52	60	67	75	72	71	69	63

Tabel 3-6. Tingkat Daya Bunyi Bukaan Keluar Sistem Ventilasi Portside  $Q=30 \text{ m}^3/\text{mnt}$

### 3.5.2.3.2 Kebisingan Sistem Ventilasi Starboard Kamar Mesin

Perhitungan tingkat daya bunyi pada tiap-tiap keluaran sistem ventilasi dibagian starboard kamar mesin, adalah dengan menggunakan metode perhitungan yang sama dibagian portside kamar mesin.

Tingkat daya bunyi yang dihasilkan oleh tiap-tiap keluaran (terminal output) pada sistem ventilasi dibagian starboard kamar mesin, ditunjukkan pada tabel dibawah ini.

$$\Rightarrow Q_1 = 55 \text{ m}^3/\text{menit}$$

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Lw fan, dB	81	83	87	93	87	85	82	76
2.	Att. 0,55 m	0,33	0,33	0,16	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
3.	Att. elbow	0	0	4	6	6	4	3	3
4.	Lw fan after elbow	81	83	83	87	81	81	79	73
5.	Lw produced elbow	70	73	76	79	76	65	58	51
6.	Total Lw	81	83	84	88	82	81	79	73
7.	Att. 0,25 m	0,15	0,15	0,07	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
8.	Att. elbow	0	0	4	6	6	4	3	3
9.	Att. after elbow	81	83	80	82	76	77	76	70
10.	Lw produced elbow	74	77	80	83	86	83	72	63
11.	Total Lw	82	84	83	85	86	84	77	71
12.	Div. SPL 66%	2	2	2	2	2	2	2	2
13.	End Refl. loss	12	6	3	1	0	0	0	0
14.	Lw exit system, dB.	68	76	78	82	84	82	75	69

Tabel 3-7. Tingkat Daya Bunyi Bukaan Keluar Sistem Ventilasi Starboard  $Q=55 \text{ m}^3/\text{mnt}$

⇒  $Q_2 = 60 \text{ m}^3/\text{menit}$

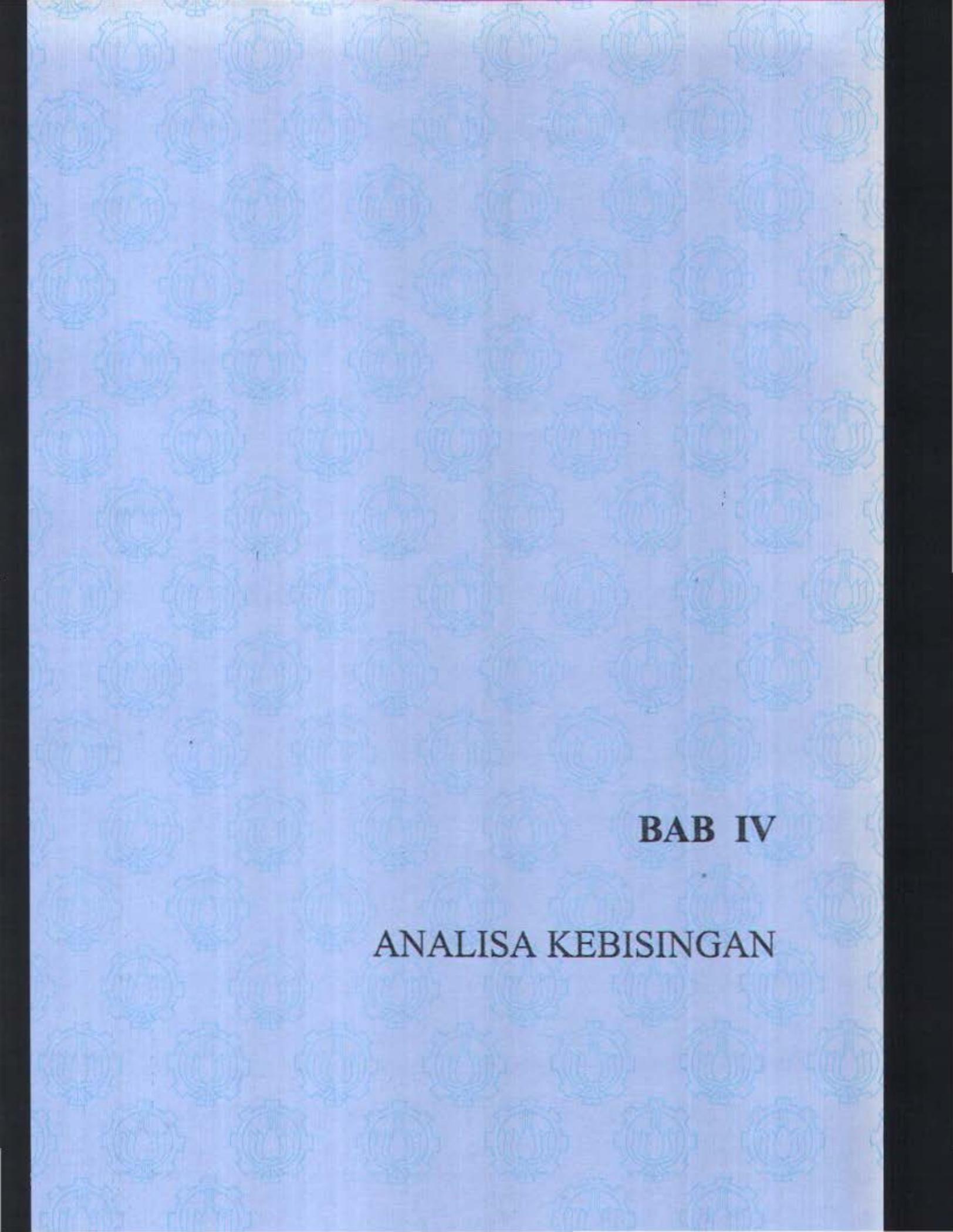
No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Lw fan, dB	81	83	87	93	87	85	82	76
2.	Att. 0,55 m	0,33	0,33	0,16	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
3.	Att. elbow	0	0	4	6	6	4	3	3
4.	Lw fan after elbow	81	83	83	87	81	81	79	73
5.	Lw produced elbow	72	75	78	81	78	69	64	57
6.	Total Lw	81	84	84	88	83	81	79	73
7.	Att. 0,425 m	0,25	0,25	0,13	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
8.	Att. 3,5 m	2,1	2,1	1,6	1	1	1	1	1
9.	Div. SPL 66%	2	2	2	2	2	2	2	2
10.	Div. SPL 60%	2	2	2	2	2	2	2	2
11.	End Refl.Loss	12	6	3	1	0	0	0	0
12.	Lw exit system, dB.	63	72	75	82	78	76	74	68

Tabel 3-8. Tingkat Daya Bunyi Bukan Keluar Sistem Ventilasi Starboard  $Q=60 \text{ m}^3/\text{mnt}$

⇒  $Q_3 = 30 \text{ m}^3/\text{menit}$

No	Description	67	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1.	Lw fan, dB	81	83	87	93	87	85	82	76
2.	Att. 0,55 m	0,33	0,33	0,16	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
3.	Att. elbow	0	0	4	6	6	4	3	3
4.	Lw fan after elbow	81	83	83	87	81	81	79	73
5.	Lw produced elbow	70	73	76	79	76	65	58	51
6.	Total Lw	81	83	84	88	82	81	79	73
7.	Att. 0,25 m	0,15	0,15	0,07	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
8.	Att. elbow	0	0	1	4	6	6	4	3
9.	Lw fan after elbow	81	83	83	84	76	75	75	70
10.	Lw produced Elbow	67	70	73	76	79	76	65	58
11.	Total Lw	81	83	83	85	81	78	75	70
12.	Att. 0,175 m	0,1	0,1	0,08	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
13.	Att. 2,91 m	1,7	1,7	1,3	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
14.	Att. 0,2 m	0,12	0,12	0,1	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
15.	End Refl.loss	12	6	3	1	0	0	0	0
16.	Div. SPL 33%	5	5	5	5	5	5	5	5
17.	Lw exit system, dB.	62	70	74	78	75	72	69	64

Tabel 3-9. Tingkat Daya Bunyi Bukan Keluar Sistem Ventilasi Starboard  $Q=30 \text{ m}^3/\text{mnt}$



**BAB IV**

**ANALISA KEBISINGAN**

## **BAB IV**

### **ANALISA KEBISINGAN**

Kebisingan pada sistem ventilasi yang ditimbulkan oleh fan dan saluran udaranya tidak dapat dilihat secara terpisah karena kebisingan di kamar mesin merupakan total resultan dari kebisingan yang dihasilkan dari masing-masing peralatan yang ada didalamnya, juga kebisingan dari satu macam peralatan akan berinteraksi dengan kebisingan dari peralatan lainnya.

Dengan menggunakan hasil perhitungan tingkat kebisingan tiap-tiap peralatan di BAB III, maka dilakukan perhitungan tingkat kebisingan total di kamar mesin dan pengaruh tingkat kebisingan sistem ventilasi terhadap tingkat kebisingan total di kamar mesin, seperti yang dijelaskan dalam bab ini.

#### **4.1 Tingkat Kebisingan Total Kamar Mesin**

Untuk mendapatkan tingkat kebisingan total di kamar mesin, maka diperlukan data-data tingkat kebisingan tiap-tiap peralatan sebagai berikut:

1. Lp Motor Penggerak Utama
2. Lp Diesel Generator Utama
3. Lp Pompa-pompa
4. Lp Kompresor Udara
5. Lp Sistem Ventilasi

#### 4.1.1 Lp Motor Penggerak Utama

Dari perhitungan di BAB III, didapatkan tingkat tekanan bunyi untuk motor penggerak utama diesel di kamar mesin adalah sebesar 114 dB.

#### 4.1.2 Lp Diesel Generator Utama

Untuk main diesel generator, maka tingkat tekanan bunyi yang dihasilkan di kamar mesin adalah sebesar 123 dB.

#### 4.1.3 Lp Pompa-Pompa

Untuk menentukan tingkat tekanan bunyi dari pompa-pompa di kamar mesin, maka perlu pengubahan satuan dari tingkat daya bunyi dengan menggunakan persamaan (2-5), sebagai berikut:

$$L_p = L_w - 10 \log_{10} \left( \frac{S}{S_0} \right) + 0,5 \quad \text{dB}$$

dimana

$L_p$  = tingkat tekanan bunyi pompa, dB

$L_w$  = tingkat daya bunyi pompa, dB

$S$  = volume kamar mesin, 314,11 m<sup>3</sup>

$S_0$  = volume referensi, 1 m<sup>3</sup>

Tingkat daya bunyi total pompa didapatkan dengan penjumlahan logaritma dari tingkat daya bunyi tiap-tiap pompa dengan persamaan (2-10), sebagai berikut:

No.	Type Pompa	$L_w$ , dB	n	$L_{wn}$ , dB
1.	F.O Transfer Pump	101	2	104
2.	L.O Transfer Pump	96	1	96
3.	M/E Stand By L.O Pump	107	1	107
4.	Bilge Pump	89	1	89
5.	Reduction Gear Stand By L.O Pump	103	1	103
6.	Bilge & Ballast Pump	98	1	98
7.	Fire & G/S Pump	98	1	98
8.	F.W Hydrophore Pump	99	1	99
9.	S.W Hydrophore Pump	99	1	99
10.	M/E Stand By S.W Cooling Pump	97	1	97
11.	M/E Stand By F.W Cooling Pump	98	1	98
12.	Refr. Sys. S.W Cooling Pump	95	1	95

Tabel 4-1. Tingkat Daya Bunyi Pompa-Pompa

$$\begin{aligned}
 L_{wT} &= 10 \log_{10} \left[ 10^{L_{w1}/10} + 10^{L_{w2}/10} + \dots + 10^{L_{wn}/10} \right] \quad \text{dB} \\
 &= 10 \log_{10} \left[ 10^{101,2/10} + 10^{95,7/10} + \dots + 10^{95,2/10} \right] \\
 &= 111,6 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

maka didapatkan tingkat tekanan bunyi total pompa adalah:

$$\begin{aligned}
 L_{pT} &= L_{wT} - 10 \log_{10} \left( \frac{S}{S_0} \right) + 0,5 \quad \text{dB} \\
 &= 111,6 - 10 \log_{10} \left( \frac{314,11}{1} \right) + 0,5 \quad \text{dB} \\
 &= 87,15 \text{ dB} \approx 87 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

#### 4.1.4 Lp Kompresor Udara

Bunyi yang dihasilkan oleh kompresor udara dalam bentuk tingkat daya bunyi adalah sebesar 93,7 dB. Dalam satuan tingkat tekanan bunyi, dengan menggunakan persamaan (2-5), adalah:

$$\begin{aligned}L_p &= L_w - 10 \log_{10} \left( \frac{S}{S_0} \right) + 0,5 \quad \text{dB} \\ &= 93,7 - 10 \log_{10} \left( \frac{314,11}{1} \right) + 0,5 \quad \text{dB} \\ &= 69,2 \text{ dB} \approx 69 \text{ dB}\end{aligned}$$

#### 4.1.5 Lp Sistem Ventilasi

Dari perhitungan tingkat daya bunyi tiap-tiap keluaran sistem ventilasi di portside dan starboard kamar mesin pada BAB III, maka tingkat kebisingan total sistem ventilasi dalam satuan tingkat tekanan bunyi dikerjakan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Menentukan tingkat daya bunyi tiap frekuensi center pita oktaf untuk masing-masing keluaran sistem ventilasi.
2. Menentukan tingkat daya bunyi total tiap-tiap keluaran sistem ventilasi.
3. Mengubah tingkat daya bunyi total menjadi tingkat tekanan bunyi total pada masing-masing keluaran sistem ventilasi.
4. Menentukan tingkat tekanan bunyi total sistem ventilasi.

#### 4.1.5.1 Estimasi Tingkat Tekanan Bunyi Sistem Ventilasi

Perhitungan tingkat tekanan bunyi sistem ventilasi diselesaikan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Menentukan tingkat daya bunyi pada keluaran  $Q = 85 \text{ m}^3/\text{menit}$  sistem ventilasi di bagian portside kamar mesin untuk tiap frekuensi center pita oktaf, didapatkan dari Tabel 3-3, ditunjukkan pada Tabel 4-2.

Deskripsi	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L <sub>w</sub> keluaran Q=85 m <sup>3</sup> /mnt.	71	78	82	87	82	81	79	73

Tabel 4-2. Tingkat Daya Bunyi Keluaran  $Q=85 \text{ m}^3/\text{menit}$  Sistem Ventilasi tiap Frekuensi

2. Menentukan tingkat daya bunyi total pada keluaran  $Q = 85 \text{ m}^3/\text{mnt}$  dengan persamaan (2-10), adalah:

$$\begin{aligned} L_{wT} &= 10 \log \left[ 10^{L_{w1}/10} + 10^{L_{w2}/10} + \dots + 10^{L_{wn}/10} \right] \text{ dB} \\ &= 10 \log \left[ 10^{71/10} + 10^{78/10} + \dots + 10^{73/10} \right] \\ &= 90 \text{ dB} \end{aligned}$$

3. Menentukan tingkat tekanan bunyi total keluaran  $Q = 85 \text{ m}^3/\text{mnt}$  dengan persamaan, sebagai berikut:

$$L_p = L_w + 10 \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] \text{ dB}$$

dimana

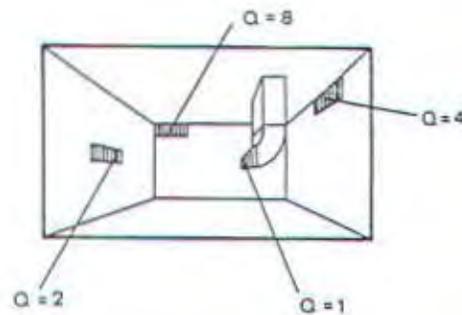
$L_p$  = tingkat tekanan bunyi, dB

$L_w$  = tingkat daya bunyi, dB

$Q$  = faktor directivity, 1, nilai yang didapatkan dari Gambar 4-1.

$R$  = konstanta kamar mesin

$r$  = jarak , 4 m.



Gambar 4-1. Faktor Direktivitas pada Keluaran Sistem Ventilasi

Konstanta kamar mesin didapatkan dengan perhitungan:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 s_1 + \alpha_2 s_2 + \dots + \alpha_n s_n}{s_1 + s_2 + \dots + s_n}$$

dimana

$\alpha_n$  = koefisien absorpsi dari permukaan dinding ke-n

$s_n$  = luas permukaan dinding ke-n, m<sup>2</sup>

$\bar{\alpha}$  = koefisien absorpsi bunyi rata-rata

Dalam kamar mesin digunakan material absorpsi dari bahan rockwool dengan tebal 90 mm dan density 90 kg/m<sup>3</sup>, hanya terdapat pada dinding atap kamar mesin. Dari Tabel, didapatkan koefisien absorpsi,  $\alpha = 0,77$ .

Luas permukaan atap, dinding, dan lantai kamar mesin adalah sebagai berikut:

1. Luas lantai = 91,18 m<sup>2</sup>
2. Luas dinding atap = 120,78 m<sup>2</sup>

3. Luas dinding depan = 24,45 m<sup>2</sup>
4. Luas dinding belakang = 17,97 m<sup>2</sup>
5. Luas dinding kanan (S/B) = 38,24 m<sup>2</sup>
6. Luas dinding kiri (P/S) = 38,32 m<sup>2</sup>

Sehingga luas total permukaan kamar mesin = 330,94 m<sup>2</sup>.

Maka didapatkan koefisien absorpsi bunyi rata-rata:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha} &= \frac{\alpha_{atap} \times L_{atap}}{L_{total}} \\ &= \frac{0,77 \times 120,78}{330,94} = 0,281\end{aligned}$$

Konstanta kamar mesin didapatkan:

$$\begin{aligned}R &= \frac{\bar{\alpha} \times L_{total}}{1 - \bar{\alpha}} \\ &= \frac{0,281 \times 330,94}{1 - 0,281} = 129,34\end{aligned}$$

Maka tingkat tekanan bunyi pada keluaran  $Q = 85 \text{ m}^3/\text{mnt}$  pada sistem ventilasi di bagian portside kamar mesin adalah:

$$\begin{aligned}L_{pT} &= L_{wT} + 10 \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] \quad \text{dB} \\ &= 90 + 10 \log \left[ \frac{1}{4\pi(4)^2} + \frac{4}{129,34} \right] \\ &= 76 \text{ dB}\end{aligned}$$

Dengan cara yang sama didapat tingkat tekanan bunyi untuk masing-masing keluaran saluran udara yang lain, ditunjukkan pada Tabel 4-3:

No	Keluaran	$L_{wT}$ , dB	$L_{pT}$ , dB
1.	Portside, $Q = 85 \text{ m}^3/\text{mnt}$	90	76
2.	Portside, $Q = 30 \text{ m}^3/\text{mnt}$	82	68
3.	Portside, $Q = 30 \text{ m}^3/\text{mnt}$	79	65
4.	Starboard, $Q = 55 \text{ m}^3/\text{mnt}$	89	75
5.	Starboard, $Q = 60 \text{ m}^3/\text{mnt}$	85	71
6.	Starboard, $Q = 30 \text{ m}^3/\text{mnt}$	82	68

Tabel 4-3. Tingkat Tekanan Bunyi Keluaran Sistem Ventilasi

4. Dengan persamaan (2-10), maka didapatkan tingkat tekanan bunyi total sistem ventilasi di kamar mesin, adalah:

$$\begin{aligned}
 L_{pT} &= 10 \log \left[ 10^{L_{p1}/10} + 10^{L_{p2}/10} + \dots + 10^{L_{pn}/10} \right] \text{ dB} \\
 &= 10 \log \left[ 10^{76/10} + 10^{68/10} + \dots + 10^{68/10} \right] \\
 &= 80 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas, maka didapatkan tingkat tekanan bunyi tiap-tiap peralatan di kamar mesin, seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4-4, di bawah ini:

No	Peralatan	$L_p$ , dB	N	$L_{pn}$ , dB
1.	Motor Penggerak Utama	114	1	114
2.	Diesel Generator Utama	123	2	126
3.	Pompa-pompa	87	1	87
4.	Kompresor Udara	69	1	69
5.	Fan dan Sistem Ventilasi	80	1	80

Tabel 4-4. Tingkat Tekanan Bunyi Peralatan di Kamar Mesin

Dengan persamaan (2-10), maka tingkat tekanan bunyi total peralatan di kamar mesin adalah:

$$\begin{aligned}
 L_{pT} &= 10 \log \left[ 10^{L_{p1}/10} + 10^{L_{p2}/10} + \dots + 10^{L_{pn}/10} \right] \text{ dB} \\
 &= 10 \log \left[ 10^{114/10} + 10^{126/10} + 10^{87/10} + 10^{69/10} + 10^{80/10} \right] \\
 &= 126 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

Dengan isolasi di bagian atap kamar mesin yang menggunakan material rockwool, maka dengan persamaan, tingkat kebisingan total setelah terserap isolasi di kamar mesin menjadi:

$$L_{p2} = L_{p1} - \overline{TL} + 10 \log \left( 0,25 + \frac{S_w}{R} \right) \text{ dB}$$

dimana

$L_{p1}$  =  $L_p$  sebelum terserap isolasi, 126 dB

$S_w$  = luas atap yang berisolasi, 120,78 m<sup>2</sup>

$R$  = konstanta kamar mesin, 129,34

$\overline{TL}$  = transmission loss rock wool, dB

Nilai transmission loss untuk rockwool dengan tebal 90 mm dan density 90 kg/m<sup>3</sup>, dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\overline{TL} = 20 \log(mf) - 48 \text{ dB}$$

dimana

$m$  = massa permukaan, kg/m<sup>2</sup>

$f$  = frekuensi, Hz

Maka didapatkan transmission loss untuk material rockwool tiap frekuensi adalah sebagai berikut:

Frekuensi	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
TL	6	12	18	24	30	36	42	48

Tabel 4-5. Nilai Transmission Loss Material Rockwool tiap Frekuensi

Dari Tabel 4-5 didapatkan transmission loss rata-rata adalah 27 dB.

Sehingga didapatkan tingkat tekanan bunyi total setelah terserap isolasi di kamar mesin adalah:

$$\begin{aligned}
 L_{p2} &= L_{p1} - \bar{TL} + 10 \log \left( 0,25 + \frac{S_w}{R} \right) \quad \text{dB} \\
 &= 126 - 27 + 10 \log \left( 0,25 + \frac{120,78}{129,34} \right) \\
 &= 99,7 \text{ dB} \approx 100 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

Dengan tingkat kebisingan total di kamar mesin sebesar 100 dB, maka menurut IMO tingkat kebisingan tersebut telah memenuhi batasan standar yang diijinkan, dimana tingkat kebisingan kamar mesin dengan ruang kontrol, maksimum adalah 110 dB.

#### 4.2 Tingkat Kebisingan Sistem Ventilasi Terhadap Tingkat Kebisingan Total Kamar Mesin

Tingkat kebisingan sistem ventilasi dalam mempengaruhi total tingkat kebisingan di kamar mesin, didapatkan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$L_{pB} = 10 \log [10^{L_{p1}} + 10^{L_{pv}}] \quad \text{dB}$$

dimana

$$L_{pt} = L_p \text{ total kamar mesin, } 126 \text{ dB}$$

$$L_{pv} = L_p \text{ sistem ventilasi, } 80 \text{ dB}$$

didapatkan

$$\begin{aligned} L_{pB} &= 10 \log [10^{126/10} - 10^{80/10}] \quad \text{dB} \\ &= 125,99 \text{ dB} \approx 126 \text{ dB} \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan bahwa pengaruh tingkat tekanan bunyi yang ditimbulkan sistem ventilasi terhadap tingkat kebisingan total kamar mesin adalah sangat kecil.

### 4.3 Metode Penurunan Tingkat Kebisingan Sistem Ventilasi

Penurunan tingkat kebisingan sistem ventilasi di kamar mesin dapat dilakukan dengan menggunakan 2 cara, yaitu:

1. Mengganti type fan, dan
2. Meredam saluran udara dengan bahan isolasi pada dinding saluran udara.

#### 4.3.1 Penggantian Fan Sistem Ventilasi

Dengan menggunakan fan type centrifugal sebagai pengganti fan type axial yang terpasang di kapal, dengan asumsi bahwa kapasitas, tekanan total, jumlah blade serta putaran fan adalah sama, maka dengan metode perhitungan yang sama, akan didapatkan tingkat kebisingan pada sistem ventilasi menjadi

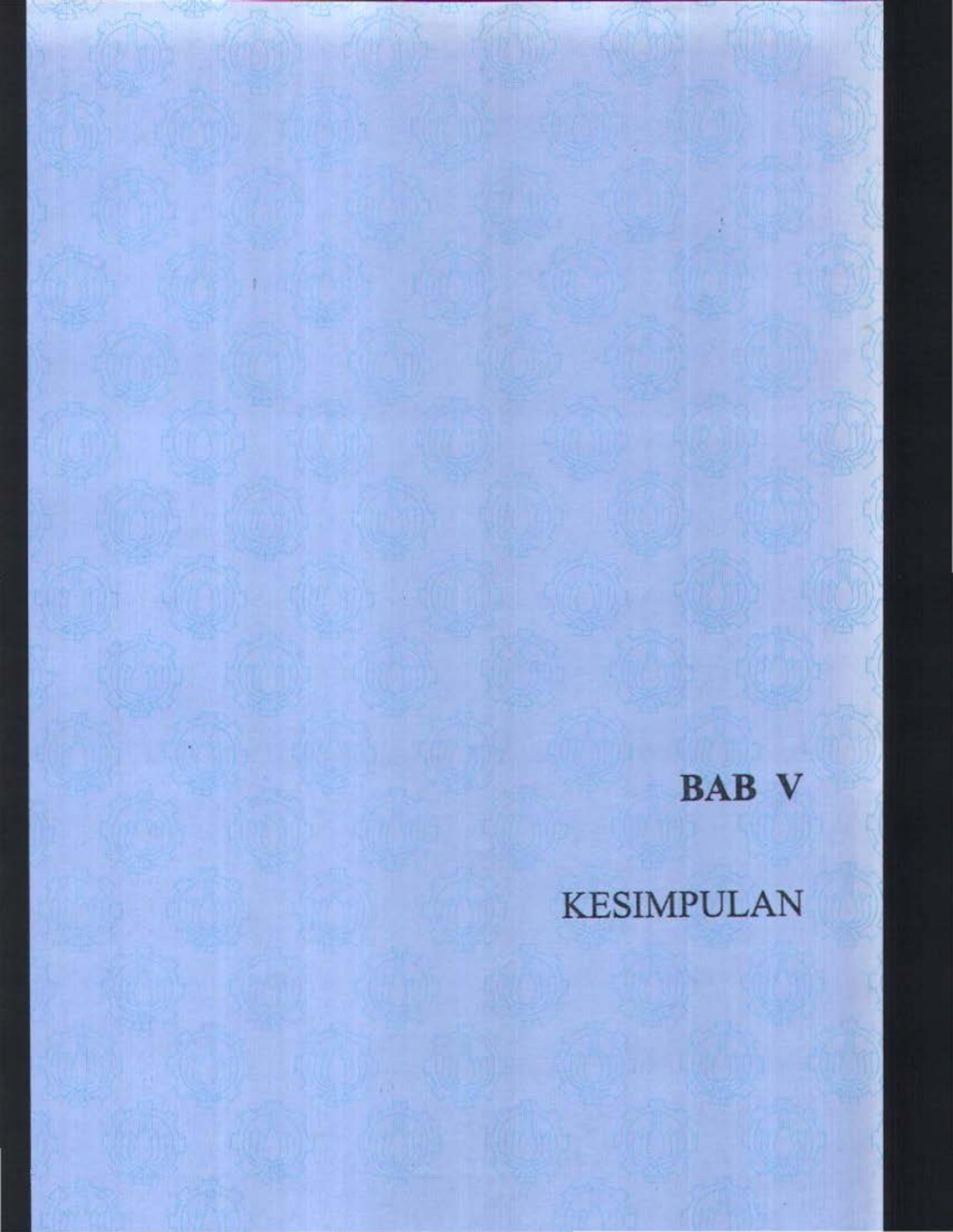
lebih kecil, dari 80 dB menjadi 77 dB, dengan syarat tidak mengubah bentuk dan dimensi saluran udaranya.

#### **4.3.2 Saluran Udara Dengan Lapisan Isolasi**

Cara lain dalam menurunkan tingkat kebisingan sistem ventilasi adalah dengan menggunakan lapisan isolasi pada bagian dinding saluran udaranya, dimana tebal lapisan isolasi adalah minimal 10% dari lebar penampang saluran udara dan dengan panjang minimal 2 kali lebar penampang saluran udara.

Penulis dalam menurunkan tingkat kebisingan sistem ventilasi adalah dengan menggunakan material fiber glass wool dengan tebal 5,1 cm dan density  $24 \text{ kg/m}^3 - 48 \text{ kg/m}^3$ .

Dengan menggunakan metode perhitungan tingkat daya bunyi yang sama pada tiap-tiap keluaran sistem ventilasi, baik di bagian portside maupun starboard kamar mesin, maka didapatkan tingkat tekanan bunyi total pada sistem ventilasi di kamar mesin menjadi lebih kecil, dari 80 dB menjadi 75 dB, dengan syarat tidak mengganti type axial fan yang terpasang pada sistem ventilasi di kamar mesin tersebut.



**BAB V**

**KESIMPULAN**

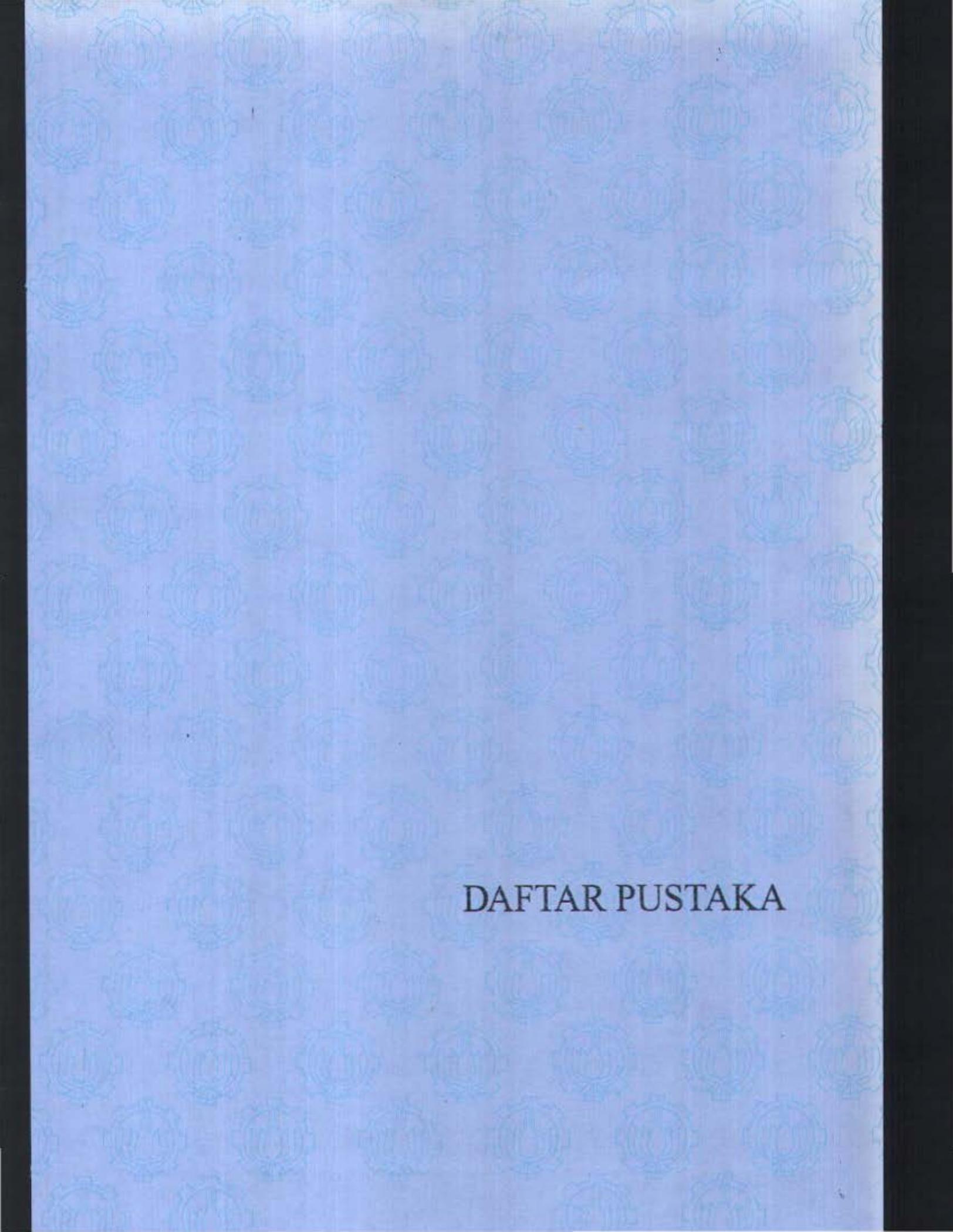
## **BAB V**

### **KESIMPULAN**

Dari semua uraian dan pembahasan yang telah dilakukan tentang tingkat kebisingan sistem ventilasi di kamar mesin pada KR BARUNA JAYA VII, maka dapat disimpulkan :

1. Tingkat daya bunyi pada sistem ventilasi disebabkan oleh fan dan elemen-elemen dalam saluran udaranya, dimana fan merupakan sumber kebisingan utama pada sistem ventilasi.
2. Tingkat daya bunyi spesifik fan tergantung dari type, kapasitas udara, tekanan total, putaran dan jumlah blade serta diameter blade fan.
3. Elemen-elemen dalam saluran udara yang bersifat meredam bunyi adalah bentuk dan ukuran luas penampang saluran udara, perbandingan luas penampang saluran udara cabang terhadap luas penampang saluran udara utama, elbow, dan kerugian pada bukaan akhir.
4. Dengan penjumlahan logaritmik, maka besar tingkat daya bunyi pada sistem ventilasi tanpa lapisan isolasi yang memakai guide vane axial type fan di kamar mesin adalah sebesar 80 dB.
5. Besar tingkat daya bunyi sistem ventilasi dengan bahan isolasi fiber glass wool pada kedua sisinya dengan tebal 51 mm, density  $24 \text{ kg/m}^3 - 48 \text{ kg/m}^3$ , serta panjang isolasi minimal 10 % dari lebar penampang saluran udara adalah sebesar 75 dB.

6. Dengan memakai forward curved centrifugal type fan, maka tingkat daya bunyi pada sistem ventilasi tanpa lapisan isolasi adalah sebesar 77 dB, sehingga jika dibandingkan, maka sistem ventilasi tanpa lapisan isolasi dengan fan type axial akan menghasilkan tingkat daya bunyi yang lebih besar.
7. Pengaruh tingkat kebisingan sistem ventilasi dengan atau tanpa lapisan isolasi terhadap tingkat kebisingan total di kamar mesin adalah sangat kecil.

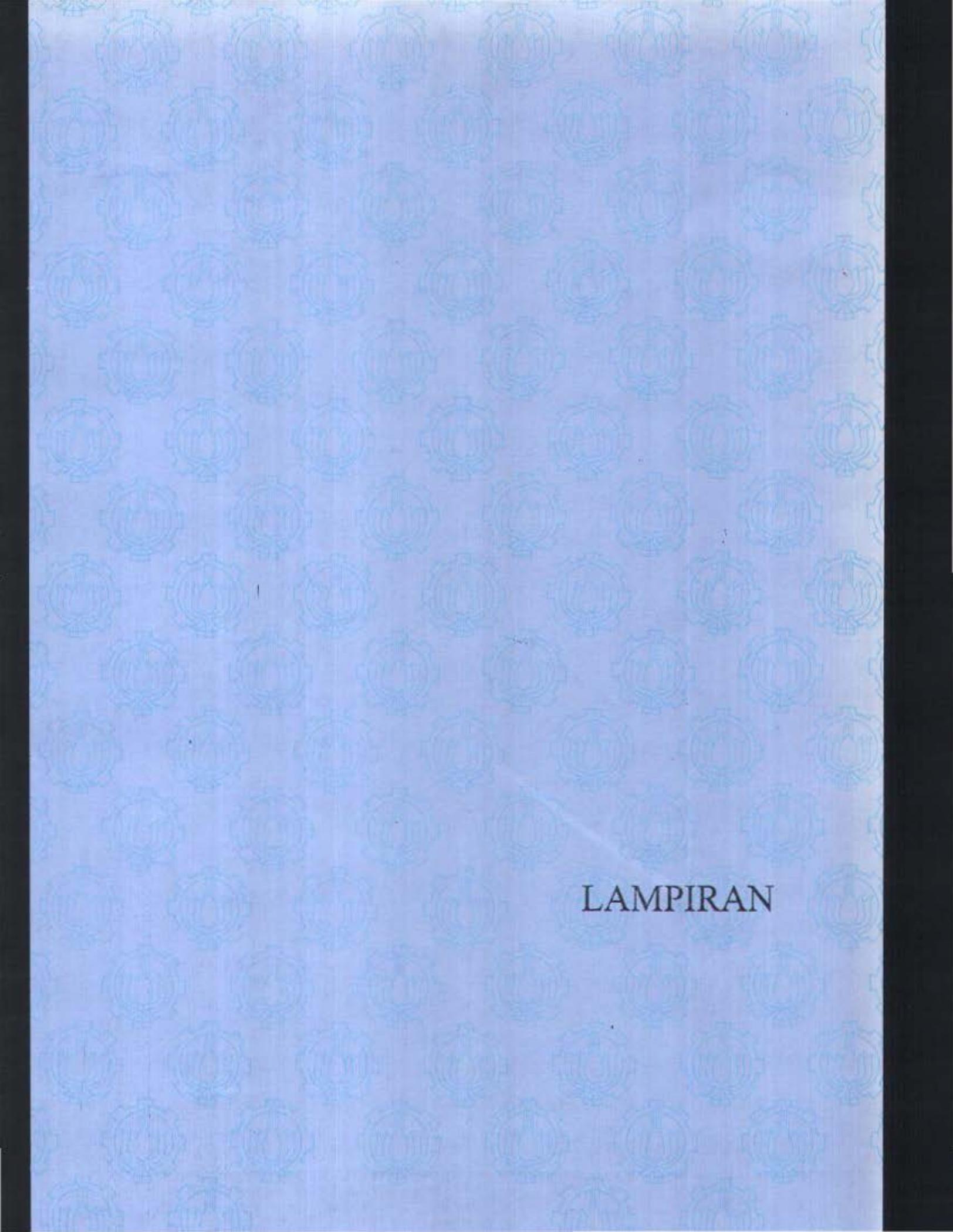


DAFTAR PUSTAKA

## DAFTAR PUSTAKA

1. Faulkner, Lynn L, Handbook of Industrial Noise Control, New York USA, 1976.
2. Cyril M. Harris, Ph. D., Handbook of Noise Control, 2<sup>nd</sup> Edition, Mc Graw-Hill, USA, 1979.
3. Cyril M. Harris, Ph. D., Handbook of Acoustical Measurement and Noise Control, 3<sup>rd</sup> Edition, Mc Graw-Hill, USA, 1991.
4. J. D. Irwin and E. R. Graf, Industrial Noise and Vibration Control.
5. R. L. Harrington, Marine Engineering, 1992.
6. Noise Level on Board Ship, IMO, 1982.
7. M. P. Norton, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, UK, 1989.





LAMPIRAN

TABEL KOEFISIEN ABSORPSI MATERIAL

Absorption materials	125	250	500	1000	2000	4000
For ventilation duct						
Rock wool 25 mm	0,09	0,23	0,53	0,72	0,75	0,77
Rock wool 50 mm	0,20	0,53	0,74	0,78	0,75	0,77
Rock wool 90 mm	0,68	0,84	0,82	0,78	0,75	0,77
Glass wool 100 mm	0,29	0,55	0,64	0,75	0,80	0,85
Foam rubber 15 mm	0,17	0,25	0,47	0,80	0,73	0,75
Paxfelt 0,5"	0,13	0,28	0,37	0,65	0,70	0,78
Paxfelt 1"	0,21	0,38	0,71	0,71	0,81	0,93
Loose, light felt 12 mm	0,02	0,04	0,10	0,21	0,57	0,92
VMA-plate 17 mm	0,12	0,35	0,57	0,20	0,19	0,19

TABEL A

CORRECTION FACTORS TO BE ADDED TO STANDARD CABIN  
FOR OTHER SPACES

Description	Factor to be added to "standard cabin" value
Standard Cabin	0
Wheelhouse (and Chartroom if integral)	9,5
Radio Room or Chartroom	5,5
Officers Lounge or Smokeroom	4,5
Officers Dining Saloon	7,0
Crew Mess and Lounges	5,0
Hospitals	3,5
Galleys	9,5
Double Cabin	0
Games Room	7,5

**TABEL B**  
**ATTENUATION FACTORS FOR VARIOUS ACOUSTIC TREATMENT**

Acoustic Treatment		Noise Source			
		Diesel Engine 100 ≤ P ≤ 2,000 (kw)	Diesel Engine P > 2,000 (kw)	Gearbox	Propeller
Airborne Noise	Floating Floor	10	10	10	
Structure-borne Noise	Floating Floor	6	5	6	4
	Floating Floor with Additional Measures	10	10	10	7
	Equipment on Flexible Mountings	8-18*	18	15	
	Deckhouse on Flexible Mountings	10	10	10	10

\* 8 dB(A) if distance from engine to ship's skin is less than 2 metres  
18 dB(A) if distance from engine to ship's skin is greater than 2 metres

**TABEL C**  
**VERTICAL ATTENUATION FACTORS IN DB**  
**FOR STRUCTURE-BORNE SOUND**

Vertical attenuation factors in dB for structure-borne sound

Location* of Receiving Space	Diesel Engine & Gearbox		Propeller  Propeller assumed to be at level 1
	Source Location*		
	Level 1	Level 2	
Level 2	4	0	12
Level 3	8.8	4.3	16
Level 4	12.75	9.25	19
Level 5	15.0	12.8	21
Level 6	17.2	14.1	22
Level 7	19.4	15.5	23.5
Level 8	21.0	16.5	24.5
Level 9	22.0	18.0	25.5
Level 10	23.0	19.0	26.5

\* The decks and engine room flats are numbered vertically starting from the tank top which is Level 1.

**DATA PERALATAN KAMAR MESIN KR. BARUNA JAYA VII**

**1. Diesel Main Engine**

Dengan spesifikasi data teknis :

- MERK	: NIIGATA
- Type	: 6ME22HX INLINE
- Daya ( MCR )	: 736 KW
- Daya ( NCR )	: 695 KW
- Putaran ( MCR )	: 900 rpm
- Putaran ( NCR )	: 850 rpm
- Jumlah	: 1 buah

**2. Diesel Generator Set**

Dengan spesifikasi data teknis :

**1. Main DGS :**

- MERK	: NIIGATA-TAIYO
- Type	: 6 NSE-G
- Daya	: 325 KVA ( 260 KW )
- Putaran	: 1500 rpm
- Jumlah	: 2 buah
- Remarks	: 3 phase, 50 Hz

**2. Aux. DGS :**

- MERK	: NIIGATA-TAIYO
- Type	: 6 NSF-G
- Daya	: 140 KVA ( 112 kW )
- Putaran	: 1500 rpm
- Jumlah	: 1 buah
- Remarks	: 3 phase, 50 Hz

**3. Air Compressor**

Dengan spesifikasi data teknis :

**1. Main Air Compressor**

- MERK	: SPERRE
- Type	: HVI / 85
- Daya	: 4,4 kW
- Putaran	: 975 rpm
- Tekanan	: 30 kg / cm <sup>2</sup>
- Jumlah	: 1 buah

---

2. Aux. Air Compresor

- MERK	: SPERRE
- Type	: HLF 2 / 77
- Daya	: 2,75 kW
- Putaran	: 1500 rpm
- Tekanan	: 30 kg / cm <sup>2</sup>
- Jumlah	: 1 buah

4. Pompa-Pompa

Spesifikasi teknis untuk setiap pompa, adalah :

1. F.O TRANSFER PUMP

- Type	: SLS80ER46U12.1 ( Screw )
- Daya	: 3,9 kW
- Putaran	: 2900 rpm
- Kapasitas	: 167 l/min
- Jumlah	: 2 buah

2. L.O TRANSFER PUMP

- Type	: SPF20R46G8.3( Screw )
- Daya	: 1,1 kW
- Putaran	: 2900 rpm
- Kapasitas	: 42 l/min
- Jumlah	: 1 buah

3. M/E STAND BY L.O PUMP

- Type	: SLS280ER43U12.1 ( Screw )
- Daya	: 14,7 kW
- Putaran	: 2900 rpm
- Kapasitas	: 600 l/min
- Jumlah	: 1 buah

4. REDUCTION GEAR STAND BY L.O PUMP

- Type	: SPF40R54U8.3 ( Screw )
- Daya	: 5,7 kW
- Putaran	: 2900 rpm
- Kapasitas	: 112 l/min
- Jumlah	: 1 buah

5. BILGE PUMP

- Type	: KS10 ( Screw )
- Daya	: 0,18 kW
- Putaran	: 1450 rpm
- Kapasitas	: 17 l/min
- Jumlah	: 1 buah

6. BILGE & BALLAST PUMP

- Type	: NISM40-160U3.ID.A25A (Centri.)
- Daya	: 6,6 kW
- Putaran	: 2900 rpm
- Kapasitas	: 40 m <sup>3</sup> /jam
- Jumlah	: 1 buah

---

7. FIRE & G/S PUMP

- Type : NISM40-160U3.ID.A25A (Centri.)
- Daya : 6,6 kW
- Putaran : 2900 rpm
- Kapasitas : 40 m<sup>3</sup>/jam
- Jumlah : 1 buah

8. F.W HYD. PUMP

- Type : α XSOB22.IW62V ( Screw )
- Daya : 1,8 kW
- Putaran : 1450 rpm
- Kapasitas : 3 m<sup>3</sup>/jam
- Jumlah : 1 buah

9. S.W HYD. PUMP

- Type : α XSOB22.IW62V ( Screw )
- Daya : 1,8 kW
- Putaran : 1450 rpm
- Kapasitas : 3 m<sup>3</sup>/jam
- Jumlah : 1 buah

10. M/E STAND BY S.W COOLING PUMP

- Type : NB40-160U3.ID ( Centrifugal )
- Daya : 4,3 kW
- Putaran : 2900 rpm
- Kapasitas : 46 m<sup>3</sup>/jam
- Jumlah : 1 buah

11. M/E STAND BY F.W COOLING PUMP

- Type : NB40-160U3.ID ( Centrifugal )
- Daya : 5,6 kW
- Putaran : 2900 rpm
- Kapasitas : 36 m<sup>3</sup>/jam
- Jumlah : 1 buah

12. REFRIGERATION SYSTEM S.W COOLING PUMP

- Type : NB40-160U3.ID ( Centrifugal )
  - Daya : 3,1 kW
  - Putaran : 2900 rpm
  - Kapasitas : 40 m<sup>3</sup>/jam
  - Jumlah : 1 buah
-



## SPECIFICATION

DWG.NO.: VA005-ACD

DATE : 7-March-1997 8

### 3) Mechanical Fans.

S/N	Areas	Fan Model	Capacity (m <sup>3</sup> /hr)	Motor Kw	S/Press (Pa)	Speed (Rpm)	Remarks
1	E1 Cent.Fan	TRE 03-200	2,100	1.5	600	2,200	380V/3/50Hz
2	E2 Axial Fan	TR15-11-2	2,100	0.55	400	2,880	380V/3/50Hz
3	E3 Cent.In line Fan	AXC 160	200	0.12	200	2,550	220V/1/50Hz
4	E4 Cent.In line Fan	AXC 250	400	0.18	350	2,700	220V/1/50Hz
5	E2 Axial Fan	TR12-11-2	750	0.18	300	2,880	380V/3/50Hz
6	E2 Axial Fan	TR12-11-2	750	0.18	300	2,880	380V/3/50Hz
7	E1 Cent.Fan	AXC 250	400	0.18	350	2,700	220V/1/50Hz
8	E2 Axial Fan	TR15-11-2	2,100	0.55	400	2,880	380V/3/50Hz
9	S1 Axial Fan (Reversible)	TR19-11-2	10,500	5.5	500	2,880	380V/3/50Hz
10	S2 Axial Fan (Reversible)	TR19-11-2	10,500	5.5	500	2,880	380V/3/50Hz
11	S3 Axial Fan	TR15-11-2	1,000	0.37	350	2,880	380V/3/50Hz
12	S4 Axial Fan	TR15-GV-2	400	0.55	500	2,880	380V/3/50Hz

### 4) Spare Parts.

Kindly Refer To Spare Part List.

### 5) 'Carrier' Marine Sea Water Cooled Pckaged Unit.

#### Data.

Cooling Capacity	:	14.5 Kw
Power Supply	:	380V/3Ph/50Hz.
Air Flow	:	2,800 m <sup>3</sup> /Hr
Compressor Motor	:	4 Kw
Cooling Water Requirement	:	3.6 m <sup>3</sup> /hr.

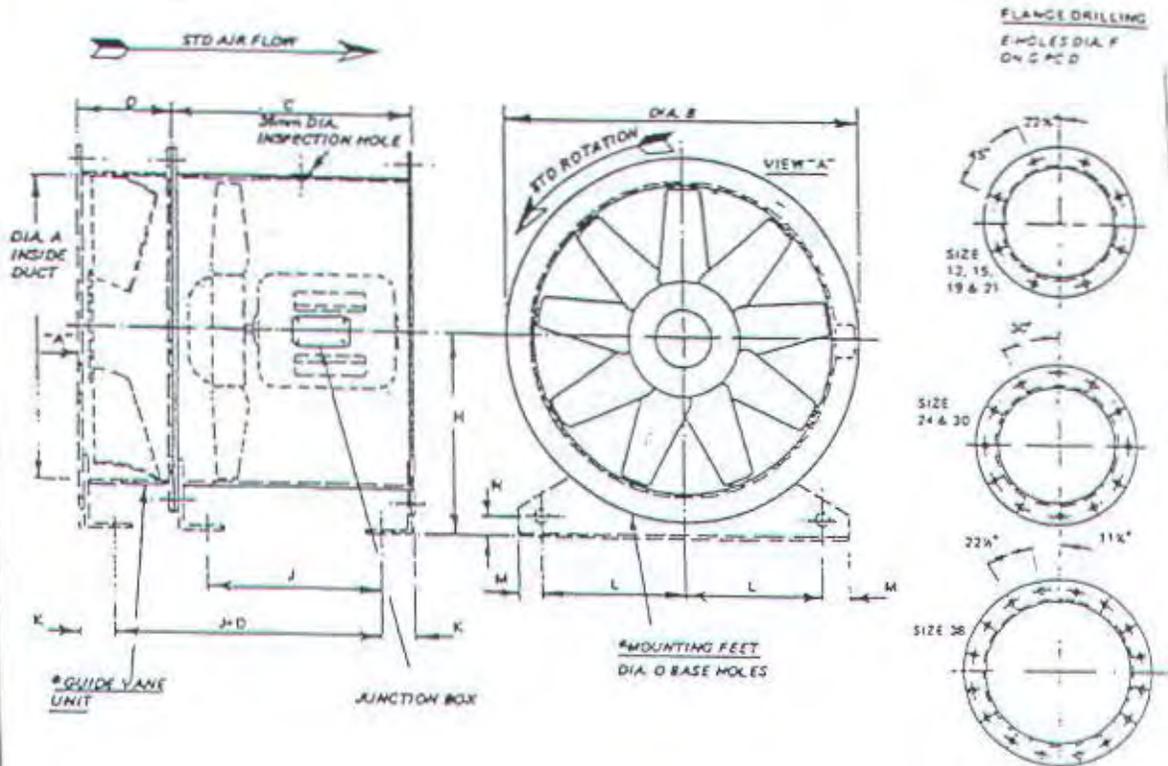


# EXHAUST FAN

DWG. NO. VA005-ACD

DATE: 7-March-1997

23



## DIMENSIONS

	FAN SIZE						
	12	15	19	21	24	30	38
A	305	381	482	533	610	762	965
B	380	457	572	623	700	852	1085
C	400	500	500	500	500	500	500
D	130	175	175	175	175	200	225
E	6	8	8	8	12	12	16
F	11	11	11	13	13	13	13
G	350	425	541	592	668	820	1035
H	200	240	310	335	380	485	600
J	320	420	410	404	384	384	364
K	40	40	45	48	58	58	68
L	130	170	220	242	280	355	457
M	20	20	22	25	25	25	25
N	20	20	32	32	38	38	50
O	12	14	14	14	14	14	17
P	65	70	85	90	100	125	150
Q	390	470	600	650	750	940	1165
R	32	38	44	44	44	44	64
S	155	190	240	270	305	380	485
T	380	475	600	665	760	950	1205



FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN - ITS  
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

KAMPUS ITS KEPUTIH-SUKOLILO, SURABAYA 60111  
TELP. 599 4754; 599 4251 s/d 55 PES 1102 FAX 599 4754

TUGAS AKHIR NE 1701

Nama : DIDIK KRISTIAWAN  
Nrp. : 4293 100 006  
Dosen Pembimbing : Ir. Alim Widodo, MSc ; Ir. R.O. Saut Gurning  
Tanggal Tugas Diberikan : 15 - 08 - 1998  
Tanggal Tugas Diselesaikan : 11 - 02 - 1999  
Judul Tugas Akhir : ANALISA KEBISINGAN SISTEM VENTILASI  
KAMAR MESIN KR BARUNA JAYA VII.

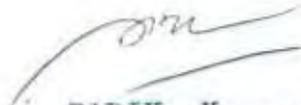
Dosen Pembimbing,

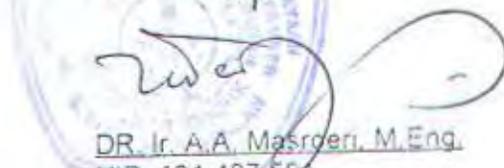
Mahasiswa,

Surabaya, 18-2-1999.....

Ketua Jurusan,

  
Ir. ALIM W., MSc  
NIP. 131 474 402

  
DIDIK K.  
NRP. 4293100006

  
DR. Ir. A.A. Masroeri, M.Eng.  
NIP. 131.407.591

Ditua rangkap 4 (empat) untuk  
- Arsip Jurusan TSP  
- Dosen Pembimbing ybs.  
- Mahasiswa ybs.  
- Koordinator T.A. - TSP.

LEMBAR KEMAJUAN Pengerjaan Tugas Akhir (TN 1701)

Nama : DIDIK KRISTIAWAN  
 NRP : 4293.100.006  
 Judul Tugas Akhir : ANALISA KEBISINGAN SISTEM VENTILASI  
 KAMAR MESIN KR. BARUNA JAYA VII  
 Dosen Pembimbing : 1) Ir. Alim Widodo, M.Sc  
 2) Ir. R.O. Saut Gurning

No	Tanggal	Kegiatan	Paraf Dosen
1.	Sept '98	KONSULTASI I.	
2.	Sept '98	ABSTRAK + BAB I.	
3.	OKT '98	BAB II. TEORI KEBISINGAN UMUM	
4.	OKT '98	BAB II. DASAR TEORI KEBISINGAN PERALATAN	
5.	NOV '98	BAB II. KEBISINGAN SISTEM VENTILASI	
6.	NOV '98	KONSULTASI II : TINGKAT KEBISINGAN PERALATAN DI KAMAR MESIN	
7.	8/12 '98	KONSULTASI III : METODE PENURUNAN TINGKAT KEBISINGAN SISTEM VENTILASI	
8.	3-4/2 '99	KONSULTASI : BAB III & BAB IV PERHITUNGAN KEBISINGAN PERALATAN & SIST. VENTILASI K/M.	
9.	8/2 '99	KONSULTASI : HASIL KESELURUHAN PENGGERJAAN TUGAS AKHIR.	

Catatan

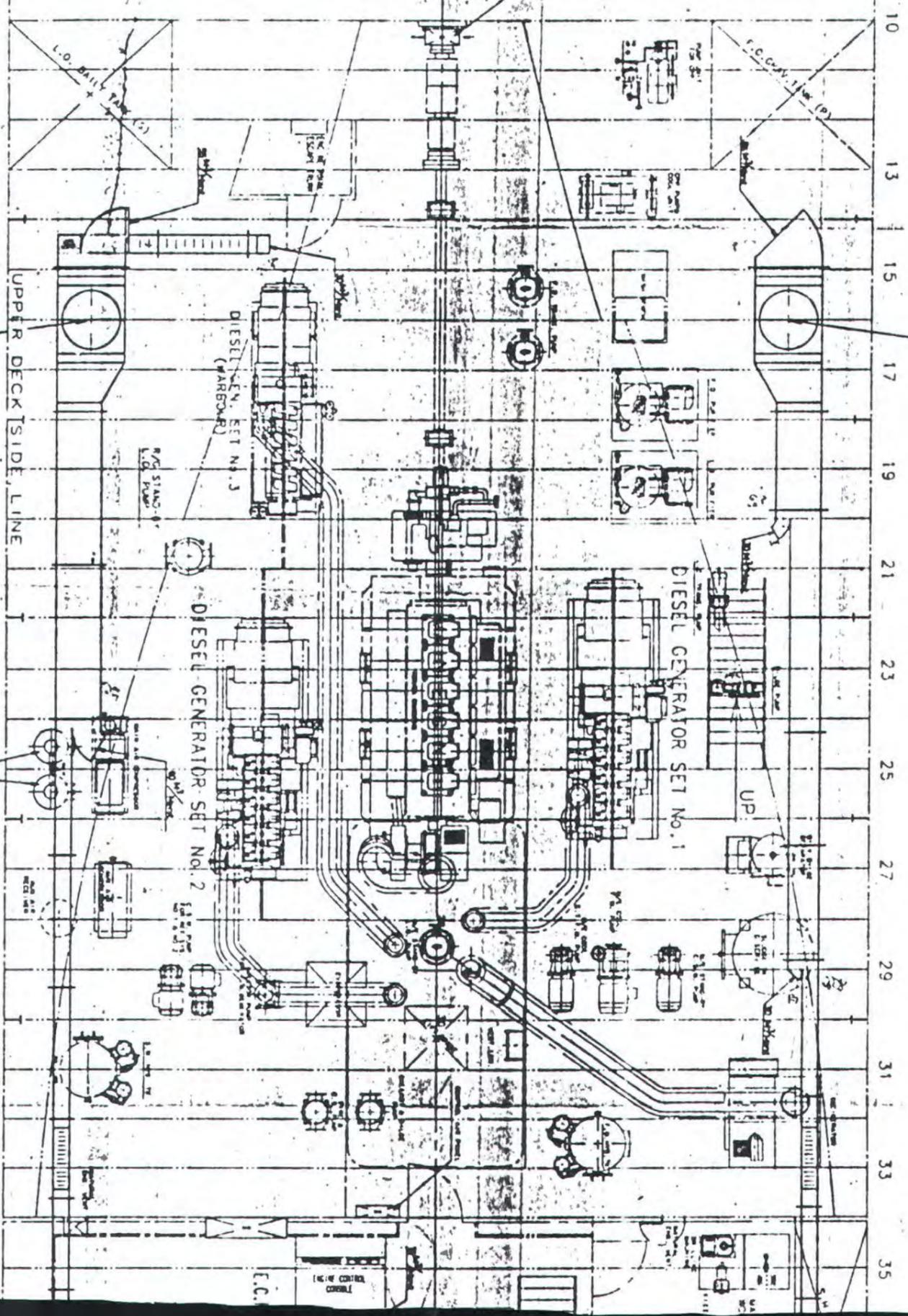
1. Mahasiswa siap / ~~tidak siap~~ / ~~dibatalkan~~ \*) untuk diujikan.
2. Catatan lain yang dianggap perlu :

Surabaya, ... 8-2-1999  
 Dosen Pembimbing.

Ir. ALIM WIDODO, MSc  
 NIP. 131 474 402

\*) coret yang tidak perlu

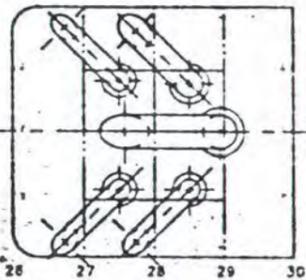
UNDER MAIN DECK PLAN



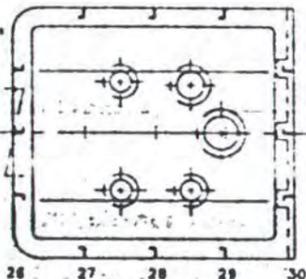
13 12 11 10 9 8 7 6

10 13 15 17 19 21 23 25 27 29 31 33 35

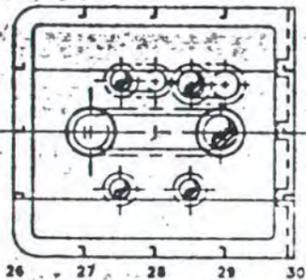
FUNNEL TOP PLAN



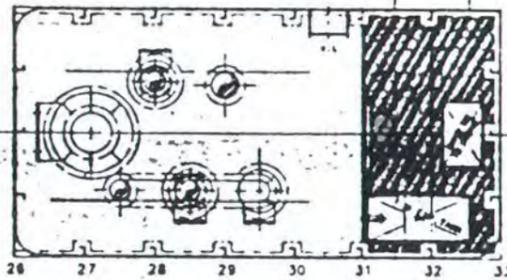
WHEEL HOUSE DECK PLAN



FORE CASTLE DECK PLAN



MAIN DECK PLAN



RESEARCH VESSEL  
ARRANGEMENT OF VENT. DUCT IN E/R

SIZE A1  
SHEET 5 OF 8  
MANUFACTURED BY 4620-01  
DRAWN BY X D O S

REVISION AND MODIFICATION	
NO.	DESCRIPTION
1	ADD THROUGH DUCT IN E/R
2	ADD THROUGH DUCT IN E/R

**FOR INFORMATION ONLY**

PROJECT NAME	RESEARCH VESSEL	PROJECT NO.	MOOD 35
DESIGNED BY	ARRANGEMENT OF VENT DUCT IN ENGINE ROOM	CHECKED BY	
APPROVED BY		DATE	
		SIZE 1:1 SHEET 5 OF 8 4620-01 01/01/01	