



**TUGAS AKHIR – MN 141581**

**ANALISA GETARAN KAPAL PADA MESIN INDUK  
AKIBAT *REPOWERING* MENGGUNAKAN  
METODE ELEMEN HINGGA**

**Nur Afifah  
NRP 4111100058**

**Dosen Pembimbing  
M. Nurul Misbah, S.T., M.T.  
Totok Yulianto, S.T., M.T.**

**DEPARTEMEN TEKNIK PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2018**





**TUGAS AKHIR – MN 141581**

**ANALISA GETARAN KAPAL PADA MESIN INDUK  
AKIBAT *REPOWERING* MENGGUNAKAN  
METODE ELEMEN HINGGA**

**Nur Afifah  
NRP 4111100058**

**Dosen Pembimbing  
M. Nurul Misbah, S.T., M.T.  
Totok Yulianto, S.T., M.T.**

**DEPARTEMEN TEKNIK PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2018**



**FINAL PROJECT – MN 141581**

**SHIP VIBRATION ANALYSIS OF MAIN ENGINE  
WITH FINITE ELEMENT METHOD**

**Nur Afifah  
NRP 4111100058**

**Supervisor  
M. Nurul Misbah, S.T., M.T.  
Totok Yulianto, S.T., M.T.**

**DEPARTMENT OF NAVAL ARCHITECTURE & SHIPBUILDING  
ENGINEERING  
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2018**

## LEMBAR PENGESAHAN

# ANALISA GETARAN KAPAL PADA MESIN INDUK AKIBAT REPOWERING MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

## TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Keahlian Rekayasa Perkapalan – Konstruksi Kapal  
Program Sarjana Departemen Teknik Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**NUR AFIFAH**  
NRP 4111100058

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing II

  
Tototk Yulianto, S.T., M.T.  
NIP 19700731/995121001

Dosen Pembimbing I

  
M. Nurul Misbah, S.T., M.T.  
NIP 19730404 199702 1 001

Mengetahui,  
Kepala Departemen Teknik Perkapalan



Ir. Wasis Dwi Aryawan, M.Sc., Ph.D.  
NIP 19640210 198903 1 001

SURABAYA, 18 JULI 2018

## LEMBAR REVISI

# ANALISA GETARAN KAPAL PADA MESIN INDUK AKIBAT REPOWERING MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

### TUGAS AKHIR

Telah direvisi sesuai dengan hasil Ujian Tugas Akhir  
Tanggal 18 Juli 2018

Bidang Keahlian Rekayasa Perkapalan – Konstruksi dan Kekuatan Kapal  
Program Sarjana Departemen Teknik Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**NUR AFIFAH**  
NRP 4111100058

Disetujui oleh Tim Penguji Ujian Tugas Akhir:

1. Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.

2. Septia Hardy Sujiatanti, S.T., M.T.

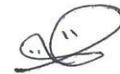
3. Hasanudin, S.T., M.T.

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

1. M. Nurul Misbah, S.T., M.T.

2. Totok Yulianto, S.T., M.T.

Surabaya, 18 Juli 2018



Dipersembahkan kepada kedua orang tua atas segala dukungan dan doanya

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa karena atas karunianya Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.

Pada kesempatan ini Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang membantu penyelesaian Tugas Akhir ini, yaitu:

1. M. Nurul Misbah, S.T., M.T. dan Totok Yulianto, S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing atas bimbingan dan motivasinya selama pengerjaan dan penyusunan Tugas Akhir ini;
2. Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D., Septia Hardy Sujiatanti, S.T., M.T. dan Hasanudin, S.T., M.T. selaku Dosen Penguji yang telah memberikan kritik dan sarannya untuk perbaikan Laporan Tugas Akhir ini;
3. Totok Yulianto, S.T., M.T. selaku Kepala Laboratorium Desain Kapal Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS atas bantuannya selama pengerjaan Tugas Akhir ini dan atas ijin pemakaian fasilitas laboratorium;
4. Ir. Triwilaswandio Wuruk Pribadi, M.Sc. selaku Dosen Wali yang telah memberikan pengarahan selama Penulis menjadi mahasiswi di departemen Teknik Perkapalan FTK ITS
5. Ir. Wasis Dwi Aryawan, M.Sc., Ph.D. selaku kepala departemen Teknik Perkapalan FTK ITS atas bantuannya selama pengerjaan Tugas Akhir ini dan atas ijin pemakaian fasilitas
6. Kedua orang tua yang telah membesarkan dan mendidik penulis menjadi hingga menjadi orang yang lebih baik
7. Rizky Aditya, Qibthiyah Dewi dan Akhsan Amali yang selalu memberi semangat, motivasi dan hiburan kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini
8. M. Luqman Haq yang telah banyak membantu dalam pengerjaan Tugas Akhir ini
9. Good year, Alfi hidayat, dan semua yang ada di Laboratorium Pusat Studi Bisnis Maritim yang memberi semangat dalam mengerjakan Tugas Akhir
10. Untuk seluruh P-51 CENTERLINE yang selalu memberi dukungan dan motivasi

11. Dan semua pihak telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini yang tidak dapat disebutkan Penulis satu-persatu

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, sehingga kritik dan saran yang bersifat membangun sangat diharapkan. Akhir kata semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi banyak pihak.

Surabaya, 09 Juli 2018

Nur Afifah

# **ANALISIS GETARAN KAPAL PADA MESIN INDUK AKIBAT *REPOWERING* MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

Nama Mahasiswa : Nur Afifah  
NRP : 4111100058  
Departemen / Fakultas : Teknik Perkapalan / Teknologi Kelautan  
Dosen Pembimbing : 1. M. Nurul Misbah, S. T., M. T.  
2. Totok Yulianto, S. T., M. T.

## **ABSTRAK**

Pada umumnya kapal yang terdapat di Indonesia memiliki umur yang relatif lama oleh sebab itu banyak kapal yang mengalami kendala dalam pengurangan kecepatan. Jenis kapal yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah jenis kapal pengangkut semen (*cement carrier*). Untuk mengantisipasi pengurangan kecepatan pada kapal ini maka dilakukan *repowering*. *Repowering* adalah penggantian mesin induk kapal dengan putaran mesin yang lebih besar. Pada tugas akhir ini akan dilakukan analisis menggunakan metode elemen hingga untuk mengetahui nilai frekuensi alami kapal yang akan dibandingkan dengan nilai frekuensi eksitasi mesin induk yang baru dan baling-baling kapal dan akan diamati letak resonansi terjadi. Nilai frekuensi alami didapatkan dari proses analisis menggunakan FEA *software*. Dari data yang didapatkan, frekuensi mesin induk yang baru sebesar 1000 rpm dimana memiliki perbedaan dengan mesin induk yang lama yaitu sebesar 750 rpm. Besar nilai frekuensi eksitasi mesin induk baru yaitu 16,67 Hz, yang mana memiliki kesamaan dengan nilai frekuensi alami dari badan kapal. Kemiripan nilai eksitasi terjadi pada mode ke-20. Besar nilai frekuensi eksitasi baling-baling yaitu 22,42 Hz, yang mana memiliki tidak kesamaan dengan nilai frekuensi alami. Hasil dari pemeriksaan resonansi mesin baru memiliki keunggulan dalam frekuensi eksitasi baling-baling sedangkan mesin lama memiliki keunggulan dalam frekuensi eksitasi mesin.

Kata kunci: *repowering*, elemen hingga, frekuensi natural, mesin induk

# **SHIP VIBRATION ANALYSIS OF MAIN ENGINE WITH FINITE ELEMENT METHOD**

Author : Nur Afifah  
Student Number : 4111100058  
Department / Faculty : Naval Architecture / Marine Technology  
Supervisor : 1. M. Nurul Misbah, S.T., M.T.  
: 2. Totok Yulianto, S.T., M.T.

## **ABSTRACT**

In general, ships contained in Indonesia have a relatively long life therefore many ships are experiencing problems in reducing speed. The type of ship used in this final project is the type of cement carrier. To anticipate the speed reductions on this ship then performed repowering. Repowering is the replacement of the main engine with a larger engine spin. In this final project will be analyzed using finite element method to know the value of natural frequency of the ship which will be compared with the excitation frequency value of the new main engine and the ship propeller and will be observed the location of resonance occurs. Natural frequency values obtained from the analysis process using FEA software. From the data obtained, the new engine's frequency of 1000 rpm which has a difference with the old main engine that is equal to 750 rpm. The value of the excitation frequency of the new main engine is 16.67 Hz, which corresponds to the natural frequency value of the ship's hull. The similarity of excitation values occurs in the 20th mode. The value of the excitation frequency of the propeller is 22.42 Hz, which has no similarity with the natural frequency value. The results of the new engine resonance checks have an advantage in the excitation frequency of the propeller while the old machine has an advantage in the excitation frequency of the engine.

Keywords: repowering, finite element, natural frequency, main engine

# DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	iii
LEMBAR REVISI.....	iv
HALAMAN PERUNTUKAN.....	v
KATA PENGANTAR.....	vi
ABSTRAK .....	viii
ABSTRACT .....	ix
DAFTAR ISI .....	x
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL .....	xiii
DAFTAR SIMBOL .....	xiv
Bab I PENDAHULUAN .....	15
I.1.    Latar Belakang Masalah.....	15
I.2.    Perumusan Masalah.....	16
I.3.    Tujuan.....	16
I.4.    Batasan Masalah.....	16
I.5.    Manfaat.....	17
I.6.    Hipotesis.....	17
Bab II STUDI LITERATUR .....	19
II.1. <i>Repowering</i> .....	19
II.2.    Getaran .....	19
II.2.1.  Batasan Getaran Untuk Struktur Lokal .....	20
II.3.    Resonansi .....	21
II.4.    Frekuensi Alami .....	23
II.4.1.  Metode Analitis .....	24
II.4.2.  Metode <i>Euler-Bernoulli Beam Theory</i> .....	24
II.4.3.  Metode Rayleigh .....	25
II.4.4.  Metode Rayleigh-Ritz .....	25
II.5.    Frekuensi Eksitasi .....	27
II.6.    Ragam Bentuk ( <i>Mode Shape</i> ) .....	28
II.7.    Metode Elemen Hingga.....	31
II.7.1.  Pengertian .....	31
II.7.2. <i>Modal Analysis</i> .....	32
Bab III METODOLOGI .....	35
III.1.    Bagan Alir .....	35
III.2.    Studi Literatur dan Pengumpulan Data .....	36
III.3.    Pembuatan Elemen Hingga dengan Finite Elemen <i>Software</i> .....	38
III.3.1.  Pembuatan Geometri.....	38
III.3.2.  Pembuatan Elemen Hingga ( <i>Meshing</i> ) .....	40
III.3.3.  Kondisi Batas .....	41
III.3.4.  Pemilihan Jenis Analisis .....	42
III.4.    Konvergensi .....	43
III.5.    Pengujian Model .....	44

III.6.	<i>Running Solver</i> dan Hasil.....	44
III.7.	Analisis Hasil .....	45
III.8.	Kesimpulan dan Saran.....	45
Bab IV	HASIL dan pembahasan .....	47
IV.1.	Frekuensi Eksitasi .....	47
IV.1.1.	Frekuensi Eksitasi Akibat Mesin Induk.....	47
IV.1.2.	Frekuensi Eksitasi Akibat Baling-Baling.....	48
IV.2.	Frekuensi Alami .....	48
IV.2.1.	Kondisi Batas .....	48
IV.2.2.	Hasil Frekuensi Alami Badan Kapal .....	49
IV.3.	Resonansi .....	50
IV.3.1.	Potensi Resonansi Terhadap Eksitasi Mesin Induk Baru .....	50
IV.3.2.	Potensi Resonansi Terhadap Eksitasi Baling-Baling.....	51
Bab V	KESIMPULAN DAN SARAN .....	55
V.1.	Kesimpulan.....	55
V.2.	Saran.....	55
DAFTAR	PUSTAKA.....	57
LAMPIRAN	.....	58

## DAFTAR GAMBAR

<i>Gambar II 1 ABS Guide 2006 untuk Getaran Pada Struktur Lokal.....</i>	<i>21</i>
<i>Gambar II 2 Grafik frequency Ratio .....</i>	<i>22</i>
<i>Gambar II 3 Mode Getaran Hull Girder.....</i>	<i>29</i>
<i>Gambar II 4Vertikal Mode Shapes Pertama .....</i>	<i>30</i>
<i>Gambar II 5Horizontal Mode Shapes Pertama.....</i>	<i>30</i>
<i>Gambar II 6 Model untuk Kamar Mesin .....</i>	<i>31</i>
<i>Gambar III 1 Bagan Pengerjaan Tugas Akhir .....</i>	<i>35</i>
<i>Gambar III 2 Detail Pondasi Mesin Induk Kapal .....</i>	<i>37</i>
<i>Gambar III 3 Detail Konstruksi Kamar Mesin hingga Buritan .....</i>	<i>37</i>
<i>Gambar III 4 Proses Pembuatan Geometri.....</i>	<i>38</i>
<i>Gambar III 5 Hull Kamar Mesin .....</i>	<i>39</i>
<i>Gambar III 6 Hasil Geometri Kamar Mesin .....</i>	<i>40</i>
<i>Gambar III 7 Pemberian Derajat Kebebasan Pada Model .....</i>	<i>42</i>
<i>Gambar III 8 Pemilihan Modal sebagai Jenis Analisis .....</i>	<i>43</i>
<i>Gambar IV 1Grafik Hasil Perhitungan Frekuensi Alami .....</i>	<i>50</i>
<i>Gambar IV 2 Distribusi Deformasi Pada Mode ke-20.....</i>	<i>51</i>
<i>Gambar IV 3 Grafik Terjadinya Resonansi.....</i>	<i>52</i>
<i>Gambar IV 4 Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-68.....</i>	<i>52</i>
<i>Gambar IV 5 Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-69.....</i>	<i>52</i>

## DAFTAR TABEL

Tabel III 1 Data Mesin Induk Lama dan Baru.....	36
Tabel III 2 Hasil Konvergensi Elemen .....	43
Tabel IV 1 Frekuensi Alami Kamar Mesin .....	49
Tabel IV 2 Hasil Perbandingan Mesin Induk .....	53

## DAFTAR SIMBOL

$\beta$	= <i>Receptnce</i>
$\zeta$	= <i>Damping Factor</i>
$\rho$	= <i>Material Density</i> (Kg/m <sup>3</sup> )
$\phi$	= Sudut Elevasi (rad)
$\omega$	= Frekuensi eksitasi (rad/sec)
$\omega_n$	= Frekuensi Alami (rad/sec)
$f$	= Frekuensi Eksitasi (Hz)
$f_n$	= Frekuensi Alami (Hz)
$k$	= Faktor Kekauan Pegas (N/m)
$m$	= Massa (Kg)
$t$	= Waktu (sec)
$v$	= Kecepatan (m/s <sup>2</sup> )
$[M]$	= <i>structural mass matrix</i>
$[C]$	= <i>structural damping matrix</i>
$[K]$	= <i>structural stiffness matrix</i>
$\{F\}$	= <i>applied load vector</i>
$\{\ddot{x}\}$	= <i>nodal acceleration vector</i>
$\{\dot{x}\}$	= <i>nodal velocity vector</i>
$\{x\}$	= <i>nodal displacement vector</i>
$F$	= Gaya (N)
$K$	= Konstanta Pegas Torsional (N/m)
$L$	= Panjang (m)
$RPM$	= Putaran Baling-baling (rpm)
$T$	= Energi Kinetik (J)
$V$	= Energi Potensial (J)
$Z$	= Jumlah Daun Baling-Baling

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **I.1. Latar Belakang Masalah**

Pada umumnya kapal – kapal yang terdapat di Indonesia memiliki umur yang relatif tua yaitu sekitar 25 – 40 tahun. Dikarenakan hampir semua pemilik kapal di Indonesia lebih memilih untuk membeli kapal bekas yang masih memiliki performa mesin yang baik. Akan tetapi performa mesin yang terdapat pada kapal yang dibeli belum tentu masih sama dengan kondisi kapal yang sangat baik. Banyak pemilik kapal yang menginginkan ganti mesin utama demi memiliki performa yang baik dalam waktu yang lama serta ada yang memilih untuk menggunakan mesin yang sudah tertempel pada kapal dengan alasan agar mengetahui performa mesin yang terdapat pada kapal yang telah dibelinya. Lamanya waktu reparasi pergantian mesin pada galangan – galangan serta kebutuhan mesin yang baru dan mesin yang lama juga berpengaruh dalam menentukan ruang, bahan bakar, stabilitas dan kelistrikan yang terdapat pada kapal. Pergantian mesin kapal merupakan perbaikan yang cukup besar dikarenakan reparasi yang dilakukan memiliki waktu yang lama serta biaya yang besar.

Akan tetapi, pada kapal – kapal tug boat *repowering* biasa dilakukan dikarenakan kebutuhan akan daya dorong yang besar untuk memandu kapal atau menarik kapal atau kapal dengan spesifikasi kapal cepat yang membutuhkan kecepatan. *Repowering* merupakan pergantian mesin yang dilakukan dengan mengganti spesifikasi mesin yang lebih besar. Akibat – akibat yang ditimbulkan dari *repowering* yaitu adanya perubahan stabilitas, perubahan *consumable* kapal serta luasan kamar mesin bahkan bisa jadi adanya perubahan bentuk buritan.

*Repowering* dilakukan dengan banyak pertimbangan salah satu pertimbangan yang dilakukan adalah frekuensi eksitasi yang dihasilkan oleh mesin. Hal ini disebabkan apabila frekuensi eksitasi mendekati frekuensi natural dari kapal dapat menyebabkan adanya gangguan resonansi.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan analisis mengenai *repowering* mesin induk tanpa adanya pergantian struktur kamar mesin. Jenis kapal yang akan dilakukan

analisis adalah kapal dengan tipe *cement carrier*. Pada proses analisis akan dilakukan pemodelan terhadap kamar mesin hingga bagian buritan kapal dan model akan dianalisis menggunakan FEA *software* dan akan didapatkan hasil frekuensi alami dari kamar mesin. Hasil frekuensi alami akan dibandingkan dengan frekuensi eksitasi dan dianalisis apakah terjadi resonansi dan letak terjadinya resonansi.

## **I.2. Perumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang di atas, beberapa permasalahan yang akan diselesaikan adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana menentukan frekuensi alami badan kapal?
2. Bagaimana perbandingan frekuensi eksitasi mesin induk baru dan mesin induk lama?
3. Apakah frekuensi eksitasi dari sistem propulsi mempengaruhi mesin?
4. Apakah terdapat resonansi pada kamar mesin?

## **I.3. Tujuan**

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menentukan frekuensi alami kamar mesin
2. Menentukan frekuensi eksitasi mesin induk yang baru dan mesin induk yang lama.
3. Menentukan frekuensi eksitasi dari sistem propulsi kapal.
4. Memeriksa letak terjadi resonansi akibat pergantian mesin induk kapal

## **I.4. Batasan Masalah**

Batasan-batasan masalah yang ada dalam penelitian ini adalah:

1. Analisis hanya sebatas frekuensi domain
2. Pemodelan menggunakan software elemen hingga
3. Nilai ekonomis diabaikan

### **I.5. Manfaat**

Dari Tugas Akhir ini, diharapkan dapat diambil manfaatnya yaitu menyediakan solusi bagi pemilik kapal yang akan melakukan *repowering* tanpa harus mengganti kedudukan mesin.

### **I.6. Hipotesis**

Analisa getaran pondasi mesin ini dapat membantu menganalisa getaran yang terjadi pada pondasi mesin yang ingin digunakan kembali dengan mesin yang spesifikasi mesin yang lebih besar dari yang sebelumnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

## **BAB II**

### **STUDI LITERATUR**

#### **II.1. Repowering**

*Repowering* merupakan pergantian mesin yang ada dengan mesin yang baru yang memiliki kekuatan yang lebih besar atau memiliki efisiensi kebutuhan yang lebih baik. Pergantian dapat terjadi tidak hanya pada pembangkit listrik, tetapi dapat juga pada mesin penggerak kapal, gas turbin, dan masih banyak yang lainnya. *Repowering* yang dilakukan pada mesin kapal memiliki tujuan salah satunya adalah menambah kecepatan kapal dan daya dorong kapal untuk kapal pandu, mengurangi hambatan yang dihasilkan mesin sebelumnya, serta meningkatkan efisiensi propeller. Adapun akibat yang ditimbulkan adanya *repowering* salah satunya adalah perubahan bentuk buritan kapal, titik stabilitas kapal, konsumsi bahan bakar mesin dan masih banyak yang lainnya (Vorus, 2010).

Perhitungan – perhitungan dasar dalam melakukan *repowering* juga harus dipertimbangkan dikarenakan adanya dampak yang cukup signifikan dalam perubahan setelah dilakukannya *repowering*.

#### **II.2. Getaran**

Getaran yang terjadi pada kapal dapat disebabkan beberapa sumber getaran. Sumber getaran tersebut berasal dari gelombang laut, mesin induk, baling – baling (propeller), dll. Dari sumber getaran tersebut eksitasi yang paling besar pengaruhnya adalah eksitasi dari baling – baling (propeller) dan permesinan. Secara umum, getaran yang terjadi pada suatu struktur dapat dibagi menjadi dua, yaitu getaran global dan getaran lokal. Pada getaran global, badan kapal terjadi getaran akibat dari tanggapan terhadap eksitasi tertentu, baik dari putaran mesin induk, baling-baling dan mesin bantu atau dari gelombang air (ABS, 2006).

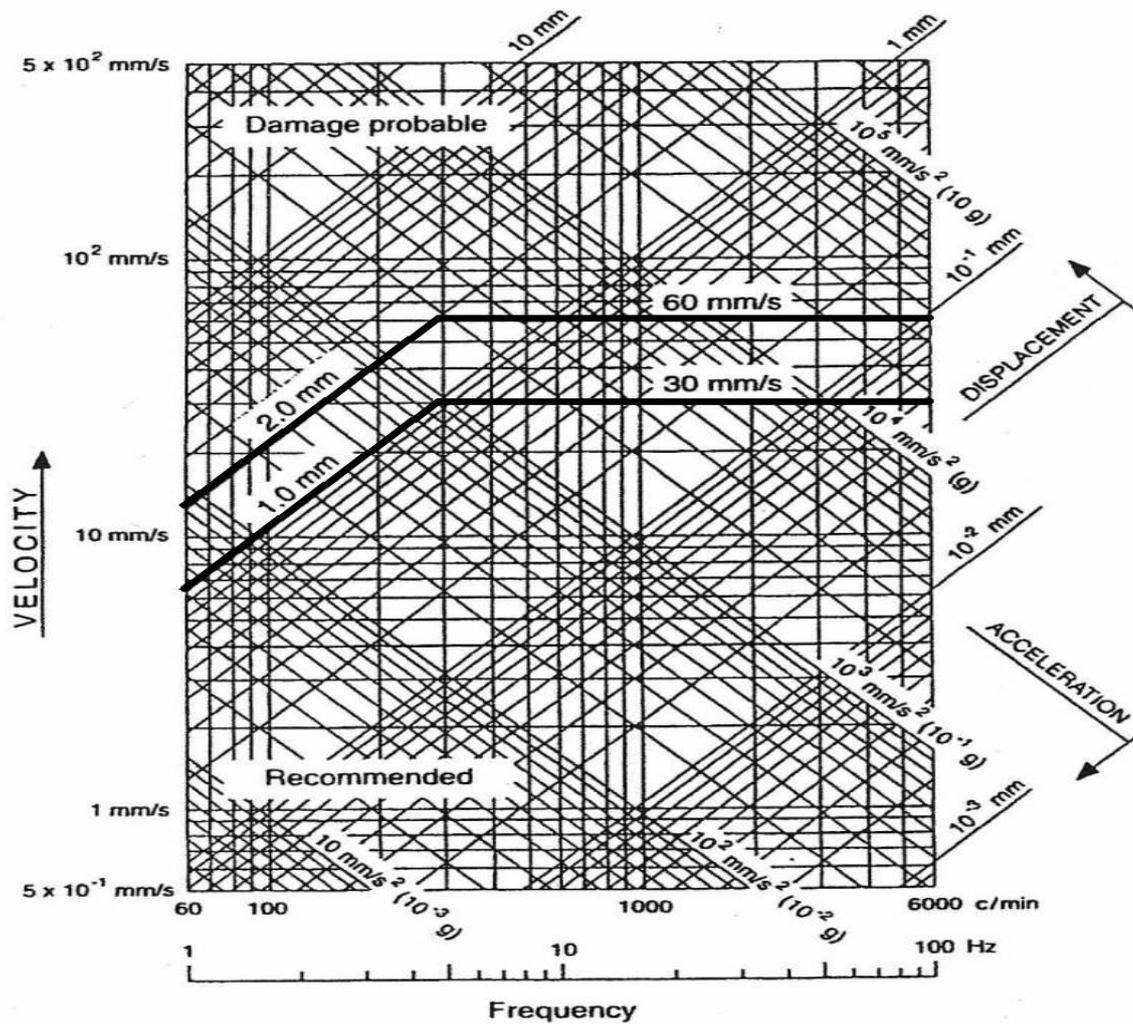
Getaran global juga akan mempengaruhi struktur kapal tertentu yang akhirnya akan menyebabkan terjadinya getaran lokal pada struktur. Jika getaran terjadi dengan intensitas yang tinggi, struktur akan mengalami kerusakan. Jika struktur tersebut merupakan penegar atau pondasi peralatan maka secara langsung akan menyebabkan getaran pada peralatan yang ditopang.

Pada dasarnya getaran pada kapal tidak dapat dihilangkan secara keseluruhan. Getaran akan selalu ada karena pengaruh putaran baling-baling dan permesinan. Akan tetapi, getaran tidak boleh melewati batasan yang ditentukan. Batasan getaran yang diizinkan ditentukan oleh pihak klas maupun lembaga berwenang lainnya.

### **II.2.1. Batasan Getaran Untuk Struktur Lokal**

Pada struktur tertentu atau pada struktur lokal juga dapat terjadi getaran berlebihan dan harus dihindari. Kerusakan dapat terjadi bukan hanya pada pondasi mesin induk tetapi juga dapat terjadi pada ruang kemudi, struktur tangki, funnel dan radar mast. Kerusakan pada struktur lokal dapat dipengaruhi oleh detail konstruksi, jenis, dan tipe material yang digunakan, serta tingkat konsentrasi tegangan. Oleh karena itu, agar dapat mengetahui besarnya batasan getaran yang terjadi digunakan sebuah diagram sebagai referensi. Diagram tersebut dapat dilihat pada Gambar II-1.

Garis tebal pada diagram menunjukkan batas getaran untuk struktur lokal, disarankan besarnya getaran yang terjadi harus berada di bawah batas paling bawah. Kemungkinan terjadinya kerusakan pada saat besarnya getaran ada di atas batas yang tertinggi. Spesifikasi amplitudo untuk frekuensi dibawah 5 Hz adalah menggunakan displasemen, sedangkan untuk diatas 5 Hz amplitudo yang digunakan untuk kecepatan. Untuk frekuensi 1 Hz sampai 5 Hz, displasemen yang diijinkan adalah dibawah 1,0 mm dan kemungkinan struktur akan rusak saat displasemen terjadi diatas 2,0 mm. Sedangkan untuk frekuensi lebih dari 5 Hz, kecepatan yang diijinkan adalah di bawah 30 mm/s dan kerusakan struktur akan terjadi jika kecepatan melebihi 60 mm/s (ABS,2006).



Gambar II 1 ABS Guide 2006 untuk Getaran Pada Struktur Lokal

Sumber: (ABS, 2006)

### II.3. Resonansi

Getaran dapat mengakibatkan kerusakan pada kapal apabila terjadi resonansi, yaitu suatu kondisi yang terjadi pada getaran ketika frekuensi eksitasi bertemu atau sama dengan salah satu frekuensi alami sistem. Frekuensi ini disebut dengan frekuensi resonansi. Pada kondisi resonansi, amplitudo getaran hanya dibatasi oleh redaman sistem. Redaman pada struktur teknik termasuk kapal pada umumnya sangat kecil sehingga amplitudo kondisi resonansi secara relatif sangat besar bila dibandingkan dengan kondisi tidak resonansi (Vorus,2010)

Ketika terjadi resonansi, amplitudo getaran dan tegangan dinamis akan besar yang lama – kelamaan dapat menimbulkan kelelahan (fatigue). Setelah berjalan sejumlah cycle bisa terjadi retakan hingga munculnya perambatan retak sampai akhirnya akan terjadi patah atau kegagalan struktur. Persamaan differensial umum untuk eksitasi gaya dapat ditulis seperti persamaan (II.1):

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F}{m} \sin \omega t \quad (\text{II.1})$$

Atau seperti persamaan (II.2):

$$x(t) = \frac{F}{k} \frac{\sin(\omega t - \phi)}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} + X_1 e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} t + \phi_1) \quad (\text{II.2})$$

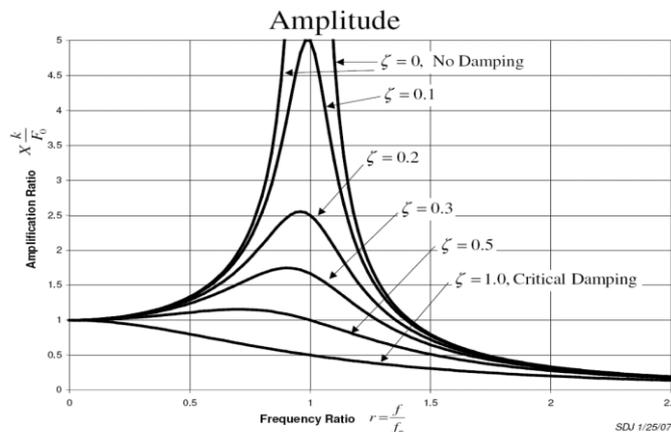
Persamaan amplitudo seperti persamaan (II.3)

$$\frac{Xk}{F} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (\text{II.3})$$

Dan fasa non dimensionalnya seperti pada persamaan (II.4)

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (\text{II.4})$$

Persamaan – persamaan tersebut menunjukkan bahwa amplitudo non dimensional  $Xk/F$  dan fasa  $\phi$  hanya merupakan fungsi rasio frekuensi  $\omega/\omega_n$  dan faktor redaman  $\zeta$  dapat digambarkan pada grafik rasio frekuensi seperti pada Gambar II-2. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa amplitudo yang sangat besar terjadi jika  $\omega/\omega_n = 1$ , kondisi inilah yang disebut resonansi.



Gambar II 2 Grafik frequency Ratio

Sumber: (Vorus, 2010)

Untuk mengurangi potensi terjadinya getaran berlebih pada kapal, dapat dilakukan hal-hal berikut:

a. Menurunkan amplitudo gaya eksitasi

Pada baling-baling, yang memiliki pengaruh cukup besar pada getaran kapal, eksitasi baling-baling dapat dikurangi dengan mengubah *propeller unsteady hydrodynamics*. Cara lain adalah dengan mengubah garis atau *clearance* untuk mengurangi aliran *wake* yang tidak *uniform* atau dengan mengubah bentuk geometris baling-baling itu sendiri, misalnya dengan mengubah diameter atau jumlah daunnya (ABS, 2006).

b. Menambah kekakuan

Kekakuan digambarkan sebagai gaya pegas setiap satuan simpangannya. Pada umumnya, kekakuan akan selalu dinaikkan daripada menurunkan. Dalam praktik di lapangan, tidak pernah disaankan untuk menurunkan kekakuan system atau struktur dalam upaya mengurangi getaran kapal (ABS, 2006).

c. Menambah redaman (*damping*)

Redaman dari suatu system strukturnya pada umumnya, dan redaman struktur kapal pada khususnya, bernilai sangat kecil yaitu  $<1$ . Oleh karena itu amplitude getaran mendekati resonansi, eksitasi dapat dikurangi oleh redaman. Namun, nilai redaman sangat sulit untuk dinaikkan secara signifikan pada suatu struktur seperti kapal. Disamping itu, perlu dicatat bahwa pada kondisi resonansi,  $\omega/\omega_n$  dapat divariasikan dengan mengubah-ubah frekuensi eksitasi atau frekuensi alaminya. Untuk frekuensi eksitasi mesin induk dan baling-baling dapat diubah dengan mengubah RPM, atau khusus untuk frekuensi eksitasi baling-baling dapat dengan mengurangi atau menambah jumlah daun. Sedangkan untuk frekuensi alami, dapat diubah dengan mengubah kekakuan. Pada kenyataannya, mengubah frekuensi eksitasi hampir tidak pernah dilakukan. Alternative yang paling sering dipilih adalah menambah kekakuan pada daerah yang terjadi getaran berlebih (ABS, 2006).

#### II.4. Frekuensi Alami

Frekuensi alami atau frekuensi natural adalah frekuensi dimana sistem bergetar oleh rangsangan impuls sesaat dari posisi kesetimbangan (Vorus, 2010). Semua benda yang memiliki masa dan kekakuan (elastisitas) mempunyai frekuensi alami.

Frekuensi alami yang dapat menyebabkan terjadinya resonansi. Untuk menghindari resonansi maka frekuensi alami tidak boleh sama dengan frekuensi eksitasi. Untuk itu perlu diketahui besar nilai frekuensi alami badan kapal. Frekuensi eksitasi adalah suatu kuantitas tertentu yang dapat dihitung. Sehingga yang perlu di tentukan adalah frekuensi alami badan kapal agar tidak bernilai sama dengan frekuensi eksitasi. Frekuensi alami dapat dihitung dengan beberapa metode diantaranya adalah metode analitis, metode Rayleigh, metode Holzer, metode bentuk ragam (*mode shape*), metode iterasi matriks, dan menggunakan metode elemen hingga (Sujiatanti, 2006).

#### II.4.1. Metode Analitis

Metode ini merupakan cara mencari frekuensi alami dengan menggunakan persamaan differensial dengan cara eksak. Sistem dengan satu derajat kebebasan persamaan geraknya dapat dituliskan seperti persamaan (II.5):

$$mx + k\ddot{x} = 0 \quad (\text{II.5})$$

Penyelesaian untuk getaran bebas seperti persamaan (II.6):

$$x(t) = A_1 \cos \sqrt{\frac{k}{m}}t + A_2 \sin \sqrt{\frac{k}{m}}t \quad (\text{II.6})$$

Dimana harga  $A_1$  dan  $A_2$  dalah konstanta yang real yang besarnya ditentukan oleh kondisi awal. Untuk frekuensi alaminya seperti persamaan (II.7):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{II.7})$$

Untuk sistem dengan lebih dari satu derajat kebebasan digunakan persamaan matriks sebagai berikut persamaan (II.8):

$$[m]\{x\} + [k]\{\ddot{x}\} = \{0\} \quad (\text{II.8})$$

Jika define matriks dinamik seperti persamaan (II.9):

$$[D^*(\omega)] = -\omega^2[m] + [k] \quad (\text{II.9})$$

Dengan demikian, besarnya frekuensi alami bisa dihitung dari persamaan (II.10):

$$\det[D^*(\omega_n)] = 0 \quad (\text{II.10})$$

#### II.4.2. Metode Euler-Bernoulli Beam Theory

Metode ini adalah berupa perhitungan terhadap balok dengan persamaan umumnya adalah seperti persamaan (II.11) (Parks, 2004):

$$\bar{v}(x) = A_1 \sin \beta x + A_2 \cos \beta x + A_3 \sinh \beta x + A_4 \cosh \beta x \quad (\text{II.11})$$

Jika sistemnya merupakan balok *cantilever*, maka akar-akar persamaannya adalah persamaan (II.12):

$$\beta_n = \frac{(2n-1)n}{2} \quad (\text{II.12})$$

Dan frekuensi dalam rad/s ke-n dari sistem tersebut menjadi persamaan (II.13):

$$\omega_n = \frac{\beta_n^2}{L^2} \sqrt{\frac{E1}{\rho A}} \quad (\text{II.13})$$

Atau jika persamaan (II.13) dibuat dalam bentuk Hertz (Hz) seperti persamaan (II.14):

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{\beta_n^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{E1}{\rho A}} \quad (\text{II.14})$$

### II.4.3. Metode Rayleigh

Metode ini merupakan metode numerik yang merupakan pendekatan untuk menentukan frekuensi alami dan *mode shape*. Konsep dasar dari metode Rayleigh adalah prinsip kekekalan energi. Energi dari sistem getaran harus konstan jika tidak ada redaman. Frekuensi alami diperoleh dengan menyamakan energi kinetik dan energi potensial (Clough, 1975). Pada pegas, energy potensial ini direpresentasikan oleh energi regangan pegas seperti persamaan (II.15).

$$V = \frac{1}{2}kv^2 = \frac{1}{2}kv_0^2 \sin^2 \omega t \quad (\text{II.15})$$

Sedangkan energi kinetik dirumuskan dengan persamaan (II.16):

$$T = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}mv_0^2 \omega^2 \cos^2 \omega t \quad (\text{II.16})$$

Jika energi total yang bergerak adalah konstan (getaran bebas tanpa redaman) maka energi kinetik maksimum sama dengan energi potensial maksimum, yang ditulis dengan persamaan (II.17):

$$V_{max} = T_{max} \quad (\text{II.17})$$

### II.4.4. Metode Rayleigh-Ritz

W. Ritz mengembangkan suatu metode yang merupakan perluasan metode Rayleigh. Metode ini bukan hanya untuk mencari nilai frekuensi alami, tetapi bisa juga digunakan untuk memberi pendekatan pada bentuk *mode shape*. Metode Ritz pada dasarnya adalah metode Rayleigh dimana fungsi bentuk tunggal digantikan oleh sederet fungsi bentuk yang dikalikan dengan koefisien konstan. Koefisien-koefisien, yang menghasilkan n persamaan aljabar dalam  $\omega^2$ . Solusi dari persamaan-persamaan ini akan memberikan frekuensi alami dan *mode shape*

sistem. Seperti halnya pada metode Rayleigh, berhasilnya metode ini bergantung pada pemilihan fungsi bentuk yang harus memenuhi syarat-syarat batas geometrik persoalan tersebut. Metode ini juga harus dapat diturunkan, paling sedikit sampai pada turunan yang muncul dalam persamaan energi (Thomson, 1990). Persamaan Rayleigh dirumuskan dengan persamaan (II.18):

$$\omega^2 = \frac{V_{max}}{T_{max}} \quad (II.18)$$

Dengan energi kinetik dinyatakan dalam  $\omega^2 T_{max}$ . Dalam metode Rayleigh, suatu fungsi tunggal dipilih untuk penyimpangan, tetapi Ritz menganggap penyimpangan adalah jumlah berbagai fungsi yang dikalikan dengan konstanta sebagai persamaan (II.19):

$$y(x) = c_1 \phi_1(x) + c_2 \phi_2(x) + \dots + c_n \phi_n(x) \quad (II.19)$$

Dengan  $\phi_i(x)$  adalah setiap fungsi yang dapat diterima serta memenuhi syarat-syarat batas  $U_{max}$  dapat dinyatakan dalam persamaan (II.20):

$$U = \frac{1}{2} \sum_i \sum_j k_{ij} c_i c_j \quad (II.20)$$

$T_{max}$  dapat dinyatakan dalam persamaan (II.21):

$$T = \frac{1}{2} \sum_i \sum_j m_{ij} c_i c_j \quad (II.21)$$

Dimana  $k_{ij}$  dan  $m_{ij}$  tergantung pada tipe persoalan. Misalnya untuk balok didapatkan persamaan (II.22):

$$k_{ij} = \int EI \phi_i'' \phi_j'' dx \quad (II.22)$$

Dan persamaan (II.23)

$$m_{ij} = \int m \phi_i \phi_j dx \quad (II.23)$$

Sedangkan untuk osilasi longitudinal batang langsung didapatkan persamaan (II.24):

$$k_{ij} = \int EA \phi_i' \phi_j' dx \quad (II.24)$$

Dan persamaan (II.25):

$$m_{ij} = \int m \phi_i \phi_j dx \quad (II.25)$$

Sekarang  $\omega^2$  dibuat minimum dengan diferensi terhadap masing-masing konstanta. Misalnya turunan  $\omega^2$  terhadap  $C_i$  adalah persamaan (II.26):

$$\frac{\partial \omega^2}{\partial C_i} = \frac{\partial}{\partial C_i} \left( \frac{U_{max}}{T_{max}} \right) = \frac{T_{max} \frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} - U_{max} \frac{\partial T_{max}}{\partial C_i}}{T_{max}^2} = 0 \quad (II.26)$$

Yang terpenuhi oleh persamaan (II.27):

$$\frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} - \frac{U_{max} \partial T_{max}}{T_{max} \partial C_i} = 0 \quad (II.27)$$

Jika:

$$\frac{U_{max}}{T_{max}} = \omega^2 \quad (II.28)$$

Maka persamaannya (II.27) menjadi persamaan (II.29):

$$\frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} - \omega^2 \frac{\partial T_{max}}{\partial C_i} = 0 \quad (II.29)$$

Jadi, kedua factor pada persamaan ini adalah:

$$\frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} = \sum_j^n k_{ij} C_j \quad (II.30)$$

Dan

$$\frac{\partial T_{max}}{\partial C_i} = \sum_j^n m_{ij} C_j \quad (II.31)$$

Sehingga persamaan (II.25) menjadi:

$$C_1(k_{i1} - \omega^2 m_{i1}) + C_2(k_{i2} - \omega^2 m_{i2}) + \dots + C_n(k_{in} - \omega^2 m_{in}) = 0 \quad (II.32)$$

Dimana nilai  $i$  merupakan berubah antara 1 hingga  $n$ , maka akan ada  $n$  persamaan serupa yang dapat disusun dalam bentuk matriks seperti berikut:

$$\begin{bmatrix} (k_{11} - \omega^2 m_{11}) & (k_{12} - \omega^2 m_{12}) & \dots & (k_{1n} - \omega^2 m_{1n}) \\ (k_{21} - \omega^2 m_{21}) & & & \\ \dots & & & \\ (k_{n1} - \omega^2 m_{n1}) & & & (k_{nn} - \omega^2 m_{nn}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \dots \\ C_n \end{Bmatrix} = 0 \quad (II.33)$$

Determinan dari persamaan ini adalah persamaan linier berderajat  $n$  dalam  $\omega^2$  dan solusinya menghasilkan  $n$  frekuensi dasar. *Mode shape* juga dapat diperoleh dengan memecahkan  $C_s$  untuk setiap frekuensi alami dan substitusi dalam persamaan (II.19) untuk peyimpangan.

## II.5. Frekuensi Eksitasi

Frekuensi eksitasi adalah frekuensi yang dimiliki oleh penghasil daya dinamis (eksitasi). Frekuensi eksitasi yang sering menjadi penyebab terjadinya resonansi dapat ditimbulkan dari baling-baling dan mesin induk.

Baling-baling kapal merupakan salah satu sumber getaran yang terjadi pada kapal, hal ini dikarenakan baling-baling berputar hampir secara terus menerus dan perputarannya mungkin mendekati atau sama dengan frekuensi natural dari badan kapal. Baling-baling di belakang kapal berputar pada daerah yang tidak *uniform*. Pada waktu daun baling-baling melewati daerah dengan *wake* tinggi, akan menyebabkan kenaikan tekanan pada daun baling-baling tersebut. Untuk baling-baling yang mempunyai daun sejumlah  $N$  maka setiap putaran

akan terjadi N kali kenaikan tekanan, karena sebanyak itulah daun baling-baling akan melewati daerah dengan *wake* tinggi tersebut.

Interaksi antara baling-baling, *wake* dan lambung kapal bagian buritan akan menghasilkan gaya eksitasi secara periodik yang dapat menyebabkan getaran pada badan kapal akibat frekuensi eksitasi baling-baling. Frekuensi eksitasi baling-baling atau dikenal dengan *blade rate frequency* dituliskan dalam persamaan:

$$f = \frac{z \times RPM}{60} \quad (II.34)$$

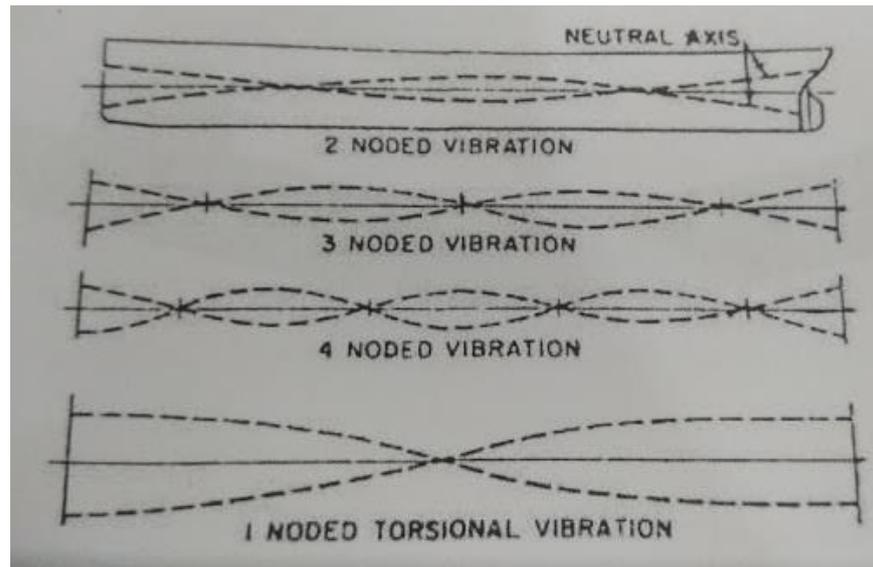
Selain baling-baling, mesin induk merupakan sumber getaran yang lain pada kapal, sumber getaran dominan yang terjadi pada mesin induk, terutama mesin diesel disebabkan oleh gaya akibat tekanan gas pada proses pembakaran (*Guide Force Couples*) dan inersia massa yang bergerak dari bagian mesin tersebut (*eksternal force*). Gaya-gaya pada mesin induk ini akan bekerja secara periodik dengan frekuensi yang sangat bergantung dengan putaran yang terjadi pada mesin tersebut. Gaya-gaya tersebut dapat menyebabkan getaran pada struktur pondasi mesin dan memungkinkan terjadinya resonansi pada struktur pondasi mesin tersebut. Frekuensi eksitasi mesin induk dapat dihitung dengan persamaan:

$$f = \frac{RPM}{60} \quad (II.35)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (II.36)$$

## II.6. Ragam Bentuk (*Mode Shape*)

Setiap frekuensi alami dari suatu sistem mempresentasikan suatu bentuk sistem getaran tertentu. Orde dari getarannya semakin tinggi dari nilai frekuensi alami rendah. Suatu node atau titik simpul merupakan suatu titik pada distribusi displasemen getaran, atau pada *mode shape*. Secara umum jumlah titik simpul pada *mode shape* meningkat dengan meningkatnya orde getaran (frekuensi alami). Hal ini dapat dilihat pada Gambar II-3 di bawah ini. *Mode shape* atau bentuk ragam adalah distribusi dari amplitude relative atau bentuk displasemen yang berkaitan dengan setiap mode. *Mode* menunjukkan suatu pasangan antara satu frekuensi alami dengan *mode shape* yang sesuai. Gambar II-3 berikut ini menunjukkan sebuah contoh *mode shape* dari suatu badan kapal dengan asumsi sebagai *hull girder* untuk tiga mode *bending* vertikal yang pertama dalam pandangan dua dimensi (Vorus, 2010).



Gambar II 3 Mode Getaran Hull Girder

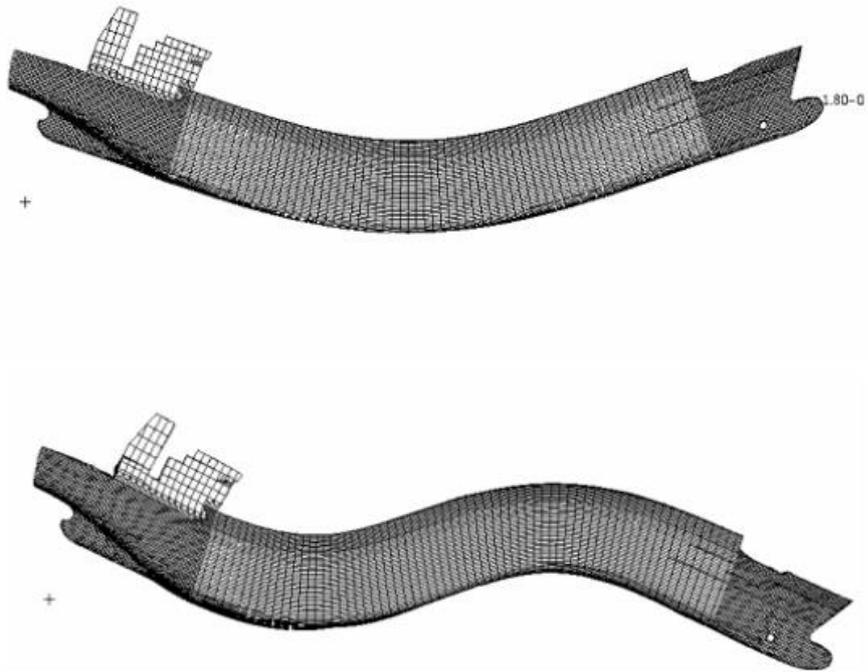
Sumber: (Vorus, 2010)

*Mode shape* merupakan distribusi dari amplitude relative atau bentuk displasemen yang berkaitan dengan setiap mode. Suatu badan kapal secara normal akan bergetar pada *mode shape* seperti berikut:

- a. *Bending* vertikal
- b. *Bending* horizontal
- c. *Bending* torsional (*twist*)

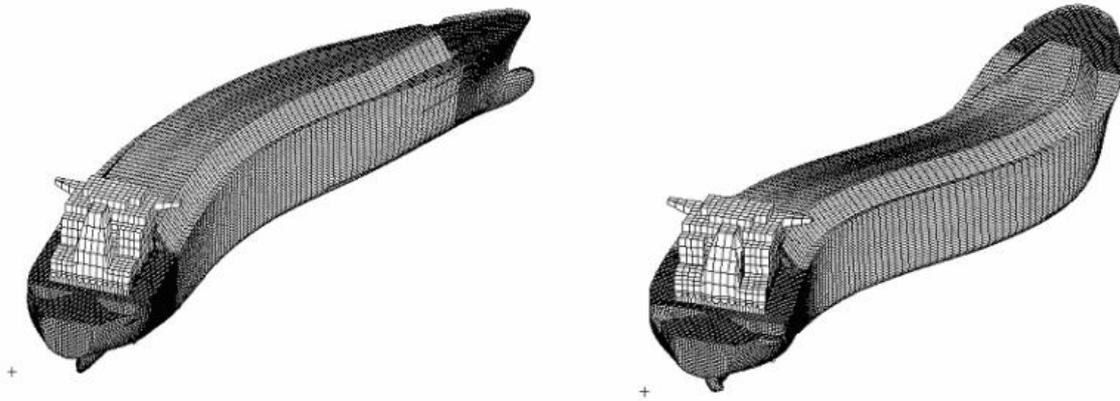
*Bending* vertikal pada getaran badan kapal adalah tipe *mode shape* yang paling penting dari resonansi badan kapal. Sebagaimana telah disebutkan sebelumnya, bahwa *bending* vertikal ini dapat terjadi karena adanya gerakan hidrodinamik dari propeller yang tidak seimbang dan gerakan dari peralatan-peralatan yang bermassa besar seperti mesin induk, mesin bantu, *gearbox*, dan peralatan lainnya (ABS, 2006)

Gambar II-4 dan Gambar II-5 ini merupakan contoh *mode shape* dari suatu badan kapal untuk *bending* vertikal dan horizontal dalam bentuk 3 dimensi. Gambar II-4 merupakan menunjukkan dua mode vertikal pertama untuk kapal. Gambar II-5 merupakan dua mode horizontal pertama. Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa kapal mengalami deformasi kearah vertikal dan horizontal. Gambar II-6 merupakan gambar dari mode dari kamar mesin kapal.



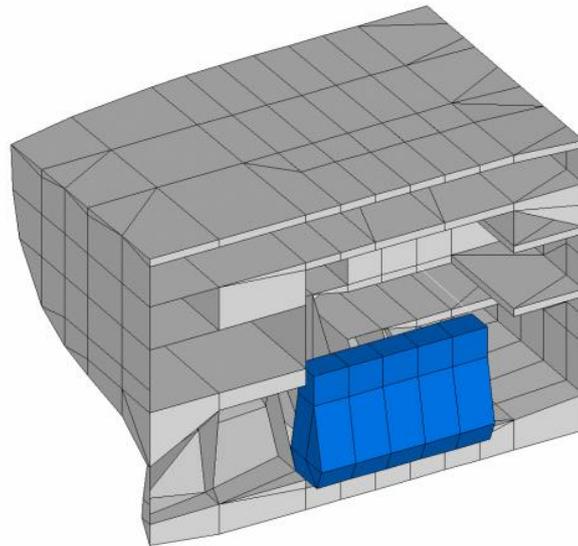
*Gambar II 4*Vertikal Mode Shapes Pertama

Sumber: (ABS, 2006)



*Gambar II 5*Horizontal Mode Shapes Pertama

Sumber: (ABS, 2006)



*Gambar II 6 Model untuk Kamar Mesin*

Sumber: (ABS, 2006)

## **II.7. Metode Elemen Hingga**

Metode elemen hingga merupakan metode numerik yang dapat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dalam bidang rekayasa termasuk struktur seperti geometri, pembebanan dan sifat-sifat dari material yang sangat rumit jika dilakukan dengan perhitungan manual. Hal ini sulit diselesaikan dengan solusi analisis matematis (Hasibuan, 2017).

### **II.7.1. Pengertian**

Metode elemen hingga merupakan pendekatan metode elemen hingga menggunakan informasi-informasi pada titik simpul (*node*). Pada proses penentuan titik simpul yang disebut dengan pendeskritan (*discretization*), suatu sistem dibagi menjadi bagian-bagian yang lebih kecil, kemudian penyelesaian masalah dilakukan pada bagian-bagian tersebut dan selanjutnya digabung kembali sehingga diperoleh solusi secara menyeluruh.

Pada masa sekarang ini sangatlah memungkinkan untuk menggunakan program komputer untuk melakukan analisis dengan metode elemen hingga yang dikenal dengan FEA (*Finite Element Analysis*). Dengan adanya metode ini dapat dilakukan analisis keseluruhan terhadap badan kapal secara utuh. Tujuan dari penggunaan metode elemen hingga ini adalah untuk mendapatkan perhitungan yang akurat terhadap frekuensi alami dari kapal dan mendapatkan ragam bentuknya (*mode shapes*). Pemodelan elemen hingga dapat dilakukan untuk struktur kapal secara keseluruhan (*global*) maupun struktur kapal tertentu (*lokal*).

Dalam tugas akhir ini dilakukan analisis terhadap model local yaitu bagian kamar mesin hingga transom serta bagian *poop deck* kapal. Jenis analisis yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah *Modal analysis*.

### II.7.2. Modal Analysis

*Modal analysis* adalah sebuah teknik yang digunakan untuk menentukan karakteristik getaran dari suatu struktur. *Modal analysis* merupakan jenis analisis dinamis yang paling mendasar. Adapun karakteristik yang bias diperoleh dari metode *Modal analysis* ini adalah:

- a. Frekuensi alami (*natural frequency*): pada saat frekuensi berupa suatu struktur dapat bergetar secara alami.
- b. Ragam bentuk (*mode shapes*): bagaimana bentuk suatu struktur akan bergetar pada masing-masing frekuensi tertentu.

Beberapa keuntungan yang dapat diperoleh dari *modal analysis* adalah:

- a. Memungkinkan disain untuk menghindari resonansi getaran atau bergetar pada frekuensi tertentu (misalnya akibat putaran baling-baling)
- b. Memberikan gambaran kepada *engineer* bagaimana sebuah disain akan terpengaruh oleh pembebanan dinamis yang berbeda-beda
- c. Membantu dalam perhitungan solusi untuk analisis lanjutan.

Dalam *modal analysis* ini ada beberapa asumsi dan batasan, yaitu:

- a. Struktur adalah linear, yaitu memiliki kekakuan dan massa yang konstan
- b. Tidak ada *damping* dalam *modal analysis* tidak ada pengaruh redaman (*damping*)
- c. Struktur tidak memiliki variasi waktu terhadap gaya (beban), *displacement*, tekanan (*pressure*) maupun temperature yang diterima (*free vibration*).

Adapun persamaan yang digunakan untuk menyelesaikan *modal analysis* adalah dimulai dari persamaan gerak secara umum dalam bentuk matriks yaitu:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (\text{II.37})$$

Karena tugas akhir ini merupakan getaran bebas, maka besar gaya  $F(t)$  adalah nol dan redaman (*damping*)  $[C]$  adalah diabaikan. Sehingga persamaan (II.37) menjadi persamaan (II.38):

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (\text{II.38})$$

Diasumsikan bahwa ini adalah gerak harmonik, dimana:

$$\{x\} = \{\emptyset\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (\text{II.39})$$

$$\{\dot{x}\} = \omega_i \{\emptyset\}_i \cos(\omega_i t + \theta_i) \quad (\text{II.40})$$

$$\{\ddot{x}\} = -\omega_i^2 \{\emptyset\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (\text{II.41})$$

Selanjutnya dilakukan substitusi dan penyederhanaan antara persamaan (II.39), (II.40) dan (II.41) terhadap persamaan (II.38) sebagai berikut:

$$-\omega_i^2 [M] \{\emptyset\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) + [K] \{\emptyset\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) = \{0\} \quad (\text{II.42})$$

Disederhanakan menjadi persamaan (II.43)

$$-\omega_i^2 [M] + [K] \{\emptyset\}_i = \{0\} \quad (\text{II.43})$$

Persamaan ini akan terpenuhi jika  $\{\emptyset\}_i = 0$  (yang berarti tidak ada getaran) atau jika  $\det([K] - \omega_i^2 [M]) = \{0\}$  (II.44)

Persamaan (II.40) merupakan persamaan *eigenvalue* yang dapat diselesaikan sampai sebanyak  $n$  *eigenvalue* ( $\omega_i^2$ ) dan  $n$  *eigenvectors* ( $\{\emptyset\}_i$ ) yang menunjukkan *mode shapes*, dimana  $n$  adalah jumlah derajat kebebasan (*Degree of Freedom/DOF*).

Persamaan (II.40) tersebut, masih ada persamaan yang belum diketahui. Oleh karena itu, dibutuhkan persamaan tambahan lagi untuk menemukan solusi dari persamaan tersebut. Persamaan tambahan yang dapat digunakan adalah dengan normalisasi *mode shapes*. *Mode shapes* dapat dinormalisasi dengan matriks massa:

$$\{\emptyset\}_i^T [M] \{\emptyset\}_i = 1 \quad (\text{II.45})$$

Atau untuk menyatukannya, dimana komponen tersebar vector  $\{\emptyset\}_i$  dianggap bernilai 1. Dalam program finite element analysis yang digunakan dalam tugas akhir ini, persamaan yang digunakan adalah hasil normalisasi terhadap matriks massa. Karena normalisasi ini, hanya solusi bentuk derajat kebebasan yang memiliki hasil nyata (Ansys, 2009).

Persamaan (II.40) dapat diselesaikan dengan menggunakan salah satu *solver* yang terdapat pada *software* yang digunakan dalam tugas akhir ini:

a. *Direct (Block Lanczos)*

- Digunakan untuk mendapatkan mode dengan jumlah sekitar 40 lebih dari sebuah model besar
- Baik digunakan untuk menyelesaikan model yang terdiri dari *shell* atau kombinasi dari *shell* dan *solid*.
- Menggunakan algoritma Lanczos dimana perulangan Lanczos dilakukan dengan vektor blok. Blok Lanczos menggunakan metode sparse matrix solver.

b. *Iterative (PCG Lanczos)*

- Digunakan untuk mendapatkan *mode* dari sebuah model yang sangat besar (lebih dari 500.000 derajat kebebasan) dengan jumlah *mode* sampai 100 lebih.
- Baik digunakan untuk mencari *mode* terendah pada model yang didominasi oleh elemen 3-D.
- Menggunakan algoritma Lanczos dan digabung dengan *PCG iterative Solver*.

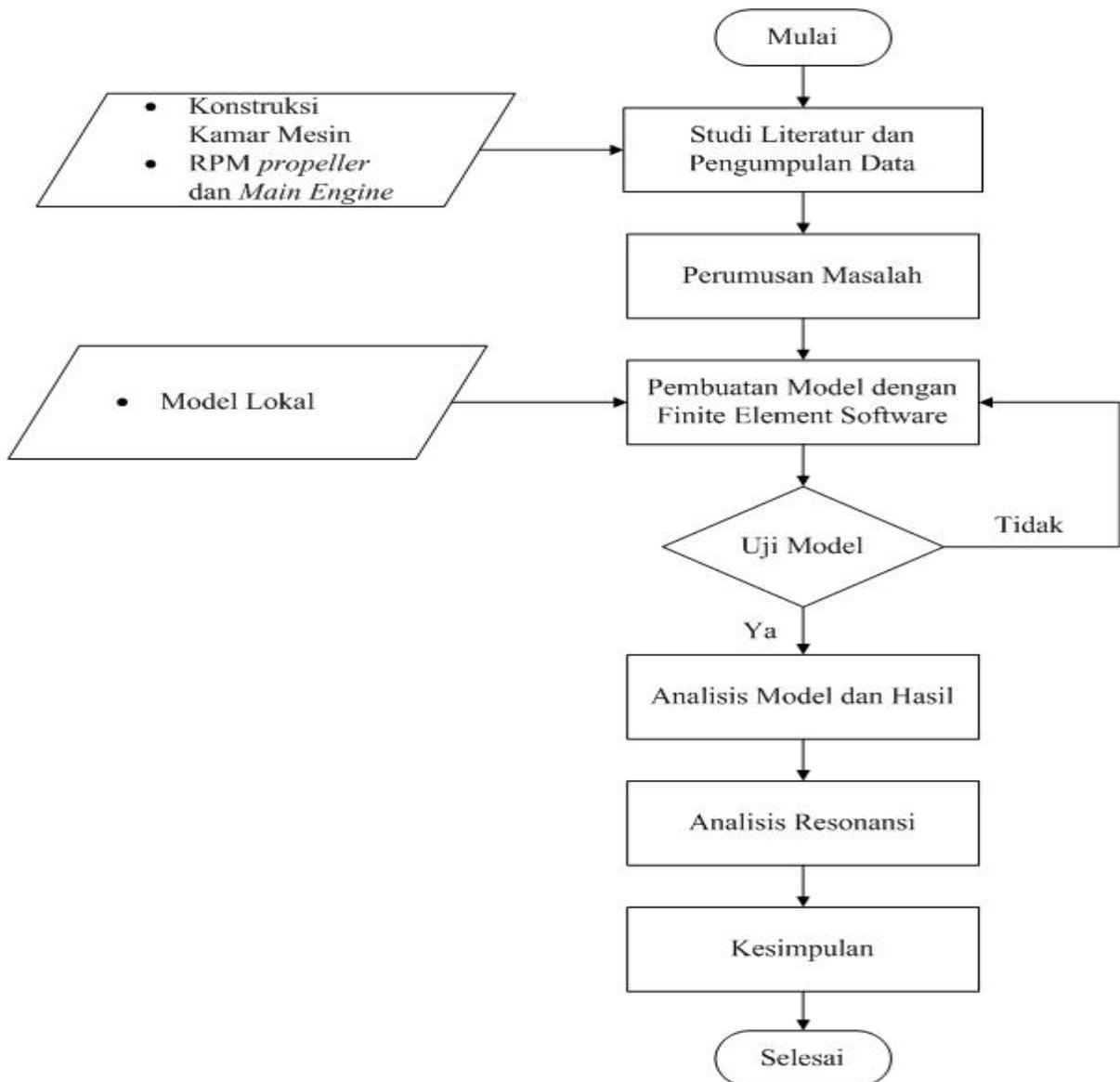
Dalam tugas akhir ini, *solver* yang digunakan adalah metode Block Lanczos karena kapal merupakan pelat atau *shell*.

# BAB III

## METODOLOGI

### III.1. Bagan Alir

Sistematika pengerjaan tugas akhir ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti pada Gambar III-1 sebagai berikut:



Gambar III 1 Bagan Pengerjaan Tugas Akhir

### III.2. Studi Literatur dan Pengumpulan Data

Tahap ini merupakan langkah awal dalam pengerjaan tugas akhir. Studi literatur dilakukan untuk mengkaji dasar teori yang berkaitan dengan perhitungan frekuensi alami dan *mode shapes* dari suatu struktur. Studi literatur didapatkan dari berbagai sumber, yaitu buku, jurnal, Tugas Akhir dan dari internet dengan sumber yang dapat dipercaya. Selain itu dilakukan juga pengumpulan data yang diperlukan dalam penyelesaian tugas akhir ini. Data yang didapatkan dalam proses pengumpulan data ini berupa detail mesin induk yang baru dan lama, konstruksi kapal, dan detail konstruksi dudukan mesin induk kapal.

Berikut adalah data-data yang didapatkan untuk menyelesaikan tugas akhir ini:

- a. Data Mesin Induk (*Main Engine*) Lama dan Baru pada

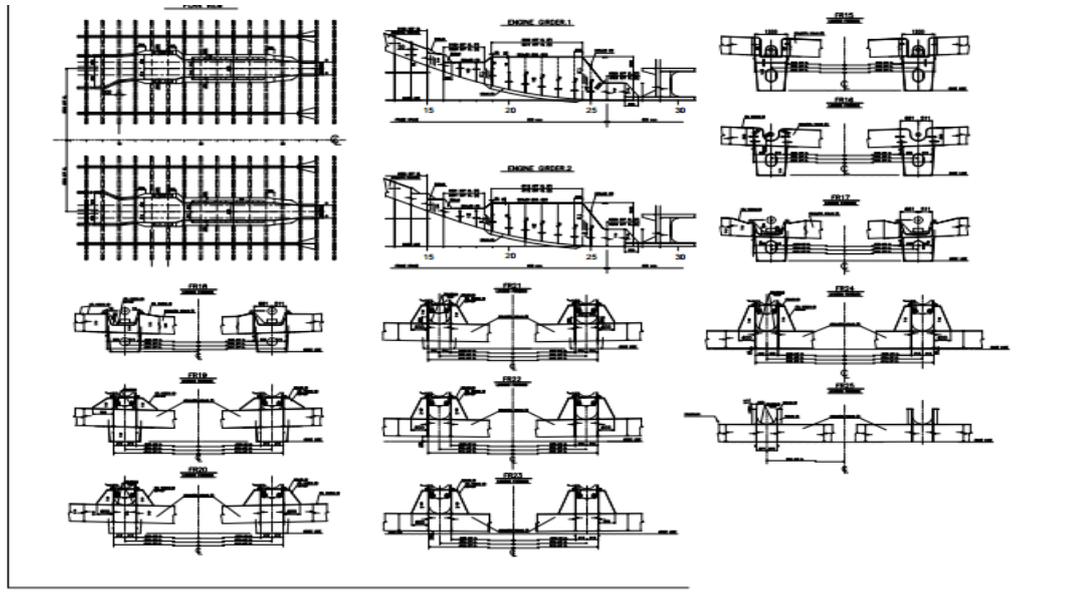
Data mesin induk lama dan mesin induk baru ditunjukkan pada Tabel III-1.

Tabel III 1 Data Mesin Induk Lama dan Baru

<i>Item</i>	<i>Main Engine</i> Lama	<i>Main Engine</i> Baru
Tipe	Yanmar-6EY26W	Warstila-6L26
RPM	750	1000
Daya (HP)	2200	2774
Massa (Kg)	18500	17000
Gear Box Ratio	1:2.23	1:3.03

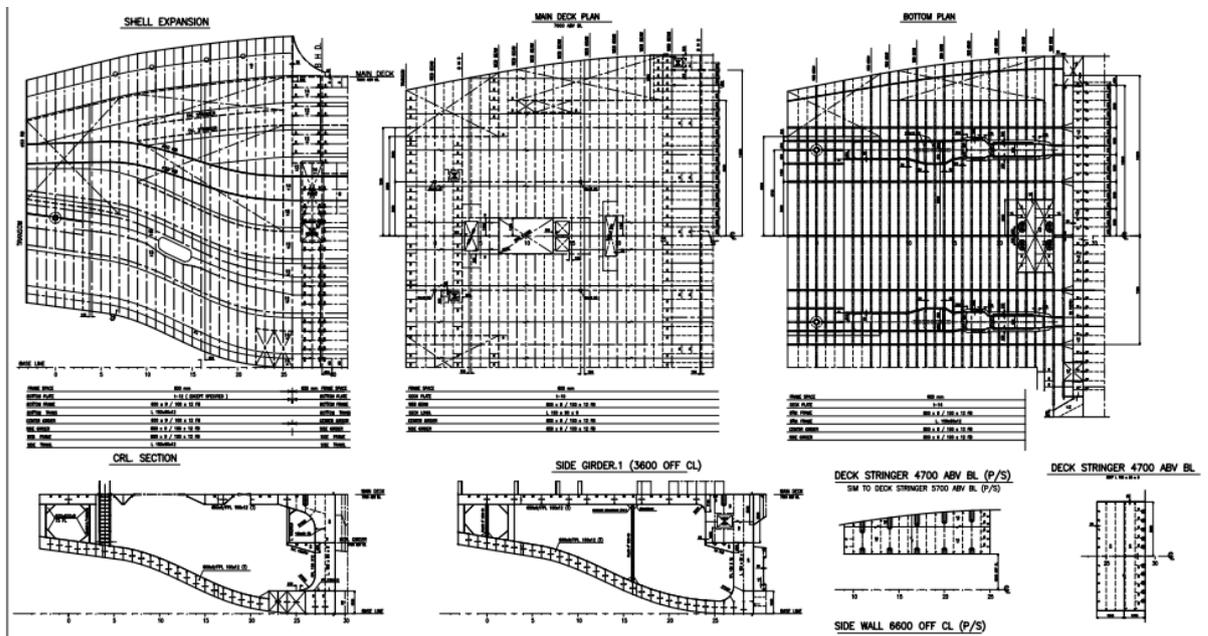
b. Gambar-gambar yang terkait:

- Gambar detail kedudukan mesin induk kapal



*Gambar III 2 Detail Pondasi Mesin Induk Kapal*

- Gambar detail konstruksi kamar mesin hingga buritan kapal



*Gambar III 3 Detail Konstruksi Kamar Mesin hingga Buritan*

### III.3. Pembuatan Elemen Hingga dengan Finite Elemen *Software*

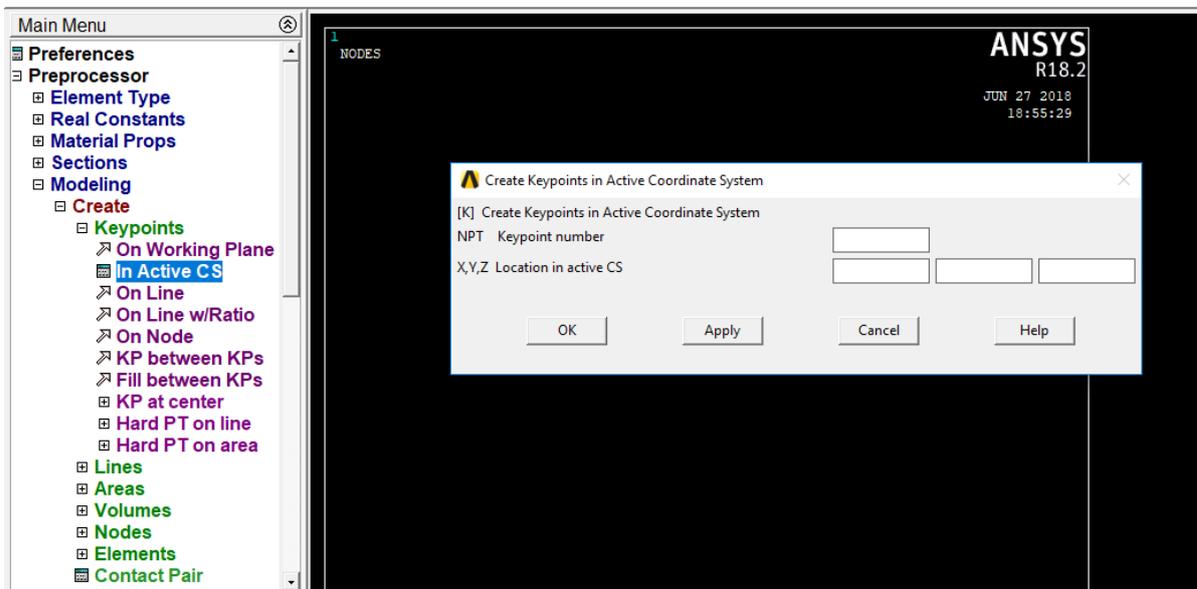
Setelah semua data yang dibutuhkan telah terkumpul, tahap selanjutnya adalah pemodelan bagian kapal kedalam bentuk elemen hingga menggunakan *Finite Element Software*. Pada tahap ini, geometri kapal dibuat dan kemudian dijadikan sebagai elemen hingga sehingga model bisa dianalisis.

Pada tugas akhir ini, dilakukan satu pemodelan, yaitu pemodelan kamar mesin hingga bagian buritan dan bagian *poop deck* kapal.

#### III.3.1. Pembuatan Geometri

Geometri yang dimaksud adalah dalam bentuk 3 dimensi kapal beserta strukturnya sebelum dijadikan sebagai elemen hingga. Pembuatan geometri dilakukan dengan bantuan 3D CAD (*Computer Aided Design Software*) yang pada *software* ini dapat dibuka dengan *double click geometry* atau dengan membuat secara manual. Dalam pembuatan geometri ini, berlaku koordinat tertentu. Dalam tugas akhir ini digunakan sistem koordinat kartesian dalam bidang 3 dimensi dengan titik awal (0,0,0) yang berada pada bagian sekat kamar mesin kapal.

Bidang kerja pembuatan geometri kapal dan sistem koordinat dapat dilihat pada Gambar III-4 berikut ini.

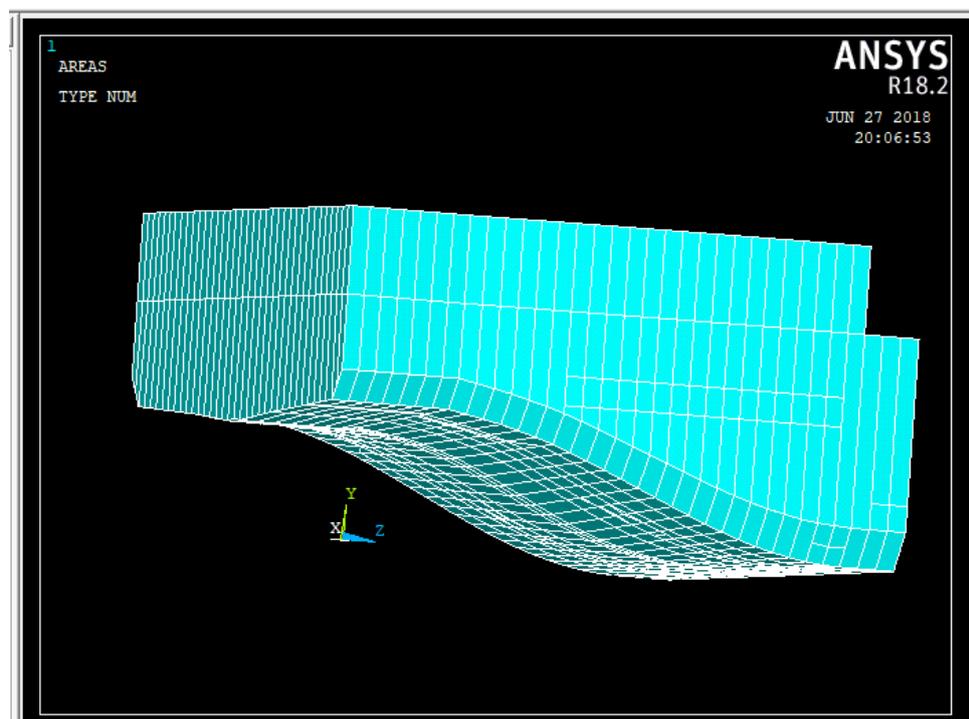


Gambar III 4 Proses Pembuatan Geometri

Geometri dibuat berdasarkan data-data yang telah diperoleh sebelumnya, yaitu konstruksi kamar mesin sebagai acuan untuk membuat bagian terluar badan kapal, pembuatan penegar, penumpu dan sekat yang berada pada kapal.

Proses pembuatan geometri dapat dilakukan dengan membuat sketsa terlebih dahulu. Pemodelan geometri ini dapat dilakukan dengan berbagai cara yaitu dengan dimulai titik kemudian dihubungkan menjadi garis selanjutnya dibentuk permukaan dan akhirnya menjadi benda bervolume. Pembuatan geometri ini dilakukan dengan sistem *bottom up*, yaitu membentuk sebuah benda dari titik koordinat, kemudian dihubungkan menjadi garis dan dibentuk menjadi permukaan hingga akhirnya memiliki volume dengan memasukkan ukuran tebalnya.

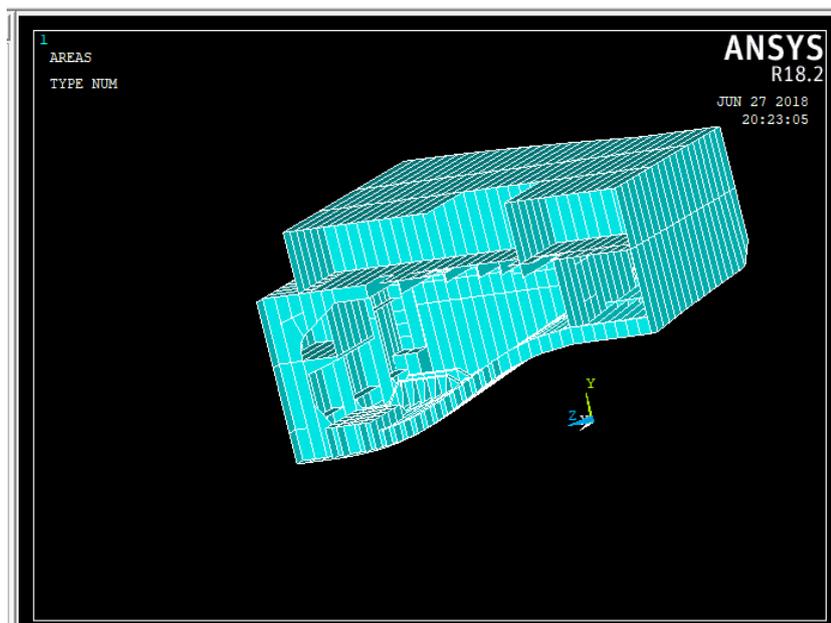
Geometri kapal pertama dibuat adalah bagian *bottom* (alas) kapal dengan memanfaatkan konstruksi kamar mesin. Cara membuat garis menjadi pelat dapat dilakukan dengan menyatukan garis yang akan dijadikan pelat dengan memberi luasan serta dapat memberikan *meshing* pada garis yang akan dijadikan pelat. Gambar III-5 berikut adalah hasil dari pembuatan *hull* kamar mesin hingga bagian *poop deck* kapal.



*Gambar III 5 Hull Kamar Mesin*

Setelah bagian *hull* kamar mesin selesai dibuat, selanjutnya adalah bagian gading-gading, penumpu, dan penegar kapal. Seperti dijelaskan diatas, bagian *web* gading, penumpu, dan penegar dimodelkan dengan 2D luasan sedangkan bagian *face* dimodelkan dengan 1D line dengan memanfaatkan bantuan *meshing section* pada *software*.

Setelah semua penumpu dan penegar selesai dibuat maka geometri kapal telah selesai. Selanjutnya adalah memastikan bahwa setiap bagian dari geometri tersebut telah menyatu satu sama lain hingga pada saat akan dilakukan pembuatan elemen tidak ada elemen yang terputus dan analisis dapat dilakukan. Salah satu cara yang dapat dilakukan adalah dengan menggabungkan seluruh geometri menggunakan opsi *glue* yang disediakan oleh *software*. Gambar III-6 berikut adalah hasil dari pembuatan seluruh geometri kamar mesin kapal beserta penumpu dan penegarnya.



Gambar III 6 Hasil Geometri Kamar Mesin

### III.3.2. Pembuatan Elemen Hingga (*Meshing*)

Tahap ini dapat dilakukan setelah pembuatan geometri kapal selesai dilakukan. *Meshing* adalah suatu proses FEA untuk membagi keseluruhan sistem menjadi elemen-elemen yang lebih kecil untuk didapatkan analisis yang detail pada keseluruhan sistem tersebut. Yang perlu dipahami adalah *meshing* dalam pemodelan FEA sangat penting untuk diperhatikan, karena apabila *meshing* tidak sesuai maka model tidak dapat *run* dan hasil analisis pun menjadi tidak valid. *Meshing* dapat dilakukan pada program FEA *software* dengan memilih opsi *meshing* pada tab *preprocessor*.

Definisi yang dimaksud sub-bab ini adalah definisi elemen apa yang akan digunakan untuk model yang telah dibuat. Dalam FEA *software* ini yang digunakan hanya ada tiga jenis

elemen utama yang dapat digunakan dan terpilih secara otomatis tergantung bagaimana model dibuat. Dua jenis elemen tersebut:

1. *Shell Element* – terpilih secara otomatis apabila model dibuat dengan menggunakan *area*
2. *Beam Element* – terpilih secara otomatis apabila model dibuat dengan menggunakan *line* yang memiliki *cross section*

Tugas akhir ini yang digunakan adalah *surface* dan *line* maka elemen yang digunakan adalah *shell element (shell 181)* dan *beam element (beam 188)* (Lee, 2012). Elemen-elemen inilah yang umum digunakan untuk analisis pada bidang perkapalan.

Pada pembuatan elemen, penentuan ukuran elemen sangatlah penting. Jika ukuran elemen terlalu kasar, hasilnya kemungkinan menyimpang jauh bahkan dapat terjadi eror. Akan tetapi ukuran elemen yang kasar dapat mempersingkat waktu yang dibutuhkan untuk *running*. Namun jika ukuran elemen terlalu kecil (halus) maka akan semakin besar pula kapasitas dan sumber daya komputer yang dibutuhkan, baik untuk pembuatan model maupun untuk *running*.

### **III.3.3. Kondisi Batas**

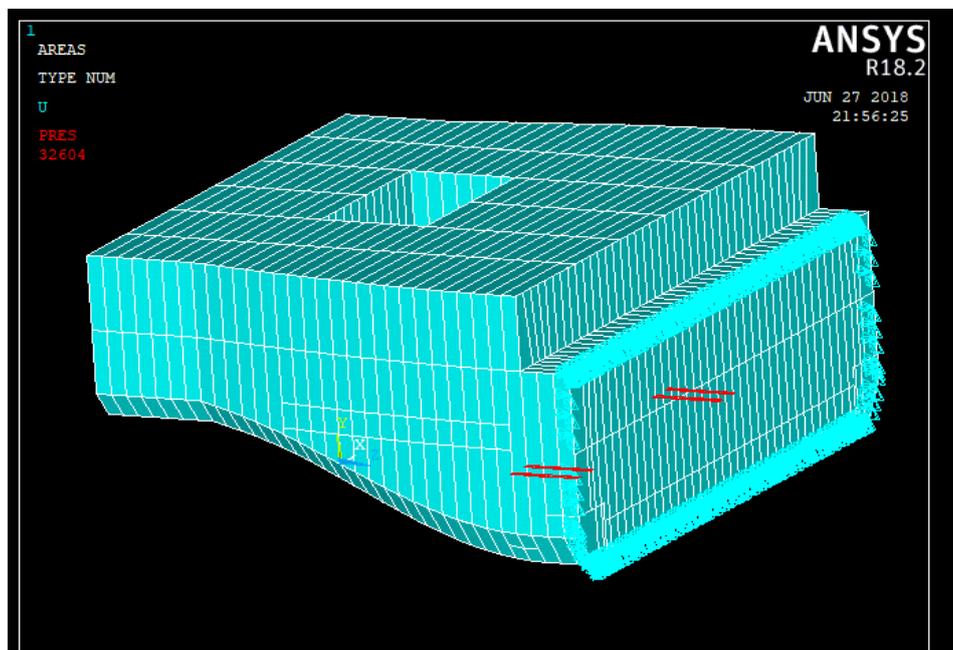
Pada umumnya, dalam melakukan analisis elemen hingga diperlukan adanya pemberian kondisi batas berupa tumpuan. Apabila tidak ada kondisi batas maka program FEA tidak dapat berjalan dengan benar dan hasilnya tidak akan valid. Berbeda dengan analisa struktur pada umumnya dalam analisa struktur yang terapung (*free floating structure*) seperti kapal atau bangunan lepas pantai diperlukan kondisi batas khusus.

Pada analisis frekuensi alami dan *mode shapes* kapal, pada dasarnya tidak dibutuhkan kondisi batas. Namun karena program tidak bisa berjalan jika tidak diberikan kondisi batas, maka dalam analisis ini diberikan kondisi batas seminimal mungkin.

Setiap obyek umumnya memiliki 6 buah derajat kebebasan (*degrees of freedom*), tiga buah pada translasi dan tiga buah rotasi, yang dikenal secara umum dengan *rigid body motion* karena tidak ada energi regangan internal yang mempengaruhi. Titik pertama memiliki fungsi sebagai penahan atau mencegah tiga buah derajat kebebasan pada translasi sehingga hanya tinggal tiga buah derajat kebebasan terhadap rotasi yang masih tersisa. Titik kedua secara teliti diletakkan atau dipilih pada suatu jarak yang sejajar dengan titik pertama pada bidang

yang sama. Titik kedua ini memiliki fungsi sebagai penahan atau mencegah dua buah derajat kebebasan terhadap rotasi. Tersisa hanya tinggal satu buah derajat kebebasan terhadap rotasi yang terakhir. Titik ketiga inilah yang berfungsi untuk menghilangkan rotasi yang terakhir dan diletakkan pada suatu jarak dari kedua titik sebelumnya namun tetap dalam satu bidang. Ketiga titik ini akhirnya akan menghilangkan *rigid body motion* dari suatu obyek. Tumpuan sudah dapat dikatakan benar peletakkannya apabila tegangan tidak dipengaruhi dari ketiga buah kondisi batas tersebut.

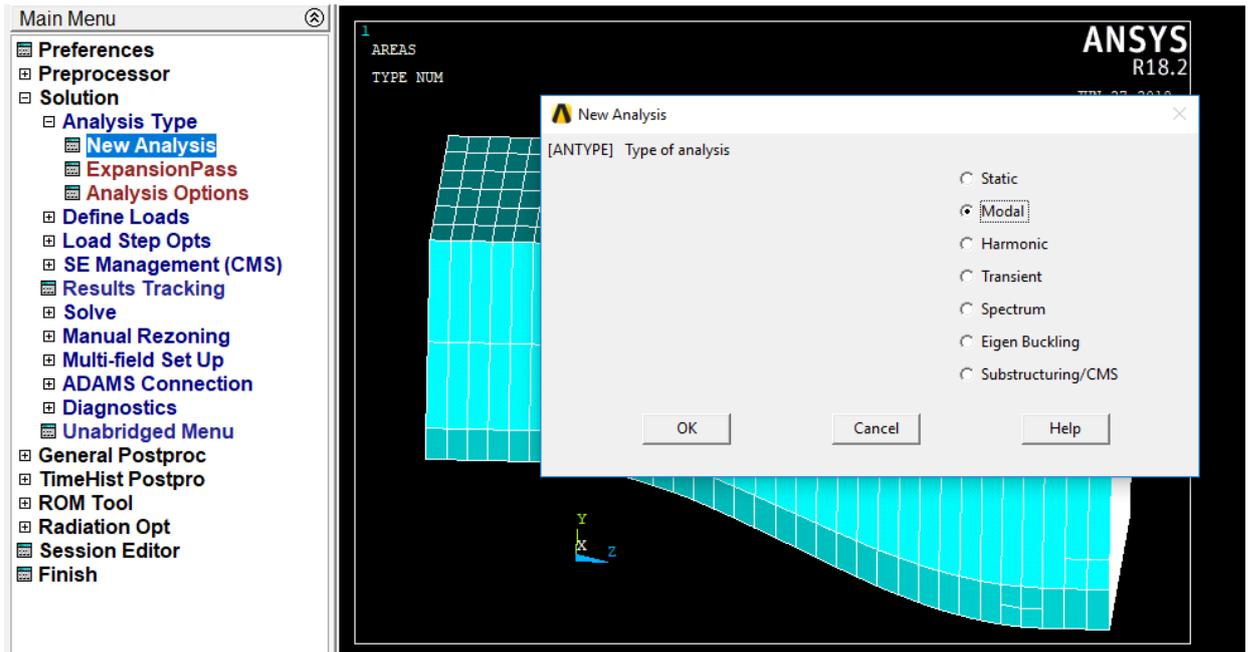
Berdasarkan penjelasan diatas maka tugas akhir ini pemberian kondisi batas pada model kamar mesin diberikan pada bidang translasi xyz. Tiga buah kondisi batas diletakkan pada sekat kamr mesin kapal. Gambar III-7 berikut adalah hasil pemberian tumpuan pada geladak utama kapal.



Gambar III 7 Pemberian Derajat Kebebasan Pada Model

#### III.3.4. Pemilihan Jenis Analisis

Dalam tugas akhir ini dilakukan analisis frekuensi alamidan *mode shapes*, sehingga jenis analisis yang digunakan dalam *software* ini adalah modal. Cara memilihnya adalah dengan memilih pada *solution* jenis analisis yang terdapat pada daftar *Analysis systems* ke layar sebelah kanan. Gambar III-8 adalah hasil pemilihan jenis analisis.



Gambar III 8 Pemilihan Modal sebagai Jenis Analisis

### III.4. Konvergensi

Konvergensi adalah salah satu cara yang digunakan untuk melakukan pemilihan ukuran elemen yang tepat dalam pembuatan model elemen hingga sehingga model menghasilkan nilai yang valid. Konvergensi dilakukan dengan melakukan perbandingan dari beberapa ukuran dan jumlah elemen pada satu model. Data yang digunakan dalam tugas akhir ini sebagai acuan dalam melakukan konvergensi adalah nilai frekuensi alami untuk mode pertama. Apabila nilai dari data-data tersebut tiap ukuran dan jumlah elemen sudah tidak menunjukkan perbedaan presentase yang cukup signifikan (<2%) maka model tersebut sudah dapat dinyatakan valid dan dapat dijadikan acuan dalam pembuatan variasi model lainnya (Anderson, 1995). Adapun hasil konvergensi model dapat dilihat dalam Tabel III-2 berikut

Tabel III 2 Hasil Konvergensi Elemen

Mode ke-	Elemen 0,3	Elemen 0,4	Selisih(%)
	Frekuensi (Hz)		
1	8,928	8,928	0,00
2	11,424	11,424	0,00
3	12,123	12,123	0,00
4	12,247	12,247	0,00
5	14,324	14,324	0,00

Dari tabel di atas dapat dilihat hasil bahwa konvergensi dari jumlah elemen yang digunakan menghasilkan harga frekuensi alami yang tidak jauh beda sehingga tidak perlu dilakukan konvergensi dengan jumlah elemen yang lebih banyak lagi. Dari tabel di atas, dapat dilihat pula bahwa presentase perbedaan frekuensi adalah dibawah 2% sehingga model dapat dinyatakan valid dan dapat digunakan untuk keseluruhan analisis.

### **III.5. Pengujian Model**

Tahap selanjutnya dari pengerjaan tugas akhir ini adalah pengujian terhadap model yang telah dibuat pada tahap sebelumnya. Tujuan dari pengujian model ini adalah untuk memastikan model yang telah dibuat sudah valid atau belum. Cara pengujian yang dilakukan adalah dengan metode konvergensi, yaitu dengan melakukan analisis pada model dengan jumlah elemen yang berbeda. Dari analisis tersebut, hasil yang didapatkan haruslah memiliki nilai yang tidak jauh perbedaannya. Pengujian konvergensi ini akan dilakukan pada bab selanjutnya.

Selain itu, dilakukan pula pengujiannya apakah *software* yang dipakai bisa digunakan untuk menganalisis getaran, yaitu untuk mencari frekuensi alami dan menemukan *mode shapes*-nya. Pengujian dilakukan terhadap balok kantilever dengan ukuran tertentu dan akan dilakukan perbandingan hasil dengan menggunakan perhitungan numerikal, yaitu metode *Euler-Bornoulli Beam Theory*. Jika hasil yang didapatkan memiliki nilai yang hampir sama, maka *software* tersebut dapat digunakan dan dilanjutkan untuk analisis frekuensi alami dan *mode shapes* kapal.

### **III.6. Running Solver dan Hasil**

Setelah model dinyatakan valid, maka proses selanjtnya dapat dilakukan *Running Solver* atau analisis model. Namun sebelum itu, dilakukan pemberian kondisi batas (*Boundary Condition*). Dalam analisis frekuensi alami, diusahakan pemberian kondisi batas terhadap model seminimal mungkin. Hal ini dikarenakan yang akan dianalisis adalah frekuensi alami yang dimiliki kapal itu sendiri tanpa adanya gangguan eksitasi dari luar. pemberian

Setelah pemberian kondisi batas dilakukan, selanjutnya adalah melakukan proses *Running Solver*. Tahap ini merupakan tahap menuju inti dari tugas akhir ini karena pada tahap ini lah *software* melakukan perhitungan terhadap model yang telah dibuat. *Running Solver* ini

dilakukan terhadap model lokal. Dari *Running Solver* inilah selanjutnya didapatkan hasil berupa frekuensi natural dan *mode shapes* model.

### **III.7. Analisis Hasil**

Tahap ini merupakan inti dari pengerjaan tugas akhir ini. Setelah frekuensi alami dan mode shapes didapatkan dari software elemen hingga, selanjutnya dilakukan perhitungan frekuensi eksitasi mesin induk lama dan baru serta baling-baling. Kemudian dilakukan analisis terhadap frekuensi alami kapal dengan frekuensi eksitasi dari mesin induk baru dan lama serta baling-baling. Analisis yang dilakukan berupa perkiraan apakah terjadi resonansi pada kamar mesin. Jika ada frekuensi alami kapal yang memiliki nilai sama dengan frekuensi eksitasi mesin induk baru dan lama atau baling-baling, saat itulah terjadi resonansi.

### **III.8. Kesimpulan dan Saran**

Pada tahap ini dilakukan penarikan kesimpulan dari analisis yang telah dilakukan sebelumnya. Kesimpulan yang diambil berupa apakah mesin induk yang baru akan mengalami resonansi atau tidak. Jika berpotensi, maka disimpulkan frekuensi berapa yang harus dihindari agar tidak terjadi resonansi terhadap frekuensi mesin induk baru dan baling-baling. Selanjutnya, sebagai penutup akan diberikan saran-saran pengembang tugas akhir ini kedepannya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### IV.1. Frekuensi Eksitasi

Pada tugas akhir ini jenis kapal yang digunakan adalah jenis kapal pengangkut semen atau *cement carrier*. Hal ini disebabkan karena adanya penurunan performa mesin induk yang salah satu sebabnya adalah mesin induk yang telah lama.

Dalam pembahasan analisis ini akan dibahas pertama mengenai frekuensi eksitasi. Frekuensi eksitasi adalah frekuensi yang dimiliki oleh penghasil eksitasi atau penghasil daya dinamis. Penyebab sering terjadinya eksitasi yang dapat menyebabkan resonansi adalah baling-baling dan mesin induk.

##### IV.1.1. Frekuensi Eksitasi Akibat Mesin Induk

Mesin induk merupakan sumber getaran yang dominan pada kapal, terutama pada mesin diesel disebabkan oleh tekanan gas pada proses pembakaran dan inersia massa yang bergerak dari bagian mesin.

Berdasarkan data yang telah diperoleh, diketahui bahwa mesin induk lama yang digunakan pada kapal ini adalah Yanmar-6EY26W dan didapatkan RPM mesin induk saat kecepatan penuh adalah 750 rpm. Sehingga frekuensi eksitasinya dapat dihitung sesuai dengan persamaan (II.35):

$$\begin{aligned} f &= \left( \frac{RPM}{60} \right) [Hz] \\ &= \frac{750}{60} = 12,50 \text{ Hz} \end{aligned}$$

Sedangkan data mesin induk baru yang digunakan pada kapal ini adalah Wartsila-6L26 dan didapatkan RPM mesin induk saat kecepatan penuh adalah 1000 rpm. Sehingga frekuensi eksitasinya dapat dihitung sesuai dengan persamaan (II.35):

$$\begin{aligned} f &= \left( \frac{RPM}{60} \right) [Hz] \\ &= \frac{1000}{60} = 16,67 \text{ Hz} \end{aligned}$$

### IV.1.2. Frekuensi Eksitasi Akibat Baling-Baling

Baling-baling kapal merupakan salah satu sumber getaran yang terjadi pada kapal, hal ini dikarenakan baling-baling berputar hampir secara terus menerus dan putarannya hampir mendekati dengan frekuensi natural badan kapal.

Potensi terbesar terjadinya resonansi adalah akibat eksitasi dari baling-baling. Oleh karena itu perlu dilakukan analisis potensi terjadinya resonansi. Dari data yang telah dikumpulkan, diketahui bahwa *propeller* yang digunakan memiliki 4 buah daun. Dan diketahui pula RPM *propeller* pada mesin induk lama tersebut 336,3 rpm. Berdasarkan data tersebut, frekuensi eksitasi baling-baling dapat dihitung sebagai berikut sesuai pada persamaan (II.34):

$$\begin{aligned} f &= Z \left( \frac{RPM}{60} \right) [Hz] \\ &= 4 \times \frac{336,3}{60} = 22,42 \text{ Hz} \end{aligned}$$

Dari data yang telah dikumpulkan, diketahui bahwa *propeller* yang digunakan memiliki 4 buah daun. Dan diketahui pula RPM *propeller* pada mesin induk baru tersebut 330 rpm. Berdasarkan data tersebut, frekuensi eksitasi baling-baling dapat dihitung sebagai berikut sesuai pada persamaan (II.34)

$$\begin{aligned} f &= Z \left( \frac{RPM}{60} \right) [Hz] \\ &= 4 \times \frac{330}{60} = 22 \text{ Hz} \end{aligned}$$

## IV.2. Frekuensi Alami

Frekuensi alami atau frekuensi natural adalah frekuensi dimana sistem bergetar oleh rangsangan impuls sesaat dari posisi kesetimbangan (Vorus,2010). Semua benda yang memiliki masa dan kekakuan (elastisitas) mempunyai frekuensi alami.

Frekuensi alami yang dapat menyebabkan terjadinya resonansi. Untuk menghindari resonansi maka frekuensi alami tidak boleh sama dengan frekuensi eksitasi. Untuk itu perlu diketahui besar nilai frekuensi alami badan kapal.

### IV.2.1. Kondisi Batas

Pada analisis frekuensi alami dan *mode shapes* kapal, pada dasarnya tidak dibutuhkan kondisi batas. Namun karena program tidak bisa berjalan jika tidak diberikan kondisi batas, maka dalam analisis ini diberikan kondisi batas seminimal mungkin.

Berdasarkan sub-bab sebelumnya maka tugas akhir ini pemberian kondisi batas pada model kamar mesin diberikan pada bidang translasi xyz. Tiga buah kondisi batas diletakkan pada sekat kamar mesin kapal.

#### IV.2.2. Hasil Frekuensi Alami Badan Kapal

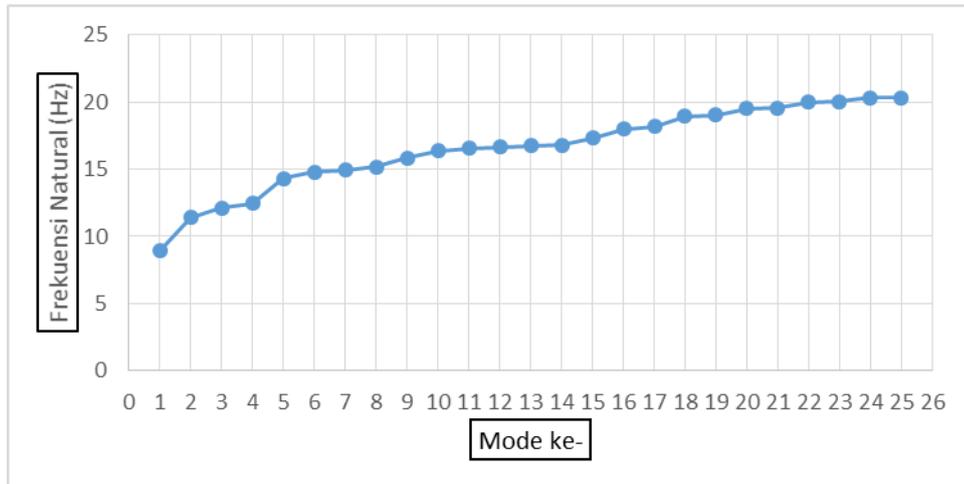
Dalam analisis *mode shapes*, solusi yang dihasilkan adalah frekuensi alami. Hasil didapat setelah melakukan proses *running* selesai maka didapatkan nilai frekuensi natural. Frekuensi yang didapat dibutuhkan untuk proses penyelesaian untuk mendapatkan *mode shapes* setiap frekuensi.

Berdasarkan hasil penyelesaian didapatkan frekuensi alami kamar mesin. Sebagai berikut. Dalam analisis model lokal ini dicari 100 mode. Tabel IV-1 merupakan beberapa hasil dari analisis FEA *software*.

Tabel IV 1 Frekuensi Alami Kamar Mesin

Mode ke-	Frekuensi (Hz)						
1	8.928	26	17.976	51	20.188	76	22.975
2	11.424	27	18.192	52	20.222	77	23.040
3	12.123	28	18.688	53	20.278	78	23.063
4	12.247	29	18.899	54	20.321	79	23.074
5	14.324	30	18.964	55	20.348	80	23.110
6	14.799	31	19.050	56	20.403	81	23.245
7	14.957	32	19.059	57	20.460	82	23.301
8	15.173	33	19.067	58	20.685	83	23.344
9	15.408	34	19.121	59	21.537	84	23.484
10	15.510	35	19.258	60	21.574	85	23.508
11	15.599	36	19.299	61	21.584	86	23.569
12	15.707	37	19.403	62	21.627	87	23.655
13	15.788	38	19.408	63	21.658	88	23.674
14	15.792	39	19.534	64	21.944	89	23.781
15	15.867	40	19.550	65	22.042	90	23.807
16	16.391	41	19.599	66	22.153	91	23.959
17	16.403	42	19.627	67	22.273	92	24.105
18	16.524	43	19.728	68	22.388	93	24.128
19	16.541	44	19.732	69	22.528	94	24.148
20	16.677	45	19.818	70	22.565	95	24.206
21	16.755	46	19.927	71	22.593	96	24.226
22	16.818	47	19.976	72	22.622	97	24.338
23	17.322	48	20.036	73	22.632	98	24.477
24	17.821	49	20.079	74	22.730	99	24.507
25	17.944	50	20.162	75	22.744	100	24.807

Untuk memperlihatkan distribusi frekuensi yang terjadi resonansi pada struktur kamar mesin ini, maka dibuatlah grafik pada Gambar IV-1 berikut.



Gambar IV 1 Grafik Hasil Perhitungan Frekuensi Alami

### IV.3. Resonansi

Getaran dapat mengakibatkan kerusakan pada kapal apabila terjadi resonansi, yaitu suatu kondisi yang terjadi pada getaran ketika frekuensi eksitasi bertemu atau sama dengan salah satu frekuensi alami sistem. Frekuensi ini disebut dengan frekuensi resonansi.

#### IV.3.1. Potensi Resonansi Terhadap Eksitasi Mesin Induk Baru

Berdasarkan data yang telah diperoleh, diketahui bahwa mesin induk baru yang digunakan pada kapal ini adalah Wartsila- 6L26 dan didapatkan RPM mesin induk saat kecepatan penuh adalah 1000 rpm. Sehingga frekuensi eksitasinya dapat dihitung sesuai persamaan (II.35):

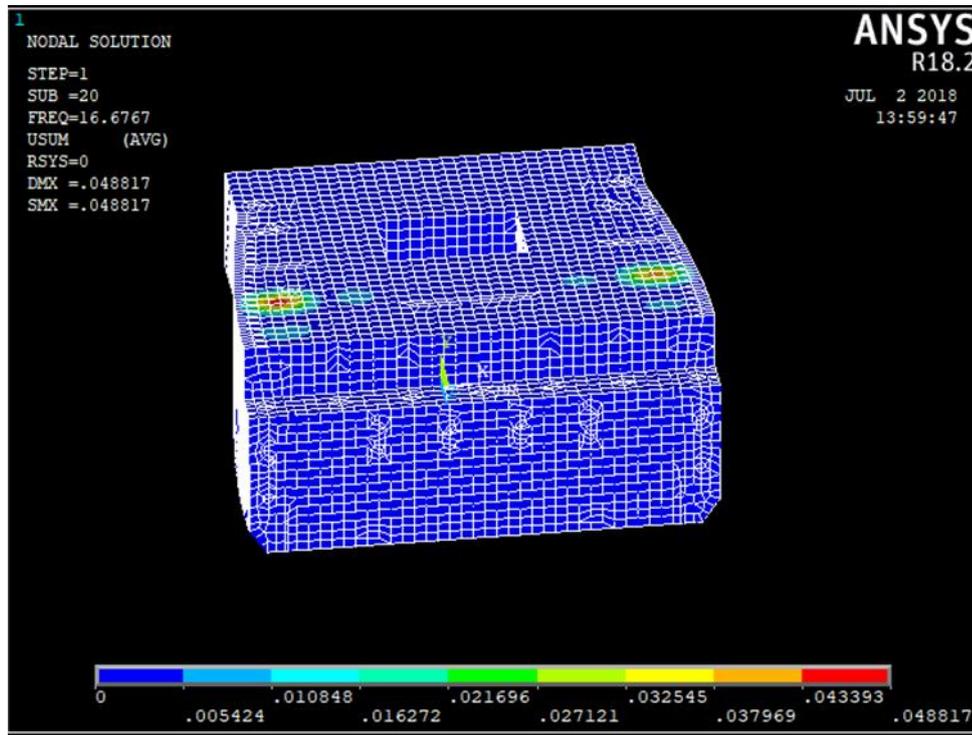
$$f = \left(\frac{RPM}{60}\right) [Hz]$$

$$= \frac{1000}{60} = 16,67 Hz$$

Dari perhitungan diatas, nilai tersebut dibandingkan dengan nilai frekuensi alami kapal berdasarkan perhitungan yang telah diperoleh dari FEA *Software*. Jika perbandingan antara frekuensi eksitasi dengan frekuensi alami kapal sama atau hampir sama dengan 1, atau  $f = f_n$  maka resonansi akan terjadi dan berpotensi merusak struktur kapal. Namun jika nilai kedua frekuensi tersebut tidak sama, maka tidak akan terjadi resonansi.

Mengacu pada hasil penyelesaian FEA *software*, maka potensi terjadinya dapat diketahui. Setelah dilakukan analisis, diketahui bahwa pada kamar mesin terdapat nilai yang hampir sama dengan frekuensi eksitasi maka badan kapal akan beresonansi akibat eksitasi mesin antara mode ke-20. Hal tersebut terjadi karena besarnya frekuensi alami hampir sama dengan frekuensi eksitasi.

Distribusi deformasi yang terjadi pada struktur kamar mesin dimode ke-20 yang ditunjukkan pada Gambar IV-2.



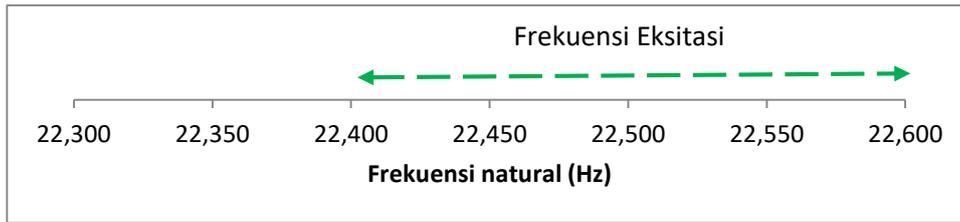
Gambar IV 2 Distribusi Deformasi Pada Mode ke-20

### IV.3.2. Potensi Resonansi Terhadap Eksitasi Baling-Baling

Potensi terbesar terjadinya resonansi adalah akibat eksitasi dari baling-baling. Oleh karena itu perlu dilakukan analisis potensi terjadinya resonansi. Dari data yang telah dikumpulkan, diketahui bahwa *propeller* yang digunakan memiliki 4 buah daun. Dan diketahui pula RPM *propeller* mesin induk yang lama tersebut 336,3. Berdasarkan data tersebut, frekuensi eksitasi baling-baling dapat dihitung sebagai berikut sesuai dengan persamaan (II.34):

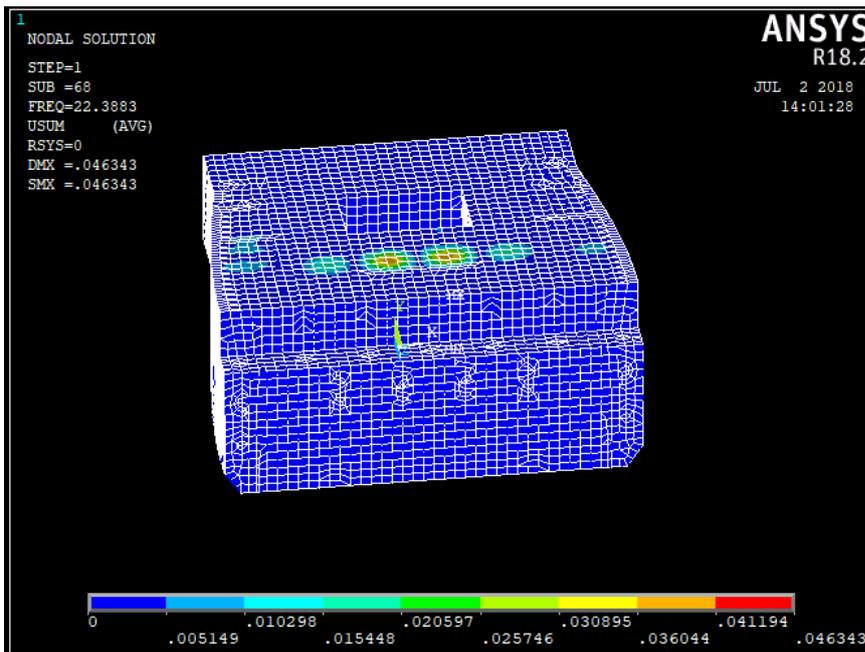
$$\begin{aligned}
 f &= Z \left( \frac{RPM}{60} \right) [Hz] \\
 &= 4 \times \frac{336,3}{60} = 22,42 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan tersebut, nilainya akan dibandingkan dengan frekuensi alami kamar mesin berdasarkan FEA *software*. Jika resonansi terjadi saat frekuensi alami bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi baling-baling, maka badan kapal akan beresonansi akibat eksitasi baling-baling antara mode ke-68 dengan frekuensi 22,388 Hz dan mode ke-69 dengan frekuensi 22,528 yang dapat dilihat pada Gambar IV-3.

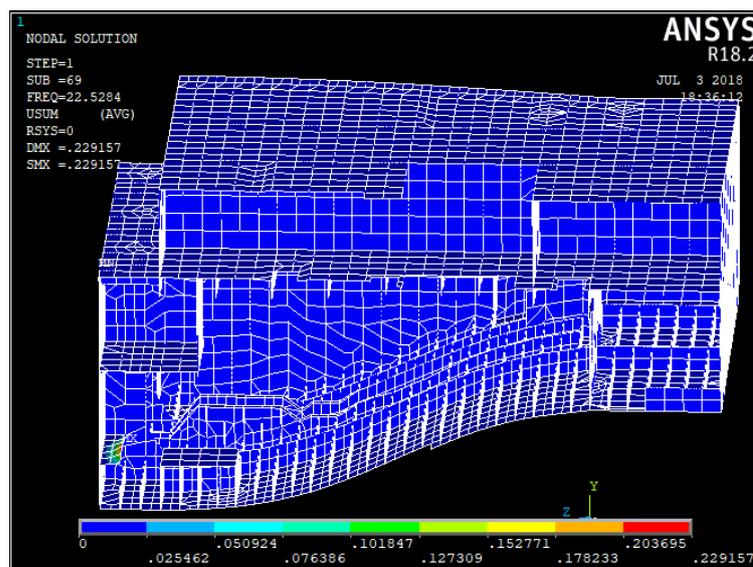


*Gambar IV 3 Grafik Terjadinya Resonansi*

Distribusi deformasi yang terjadi pada struktur kamar mesin dimode ke-68 yang ditunjukkan pada Gambar IV-4 dan dimode ke-69 pada Gambar IV-5.



*Gambar IV 4 Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-68*



*Gambar IV 5 Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-69*

Dari hasil analisis di atas didapatkan hasil seperti Tabel IV-2 yang menunjukkan hasil perbandingan antara mesin induk lama dan mesin induk baru. Mesin Induk baru memiliki rasio resonansi mesin yang kurang baik dari pada mesin induk lama karena ratio yang ditunjukkan lebih besar mesin induk baru.

Tabel IV 2 Hasil Perbandingan Mesin Induk

Item	Mesin Induk Lama	Mesin Induk Baru
Frekuensi Eksitasi Mesin	12,50 Hz	16,67 Hz
Frekuensi Eksitasi Baling-Baling	22,42 Hz	22 Hz
Frekuensi Alami Badan Kapal	14,8 Hz	
Ratio Resonansi Pada Mesin	0,83	1,13
Ratio Resonansi Pada Baling-Baling	1,5	1,5

Halaman ini sengaja dikosongkan

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

Pada bab ini berisi kesimpulan dari analisis dan pembahasan yang telah dilakukan serta saran- saran yang diberikan untuk penelitian lebih lanjut. Bab ini juga menjawab permasalahan yang telah dirumuskan pada BAB I.

#### **V.1. Kesimpulan**

Setelah dilakukan analisis terhadap kamar mesin maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Kamar mesin dengan mesin induk yang baru beresonansi dengan eksitasi dengan badan kapal pada mode ke-20 yang memiliki frekuensi sebesar 16,677 Hz.
2. Kamar mesin dengan mesin induk yang baru tidak beresonansi dengan eksitasi baling-baling kapal karena besarnya frekuensi alami tidak ada yang bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi baling-baling.
3. RPM mesin induk yang baru memiliki frekuensi yang bersesuaian dengan frekuensi resonansi harus dihindari.
4. Mesin induk lama memiliki rasio resonansi lebih baik dari pada mesin induk baru.

#### **V.2. Saran**

Beberapa saran yang diberikan untuk penelitian lebih lanjut adalah:

1. Pembuatan model sebaiknya dilakukan secara global yaitu semua badan kapal agar dapat mengetahui bagaimana perubahan yang terjadi akibat getaran mesin kapal.
2. Adanya penambahan konstruksi pada bagian-bagian yang terjadi resonansi

Halaman ini sengaja dikosongkan

## DAFTAR PUSTAKA

- ABS. (2006). *Guidance Note on Ship Vibration*. New York: American Bureau of Shipping
- Anderson, J. D. (1995). *Computational Fluid Dynamics The Basic with Application*. New York: McGraw Hill.
- Ansys. (2009). *ANSYS Mechanical Dynamics Release 16.0*. ANSYS Inc. Proprietary.
- DNV-GL. (2015). *Class Guideline - Finite Element Analysis*. Hamburg: DNV-GL.
- Hasibuan, M. A. (2017). *Analisis Potensi Terjadinya Resonansi Pada Kapal Patroli Cepat dengan Metode Elemen Hingga*. Surabaya: Tugas Akhir S1 Jurusan Teknik Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Lee, H. H. (2012). *Finite Element Simulation with ANSYS Workbench 14*. Amerika Serikat.
- Parks, D. M. (2004). *Euler-Bernoulli Beams: Bending, Buckling, and Vibration*. Cambridge: MIT
- Sujiatanti, S. H. (2007). *Analisa Frekuensi Alami Kapal Bulk Carrier*. Surabaya: Tugas Akhir S1 Jurusan Teknik Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Thomson, W. T. (1980) *Theory of Vibration with Applications*, Second Edition. New Jersey: Prentice Hall.
- Vorus, W.S. (2010). *Vibration. The Principles of Naval Architecture Series. Society of Naval Architects and Marine Engineers*. New Jersey

# LAMPIRAN

Lampiran A Gambar Konstruksi Kapal  
Lampiran B Hasil Analisis *FEA Software*

**LAMPIRAN A**  
**DETAIL KONSTRUKSI KAMAR MESIN**

## Detail Mesin Induk Lama

# 6EY26W

| Power | 1471~1920kW

### Main Data

- Type : 4-stroke, Diesel
- No. of Cylinders : In-line 6
- Cylinder Bore : 260 mm
- Piston Stroke : 385 mm
- Mean Effective Pressure : 1.92 - 2.50 MPa
- Piston Speed : 9.63 m/s

### Rated Power

Engine Model		6EY26W		
Continuous Rated Power	kW (PS)	1471 (2000)	1620 (2203)	1920 (2610)
	Rated Engine Speed	750 min <sup>-1</sup>		
Engine Dry Weight	kg	18500		

### Standard Marine Gear

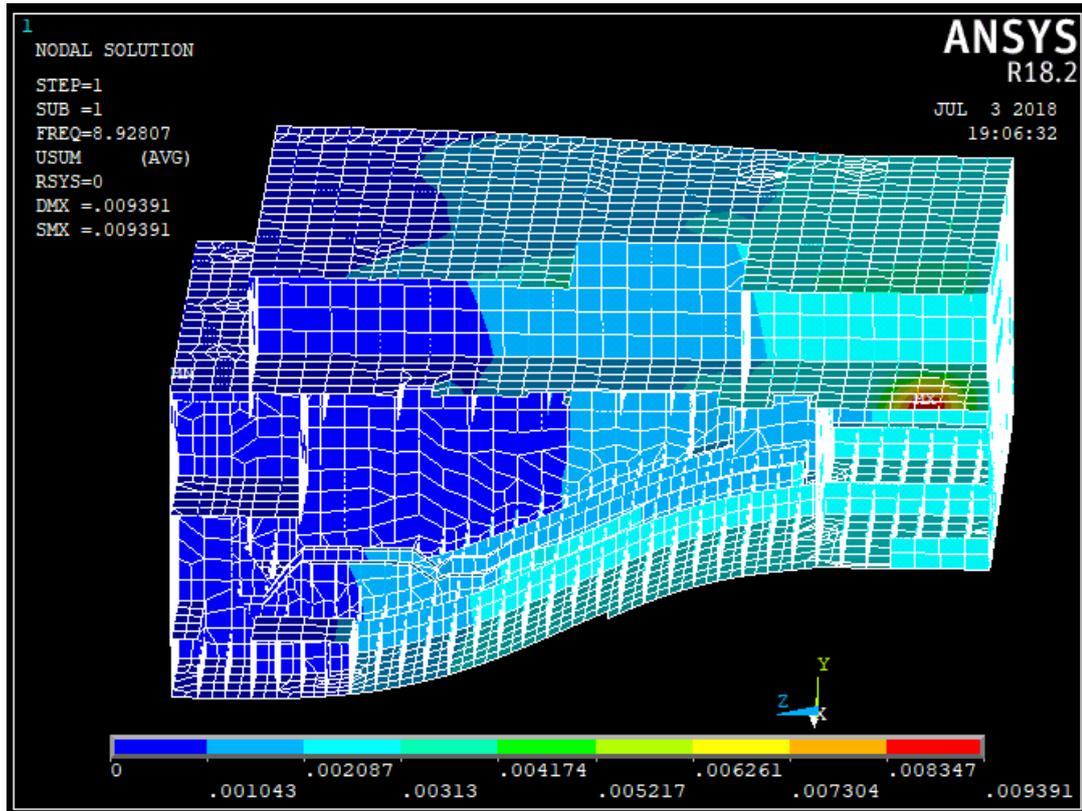
Propeller Type		for C.P.P.	for F.P.P.	for C.P.P.	for F.P.P.	for C.P.P.	for F.P.P.	
Marine Gear Model	Offset	YXH-2000M	YXH-2000	YXH-2500M	YXH-2500	YXH-2500M	YXH-2500	
	Co-Axial	YXH-2000MC	YXH-2000C	YXH-2500MC	YXH-2500C	YXH-2500MC	YXH-2500C	
Reduction Gear Ratio (Ahead)	Offset	2.23, 2.58, 2.79, 3.03						
	Co-Axial	2.23, 2.58, 2.79, 3.03						
Marine Gear Dry Weight	kg	Offset	3900	4750	3950	4800	3950	4800
	Co-Axial	4300	5050	4400	5150	4400	5150	

**LAMPIRAN B**  
**HASIL *RUNNING* FEA *SOFTWARE***

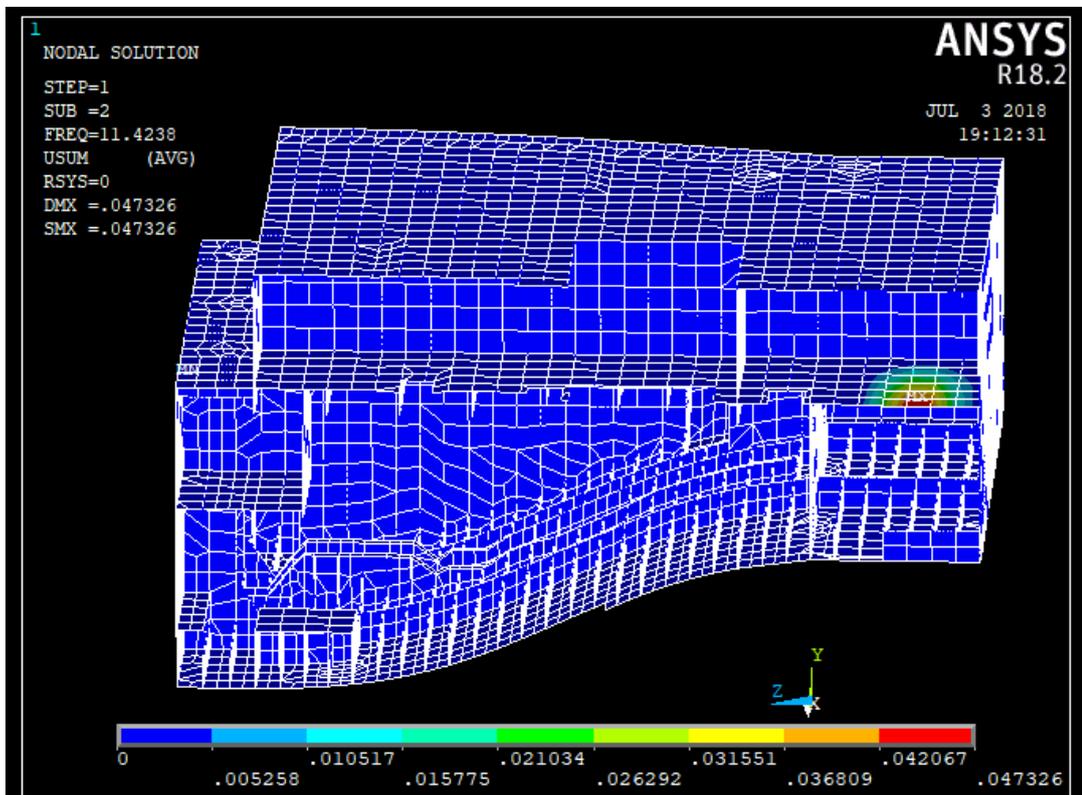
**Tabel Hasil *Running FEA Software***

Mode Ke-	Frekuensi (Hz)						
1	8.928	41	19.599	81	23.245	121	25.602
2	11.424	42	19.627	82	23.301	122	25.669
3	12.123	43	19.728	83	23.344	123	25.681
4	12.247	44	19.732	84	23.484	124	25.742
5	14.324	45	19.818	85	23.508	125	25.750
6	14.799	46	19.927	86	23.569	126	25.760
7	14.957	47	19.976	87	23.655	127	25.785
8	15.173	48	20.036	88	23.674	128	25.812
9	15.408	49	20.079	89	23.781	129	25.839
10	15.510	50	20.162	90	23.807	130	25.855
11	15.599	51	20.188	91	23.959	131	25.859
12	15.707	52	20.222	92	24.105	132	25.949
13	15.788	53	20.278	93	24.128	133	26.023
14	15.792	54	20.321	94	24.148	134	26.195
15	15.867	55	20.348	95	24.206	135	26.689
16	16.391	56	20.403	96	24.226	136	26.728
17	16.403	57	20.460	97	24.338	137	26.772
18	16.524	58	20.685	98	24.477	138	26.869
19	16.541	59	21.537	99	24.507	139	26.886
20	16.677	60	21.574	100	24.807	140	27.112
21	16.755	61	21.584	101	24.931	141	27.130
22	16.818	62	21.627	102	24.986	142	27.158
23	17.322	63	21.658	103	25.056	143	27.236
24	17.821	64	21.944	104	25.070	144	27.319
25	17.944	65	22.042	105	25.132	145	27.378
26	17.976	66	22.153	106	25.177	146	27.404
27	18.192	67	22.273	107	25.189	147	27.424
28	18.688	68	22.388	108	25.241	148	27.471
29	18.899	69	22.528	109	25.290	149	27.519
30	18.964	70	22.565	110	25.318	150	27.605
31	19.050	71	22.593	111	25.319		
32	19.059	72	22.622	112	25.337		
33	19.067	73	22.632	113	25.373		
34	19.121	74	22.730	114	25.388		
35	19.258	75	22.744	115	25.442		
36	19.299	76	22.975	116	25.455		
37	19.403	77	23.040	117	25.464		
38	19.408	78	23.063	118	25.486		
39	19.534	79	23.074	119	25.543		
40	19.550	80	23.110	120	25.572		

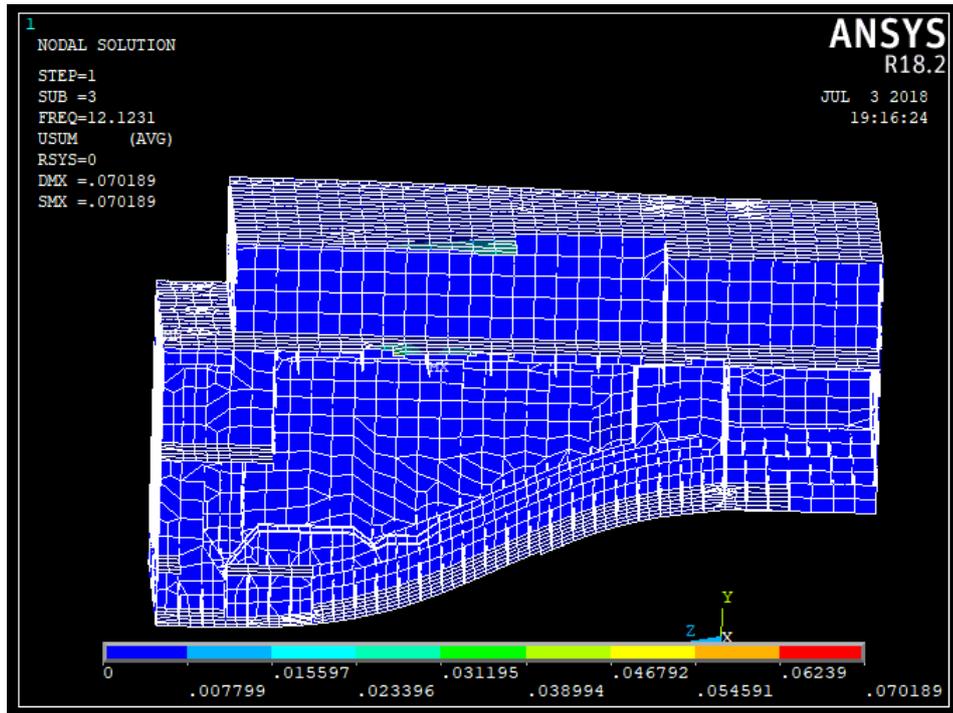
## Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-1



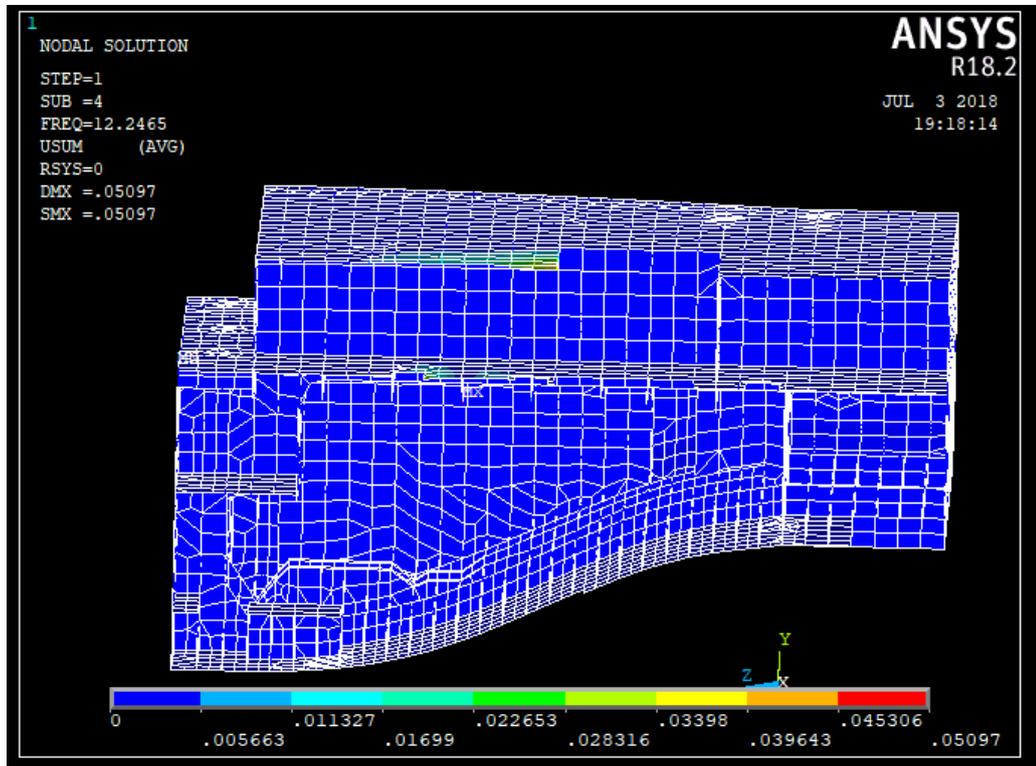
## Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-2



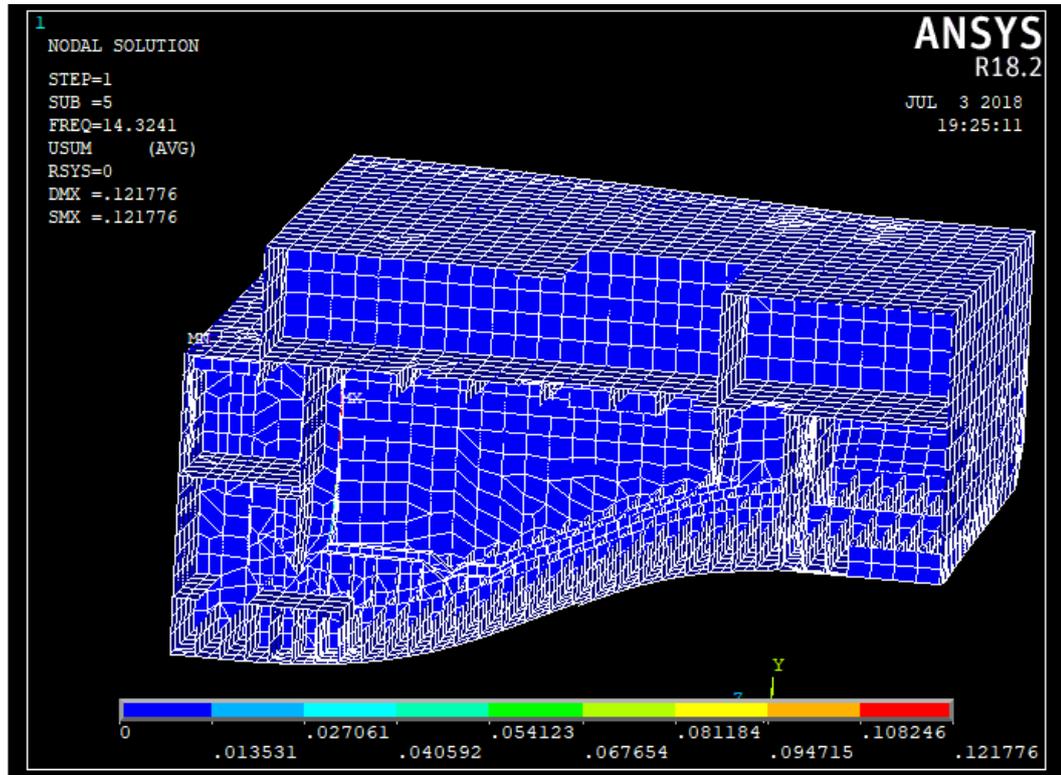
### Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-3



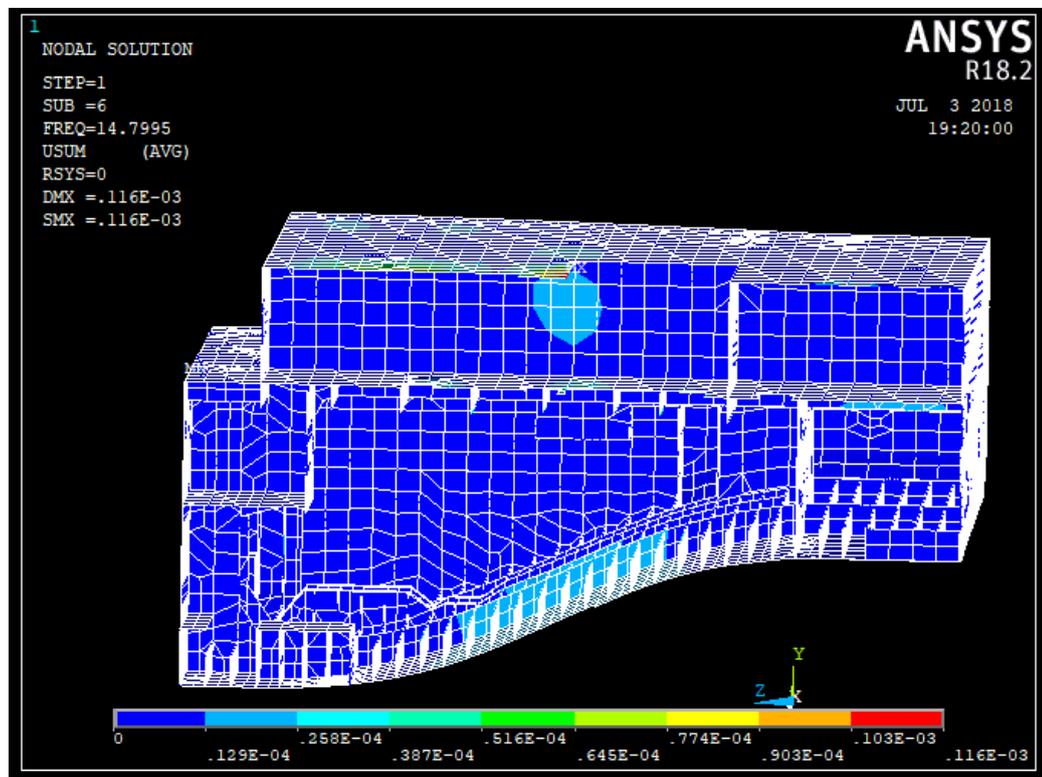
### Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-4



## Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-5



## Penyebaran Deformasi Pada Mode Ke-6



## BIODATA PENULIS



Nur Afifah, itulah nama lengkap penulis. Dilahirkan di Gresik pada 25 Agustus 1993 silam, Penulis merupakan anak pertama dalam keluarga. Penulis menempuh pendidikan formal tingkat dasar pada TK Muslimat, kemudian melanjutkan ke SDN Latsari II, SMPN 3 Tuban dan SMA Darul Ulum 2 Unggulan BPPT Jombang. Setelah lulus SMA, Penulis diterima di Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS pada tahun 2011 melalui jalur SNMPTN tulis.

Di Departemen Teknik Perkapalan Penulis mengambil Bidang Studi Rekayasa Perkapalan – Konstruksi dan Kekuatan Kapal. Selama masa studi di ITS, selain kuliah Penulis juga pernah menjadi *staff* Departemen Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa BEM FTK ITS 2012/2013. Penulis tercatat pernah menjadi *grader* untuk mata kuliah Teori Bangunan Kapal I.

Email: [nurafifah.250893@gmail.com](mailto:nurafifah.250893@gmail.com)