

31.00000011175

**TUGAS AKHIR**  
**OE. 1701**

**PERENCANAAN SISTEM FENDER PADA  
DERMAGA PENYEBERANGAN FERRY :  
KASUS PELABUHAN KETAPANG-GILIMANUK**

RSke  
627.3  
Tam  
p-1  
1998



PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	25-5-98
Terima dari	BT
No. Agenda Fip.	8549

**Disusun Oleh :**

**BADRUT TAMAM**  
**NRP. 4392.100.005**

**JURUSAN TEKNIK KELAUTAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
1998**

**PERENCANAAN SISTEM FENDER PADA  
DERMAGA PENYEBERANGAN FERRY :  
KASUS PELABUHAN KETAPANG-GILIMANUK**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan  
Untuk Memperoleh Gelar sarjana Teknik Kelautan**

pada

**Jurusan Teknik Kelautan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya**

**Mengetahui / Menyetujui**

**Dosen Pembimbing I :**

*W. A. Pratikto*

**Ir. W. A. Pratikto, MSc. PhD.**

NIP. 130 816 210

**Dosen Pembimbing II :**

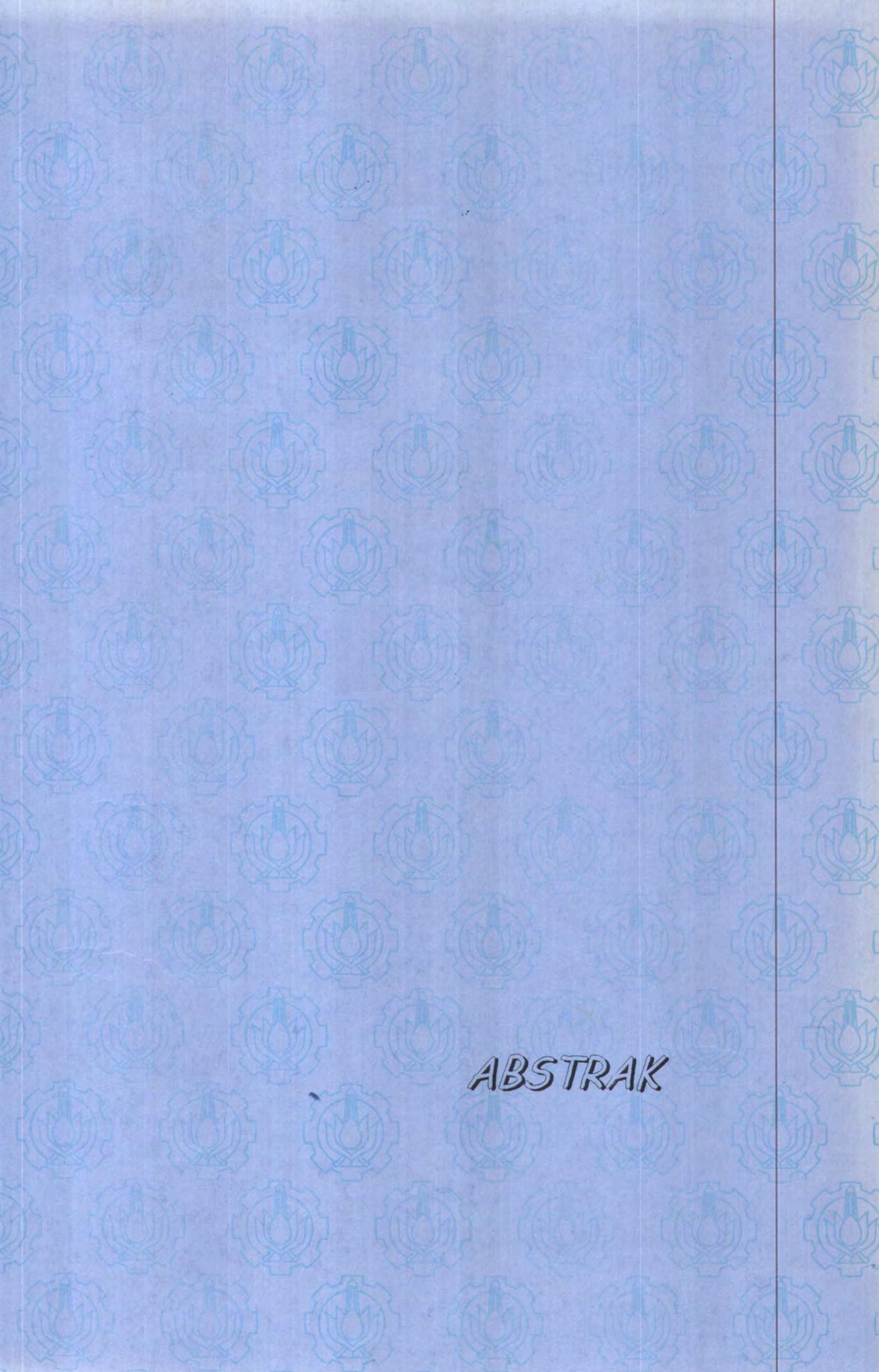
*P. Indiyono*

**Ir. P. Indiyono, MSc. PhD.**

NIP. 131 453 680

**Surabaya**

**Maret, 1998**



***ABSTRAK***

## **ABSTRAK**

*Salah satu fasilitas yang penting bagi suatu dermaga adalah tersedianya fender pada dermaga tersebut. Dengan adanya fender, maka sebagian energi yang timbul akibat benturan antara kapal dengan dermaga akan diserap oleh fender. Pada Dermaga I dan Dermaga III Lintas Penyeberangan Ferry Ketapang-Gilimanuk dilengkapi dengan sistem fender dengan tipe SCN 600 rubber grade E3 yang mempunyai daya serap energi sebesar 12,25 ton-meter dengan gaya reaksi sebesar 40,82 ton. Dari analisa dan perhitungan energi tambat kapal dengan menggunakan metode Bridgestone dapat diketahui bahwa fender SCN 600 tersebut memiliki energi serap yang terlalu besar dibandingkan dengan energi tambat yang terjadi yaitu sebesar 5,62 ton-meter, sehingga dalam pengoperasiannya fender tersebut tidak dapat bekerja secara optimum dan tidak ekonomis. Sehingga dalam kajian Tugas Akhir ini untuk pengembangan fasilitas dermaga lebih lanjut pada dermaga penyeberangan ferry Ketapang - Gilimanuk ternyata terdapat beberapa alternatif pemilihan fender yang lebih sesuai dengan kondisi dermaga dan karakteristik kapal yang beroperasi yaitu antara lain SCN-550 rubber grade E1 (Fentek), CS-600H rubber grade CS 3 (Shibata), atau C-630H rubber grade RS (Bridgestone). Dengan mempertimbangkan faktor kondisi lingkungan yang berpengaruh seperti pasang surut, kecepatan angin, dan kecepatan arus maka berdasarkan metode dan perhitungan dari Shibata disarankan untuk menggunakan dua buah fender pada satu struktur dolphin dengan frontal frame untuk memperluas kontak area penyerapan energi tambat kapal.*



**KATA PENGANTAR**

## KATA PENGANTAR

Tiada kata yang terindah untuk diucapkan selain mengucapkan syukur “Alhamdulillah robbil ‘aalamiin .....” kehadiran Allah SWT karena atas berkat, rahmat dan ridho-Nya lah penulis akhirnya dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan pendidikan Srata 1 (S1) di jurusan Teknik Kelautan Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Perjuangan terasa indah bila mengingat masa-masa studi yang dilalui bersama teman-teman serta bimbingan maupun bekal yang telah didapat semasa menuntut ilmu di jurusan tercinta ini, oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. Ir. W.A. Pratikto, MSc., serta Bapak Dr. Ir. P. Indiyono, MSc., selaku dosen pembimbing yang dengan segenap waktu, pemikiran dan tenaganya, telah membantu penyelesaian Tugas Akhir ini, dan telah memberikan kesempatan besar serta wejangan sebagai bekal untuk menghadapi hari esok agar lebih baik dari hari ini berikut ketulusan beliau yang bertindak selaku orang tua yang membimbing penulis selama mengerjakan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Eko Bidi Djatmiko, MSc., serta Bapak Dr. Ir. P. Indiyono, MSc. selaku Ketua Jurusan dan Sekretaris Jurusan Teknik Kelautan yang telah banyak membantu mahasiswa selama menuntut ilmu di jurusan tercinta ini.
3. Bapak Ir. Fuad dan Ir. Ruby Purwono dari PT. NIPPON KOEI Co., Ltd. atas segala bantuan dan kemudahan dalam mendapatkan data-data pendukung Tugas Akhir ini.

4. Bapak H. Djohanibar Adjudin, S.sos., Bapak M.T. Samosir, Bapak Djoko Soeroso, Bapak Budi Rahardjo, bapak Sunoko, serta Bapak Soekadi, selaku pimpinan dan staff PT. ASDP (Persero) cabang Ketapang Banyuwangi yang telah banyak membantu dalam memperoleh data-data pendukung Tugas Akhir ini.
5. Bapak Ir. Imam Rochani, MSc., selaku dosen wali serta bapak-bapak dosen jurusan Teknik Kelautan Prof. Ir. Soegiono, Ir. J.J. Soedjono, MSc., Dr. Ir. D.M. Rosyied, Ir. Arief Suroso, MSc., Ir. Mas Murtedjo, MSc., Dr. Ir. H. Tarigan, Ir. M. Mustain, MSc., Ir. Abdul Gofur, MSc., Ir. Murdjito, Ir. Haryo D. Armono, Ir. Suntoyo, Ir. Yoyok S., Ir. Rudy Waluyo, Dr. Ir. Wahyudi yang telah banyak memberikan bimbingan selama studi.
6. Bapak dan Ibu serta keluargaku tercinta mas Jimmy, mas Taufiq, SE., mbak Novi, SE., Ir. Andi Sumirat, Nonik, Sinyo, Kojek yang telah memberi dukungan moral, material, motivasi dan do'a hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini, serta kesempatan yang telah diberikan oleh kedua orang tua bagi penulis untuk menikmati bangku sekolah sampai perguruan tinggi sehingga penulis menyadari masih banyak kekurangan serta memberi kesempatan kepada penulis untuk memilih antara kepastian dan kemungkinan bagi masa depan penulis. Mohon maaf atas segala tindak tanduk yang telah penulis lakukan sehingga menyusahkan kedua orang tua serta keluargaku tercinta.
7. Rekan-rekan angkatan '91 'Fender Man' Ir. Agung dan Ir. Wisnu (atas literatur dan datanya) serta rekan-rekan '91 yang lain yang tidak dapat disebutkan satu per satu, terima kasih atas kebersamaan kita semua.
8. Rekan-rekan angkatan '92, Satya (atas segala bantuannya), Ir. Dodot (tsumani man), Ir. Yeyes (atas segala bantuannya selama pengumpulan data di Banyuwangi), Ir. Bagus (dolphin man), Om Jeprid (ketua persatuan kaum hitam), Widodo (ketua SPPBPB), Arifin, Taufik (mangrove man), Dasril, Ir. Adi, Ir. Benny, tante Ari, tante Lisa, juga tante Sonya, Om Ermawan (si hidung besar), Kacong Madura (Erlan,

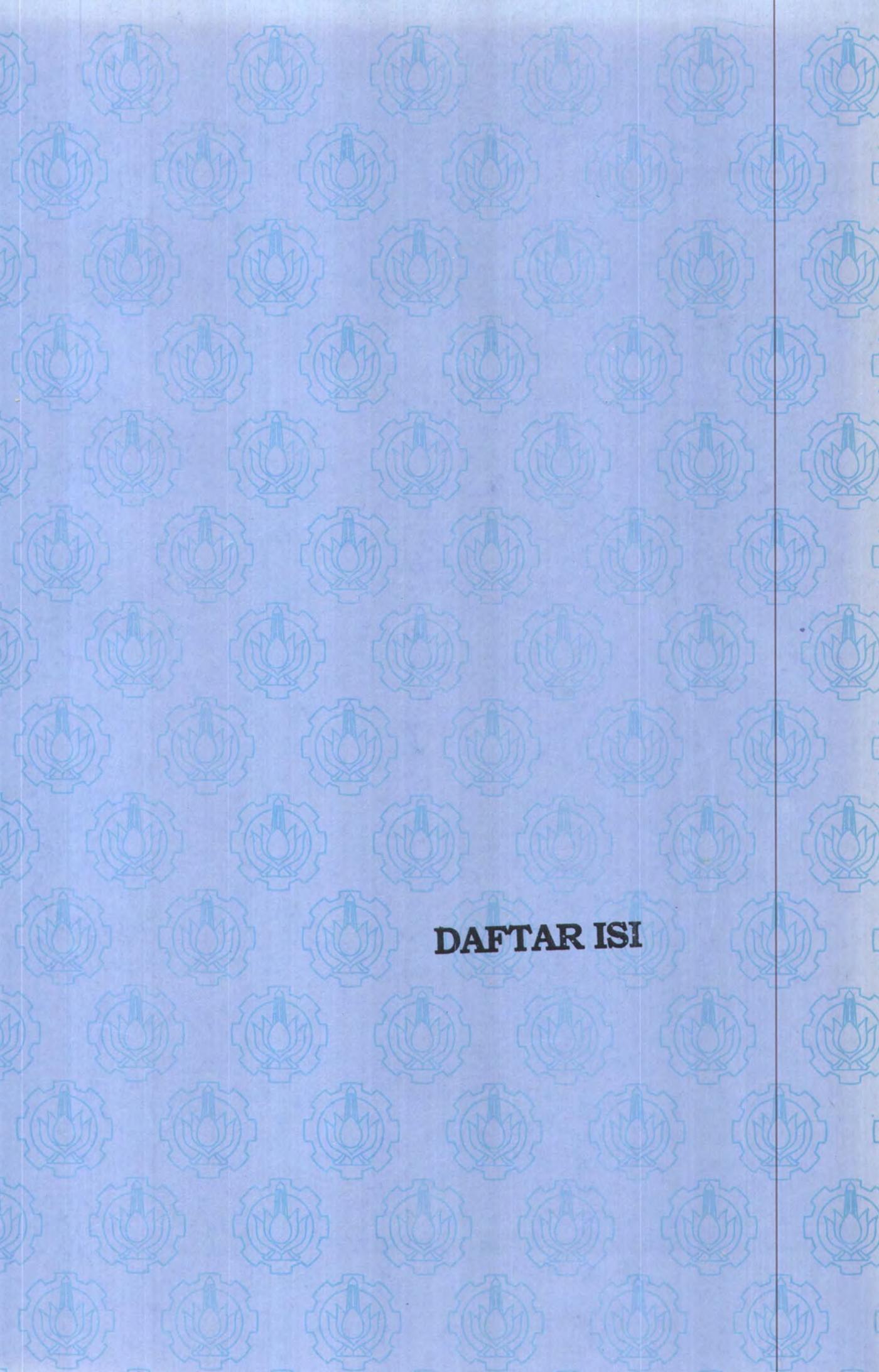
Fauzi, Zaini, Hasbi), Arek Bojonegoro (Dani, Imam Ripa'i), serta geng-gengan (Bima, Iman, Wasis, dll), Budi Darmawan, Dwi (si kaki panjang), Ir. Gandhi, Izaak Irian, Nerlan Aceh, Agus Bali Vanili, Ranu, Setiya dan Willy (para pendaki gunung), Kiya'i Yuniato Irawan (pak yai kita), juga teman-teman yang lain, terima kasih atas kebersamaan dan kerja sama kita selama kuliah.

9. *Thanks to my Secretary* atas segala do'a, dorongan, semangat serta keyakinannya, serta bantuan foto kopinya, juga kesediaannya menemani penulis selama penulisan Tugas Akhir ini walaupun selalu tertidur.
10. Ir. Djono, Ir. Udin, dan Ir. Rahmat Ishadi sebagai sesama anggota Kelompok Empat Sekawan yang telah banyak memberikan dorongan dan motivasi bagi penulis. Semoga persahabatan kita yang telah ada sejak di bangku SMP akan tetap ada selamanya.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dan kelemahan dalam Tugas Akhir ini, hal ini karena penulis juga manusia biasa yang tidak luput dari kesalahan, sehingga kita harus terus belajar dan berdo'a untuk bekal hidup di dunia dan di akhirat nanti. Saran, kritik dan pengembangan dari tulisan ini akan sangat berguna untuk kemajuan pendidikan, ilmu pengetahuan dan teknologi.

Surabaya, Februari 1998

Penulis



**DAFTAR ISI**

# DAFTAR ISI

Abstraksi

Kata Pengantar

Daftar Isi

Daftar Gambar

Daftar Tabel

<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	I - 1
1.1. Umum	I - 1
1.2. Latar Belakang	I - 2
1.3. Pokok Permasalahan	I - 3
1.4. Tujuan Dan Manfaat	I - 3
1.5. Batasan Masalah	I - 4
1.6. Metodologi	I - 5
<b>BAB II TINJAUAN UMUM</b>	II - 1
2.1. Definisi Pelabuhan	II - 1
2.2. Kapal	II - 3
2.2.1. Karakteristik Kapal	II - 3
2.2.2. Berat Kapal	II - 7
2.3. Kondisi Bertambat	II - 8
2.3.1. Kecepatan Bertambat	II - 9

2.3.2. Metode Bertambat	II - 11
2.4. Kondisi Alam	II - 13
2.5. Kondisi Dermaga	II - 15
2.6. Metode Perencanaan Sistem Fender Pada Dermaga	II - 16
2.7. Diagram Alir Perencanaan Sistem Fender Dan Dan Perhitungan Energi Bertambat	II - 18
2.8. Perkembangan Sistem Fender	II - 20
 <b>BAB III DASAR TEORI</b>	III - 1
3.1. Konsep Energi Kinetik	III - 1
3.2. Perhitungan Energi Bertambat Kapal	III - 2
3.3. Perhitungan Berat Kapal	III - 6
3.3.1. Berat Kapal	III - 6
3.3.2. Berat Tambah	III - 7
3.4. Perhitungan Energi Tambat Efektif Kapal Menurut Bridgestone	III - 9
3.4.1. Faktor Eksentrisitas (Ce)	III - 9
3.4.2. Koefisien Massa Virtual (Cm)	III - 11
3.4.3. Koefisien Kekakuan (Cs)	III - 12
3.4.4. Koefisien Konfigurasi (Cc)	III - 13
3.5. Kondisi Alam Yang Berpengaruh	III - 14
3.5.1. Beda Pasang Surut	III - 14
3.5.2. Pengaruh Tekanan Angin	III - 16

3.5.3. Pengaruh Tekanan Arus	III - 18
3.6. Batasan Dari Kapal	III - 21
3.6.1. Tekanan Lambung Kapal	III - 21
3.6.2. Kurvatur Lambung Kapal	III - 22
3.6.3. Proyeksi Kapal	III - 24
3.7. Prosedur Pemilihan Tipe Fender	III - 25
3.7.1. Prosedur Perhitungan Energi Serap Fender	III - 26
3.7.2. Tahap-Tahap Pemeriksaan Performance Fender	III - 28
3.7.3. Penentuan Jumlah Fender	III - 31
3.7.4. Penentuan Jarak Antar Fender	III - 31
<b>BAB IV SURVEY DATA LAPANGAN</b>	<b>IV - 1</b>
4.1. Umum	IV - 1
4.2. Layout Dan Kondisi Dermaga	IV - 3
4.2.1. Layout Dan Kondisi Dermaga Lama	IV - 3
4.2.2. Layout Dan Kondisi Dermaga Baru	IV - 5
4.3. Sistem Fender Pada Dermaga Tinjauan	IV - 8
4.3.1. Kriteria Perencanaan Sistem Fender	IV - 8
4.3.2. Sistem Fender Yang Digunakan	IV - 9
4.4. Kondisi Oceanografi Dermaga Tinjauan	IV - 11
4.4.1. Pasang Surut	IV - 11
4.4.2. Kecepatan Angin	IV - 20
4.4.3. Kecepatan Arus	IV - 21

<b>BAB V ANALISA DAN PEMBAHASAN</b>	V - 1
5.1. ANALISA	V - 1
5.1.1. Perhitungan Energi Tambat Efektif Kapal	V - 1
5.1.1.1. Penentuan Berat Kapal (W)	V - 2
5.1.1.2. Penentuan Kecepatan Bertambat (V)	V - 4
5.1.1.3. Penentuan Koefisien Konfigurasi (Ce)	V - 6
5.1.1.4. Penentuan Koefisien Massa Virtual (Cm)	V - 6
5.1.1.5. Penentuan Koefisien Kelembutan (Cs)	V - 8
5.1.1.6. Penentuan Koefisien Konfigurasi (Cc)	V - 8
5.1.1.7. Perhitungan Energi Tambat Efektif Kapal (E)	V - 8
5.1.2. Perhitungan Tekanan Angin	V - 10
5.1.3. Perhitungan Tekanan Arus	V - 13
5.2. PEMBAHASAN	V - 16
5.2.1. Pertimbangan Adanya Fasilitas Tambat Yang Baik Untuk Kapal-Kapal Ferry	V - 16
5.2.2. Dasar Pertimbangan Pemilihan Tipe Fender	V - 18
5.2.3. Penentuan Fender Yang Digunakan	V - 19
5.2.4. Pemasangan Fender Pada Dermaga	V - 29
5.2.4.1. Penentuan Jumlah Fender Yang Digunakan	V - 29
5.2.4.2. Pemasangan Fender Pada Breasting Dolphin	V - 32
5.2.4.3. Penentuan Jarak Antar Fender	V - 34

**BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN** VI - 1

6.1. Kesimpulan VI - 1

6.2. Saran VI - 3

**DAFTAR PUSTAKA**

**LAMPIRAN A**      **Layout Dan Kondisi Dermaga Lama Ketapang & Gilimanuk**

**LAMPIRAN B**      **Layout Dan Kondisi Dermaga Baru Ketapang & Gilimanuk**

**LAMPIRAN C**      **Layout Struktur Dermaga Dengan Sistem Fender**

**LAMPIRAN D**      **Data Lalu Lintas Kapal**

**LAMPIRAN E**      **Tabel Of Performance Fender dari Fentek, Shibata, dan Bridgestone**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.2.1	Dimensi utama kapal	II - 4
Gambar 2.3.1.1	Diagram Vasco Costa & A.A.L. Baker	II - 9
Gambar 2.3.1.2	Hubungan antara approaching velocity dan Displacement Tonnage	II - 10
Gambar 2.3.1.3	Hubungan antara approaching velocity dan Displacement Tonnage untuk kapal ferry	II - 11
Gambar 2.4	Posisi penempatan fender pada dermaga	II - 14
Gambar 2.7.1	Diagram alir perencanaan sistem fender	II - 19
Gambar 2.7.2	Diagram alir perhitungan energi bertambat	II - 20
Gambar 2.8.1	Tipe fender solid	II - 23
Gambar 2.8.2	Tipe fender pneumatic/floating	II - 23
Gambar 2.8.3	Kurva reaksi-defleksi tipe fender pneumatic	II - 24
Gambar 2.8.4	Tipe fender hydraulic	II - 25
Gambar 2.8.5	Kurva reaksi-defleksi tipe fender hydraulic	II - 25
Gambar 3.2	Kondisi saat kapal bertambat di dermaga	III - 3
Gambar 3.3.2	Kondisi saat kapal ferry merapat	III - 8
Gambar 3.4.1.1	Batasan yang menentukan faktor eksentrisitas	III - 10
Gambar 3.4.1.2	Grafik nilai $C_e$ untuk kondisi berthing point yang berbeda	III - 11
Gambar 3.5.1.1	Frontal frame dengan rantai pengikat	III - 15
Gambar 3.5.1.2	Sistem fender pile	III - 15

Gambar 3.5.1.3	Rencana gambar fender tipe T	III - 16
Gambar 3.5.2	Kondisi kapal bertambat dan pengaruh angin	III - 17
Gambar 3.5.3	Pengaruh arus dan kondisi saat kapal bertambat	III - 19
Gambar 3.6.2.1	Bentuk kurvatur kapal pada arah vertikal	III - 22
Gambar 3.6.2.2	Bentuk kurvatur kapal pada arah horisontal	III - 23
Gambar 3.6.3	Frontal frame pada tipe cell fender	III - 24
Gambar 3.7.1.1	Faktor koreksi angular untuk energi serap	III - 27
Gambar 3.7.1.2	Faktor koreksi angular untuk gaya reaksi	III - 28
Gambar 3.7.2.1	Kurva performance fender	III - 29
Gambar 3.7.2.2	Kurva performance fender karet	III - 30
Gambar 3.7.4	Posisi kapal saat membentur fender dan jarak antar fender	III - 32
Gambar 4.2.2	Struktur dermaga terminal ferry Ketapang-Gilimanuk	IV - 6
Gambar 4.3.2.1	Model Cone fender SCN 600	IV - 9
Gambar 4.3.2.2	Pemasangan fender pada breasting dolphin	IV - 10
Gambar 4.4.1.1	Tipe-tipe kurva pasang surut	IV - 14
Gambar 4.4.1.2	Sebaran pasang surut di perairan Indonesia	IV - 14
Gambar 4.4.1.3	Staff gages dan titik referensi topografi	IV - 15
Gambar 4.4.1.4	Grafik observasi pasang surut pada pelabuhan Ketapang	IV - 16
Gambar 4.4.1.5	Grafik observasi pasang surut pada pelabuhan Gilimanuk	IV - 17

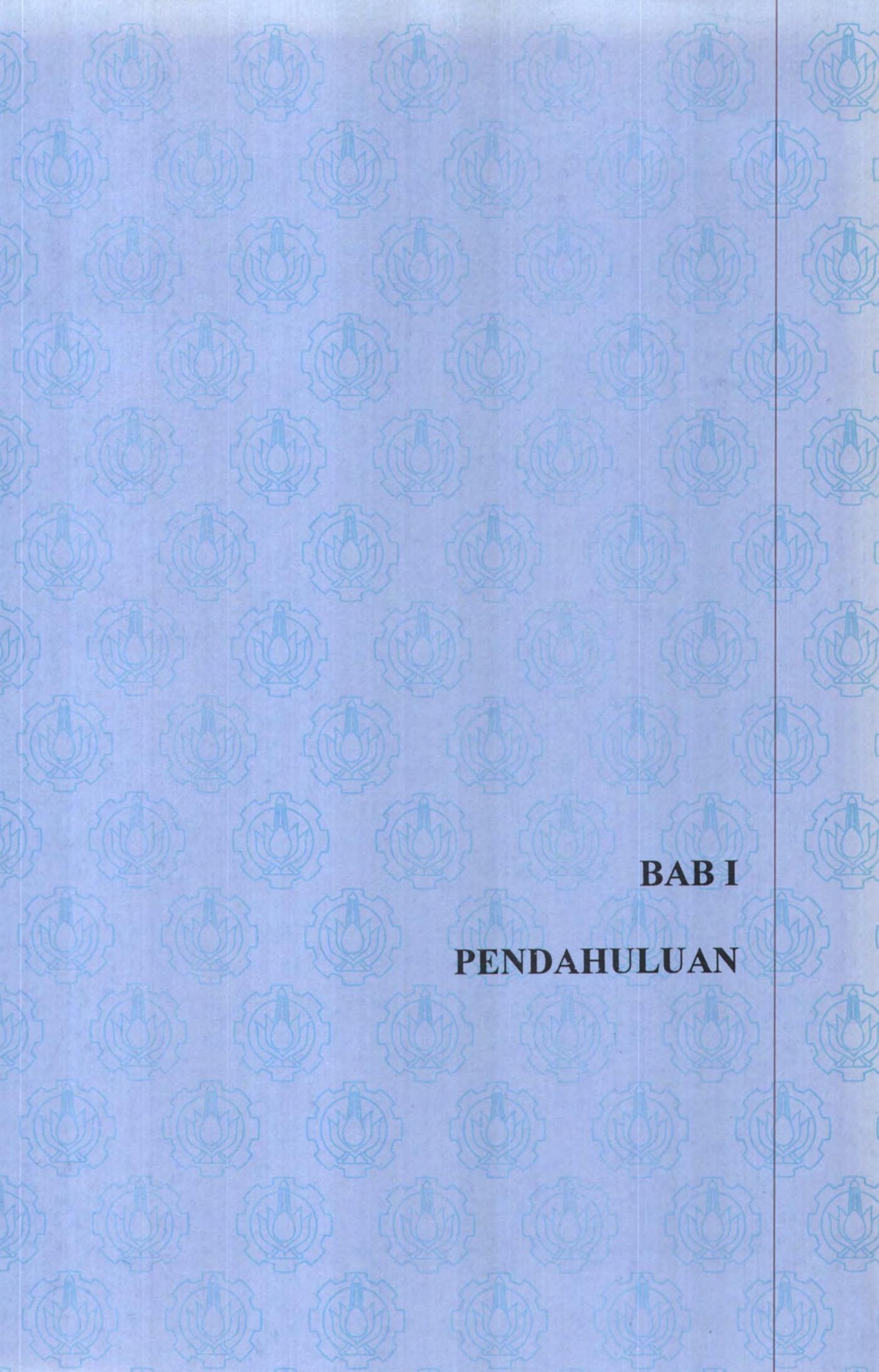
Gambar 5.1.1.2	Ilustrasi metode bertambat pada Dermaga I dan III	V - 4
Gambar 5.2.2	Grafik hubungan antara gaya reaksi dan defleksi	V - 19
Gambar 5.2.3.1	Dimensi model fender SCN 550	V - 23
Gambar 5.2.3.2	Dimensi model fender CS 600 H	V - 24
Gambar 5.2.3.3	Grafik faktor koreksi angular untuk energi serap	V - 25
Gambar 5.2.3.4	Grafik faktor koreksi angular untuk gaya reaksi	V - 26
Gambar 5.2.3.5	Dimensi fender model C 630 H rubber grade RS	V - 28
Gambar 5.2.4.1	Pemasangan fender dan panel protector pada breasting dolphin	V - 31
Gambar 5.2.4.2.1	Pemasangan fender pada breasting dolphin untuk terminal Ketapang	V - 33
Gambar 5.2.4.2.2	Pemasangan fender pada breasting dolphin untuk terminal Gilimanuk	V - 34

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.2.1.1	Ukuran-ukuran standar kapal	II - 5
Tabel 2.2.1.2	Dimensi standar kapal ferry di Indonesia	II - 6
Tabel 2.2.2.1	Ekspresi berat kapal	II - 7
Tabel 2.2.2.2	Hubungan berat kapal dan Displacement Tonnage	II - 8
Tabel 2.2.2.3	Hubungan antara Gross Tonnage dengan DT dan LW	II - 8
Tabel 2.6	Metode perhitungan Virtual Mass koefisien, $C_m$	II - 18
Tabel 3.5.2	Hubungan antara DW, GT dan $B_a$	III - 18
Tabel 3.5.3.1	Hubungan antara konstanta ( $k$ ) dengan koefisien tekanan arus	III - 20
Tabel 3.5.3.2	Hubungan antara DW, GT dan $B_b$	III - 20
Tabel 3.6.1	Variasi tekanan muka fender	III - 21
Tabel 3.7.4.1	Jari-jari kelengkungan sisi haluan kapal	III - 34
Tabel 3.7.4.2	Jari-jari kelengkungan sisi buritan kapal	III - 34
Tabel 3.7.4.3	Jarak antar fender	III - 34
Tabel 4.3.1	Kriteria perencanaan sistem fender dermaga tinjauan	IV - 8
Tabel 4.3.2	Spesifikasi fender pada Dermaga I dan III Ketapang-Gilimanuk	IV - 10
Tabel 4.4.1.1	Komponen-komponen pasang surut	IV - 13
Tabel 4.4.1.2	Komponen-komponen pasang surut Ketapang, Gilimanuk	IV - 18
Tabel 4.4.1.3	Data beberapa elevasi muka air laut	IV - 19
Tabel 4.4.3	Hasil pengukuran kecepatan arus	IV - 21
Tabel 4.5	Spesifikasi kapal ferry di lintas penyeberangan	

Ketapang-Gilimanuk	IV - 22
Tabel 5.1.1.1.1 Spesifikasi kapal ferry Ketapang-Gilimanuk	V - 2
Tabel 5.1.1.1.2 Hasil perhitungan berat virtual kapal (W)	V - 3
Tabel 5.1.1.2 Hasil pengamatan kecepatan tambat	V - 5
Tabel 5.1.1.4 Hasil perhitungan faktor massa virtual (Cm)	V - 7
Tabel 5.1.1.7 Hasil perhitungan energi tambat efektif kapal (E)	V - 9
Tabel 5.1.2.1 Hasil perhitungan $B_a$ dan $R_w$ untuk pelabuhan Ketapang	V - 12
Tabel 5.1.2.2 Hasil perhitungan $B_a$ dan $R_w$ untuk pelabuhan Gilimanuk	V - 12
Tabel 5.1.3.1 Nilai $C_c$ untuk harga k yang berbeda	V - 14
Tabel 5.1.3.2 Hasil perhitungan nilai $C_c$ untuk masing-masing kapal	V - 15
Tabel 5.1.3.3 Hasil perhitungan $B_b$ dan $R_c$ untuk pelabuhan Ketapang	V - 15
Tabel 5.1.3.4 Hasil perhitungan $B_b$ dan $R_c$ untuk pelabuhan Gilimanuk	V - 15
Tabel 5.2.3.1 Spesifikasi fender pada Dermaga I dan III pelabuhan Ketapang-Gilimanuk	V - 20
Tabel 5.2.3.2 Tabel performa fender dari Fentek (Singapura)	V - 22
Tabel 5.2.3.3 Spesifikasi dan dimensi model fender SCN 550	V - 22
Tabel 5.2.3.4 Tabel performa fender dari Shibata (Jepang)	V - 23
Tabel 5.2.3.5 Tabel performa fender dari Bridgestone (Jepang)	V - 25
Tabel 5.2.3.6 Tabel performa fender terhadap beban angular	V - 27
Tabel 5.2.4.1.1 Hasil perhitungan tekanan angin dan arus	V - 29
Tabel 5.2.4.1.2 Spesifikasi alternatif pemilihan fender	V - 30
Tabel 5.2.4.2 Hasil perhitungan freeboard kapal	V - 32
Tabel 5.2.4.3 Jarak antar fender	V - 35

**BAB I**  
**PENDAHULUAN**



**BAB I**

**PENDAHULUAN**

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. UMUM**

Kapal yang merapat ke dermaga masih mempunyai kecepatan baik yang digerakkan oleh mesinnya sendiri (untuk kapal kecil) maupun ditarik oleh kapal tunda (untuk kapal besar). Pada waktu merapat tersebut akan terjadi benturan antara kapal dengan dermaga, meskipun kecepatan kapal kecil tetapi karena massanya sangat besar, maka momentum yang terjadi karena benturan akan sangat besar. Untuk menghindari kerusakan pada kapal dan dermaga karena benturan tersebut maka pada dermaga diberi bantalan yang berfungsi sebagai penyerap energi benturan, bantalan tersebut disebut dengan fender.

Fender sering digunakan untuk mengurangi energi benturan pada dermaga. Fender tersebut bekerja dengan memberikan gaya reaksi dengan berdefleksi, dimana defleksi tersebut ditunjukkan oleh deformasi fender.

Menurut Jahren dan Jones (1995) perencanaan sistem fender dan dermaga yang baik adalah sangat penting untuk pelayaran kapal-kapal ferry karena ferry mempunyai frekuensi bersandar ke dermaga lebih besar dari jenis-jenis kapal yang lain. Energi bertambat merupakan pertimbangan yang penting dalam pemilihan dan seleksi fender, dan kecepatan bertambat sangat berpengaruh dalam penentuan energi bertambat.

## 1.2. LATAR BELAKANG

Dermaga penyeberangan ferry Ketapang - Gilimanuk merupakan salah satu pelabuhan penyeberangan yang mempunyai intensitas bersandar kapal cukup besar. Setiap kapal bersandar sekitar 8 sampai 10 kali dan bertambat setiap harinya dengan membawa muatan penumpang dan kendaraan bermotor.

Menurut master plan pengembangan dermaga penyeberangan ferry Ketapang - Gilimanuk serta semakin meningkatnya arus penyeberangan dari Ketapang ke Gilimanuk atau sebaliknya, akan dioperasikan kapal ferry dengan bobot 2000 GRT. Adapun kapal-kapal yang masih beroperasi sampai saat ini berjumlah 16 buah kapal ferry berbobot antara 400 s/d 500 GRT. Dari kondisi tersebut dapat diperkirakan besarnya energi bertambat setiap kapal ferry yang merapat yang akan diterima oleh sistem fender dan struktur dermaga.

Banyak faktor yang perlu diperhatikan dalam perencanaan sistem fender yang akan digunakan. Sistem fender tersebut meliputi ukuran, penempatan dan bentuk dari fender yang sesuai untuk dermaga tersebut, serta faktor-faktor kondisi alam yang berpengaruh pada dermaga tersebut. Faktor kondisi alam tersebut meliputi kecepatan angin, kecepatan arus, ketinggian gelombang, bentuk pelabuhan serta kondisi pasang surut yang terjadi pada pelabuhan tersebut.

Karena setiap dermaga mempunyai karakteristik dan kondisi alam yang berbeda, maka fender yang digunakan untuk tiap dermaga juga berlainan. Dengan mengetahui faktor-faktor tersebut diatas, akan dapat diperoleh sistem fender yang sesuai untuk dermaga tersebut.

### **1.3. POKOK PERMASALAHAN**

Dalam penulisan ini akan dibahas tahap-tahap perencanaan serta pemilihan sistem fender dengan menggunakan metode Bridgestone (1995) dan Shibata (1995) yang sesuai untuk dermaga penyeberangan ferry. Permasalahan dibatasi hanya pada perencanaan sistem fender tanpa memperhatikan konstruksi dermaga. Dermaga Ketapang - Gilimanuk akan ditinjau sebagai sebuah kasus berkaitan dengan akan dioperasikannya kapal ferry berbobot 2000 GRT dengan mempertimbangkan kriteria desain serta karakteristik dan kondisi alam pada dermaga tersebut untuk mendapatkan sistem fender yang sesuai, efisien dan ekonomis.

### **1.4. TUJUAN DAN MANFAAT**

Tujuan utama dari penulisan Tugas Akhir ini adalah untuk mendapatkan sistem fender yang sesuai dan seefisien mungkin untuk dermaga penyeberangan ferry Ketapang - Gilimanuk serta diharapkan dapat menambah nilai ekonomis dermaga tersebut dalam pengoperasiannya.

Sedangkan manfaat yang dapat diambil dari penulisan Tugas Akhir ini adalah :

1. Memberikan informasi desain sistem fender yang sesuai dengan kondisi dermaga tersebut bagi pihak pengelola dermaga penyeberangan, dalam hal ini pihak PT. ASDP serta pihak pengguna

jasa pelabuhan dan sebagai pemilik kapal ferry antara lain PT. Darma Ferry, PT. Jemla Ferry, dan PT. Darma Lautan.

2. Memberikan alternatif prosedur perhitungan dalam menentukan sistem fender yang akan digunakan.

### **1.5. BATASAN MASALAH**

Banyak faktor yang perlu diperhatikan dalam merencanakan sistem fender. Maka Tugas Akhir ini dibatasi pada :

1. Pembahasan perencanaan sistem fender dibatasi hanya pada tipe fender karet khususnya cell atau supercell fender yang meliputi ukuran serta penempatannya pada dermaga tanpa memperhitungkan konstruksi dermaga.
2. Kondisi struktur dermaga dianggap laik dan sempurna.
3. Data yang digunakan adalah data yang diperoleh dari pihak pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk, pihak konsultan Nippon Koei Co. Ltd serta PT. Desigras.
4. Penggunaan metode dari Brigestone (1995) dan Shibata (1995) untuk melakukan perhitungan energi bertambat efektif serta pemilihan fender.

## 1.6. METODOLOGI

Dalam melakukan perencanaan serta pemilihan sistem fender, terdapat banyak faktor yang perlu dipertimbangkan antara lain besarnya penyerapan energi oleh sistem fender, gaya reaksi yang diberikan oleh sistem fender serta faktor luar yang berpengaruh. Agar pembahasan lebih terarah, berikut ini akan diuraikan mengenai langkah-langkah yang akan dikerjakan dalam penulisan tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Studi literatur.
2. Pengumpulan data yang meliputi data lalu lintas kapal dermaga yang ditinjau, data kondisi alam meliputi angin, arus pasang surut serta karakteristik dermaga tinjauan.
3. Menentukan batasan permasalahan agar pembahasan lebih terfokus dalam kaitannya dengan data yang tersedia.
4. Melakukan tinjauan secara umum mengenai definisi pelabuhan, berat kapal, hubungan antara sistem fender dengan dermaga, diagram alir perencanaan sistem fender secara umum, diagram alir perhitungan energi bertambat efektif, serta melakukan tinjauan terhadap jenis dan tipe fender yang banyak digunakan.
5. Melakukan perhitungan energi bertambat efektif (E) dengan terlebih dahulu menentukan displacement tonnage kapal, kecepatan bertambat kapal, massa tambah kapal karena berada di lingkungan air serta faktor eksentrisitas.

6. Melakukan pemilihan fender dengan memperhatikan besarnya energi bertambat efektif yang diperoleh dari Marine Fender Catalogue (Bridgestone, 1995), Marine Fendering Systems (FENTEK), dan Shibata Marine Fender (Shibata Co. Ltd.)
7. Melakukan pemeriksaan kembali terhadap alternatif fender yang terpilih dengan memperhatikan performance fender akibat pengaruh efek-efek angular.
8. Melakukan tinjauan terhadap batasan-batasan yang diminta dalam perencanaan, antara lain batasan dari kondisi bertambat terutama menyangkut gaya reaksi yang diijinkan, batasan dari kapal seperti titik kontak (contact point), tekanan lambung kapal, kurvatur kapal serta batasan kondisi alam pada dermaga tinjauan.
9. Menentukan posisi untuk penempatan fender yang terpilih pada dermaga dengan memperhatikan kondisi pasang surut yang terjadi dengan tujuan agar setiap kapal yang merapat ke dermaga tersebut dapat bersandar dengan aman dalam kondisi pasang surut yang berlainan.
10. Penarikan kesimpulan dari penulisan tugas akhir ini, serta saran-saran yang dapat diberikan bagi penyempurnaan sistem fender yang lebih baik.



**BAB II**  
**TINJAUAN UMUM**

## BAB II

### TINJAUAN UMUM

#### 2.1. DEFINISI PELABUHAN

Dalam bahasa Indonesia kita mengenal dua istilah yang berhubungan dengan arti pelabuhan yaitu *Bandar* dan *Pelabuhan*. Kedua istilah tersebut sering tercampur aduk sehingga sebagian orang mengartikannya sama. Sebenarnya arti kedua istilah tersebut berlainan.

Bambang Triatmodjo (*Pelabuhan*, 1996) memberikan definisi antara bandar dan pelabuhan sebagai berikut :

*Bandar (harbour)* adalah daerah perairan yang terlindung terhadap gelombang dan angin untuk berlabuhnya kapal-kapal. Bandar ini hanya merupakan daerah perairan dengan bangunan-bangunan yang diperlukan untuk pembentukannya, perlindungan dan perawatan, seperti pemecah gelombang, jetty dan sebagainya. Dan hanya merupakan tempat bersinggahnya kapal untuk berlindung, mengisi bahan bakar, reparasi, dan sebagainya. Suatu estuari atau muara sungai dengan kedalaman air yang memadai dan cukup terlindung untuk kapal-kapal memenuhi kondisi suatu bandar.

*Pelabuhan (port)* adalah daerah perairan yang terlindung terhadap gelombang, yang dilengkapi dengan fasilitas terminal laut meliputi dermaga dimana kapal dapat bertambat untuk bongkar muat barang, kran-

kran untuk bongkar muat barang, gudang laut (transito) dan tempat-tempat penyimpanan di mana kapal membongkar muatannya, dan gudang-gudang dimana barang-barang dapat disimpan dalam waktu yang lebih lama selama menunggu pengiriman ke daerah tujuan atau pengapalan. Terminal ini dilengkapi dengan jalan kereta api, jalan raya atau saluran pelayaran darat. Dengan demikian daerah pengaruh pelabuhan bisa sangat jauh dari pelabuhan tersebut.

Dari uraian di atas maka dapat disimpulkan bahwa pelabuhan merupakan bandar yang dilengkapi dengan bangunan-bangunan untuk pelayanan muatan dan penumpang seperti *dermaga*, tambatan, dengan segala perlengkapannya. Jadi suatu pelabuhan juga merupakan bandar, tetapi suatu bandar belum tentu suatu pelabuhan.

Sedangkan *dermaga* sendiri menurut Triatmodjo (1996) adalah bangunan pelabuhan yang digunakan untuk merapatnya kapal dan menambatkannya pada waktu bongkar muat barang maupun penumpang. Ada dua macam *dermaga* yaitu yang berada di garis pantai dan sejajar dengan pantai yang disebut *quay* atau *wharf*, dan yang menjorok (tegak lurus) pantai disebut *pier*. Pada pelabuhan barang, dibelakang *dermaga* harus terdapat halaman yang cukup luas untuk menempatkan barang-barang selama menunggu pengapalan atau angkutan ke darat. *Dermaga* ini juga dilengkapi dengan kran untuk mengangkut barang dari dan ke kapal.

## 2.2. KAPAL

### 2.2.1. Karakteristik Kapal

Dalam perencanaan sistem fender, peran kapal sangat penting baik secara langsung maupun tidak langsung dimana gaya-gaya luar yang ada akan mempengaruhi struktur dermaga serta mempengaruhi kondisi ketika kapal bertambat.

Ukuran-ukuran kapal harus ditentukan untuk menjamin bahwa fasilitas-fasilitas dermaga bisa mengakomodasi kapal-kapal yang akan bertambat.

Untuk mengetahui gaya-gaya luar yang ada, faktor-faktor dari karakteristik kapal yang harus diperhatikan adalah sebagai berikut :

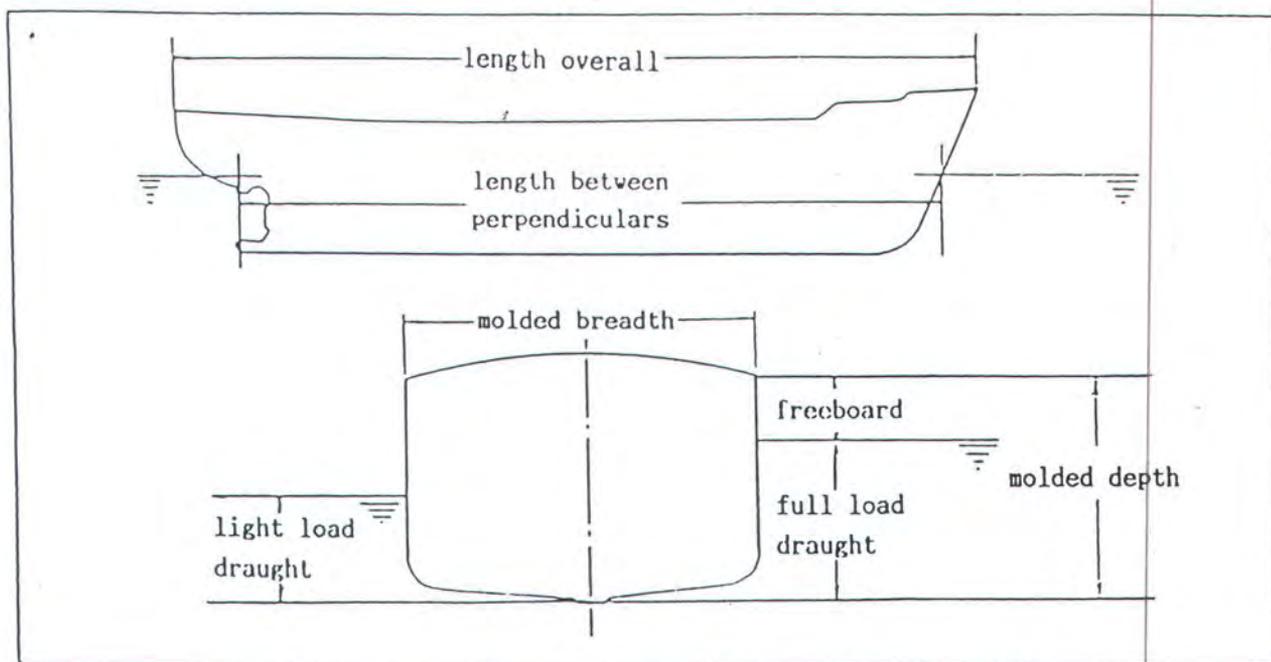
1. Jenis kapal.
2. Berat kapal (*displacement tonnage*).
3. Dimensi utama kapal yaitu panjang, lebar, sarat (*draft*), tinggi kapal, dan *freeboard* kapal.
4. Jarak maksimum yang diijinkan antara kapal dengan dermaga (*loading equipment of the ship*).

Pada umumnya, jenis kapal-kapal yang beroperasi di dermaga penyeberangan adalah kapal ferry dengan sistem *Ro/Ro* (Roll On / Roll Off). Kramadibrata (1985) mendefinisikan *Ro/Ro* adalah jenis kapal dimana pergerakan pemindahan muatannya dilakukan secara mendatar (*horizontal*). Tenaga pemindahan tersebut dapat dilakukan dengan tenaga manusia atau mesin misalnya truk atau dengan *LUF* (*Lift Up Frame*). Guna memudahkan pergerakan

memudahkan pergerakan ini yang berarti pula memperkecil tenaga dorong atau tarik, maka diusahakan memperkecil gaya atau mengatur ketinggian dermaga sedemikian sehingga "*Ramp door*" merupakan bidang datar antara dermaga dengan geladak kapal. Jenis kapal Ro/Ro ini diklasifikasikan :

1. Short distance vessel.
2. Intermediate distance vessel.
3. Long distance vessel.

Dimensi utama kapal berhubungan langsung pada perencanaan fasilitas-fasilitas dermaga yang harus tersedia di pelabuhan. Gambar 2.2.1 menunjukkan dimensi utama kapal.



Gambar 2.2.1 Dimensi utama kapal (Shibata, 1995)

Menurut *Japan International Cooperation Agency* (1995) yang dikutip dari buku Standar Teknis Untuk Sarana-Sarana Pelabuhan di Indonesia, dimensi utama kapal ditunjukkan dalam tabel berikut ini :

Tabel 2.2.1.1 Ukuran-ukuran standar kapal (JICA, 1995)

Tipe	Tonase	Panjang keseluruhan	Lebar bag. Dalam	Draft	Daya muat penuh
Kapal Penumpang	G.T	(m)	(m)	(m)	(m)
	2.000	88	13,2	6,4	4,0
	3.000	99	14,7	7,6	4,5
	5.000	120	16,9	9,5	5,2
	8.000	142	19,2	11,6	5,8
	10.000	154	20,4	12,9	6,2
	15.000	179	22,8	14,7	6,8
	20.000	198	24,7	16,1	7,5
Kapal Ferry	30.000	230	27,5	18,3	8,5
	G.T				
	1.000	73	14,3	9,4	3,7
	2.000	69	17,1	10,7	4,4
	3.000	113	18,9	11,5	4,9
	4.000	127	20,2	12,2	5,3
	6.000	138	22,4	13,2	5,9
	10.000	170	25,4	14,5	6,5
Kapal Cargo	13.000	188	27,1	15,3	6,7
	15.000	200	28,1	15,7	6,9
	D.W.T				
	700	58	9,7	5,5	3,7
	1.000	64	10,4	5,8	4,2
	2.000	81	12,7	6,8	4,9
	3.000	92	14,2	7,7	5,7
	5.000	109	16,4	9,0	6,8
	8.000	126	18,7	10,3	8,0
	10.000	137	19,9	11,1	8,5
	15.000	153	22,3	112,5	9,3
	30.000	186	27,1	15,2	10,9
	40.000	201	29,4	16,5	11,7
50.000	216	31,5	17,5	12,4	
70.000	235	33,8	19,2	13,4	
90.000	252	37,2	20,6	14,2	
100.000	259	38,7	21,2	15,8	
150.000	290	45,0	23,7	17,5	
Kapal Container	D.W.T				
	20.000	201	27,1	15,6	10,6
	30.000	237	30,7	18,4	11,6
	40.000	263	33,5	20,7	12,4
50.000	280	35,8	22,6	13,0	
Tangker Minyak	D.W.T				
	1.000	61	9,8	4,4	4,0
	2.000	77	12,2	5,6	5,0
	3.000	88	13,8	6,5	5,6
	5.000	104	16,2	7,8	6,5
	10.000	130	20,1	10,1	8,0
	15.000	148	22,8	11,7	9,0
	20.000	162	24,9	13,0	9,8
	30.000	185	28,3	15,2	10,9
40.000	204	30,9	16,6	11,8	

Tabel 2.2.1.1 (Lanjutan)

	50.000	219	33,1	17,5	12,7
	60.000	232	35,0	18,4	13,6
	70.000	244	36,7	19,2	14,3
	80.000	255	38,3	19,9	14,9
Pengangkut Mobil	G.T				
	700	77	12,8	6,9	4,3
	1.000	86	14,1	8,0	4,7
	2.000	106	17,1	10,7	5,5
	3.000	117	19,1	12,7	6,0
	5.000	136	22,0	15,8	6,8
	6.000	144	23,1	17,1	7,1
	10.000	166	26,6	21,2	8,0
	15.000	187	29,8	25,1	8,8
	20.000	203	32,2	28,4	9,5
Tanker Gas	G.T				
	1.000	70	11,7	5,7	5,0
	2.000	87	14,3	7,3	5,9
	3.000	99	16,1	8,5	6,6
	5.000	117	18,6	10,2	7,5
	10.000	145	22,7	13,1	9,0
	15.000	165	25,5	15,2	10,2
	20.000	181	27,7	16,9	11,0
	30.000	206	31,2	19,6	12,0
	50.000	242	36,1	23,6	13,5

Sedangkan untuk kapal ferry sendiri, *JICA* (1993) memberikan dimensi standar kapal ferry dalam kaitannya dengan kapasitas (GT) berdasarkan pada kapal-kapal ferry yang beroperasi di Indonesia serta yang telah direncanakan sebagai berikut :

Tabel 2.2.1.2 Dimensi standar kapal ferry di Indonesia (*JICA*, 1993)

GT (ton)	LOA (m)	B (m)	Full Loaded Draft (m)	Passenger	Vehicle	
					8t	4t
150	30.0	8.0	1.50	100		6
300	38.5	10.5	2.20	300		15
500	47.0	11.5	2.60	500		20
1000	70.0	14.0	3.50	600	27	

### 2.2.2. Berat Kapal

Dalam perhitungan energi bertambat (*berthing energy*) yang akan diserap oleh sistem fender, sangat perlu untuk menentukan berat kapal. Tabel 2.2.2.1 memberikan beberapa ekspresi berat kapal yang diambil dari *Marine Fender Catalogue* (Bridgestone, 1995) :

Tabel 2.2.2.1 Ekspresi berat kapal (Bridgestone, 1995)

Unit	Kind
Weight of vessel	Displacement Tonnage, Light weight
Mass of vessel	Gross Tonnage
Weight of cargo	Dead-Weight Tonnage
Mass of cargo	Net Tonnage

Definisi berat kapal :

- [1]. *Gross Tonnage* : Tonnage yang dinyatakan oleh massa kapal. Massa total volume kapal dinyatakan dengan GRT ( $1 \text{ GRT} = 100 \text{ ft}^3 = 2,83 \text{ m}^3$ ).
- [2]. *Dead Weight Tonnage* : Tonnage yang dinyatakan oleh berat total muatan diatas kapal dimana kapal dapat mengangkut dalam keadaan pelayaran optimal (draft maksimum). Muatan dapat berupa kargo, bahan bakar, tangki minyak, air minum, penumpang, dan makanan. Hubungan antara Full Loaded Displacement (FLD), Light Weight (LW), dan Dead Weight (DW) adalah :

$$\text{FLD} = \text{LW} + \text{DW}$$

[3]. *Displacement Tonnage* : Tonnage yang dinyatakan oleh berat total dari badan kapal, mesin, cargo, serta seluruh material yang ada di dalamnya.

Untuk perhitungan energi bertambat (berthing energy) pada umumnya menggunakan Full Loaded Displacement (FLD). Hubungan antara berat kapal dengan displacement tonnage, light weight dan dead weight dinyatakan sebagai berikut :

Tabel 2.2.2.2 Hubungan berat kapal dan Displacement Tonnage (Bridgestone, 1995)

Vessel	GT	DWT	DT
Freighter, Tanker	1	approx. 1,5	approx. 2
Passenger Ships	1	approx. 0,85	approx. 1
Container	1	approx. 1,33	approx. 2

Tabel 2.2.2.3 Hubungan antara Gross Tonnage dengan DT dan LW (Shibata, 1995)

Jenis Kapal	300 GT s/d 14.000 GT
Passenger Ships	DT = 1,215 GT <sup>0,992</sup>
	LW = 0,985 GT <sup>0,942</sup>
Car Ferries	DT = 2,051 GT <sup>0,939</sup>
	DW = 0,875 GT <sup>0,981</sup>

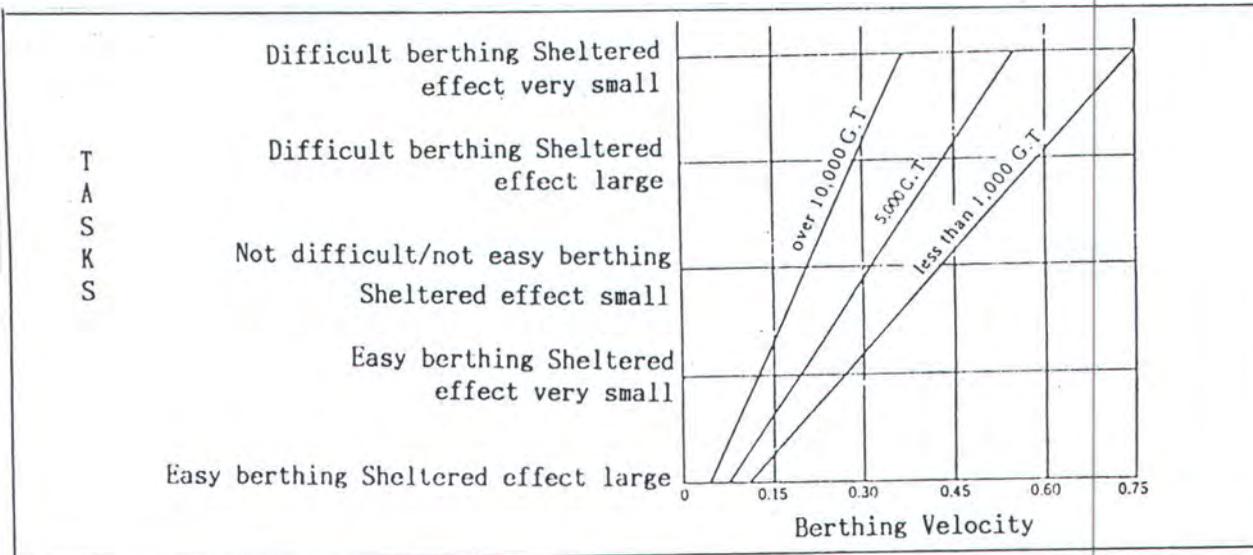
### 2.3. KONDISI BERTAMBAT

Dalam sistem ini, diantara gaya-gaya yang mempengaruhi kapal, pertambatan adalah suatu hal yang cukup penting. Yang paling utama adalah energi bertambat (Berthing Energy), dimana energi ini tergantung pada kondisi bertambat yang mencakup dua hal pokok yaitu :

**2.3.1. Kecepatan Bertambat (*Berthing Speed*)**

Kecepatan bertambat merupakan salah satu kriteria terpenting dalam merencanakan sistem fender. Kecepatan bertambat kapal ditentukan berdasarkan harga yang terukur atau dari data yang telah diukur sebelumnya dengan memperhatikan ukuran kapal, bentuk kapal, kondisi muatan, lokasi dan struktur fasilitas bertambat (*mooring conditions*), kondisi laut dan cuaca pada saat proses pertambatan berlangsung, dan ukuran kapal tunda (*tug boat*) yang digunakan.

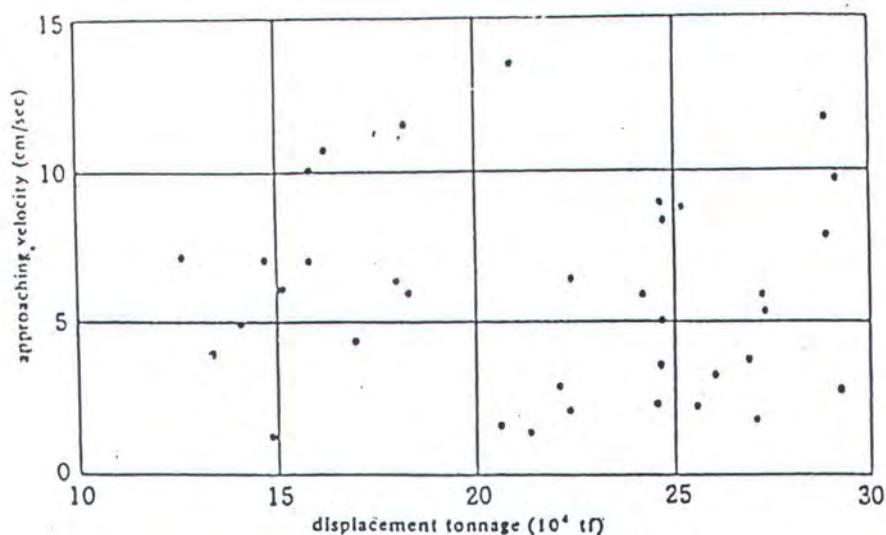
Untuk menentukan kecepatan kapal tersebut, maka gambar 2.3.1.1 Diagram Vasco Costa & A.L.L. Baker (1985) di bawah ini dapat digunakan sebagai indeks untuk menafsirkan kecepatan pendekatan. Diagram tersebut menunjukkan hubungan antara berthing speed dan kondisi navigasi dengan mempertimbangkan kondisi sheltering fasilitas berthing, ukuran kapal dan sebagainya.



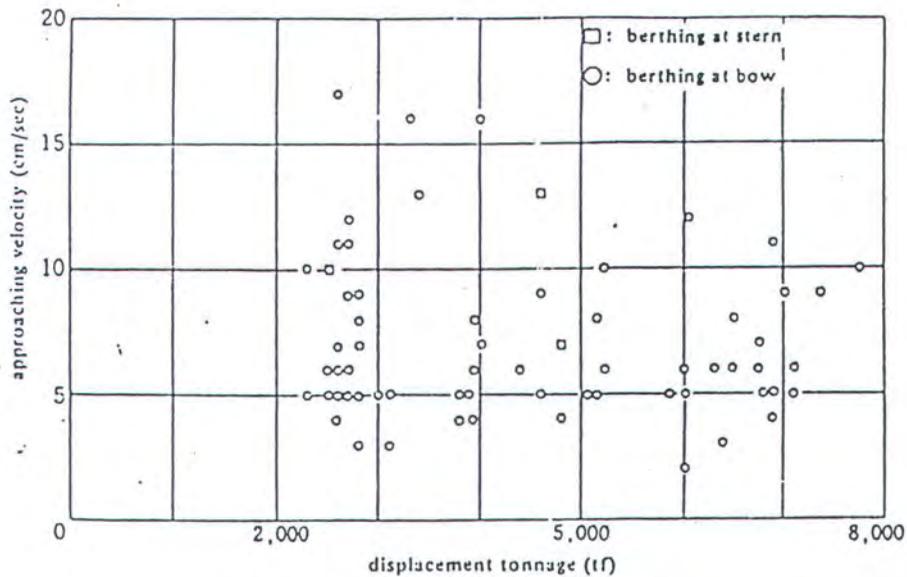
Gambar 2.3.1.1 Diagram Vasco Costa & Baker (1985)

Menurut hasil studi yang telah dilakukan tentang kecepatan pendekatan, diperoleh hubungan antara kecepatan pendekatan dan displacement tonnage untuk kapal ferry seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.3.1.2 dan gambar 2.3.1.3.

Hubungan antara displacement tonnage dan kecepatan pendekatan dari ferry dalam arah sumbu yang sama cenderung naik ke atas. Kecepatan pendekatan tersebut akan berkurang ketika displacement tonnage bertambah. Demikian juga kecepatan pendekatan untuk kapal ferry biasanya lebih dari 15 cm/s.



Gambar 2.3.1.2 Hubungan antara approaching velocity dan displacement tonnage



Gambar 2.3.1.3 Hubungan antara approaching velocity dan displacement tonnage untuk kapal ferry

### 2.3.2. Metode Bertambat (*Berthing Method*)

Ketika kapal sedang bertambat, yang paling baik adalah merapat sejajar dengan dermaga, tetapi yang sering terjadi adalah kapal tersebut bertambat dengan membentuk sudut tertentu pada haluan kapal dengan dermaga, kemudian melakukan gerakan *rolling* untuk merapat ke tepi dermaga pada arah longitudinal. Pada kasus seperti ini energi bertambat akan lebih kecil dari energi kinetik yang sebenarnya. Sehingga dalam perhitungan energi bertambat (*berthing energy*), perlu dipertimbangkan *faktor eksentrisitas* pada saat bertambat.

Energi bertambat kapal itu sendiri dapat dihitung dengan formula energi kinetik kapal sebagai berikut (Shibata, 1995) :

$$E_K = \frac{1}{2g} x W v^2 \quad (2.1)$$

dimana :

- $E_K$  = energi kinetik kapal (ton.m)  
 $W$  = berat virtual kapal (ton)  
 $v$  = kecepatan bertambat kapal (m/sec)  
 $g$  = percepatan gravitasi (m/sec<sup>2</sup>).

Energi yang dipakai oleh sebuah kapal pada saat kapal tersebut melakukan gerakan *turning* dan *rolling* untuk merapat ke dermaga dapat dihitung dengan formula sebagai berikut :

$$E_1 = \frac{1}{2g} x W v^2 x \frac{(l/r)^2}{1 + (l/r)^2} \quad (2.2)$$

dimana ;

- $E_1$  = energi bertambat efektif (ton.m)  
 $l$  = jarak paralel terhadap dermaga yang diukur dari titik kontak ke titik pusat gravitasi kapal (m)  
 $r$  = jari-jari girasi pada sumbu vertikal melalui pusat gravitasi pada bidang horisontal (m).

Sehingga energi bertambat efektif kapal merupakan perbedaan antara energi kinetik kapal dengan energi yang dipakai/dikonsumsi oleh kapal, dan dapat dihitung dengan formula sebagai berikut :

$$E = E_k - E_1$$

$$E = \frac{1}{2g} x W v^2 - \frac{1}{2g} x W v^2 x \frac{(l/r)^2}{1+(l/r)^2}$$

$$E = \frac{1}{2g} W v^2 x \frac{1}{1+(l/r)^2} \quad (2.3)$$

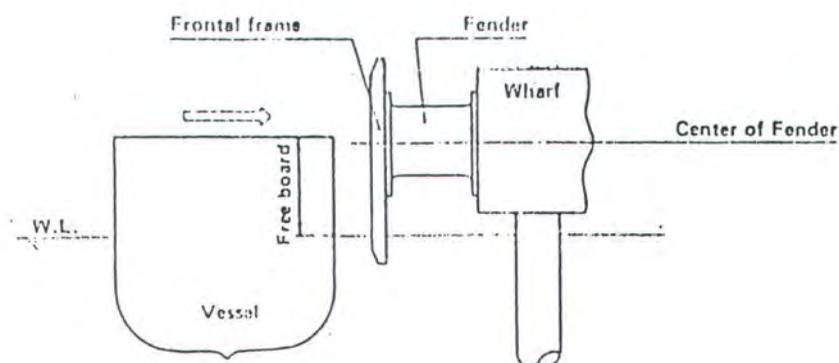
## 2.4. KONDISI ALAM

Dalam merencanakan suatu sistem fender, maka faktor-faktor kondisi alam perlu dipertimbangkan dalam penentuan desain dan pemasangan sistem fender pada dermaga dan terminal ferry. Shibata (1995) menentukan bahwa kondisi alam yang berpengaruh dalam perencanaan sistem fender yaitu :

### *1. Beda pasang surut antara pasang tertinggi dan surut terendah*

Beda pasang surut yang terjadi sangat berpengaruh dalam menentukan sistem fender yang akan digunakan, sehingga kapal dapat bertambat pada posisi yang tepat dalam berbagai kondisi pasang surut yang terjadi.

Gambar 2.4 menunjukkan posisi penempatan sistem fender pada dermaga.



Gambar 2.4 Posisi penempatan fender pada dermaga (Bridgestone, 1995)

### 2. Kecepatan angin (*wind velocity*)

Kecepatan angin akan berpengaruh terutama pada saat freeboard kapal sangat tinggi, seperti pada saat kapal tanpa muatan atau pada saat pengisian ballast. Sistem fender yang direncanakan harus mampu menahan beban serta tidak rusak saat menerima tekanan yang berlebih yang diteruskan oleh kapal akibat gaya yang ditimbulkan oleh angin yang kuat.

### 3. Kecepatan arus (*current velocity*)

Arus yang kuat dapat mempengaruhi pergerakan kapal saat kapal tersebut bertambat. Pada areal pelabuhan hal tersebut dapat diatasi dengan adanya kolam pelabuhan. Akan tetapi pada pelabuhan seperti floating dock, fitting out piers, dan dermaga-dermaga dengan tipe

terbuka (open piers) seperti dolphin maka pengaruh kecepatan arus harus diperhitungkan.

## 2.5. KONDISI DERMAGA

Dalam perencanaan suatu sistem fender untuk pelabuhan atau dermaga khususnya dermaga ferry, maka sangat diperlukan sekali data-data yang cukup mengenai dermaga tersebut karena hal tersebut akan berpengaruh langsung terhadap sistem fender yang akan digunakan. Shibata (1995) menentukan bahwa data-data tersebut terdiri dari :

- a. Bentuk dan tipe dermaga
- b. Panjang dermaga
- c. Ketinggian dermaga
- d. Lebar dermaga
- e. Kedalaman lokasi
- f. Kekuatan dermaga
- g. Kemampuan dermaga menyerap energi
- h. Fasilitas pemuatan

Bentuk dan tipe dermaga (a) berhubungan dengan perhitungan energi bertambat dan kondisi bertambat. (b) sampai dengan (h) berpengaruh langsung pada penentuan jarak antar fender, jumlah fender, arah dan metode pemasangan dari sistem fender itu sendiri.

## 2.6. METODE PERENCANAAN SISTEM FENDER PADA DERMAGA

Metode perencanaan yang sering digunakan untuk melengkapi fasilitas dermaga dengan sistem fender adalah pemilihan secara tepat perangkat fender untuk menyerap energi impact kapal yang sedang bertambat (ship's berthing impact force).

Ueda (1995), dalam 'Seminar On Fender System' yang diselenggarakan oleh The Overseas Coastal Area Development Institute of Japan (OCDI) mengatakan bahwa metode untuk menentukan besarnya energi tambat kapal meliputi metode dengan penggunaan formula-formula, metode statistik, metode eksperimen dengan model hidrolis (hydraulic model) dan metode hidromekanika (hydromechanical method). Tetapi metode yang paling banyak digunakan adalah metode dengan formula-formula. Metode tersebut terdiri dari :

1. Energi impact kapal dihitung berdasarkan metode energi kinetik dengan formula sebagai berikut :

$$E = \frac{1}{2g} \times W_s \times v^2 \times C_e \times C_m \times C_s \times C_c \quad (2.4)$$

dimana :

E = energi tambat kapal (ton-m)

g = percepatan gravitasi (m/sec<sup>2</sup>)

W<sub>s</sub> = Displacement tonnage kapal (ton)

$v$  = kecepatan kapal bertambat (m/sec)

$C_e$  = faktor eksentrisitas

$C_m$  = faktor massa semu

$C_s$  = faktor kelembutan

$C_c$  = koefisien konfigurasi tambatan.

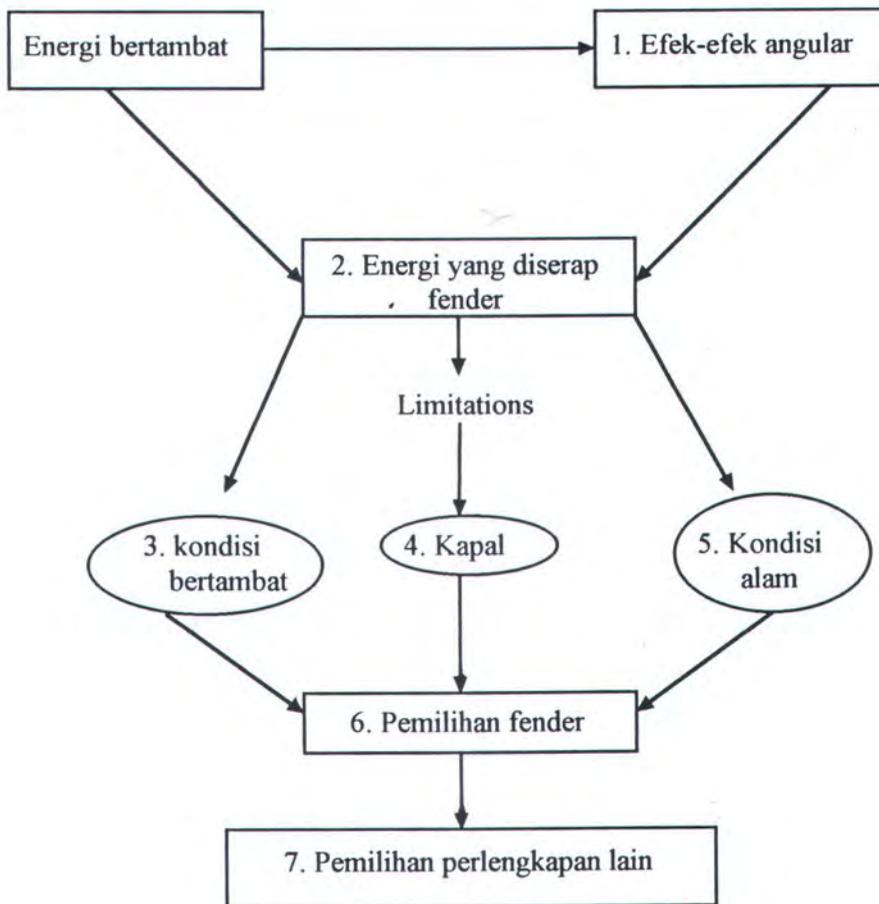
2. Dalam perencanaan sistem fender pada fasilitas tambat dermaga dan pelabuhan harus dilakukan pemilihan tipe dan jenis sistem fender yang tepat sehingga satu perangkat sistem fender tersebut dapat menyerap energi tambat kapal dengan baik. Satu perangkat sistem fender berarti bahwa satu atau lebih fender yang bekerja sebagai satu kesatuan (unit) untuk menyerap energi tambat kapal. Fender tersebut dipasang pada jarak tertentu sepanjang dermaga.
3. Apabila dimensi utama kapal telah diketahui, maka displacement kapal dihitung berdasarkan dimensi utamanya, tetapi bila ukuran tersebut tidak diketahui maka displacement kapal dihitung berdasarkan pada ukuran dan dimensi standar dari kapal yang sejenis.
4. Menentukan harga kecepatan pendekatan, faktor eksentrisitas ( $C_e$ ), faktor kelembutan ( $C_s$ ), dan faktor konfigurasi bertambat ( $C_c$ ). Faktor massa semu ( $C_m$ ) dapat dihitung dengan menggunakan formula-formula seperti yang ditunjukkan pada tabel 2.6 berikut ini :

Tabel 2.6 Metode Perhitungan Virtual Mass,  $C_m$  (Ueda, 1995)

No.	Metode	Formula
1.	Grim	$C_m = 1,3 + 1,8 (d/B)$
2.	Vasco Costa	$C = 1,0 + 2,0 (d/B)$
3.	Saurin	$C_m = 1,3$
4.	Rupert	$C_m = 0,9 + 1,5 (d/B)$
5.	Giraudet	$C_m = 1,2 + 0,12 d/(H-d)$ untuk $H > 1,07d$
6.	Blok & Dekker	$C_m = 3,8$
7.	T.E. Stelson (experiment)	$C_m = 1,0 + 0,25\pi d^2 L_{wo}/W$
8.	Le Harve (field experiment)	$C_m = 1,4 \text{ s/d } 1,7$
9.	Ueda	$C_m = 1,0 + (\pi/2C_b)(d/B)$
10.	Motora	$C_m = 1,6 \text{ s/d } 2,6$
11.	Hayshi	$C_m = 2,4 \text{ s/d } 3,6$
12.	Fujino	$C_m = 2,1 \text{ s/d } 3,6$
13.	Wakakuwa	$C_m = 1,3 \text{ s/d } 2,2$

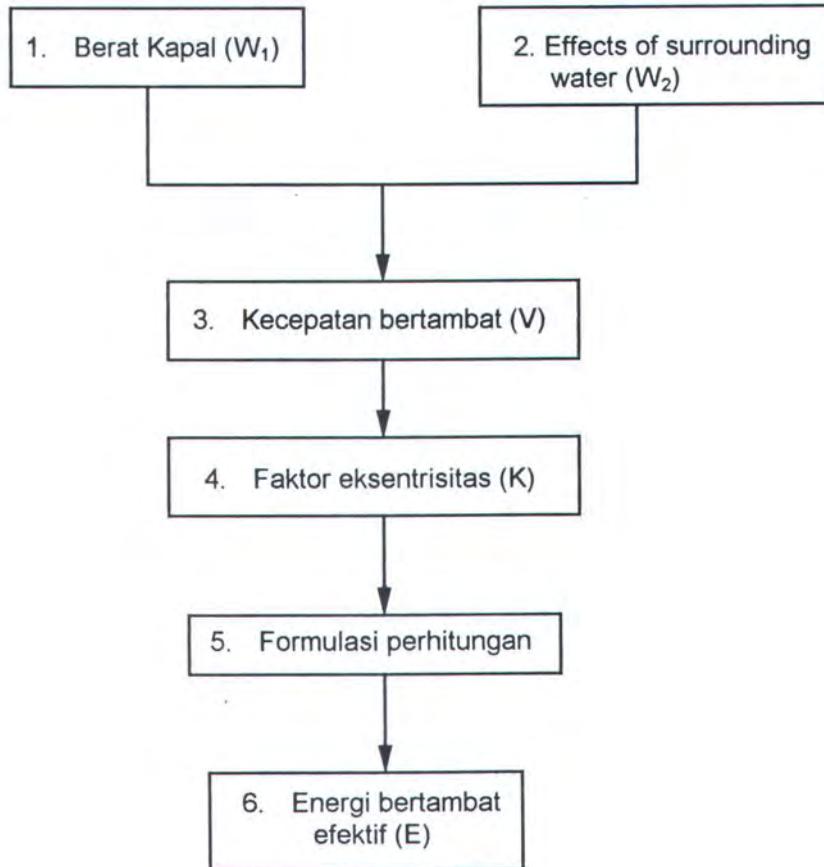
## 2.7. DIAGRAM ALIR PERENCANAAN SISTEM FEDER DAN PERHITUNGAN ENERGI BERTAMBAT

Dalam perencanaan suatu sistem fender, *Bridgestone* (1995) yang dikutip dari *Bridgestone Marine Fender Catalogue* memberikan suatu diagram alir yang menggambarkan aliran proses perencanaan sistem fender. Diagram alir dibawah ini diharapkan dapat mempermudah pemahaman tentang suatu proses perencanaan sistem fender sebagai berikut :



Gambar 2.7.1 Diagram alir perencanaan sistem fender

Dalam perhitungan energi bertambat, *Bridgestone* (1995) juga memberikan bentuk diagram alir yang dapat dijadikan acuan dalam melakukan perhitungan energi bertambat sebagai berikut :



Gambar 2.7.2 Diagram alir perhitungan energi bertambat.

## 2.8. PERKEMBANGAN SISTEM FENDER

Pemilihan sistem fender yang tepat untuk suatu dermaga atau pelabuhan merupakan pekerjaan yang tidak mudah, karena banyak parameter-parameter yang terkait serta banyak pilihan sistem fender yang ada sekarang ini. Sehingga tidak dimungkinkan untuk membuat rekomendasi secara umum terhadap pemilihan sistem fender.

Agerschou (1984) menyebutkan bahwa pemasangan satu atau beberapa unit sistem fender pada fasilitas bertambat (pelabuhan dan dermaga) bertujuan untuk :

- a. Menghindari kontak langsung antara dermaga dengan kapal ketika kapal tersebut sedang bertambat.
- b. Mengurangi resiko dari gerakan kapal yang sedang bertambat karena pengaruh resonansi gelombang.
- c. Menyerap energi bertambat kapal (berthing impact force).

Penggunaan sistem fender telah dimulai dengan digunakannya kayu dan tiang pancang dari kayu. Pada perkembangan selanjutnya penggunaan kayu telah digantikan oleh fender karet karena deformasi yang terjadi pada kayu dan tiang pancang sangat kecil yang mengakibatkan tidak adanya energi yang diserap pada sistem fender ini, kemungkinan terjadinya kerusakan pada lambung kapal sangat besar terutama pada kondisi cuaca buruk dan ukuran kapal yang besar. Fender kayu dan tiang pancang ini masih banyak digunakan untuk mencegah lambung kapal dan dermaga dari pengaruh abrasi dan kerusakan dengan cara meningkatkan bidang kontak antara fender dengan lambung kapal.

Dengan semakin pesatnya perekonomian dan perdagangan dunia memacu untuk meningkatkan ukuran kapal dan bobotnya, hal ini berarti bahwa fasilitas bertambat juga harus mampu untuk menyerap energi tambat kapal yang semakin besar. Salah satu pertimbangan pada kapal dengan ukuran besar adalah tekanan ijin pada lambung kapal. Sistem fender karet mampu untuk menyerap energi tambat kapal dengan memberikan tekanan yang lebih kecil dari tekanan lambung

tambat kapal dengan memberikan tekanan yang lebih kecil dari tekanan lambung kapal. Kebanyakan sistem fender yang digunakan di seluruh dunia adalah sistem fender karet. Pada awal perkembangannya tipe fender silinder (cylindrical) dan kotak (square) banyak digunakan tetapi sekarang telah digantikan dengan sistem baru dengan unjuk kerja yang lebih baik.

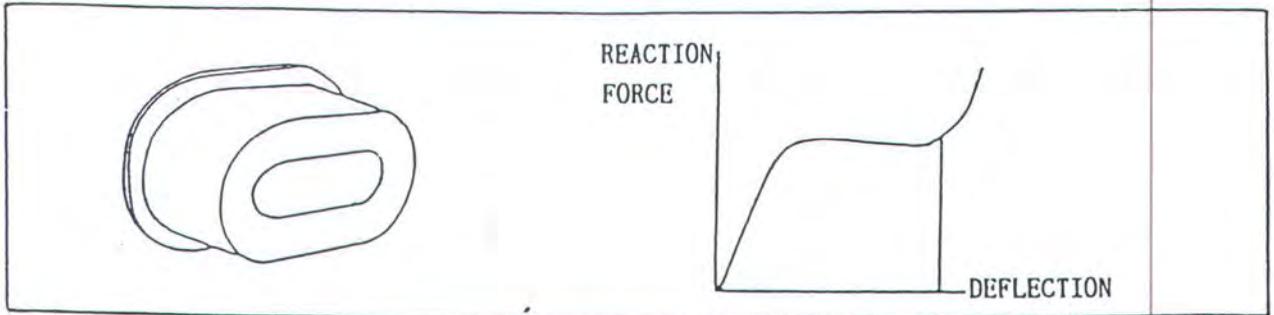
Sistem fender karet berbeda dengan fender kayu atau tiang pancang karena fender karet dapat mengurangi gayaambat dengan menyerap energiambat dengan cara berdeformasi dan buckling. Karena itu secara alami fender harus mempunyai sifat elastis (elasticity) dan mudah berdefleksi (easily deflect). Gaya reaksi yang terjadi pada fender harus kecil pada saat menyerap energi yang besar selama proses defleksi fender.

Fender karet ini banyak digunakan pada dermaga dan pelabuhan sesuai dengan kebutuhannya. Menurut karakteristiknya fender karet dikategorikan menjadi tiga tipe, yaitu :

### ***1. Tipe Fender Solid***

Tipe fender ini mempunyai bentuk bermacam-macam, mekanisme dasar sistem kerjanya dengan berdefleksi sesuai dengan macam atau bentuknya. Fender ini dapat diklasifikasikan secara umum dalam dua macam :

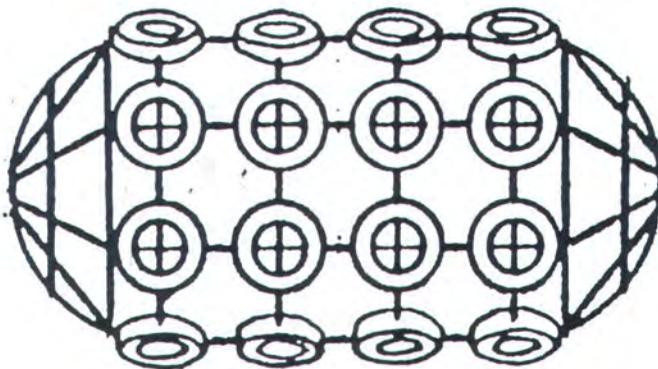
- a. Fender yang hanya terdiri dari karet, dipakai untuk keperluan umum dan dermaga/pelabuhan rakyat.
- b. Fender dengan tambatan rangka pelindung (protector panel/frontal frame) pada bagian atas dan sering digunakan untuk kapal-kapal besar pada dermaga tertentu. Perhatikan gambar 2.8.1.



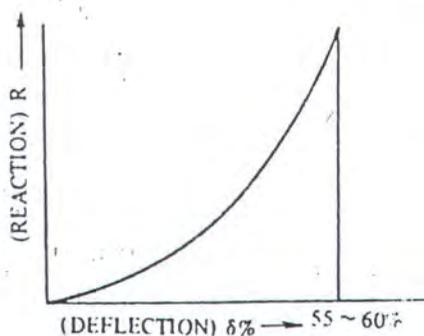
Gambar 2.8.1 Tipe Fender Solid (Shibata, 1995)

## 2. Tipe Fender Pneumatic

Fender tipe ini menyerap energi tambat dengan elastisitas udara di dalam fender lebih besar dari elastisitas karet. Dikenal dengan nama tipe fender lunak dan gaya reaksinya meningkat sebanding dengan defleksi yang terjadi. Dibawah ini diberikan contoh tipe fender pneumatic (pneumatic/floating type) dan kurva performa fender tersebut dalam menyerap energi dan melakukan defleksi.



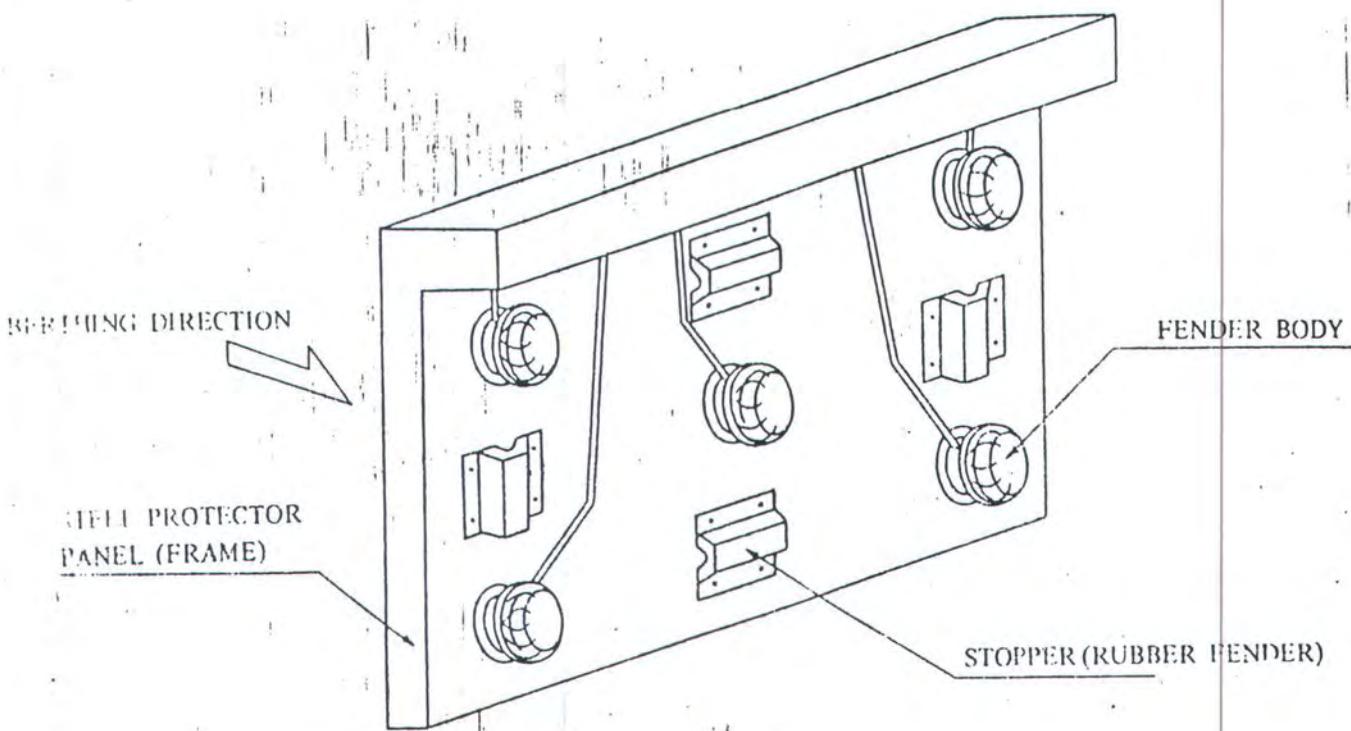
Gambar 2.8.2 Fender Pneumatic/Floating Type (PIANC, 1980)



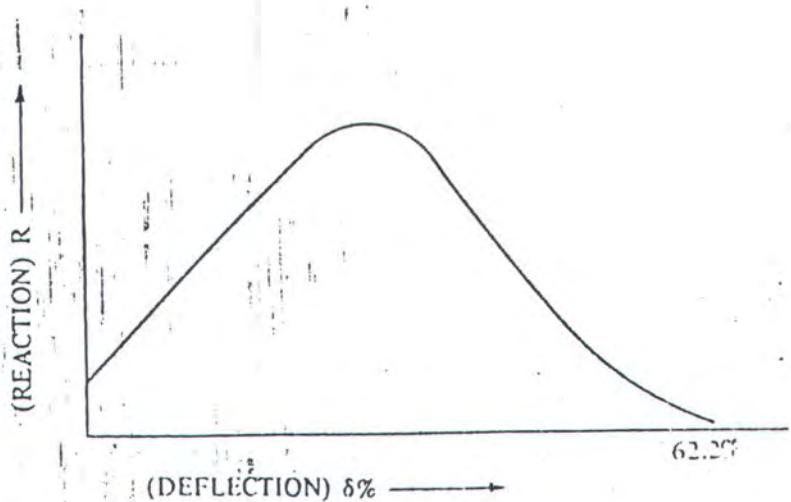
Gambar 2.8.3 Kurva Reaksi - Defleksi Tipe fender Pneumatic (PIANC, 1980)

### 3. Tipe Fender Hydraulic

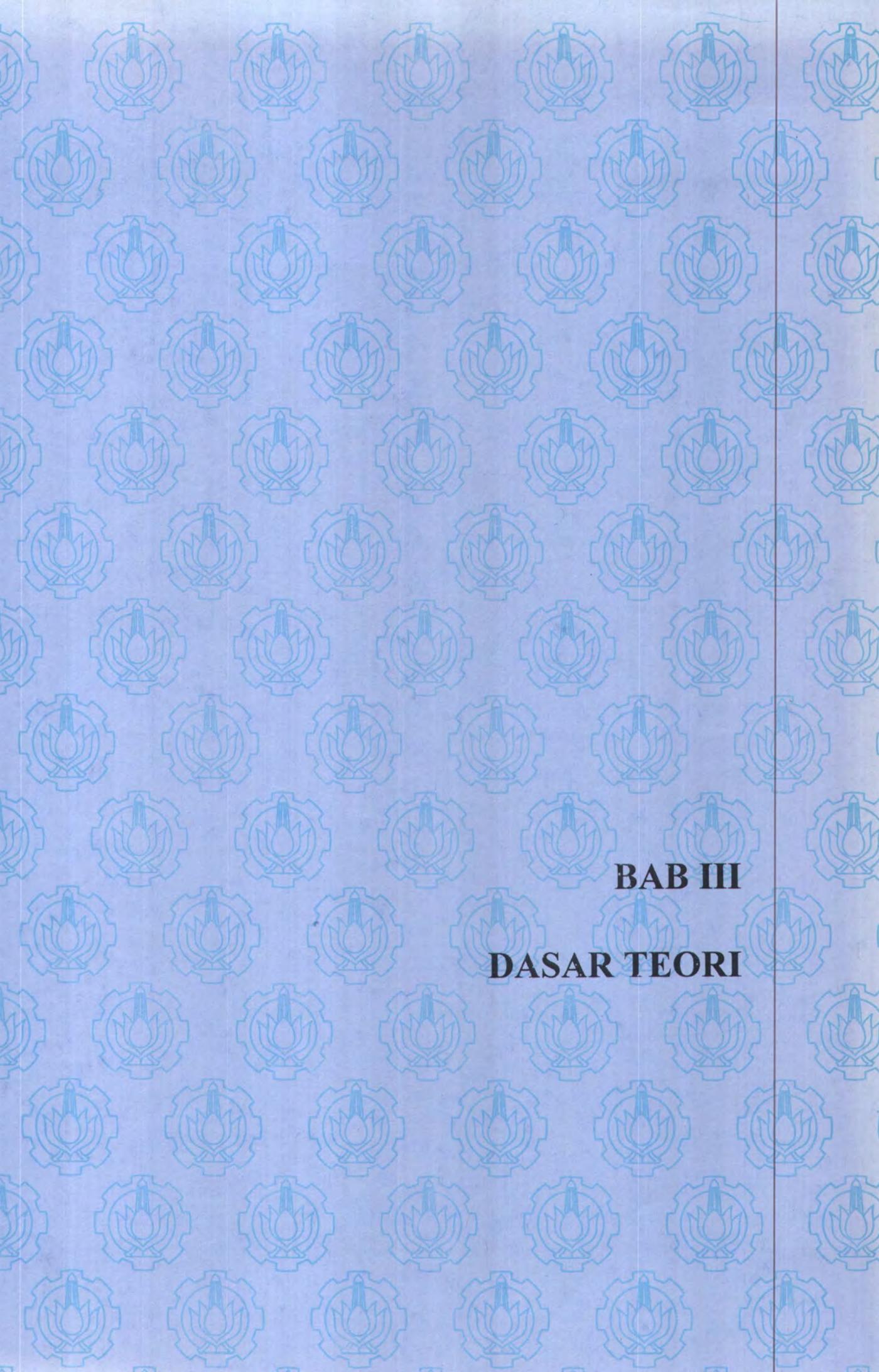
Fender tipe ini dikembangkan khusus untuk kapal ferry, unjuk kerja dalam menreap energi sangat baik sekali. Tipe fender ini terdiri dari hydraulic rubber bag, seringkali digunakan juga foam sebagai sistem hidrauliknya, water tank, dan protector panel. Saat kapal merapat dan menyentuh protector panel, air dalam hydraulic rubber bag terdorong ke water tank lewat pipa. Selama pergerakan air ini tekanan air akan timbul yang menyerap energi tambat kapal. Sistem ini menjamin merapatnya kapal tanpa hentakan. Tipe fender ini sama dengan tipe fender pneumatic dengan konstruksi dalam yang berbeda.



Gambar 2.8.4 Tipe Fender Hydraulic (PIANC, 1980)



Gambar 2.8.5 Kurva Reaksi - Defleksi Tipe Fender Hydraulic (PIANC, 1980)



**BAB III**  
**DASAR TEORI**

## BAB III

### DASAR TEORI

#### 3.1. KONSEP ENERGI KINETIK

Untuk dapat mengetahui besarnya energi bertambat kapal digunakan konsep energi kinetik sebagai dasar untuk menghitung besarnya energi bertambat kapal. Berikut ini diuraikan konsep energi kinetik secara umum dari suatu benda dan penggunaannya dalam perhitungan energi bertambat kapal.

Menurut Cornick (1968) energi kinetik suatu benda diturunkan dari momentum yang terjadi pada benda karena benda tersebut mempunyai massa  $m$  dan bergerak dengan kecepatan  $v$ . Energi kinetik tersebut diturunkan dengan menganggap benda bergerak dengan kecepatan  $u$ . Untuk menghitung besarnya kerja yang dilakukan, dimulai pada saat benda tersebut bergerak sampai berhenti. Persamaan dapat disusun dengan perubahan laju kecepatan dari  $u$  ke 0 karena pengaruh gaya  $P$ ,  $a$  menunjukkan percepatan dan  $s$  adalah jarak yang dilalui :

$$v^2 - u^2 = 2as \quad (3.1)$$

$$0 - u^2 = 2as \quad \rightarrow \quad s = -\frac{u^2}{2a}$$

dimana  $P = m.a$

Adanya gaya  $P$  akan mengakibatkan benda bergerak sejauh  $s$ , sehingga kerja yang dilakukan gaya  $P$  adalah  $P.s$ , atau :

$$m \cdot a \cdot s = m \cdot a \times -\frac{u^2}{2a} = -\frac{1}{2} \cdot mu^2 \quad (3.2)$$

Kerja yang diakibatkan oleh benda  $m$  akan berlawanan arah dengan gaya  $P$ . Jadi besarnya energi kinetik  $E_K$  yang timbul adalah :

$$E_K = \frac{1}{2} mu^2 \quad \text{atau}$$

$$E_K = \frac{1}{2} mv^2$$

Sears dan Zemansky (1969) memberikan perumusan umum untuk menghitung besarnya energi kinetik sebagai berikut :

$$E_K = \frac{1}{2} mv^2 \quad (3.3)$$

dimana :

$E_K$  = energi kinetik suatu benda (N)

$m$  = massa benda (kg)

$v$  = kecepatan suatu benda (m/sec)

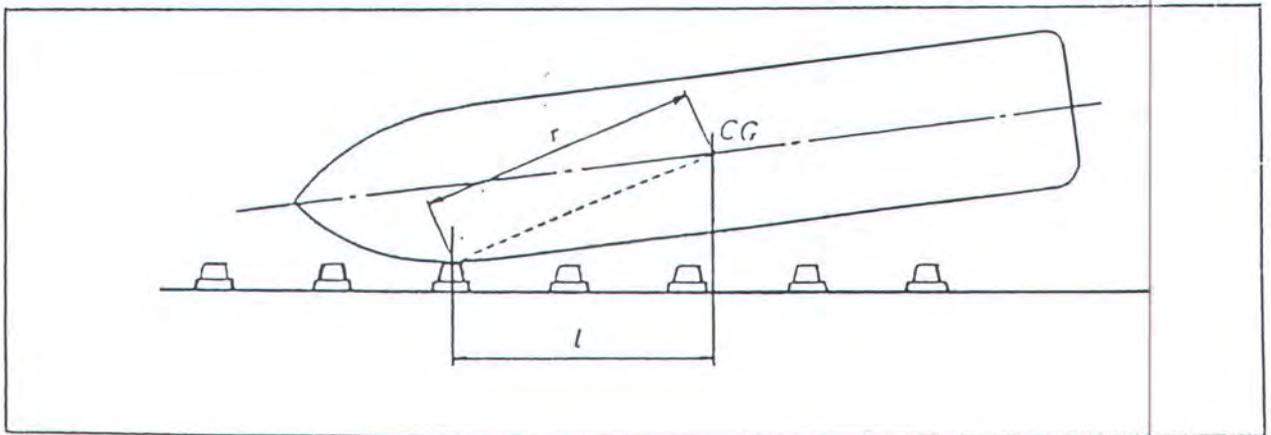
Persamaan diatas merupakan persamaan energi kinetik dari benda yang bergerak dengan kecepatan  $v$  dan mempunyai massa  $m$  yang akan digunakan untuk menghitung besarnya energi tambat kapal saat bersandar pada dermaga.

### 3.2. PERHITUNGAN ENERGI BERTAMBAT KAPAL

Ketika sebuah kapal merapat di dermaga, pertama kali kapal akan membentur fender yang terpasang di sepanjang dermaga pada titik kontak tertentu. Titik kontak tersebut pada umumnya terletak pada 'quarter point' yaitu pada seperempat panjang kapal. Fender akan tertekan dan secara simultan kapal

akan bergerak merapat di dermaga serta bergerak tegak lurus dengan garis dermaga karena menyerap energi reaksi fender akibat benturan. Kondisi pada saat kapal bertambat di dermaga dapat dilihat pada gambar 3.2.

Energi yang timbul akibat benturan tersebut sebagian diserap oleh struktur dermaga itu sendiri dengan cara berdefleksi serta diserap oleh deformasi elastis lambung kapal. Yang perlu diperhatikan dalam hal ini adalah reaksi maksimum yang diberikan oleh sistem fender ketika kapal bertambat di dermaga.



Gambar 3.2 Kondisi Saat kapal Bertambat di Dermaga (Shibata, 1995)

Menurut Hasmukh dan Oza (1976) besarnya energi kinetik sebuah kapal dapat dihitung dengan mensubstitusikan harga  $\frac{W}{g}$  untuk massa  $m$  ke dalam persamaan (3.3) sehingga diperoleh persamaan :

$$E_k = \frac{W}{2g} \cdot v^2 \quad (3.4)$$

dimana :

$E_K$  = Energi kinetik kapal

$W$  = Bobot kapal yaitu displacement tonnage kapal (ton)

$v$  = Kecepatan kapal saat bertambat (m/sec)

$g$  = Percepatan gravitasi (9,8 m/sec<sup>2</sup>)

Pada saat bertambat kapal akan merapat ke dermaga dengan membentuk sudut  $\theta$  dengan garis dermaga, pada umumnya membentuk sudut sebesar 10°. Titik kontakannya terletak pada 'quarter point' yaitu seperempat panjang kapal. Besarnya kecepatan bertambat kapal untuk menghitung energi impact menjadi  $v \sin \theta = V$ , sehingga energi kinetik pada sudut  $\theta$  menjadi :

$$E_1 = \frac{WV^2}{2g} \quad (3.5)$$

Hasmukh dan Oza (1976) menyatakan bahwa pada saat kapal merapat ke dermaga, kapal melakukan pergerakan rotasi. Pergerakan kapal tersebut akan mempengaruhi besarnya energi yang digunakan. Dinyatakan bahwa energi yang digunakan dalam pergerakan tersebut dapat dihitung sebagai berikut :

$$E_R = \frac{WV^2}{2g} \times \frac{\left(\frac{l}{r}\right)^2}{1 + \left(\frac{l}{r}\right)^2} \quad (3.6)$$

dimana :

$E_R$  = energi yang digunakan

$l$  = jarak antara titik kontak dengan titik berat kapal (m)

$r$  = jari-jari girasi antara titik kontak dengan titik berat kapal (m)

=  $\frac{1}{4}$  . panjang kapal (L).

Besarnya energi bertambat efektif diperoleh dengan cara mengurangi energi rotasi  $E_R$  (persamaan 3.6) dari energi kinetik pada sudut  $\theta$  (persamaan 3.5). *Japanese National Section of Permanent International Association of Navigation Congress* (JNSPIANC, 1980) menyatakan bahwa perhitungan energi bertambat efektif perlu dilakukan karena impact yang timbul akibat pertambahan kapal akan dihitung dengan asumsi bahwa energi bertambat efektif dari kapal akan diserap oleh fender dan fasilitas tambat lainnya.

Besarnya energi bertambat efektif adalah :

$$E = E_1 - E_R \quad (3.7)$$

$$E = \left( \frac{WV^2}{2g} \right) - \left( \frac{WV^2}{2g} \times \frac{\left( \frac{l}{r} \right)^2}{1 + \left( \frac{l}{r} \right)^2} \right)$$

$$E = \left( \frac{WV^2}{2g} \right) \times \left( 1 - \frac{\left( \frac{l}{r} \right)^2}{1 + \left( \frac{l}{r} \right)^2} \right)$$

$$E = \left( \frac{WV^2}{2g} \right) \times \left( \frac{1 + \left( \frac{l}{r} \right)^2}{1 + \left( \frac{l}{r} \right)^2} - \frac{\left( \frac{l}{r} \right)^2}{1 + \left( \frac{l}{r} \right)^2} \right)$$

$$E = \frac{WV^2}{2g} \times \frac{1}{1 + \left( \frac{l}{r} \right)^2} \quad (3.8)$$

dimana :

E = energi bertambat efektif

$E_1$  = energi kinetik

$E_R$  = energi yang digunakan.

### 3.3. PERHITUNGAN BERAT KAPAL

Perhitungan berat kapal untuk menentukan energi bertambat kapal tidak terlepas dari kapal sebagai obyek utama yang digunakan untuk bertambat. Berikut ini akan dijelaskan mengenai perhitungan berat kapal dan berat tambah kapal serta metode bertambat yang digunakan yang akan berpengaruh dalam perencanaan dan perhitungan yang akan dilakukan.

#### 3.3.1. Berat Kapal

Dalam perhitungan energi bertambat dari sebuah kapal, Shibata (1995) memberikan rumusan bahwa berat kapal ( $W$ ) merupakan penjumlahan dari berat kapal sesungguhnya atau disebut juga 'actual ship weight' ( $W_1$ ) dengan berat tambah kapal atau added weight ( $W_2$ ). Sehingga berat kapal yang akan digunakan untuk menghitung energi tambat kapal merupakan berat semu kapal (Virtual Weight) dan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$W = W_1 + W_2 \quad (3.9)$$

dimana :

$W$  = berat semu kapal (virtual weight), ton.

$W_1$  = actual ship weight, ton.

$W_2$  = berat tambah kapal (added weight), ton.

$W_1$  diperoleh dari displacement tonnage kapal. Pada Bab II telah dijelaskan mengenai karakteristik kapal, berat kapal serta dimensi standart kapal menurut Japan International Cooperation Agency (JICA, 1995) dan dimensi standart kapal ferry di Indonesia (JICA, 1993) yang dapat dijadikan acuan untuk

menghitung besarnya displacement tonnage kapal untuk ukuran dan tipe kapal yang sama atau dari data-data yang diperoleh di lapangan.

### 3.3.2. Berat Tambah (Added Weight)

Karena kapal bergerak dengan percepatan uniform pada suatu fluida maka akan timbul hambatan yang merupakan hasil perkalian antara percepatan kapal dengan berat semu kapal yang lebih dikenal dengan berat tambah (added weight). Terdapat dua metode perhitungan berat tambah kapal ( $W_2$ ) yaitu *metode F. Vasco Costa* (dalam bukunya "The Berthing Ship") dan *metode silinder* (cylindrical method).

Vasco Costa (1985) memberikan formula untuk menghitung berat tambah kapal ( $W_2$ ) sebagai berikut :

$$W_2 = \frac{2D}{B} W_1 \quad (3.10)$$

dimana :

$W_2$  = berat tambah kapal (tons)

$W_1$  = displacement tonnage kapal (tons)

$D$  = sarat kapal (meter)

$B$  = lebar kapal (meter)

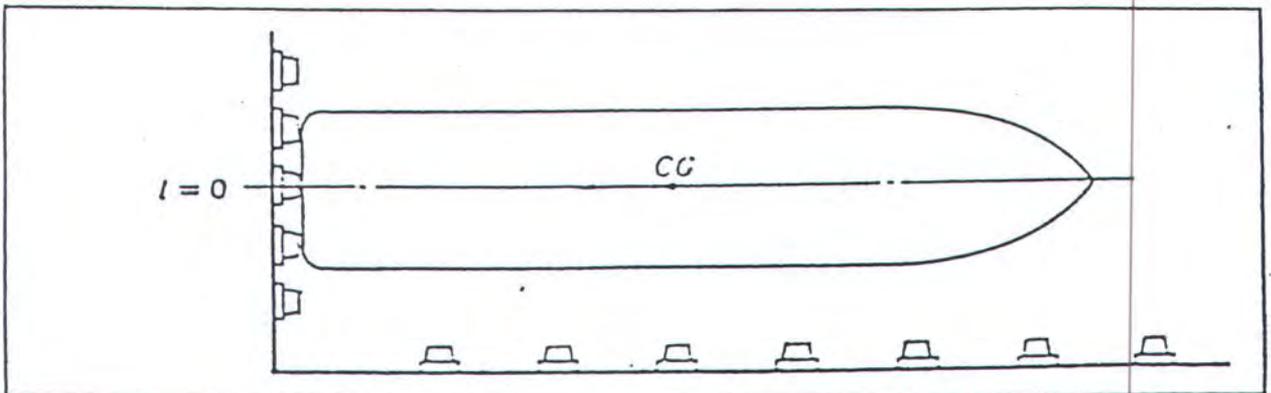
Metode silinder menyebutkan bahwa berat tambah dari sebuah kapal ( $W_2$ ) adalah sama dengan berat air laut dalam sebuah silinder dengan diameter sama dengan sarat kapal ( $d$ ) dan panjang silinder sama dengan panjang kapal ( $L$ ) yang dirumuskan sebagai berikut :

$$W_2 = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times L \times \rho \quad (3.11)$$

dimana :

- d = sarat kapal (meter)
- L = panjang kapal, Lpp atau Loa (meter)
- $\rho$  = berat jenis air laut (1,025 ton/m<sup>3</sup>)

Untuk kondisi dimana kapal (ferry) yang merapat ke dermaga dari haluan (bow) maupun dari buritan (stern) seperti terlihat pada gambar 3.3.2 dibawah ini, Shibata (1995) dan Bridgestone (1995) memberikan formula untuk menghitung  $W_2$  sebagai berikut :



Gambar 3.3.2 Kondisi saat kapal ferry merapat (Shibata, 1995)

$$W_2 = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times B \times \rho \quad (3.12)$$

dimana :

- $W_2$  = berat tambah kapal (tons)
- d = sarat kapal (meter)
- B = lebar kapal (meter)
- $\rho$  = berat jenis air laut (1,025 ton/m<sup>3</sup>)

### 3.4. PERHITUNGAN ENERGI TAMBAT EFEKTIF MENURUT BRIDGESTONE

Perhitungan energi tambat efektif kapal dapat dilakukan dengan menggunakan formula yang telah dikembangkan oleh Bridgestone dan telah banyak digunakan di Jepang menurut *Standar Teknis Fasilitas Pelabuhan dan Dermaga, Japanese Port and Harbour Association (JPHA,1989)* dan di Inggris menurut *British Standard Code of Practice for Maritime Structure, Part 4. Design of fendering and mooring systems* (British Standard Institution, 1985).

#### FORMULA

$$E = \frac{WV^2}{2g} \times C_e \times C_m \times C_s \times C_c \quad (3.13)$$

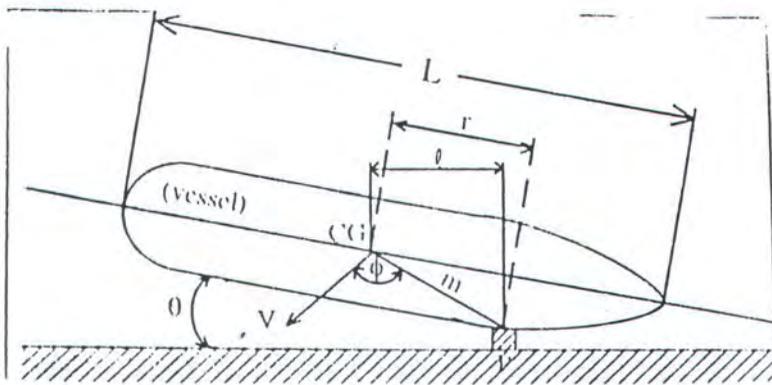
dimana :

- E = energi tambat efektif (ton.m)
- W = displacement kapal (ton)
- V = kecepatan pendekatan kapal (m/s)
- C<sub>e</sub> = faktor eksentrisitas
- C<sub>m</sub> = faktor massa virtual
- C<sub>s</sub> = softness coefficient
- C<sub>c</sub> = shape/configuration coefficient

#### 3.4.1. Faktor Eksentrisitas (C<sub>e</sub>)

Pada saat kapal bertambat akan membentuk sudut tertentu dengan dermaga (wharf maupun dolphin), sehingga energi kinetik total dari kapal perlu dikoreksi dengan faktor eksentrisitas dengan mempertimbangkan gerakan

manuver kapal, tipe dan jenis kapal, dan jarak antar fender (Ueda, 1981) . Gambar 3.4.1.1 menunjukkan batasan-batasan yang menentukan besarnya faktor eksentrisitas.



Gambar 3.4.1.1 Batasan yang menentukan faktor eksentrisitas (Shibata, 1995)

dimana :

- L = panjang kapal
- CG = titik berat kapal (centre of gravity)
- P = titik kontak saat kapal bertambat (berthing point)
- l = jarak paralel diukur dari titik kontak ke titik berat
- r = jari-jari girasi
- m = jarak dari kontak point ke titik berat
- $\phi$  = sudut antara m dan vektor kecepatan
- $\theta$  = sudut saat kapal bertambat

Besarnya faktor eksentrisitas tersebut dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang diformulasikan oleh Ueda (1981) sebagai berikut :

$$C_e = \frac{1}{1 + \left(\frac{l}{r}\right)^2} \quad (3.14)$$

dimana :

$C_e$  = faktor eksentrisitas

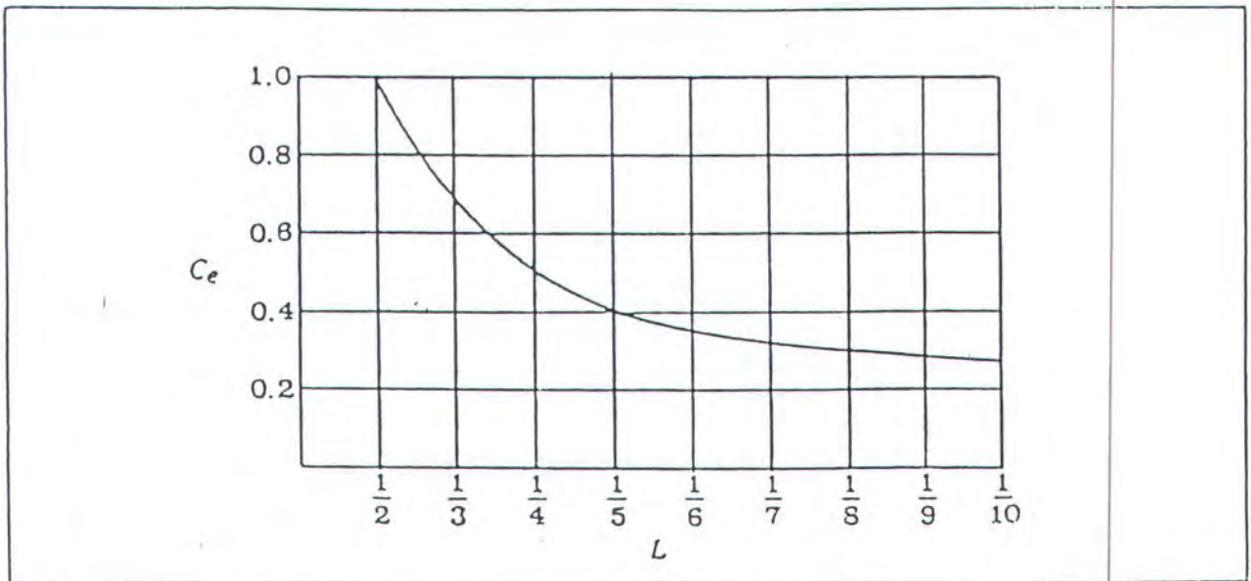
$l$  = jarak paralel yang diukur dari titik kontak ke CG

biasanya diperkirakan  $\frac{1}{4} L$  (panjang kapal) (m)

$r$  = jari-jari girasi pada sumbu vertikal melalui pusat gravitasi

pada bidang horisontal, biasanya diambil  $\frac{1}{4} L$  (m)

Bila nilai jari-jari girasi  $r$  tidak menggunakan  $\frac{1}{4} L$  dan  $l$  juga tidak  $\frac{1}{4} L$ , maka nilai  $C_e$  dapat dibaca dengan menggunakan grafik hubungan antara titik kontak dengan faktor eksentrisitas seperti terlihat pada gambar 3.4.1.2 berikut ini.



Gambar 3.4.1.2 Grafik nilai  $C_e$  untuk kondisi berthing point yang berbeda (Shibata, 1995)

### 3.4.2. Koefisien Massa Virtual (C<sub>m</sub>)

Besarnya nilai koefisien massa virtual yang akan digunakan dalam perhitungan energi tambat efektif pada dasarnya berkaitan erat dengan konsep pertambahan massa (added mass). Konsep pertambahan massa ini menjadi sangat

penting mengingat bahwa pada saat kapal akan merapat akan bekerja gaya-gaya inersia yang melawan perubahan kecepatan kapal yang bersangkutan. Besarnya nilai koefisien ini dapat dihitung dengan formula empiris yang dikembangkan oleh Ueda (1987) berdasarkan observasi lapangan dan eksperimen model yang diambil dari buku "Standard for Fender Design in Japan" (Shiraishi) dalam Seminar on Fender System yang diselenggarakan oleh The Overseas Coastal Area Development Institute of Japan (OCDI, 1995) sebagai berikut :

$$C_m = 1 + \frac{\pi}{2C_b} \times \frac{d}{B} \quad (3.15)$$

dimana :

$C_m$  = koefisien massa

$C_b$  = block coefficient ( $C_b = \frac{W_s}{L \cdot B \cdot d \cdot w_o}$ )

$L$  = panjang kapal (m)

$B$  = lebar kapal (m)

$d$  = sarat kapal (m)

$W_s$  = displacement tonnage kapal (ton)

$w_o$  = berat jenis air laut (1.025 ton/m<sup>3</sup>)

### 3.4.3 Faktor Kekakuan ( $C_s$ )

Faktor kekakuan (softness coefficient)  $C_s$  yang digunakan untuk menghitung energi tambat efektif adalah ratio antara energi tambat dan energi yang diserap oleh badan kapal. Faktor ini menunjukkan hubungan antara kekakuan (rigidity) kapal dan sistem fender, serta hubungan antara energi yang

diserap oleh kapal dan sistem fender. Hal ini juga berkaitan dengan deformasi lambung kapal serta induksi getaran di sekitar lambung kapal dan struktur dermaga yang dikonversikan dalam bentuk panas. Fenomena tersebut berkaitan dengan kekakuan relatif dari penggunaan material lambung kapal dan sistem fender yang digunakan. Besarnya energi ini cukup kecil sehingga Japanese Port and Harbour Association (JPHA, 1989) merekomendasikan besarnya  $C_s$  adalah 1,0 untuk material fender yang tergolong lunak. Untuk material yang tergolong keras harga  $C_s$  berkisar antara 0,9 - 1,0. Menurut Bridgestone (1995), oleh karena kapal relatif lebih kaku (rigid) dibandingkan dengan kelenturan sistem fender, maka nilai  $C_s$  adalah 0,9 atau 0,95 bila menginginkan faktor keamanan yang lebih tinggi.

#### **3.4.4. Faktor Bentuk Air/Konfigurasi Karena Tambat ( $C_c$ )**

Pada saat kapal bertambat dan merapat ke dermaga maka massa air yang ada di sekeliling badan kapal akan bergerak dan tertekan oleh badan kapal terhadap dermaga. Hal ini disebut *cushion effect* yang mempengaruhi besarnya energi yang diserap fender dan dermaga karena adanya massa air di sekeliling badan kapal. Fenomena ini erat kaitannya dengan sudut tambat, kecepatan bertambat, jarak antara dasar kapal (keel) dengan dasar laut, serta tipe dan geometri struktur dermaga. Menurut Japanese Port and Harbour Association (JPHA, 1989) besarnya  $C_c$  berkisar antara 0,8 - 1,0. Tabel 3.4.4 adalah beberapa nilai  $C_c$  yang direkomendasikan oleh JPHA (1989) untuk tipe dermaga yang berbeda.

Tabel 3.4.4 Koefisien konfigurasi untuk beberapa tipe dermaga (JPHA, 1989)

Tipe Dermaga	Cc
Tertutup (closed/solid pier)	0,8
Semi tertutup (semi closed)	0,9
Terbuka (open pier)	1,0

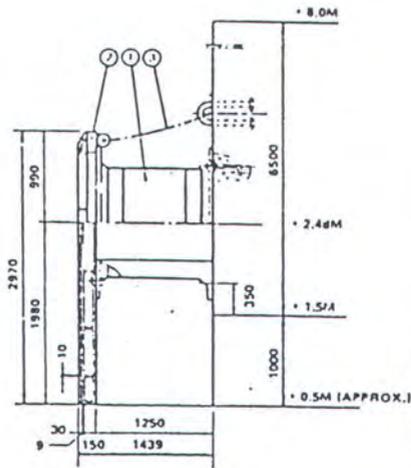
### 3.5. KONDISI ALAM YANG BERPENGARUH

Pada saat kapal akan bertambat ke dermaga perlu diperhitungkan pengaruh dari kondisi alam yang ada. Kondisi ini akan berpengaruh dalam desain dan pemasangan sistem fender pada suatu dermaga dan terminal ferry. Bridgestone (1995) dan Shibata (1995) menyatakan bahwa kondisi alam tersebut terdiri dari beda pasang surut, pengaruh tekanan angin dan pengaruh tekanan arus.

#### 3.5.1. Beda Pasang Surut

Beda pasang surut yang terjadi pada suatu dermaga sangat berpengaruh pada penempatan sistem fender yang akan digunakan, sehingga kapal dapat bertambat pada posisi yang tepat dalam berbagai kondisi pasang surut yang terjadi. Bridgestone (1995) menyarankan untuk menempatkan sistem fender pada posisi dimana bagian teratas freeboard kapal akan mengalami kontak dengan sistem fender pada posisi yang lebih tinggi dari titik pusat marine fender. Hal ini disebabkan karena titik kontak dari kapal akan berbeda besarnya tergantung pada beda pasang surut yang terjadi. Pada bab sebelumnya telah diberikan gambaran mengenai penempatan fender pada dermaga yang disarankan oleh Bridgestone (1995) (lihat gambar 2.4).

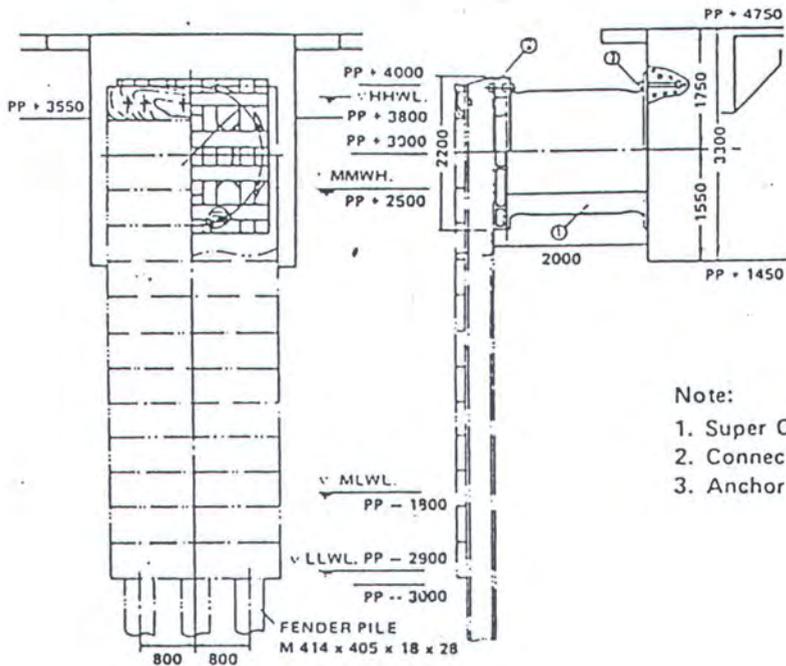
Pada kondisi yang khusus, saat sistem fender tidak dapat didesain seperti pada gambar 2.4, penerapan berikut disarankan sebagai pemecahannya.



- Note:
1. CELL Fender C1250H
  2. Frontal Frame
  3. Tension Chain

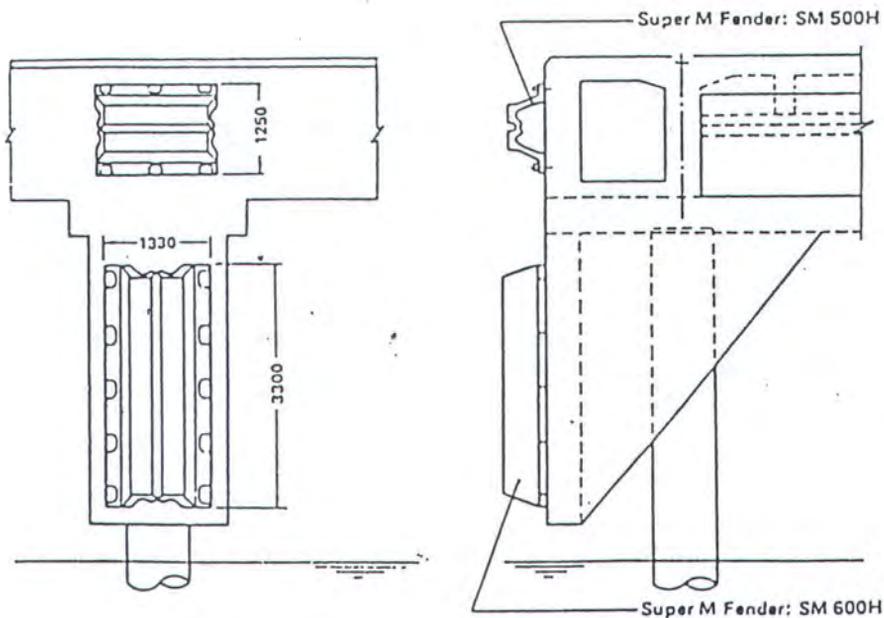
Remarks: The tension chain is attached to keep the frame under uniform compression.

Gambar 3.5.1.1 Frontal frame dengan rantai pengikat (Bridgestone, 1995)



- Note:
1. Super CELL Fender SUC2000H
  2. Connection Frame
  3. Anchor Bolt

Gambar 3.5.1.2 Sistem Fender/Pile (Bridgestone, 1995)

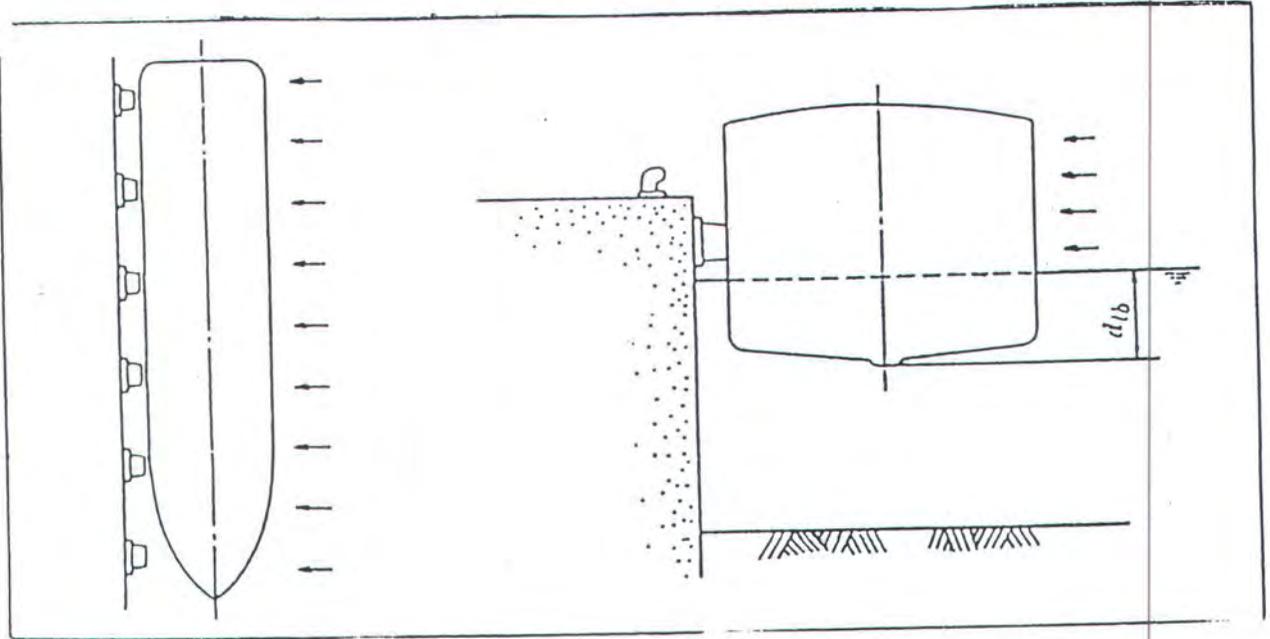


Gambar 3.5.1.3 Rencana gambar fender Tipe T (Bridgestone, 1995)

### 3.5.2. Pengaruh Tekanan Angin

Kecepatan angin akan berpengaruh khususnya pada saat kapal dalam keadaan kosong atau saat pengisian ballast (Bindra, 1978). Sangat perlu untuk merencanakan sistem fender yang tidak akan rusak karena mendapat tekanan yang berlebihan dari kapal karena menerima beban angin yang kuat. Dalam perencanaan sistem fender, arah angin yang berpengaruh adalah angin yang menuju dermaga pada sudut 90 derajat dan mengenai center line kapal dan kapal dalam keadaan kosong atau tanpa muatan (sebagian besar badan kapal akan berada di atas permukaan air) sehingga gaya yang terjadi merupakan gaya maksimum benturan terhadap dermaga. Gambar 3.5.2 menunjukkan arah angin yang datang menuju dermaga yang mengenai badan kapal yang sedang bertambat.

Shibata (1995) mengembangkan formula untuk menghitung besarnya tekanan angin yang terjadi seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut ini :



Gambar 3.5.2 Kondisi kapal bertambat dan pengaruh angin (Shibata, 1995)

$$R_w = \frac{1}{2} \times \rho_a \times C_w \times V_w^2 \times B_a \times 10^{-3} \quad (3.16)$$

dimana :

$R_w$  = tekanan angin (ton)

$\rho_a$  = densitas udara ( $0,123 \text{ kg} \times \text{sec}^2/\text{m}^4$ )

$V_w$  = kecepatan angin (m/sec)

$C_w$  = koefisien tekanan udara (= 1,2)

$B_a$  = area proyeksi bentuk badan kapal di atas garis air ( $\text{m}^2$ )

Menurut Shibata (1995) dalam buku Shibata Fender Design Manual area proyeksi (B) untuk berbagai jenis kapal yang terkena beban angin dapat dihitung dari hubungan antara bobot mati kapal (DW) dan gross tonnage (GT) dengan area

proyeksi (B) melalui formula seperti terlihat pada tabel 3.5.2. Formula tersebut merupakan konversi untuk mencari area proyeksi bentuk badan kapal di atas garis air (B) berdasarkan hasil penelitian statistik yang dikeluarkan oleh Port and Harbour Research Institute di Jepang sebagai berikut :

Tabel 3.5.2 Hubungan antara DW, GT dan B (Shibata, 1995)

Jenis Kapal	Bobot (DW & GT)	B (m <sup>2</sup> )
General Freighters	500 - 140.000 DW	9,461 DW <sup>0,533</sup>
Oil Tankers	500 - 320.000 DW	5,943 DW <sup>0,562</sup>
Ore Carrier Ships	500 - 200.000 DW	5,171 DW <sup>0,580</sup>
Container Ships	500 - 50.000 DW	0,306 DW <sup>0,918</sup>
Passenger Ships	300 - 14.000 GT	3,835 GT <sup>0,634</sup>
Car Ferries	300 - 14.000 GT	3,439 GT <sup>0,724</sup>

Ketika sebuah kapal merapat ke dermaga dan menyentuh sistem fender, maka total gaya reaksi dari sistem fender tersebut harus lebih besar dari gaya akibat beban angin. Akan tetapi apabila kita memilih sistem fender dengan gaya reaksi yang lebih besar dari gaya akibat beban angin, maka hal ini akan menimbulkan masalah baru yang tidak diinginkan yaitu diperlukannya struktur dermaga yang lebih kuat yang sekaligus juga akan meningkatkan biaya konstruksinya. Sehingga sangat penting sekali untuk memilih sistem fender yang mempunyai gaya reaksi yang kecil yang mampu menahan gaya akibat beban angin.

### 3.5.3. Pengaruh Tekanan Arus

Seperti halnya angin, arus yang bekerja pada badan kapal yang terendam air juga akan menyebabkan terjadinya gaya pada kapal yang kemudian diteruskan pada dermaga dan fasilitas tambat lainnya seperti sistem fender.

Arus yang terlalu kuat juga dapat mengganggu pergerakan kapal. Pada saat arus mengenai badan kapal pada sudut 90 derajat dan kapal dalam keadaan penuh muatan, maka tekanan arus akan menjadi maksimum seperti terlihat pada gambar 3.5.3 dimana arus datang menuju sisi kapal dengan sudut 90 derajat.

Menurut Shibata Industrial Company (1995), tekanan yang ditimbulkan oleh arus yang datang dari sisi kapal tersebut dapat dihitung dengan formula berikut ini :

$$Rc = \frac{1}{2} \times \rho_s \times C_c \times V_c^2 \times B_b \times 10^{-3} \quad (3.17)$$

dimana :

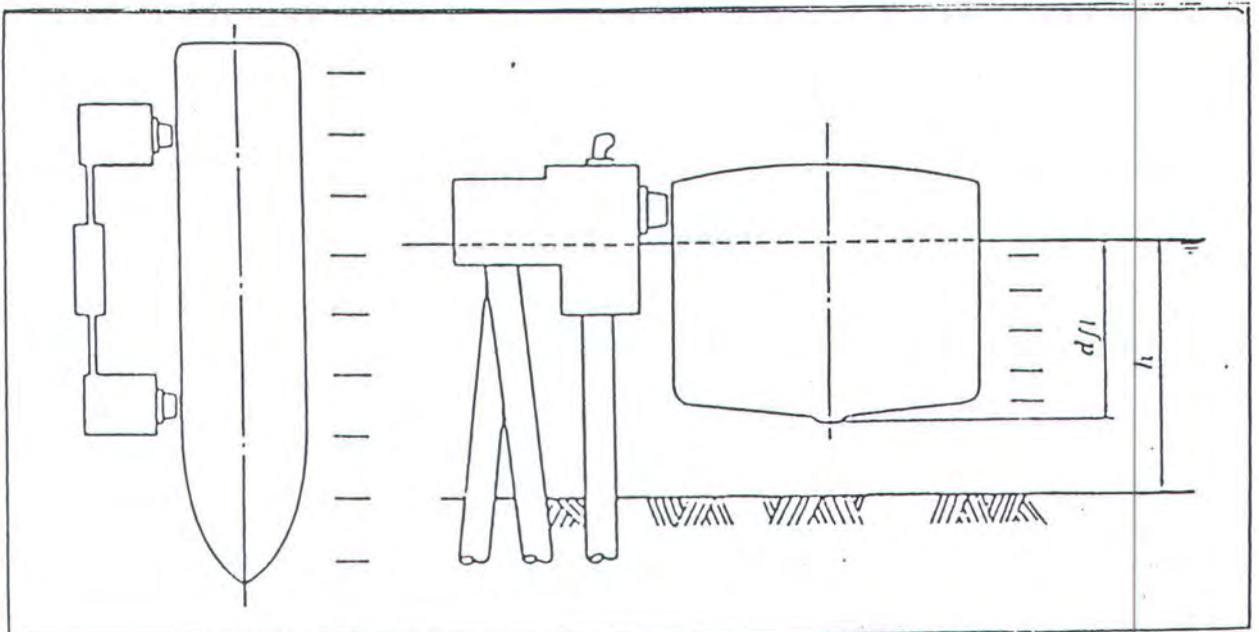
$Rc$  = tekanan arus (ton)

$\rho_s$  = densitas air laut (= 104,5 kg.sec<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>)

$V_c$  = kecepatan arus (m/sec)

$B_b$  = area proyeksi bentuk badan kapal di bawah garis air (m<sup>2</sup>)

$C_c$  = koefisien tekanan arus (= 1,4)



Gambar 3.5.3 Pengaruh arus dan kondisi saat kapal bertambat (Shibata, 1995)

Koefisien tekanan arus dapat dicari dari hubungan antara kedalaman laut ( $h$ ) dengan sarat kapal ( $d$ ) yaitu :

$$k = h/d \quad (3.18)$$

dimana :

$h$  = kedalaman air laut (m)

$d$  = sarat kapal (m)

Tabel 3.5.3.1 dibawah ini menunjukkan nilai dari konstanta ( $k$ ) dan koefisien tekanan arus ( $C_e$ ) yang diambil dari Shibata Fender Design Manual, Shibata Industrial Company (1995).

Tabel 3.5.3.1 Hubungan konstanta ( $k$ ) dengan koefisien tekanan arus ( $C_e$ ) (Shibata, 1995)

$k = h/d$	$C_e$
1,1	4,6
1,5	2,2
7	1
$\geq 7$	1

Perhitungan area proyeksi badan kapal di bawah garis air ( $B_b$ ) yang mengalami tekanan arus dapat dihitung dengan formula dari Shibata (1995). Untuk keperluan desain, perhitungan  $B_b$  dilakukan dengan menganggap kapal bermuatan penuh. Formula ini berdasarkan hasil penelitian statistik dari Port and Harbour Research Institute Jepang seperti pada tabel 3.5.3.2 berikut ini :

Tabel 3.5.3.2 Hubungan antara DW, GT dan  $B_b$  (Shibata, 1995)

Jenis kapal	Bobot (DW & GT)	$B_b$ (m <sup>2</sup> )
General Freighters	500 - 140.000 DW	$3,495 DW^{0,608}$
Oil Tankers	500 - 320.000 DW	$3,198 DW^{0,611}$
Ore Carrier Ships	500 - 200.000 DW	$2,723 DW^{0,625}$
Container Ships	500 - 50.000 DW	$0,520 DW^{0,821}$
Passenger Ships	300 - 14.000 GT	$0,940 DW^{0,774}$
Car Ferries	300 - 14.000 GT	$1,120 DW^{0,701}$

### 3.6. BATASAN DARI KAPAL

Beberapa batasan dari kapal yang harus dipertimbangkan dalam perencanaan dan pemilihan fender pada fasilitas pelabuhan maupun dermaga adalah hal-hal yang berkaitan dengan spesifikasi kapal. Bridgestone (1995) menyatakan batasan tersebut adalah :

1. Tekanan lambung kapal
2. Kurvatur lambung kapal
3. Proyeksi kapal

#### 3.6.1. Tekanan Lambung Kapal

Apabila gaya reaksi dari fender yaitu tekanan muka fender (face pressure) lebih besar dari tekanan lambung kapal, maka akan terjadi kerusakan pada lambung kapal. Untuk mencegah kerusakan tersebut, harus dipilih suatu sistem fender dengan tekanan muka lebih kecil dari tekanan lambung kapal.

Pemilihan fender dilakukan dengan mempertimbangkan besarnya tekanan muka. Tekanan muka dari setiap tipe fender tergantung pada jenis karet (rubber grade) atau penulangan dari fender tersebut. Beberapa contoh variasi tekanan muka fender ditunjukkan oleh Bridgestone (1995) sebagai berikut :

Tabel 3.6.1 Variasi Tekanan Muka Fender (Bridgestone, 1995)

Type Fender	Face Pressure T/M <sup>2</sup> (Kips/ft <sup>2</sup> )
Cell dan Super Cell	Approx. 10 (2,05) - 50 (10,24)
Super M	50 (10,24) - 90 (18,43)
Super Arch	48 (9,83) - 110 (22,53)

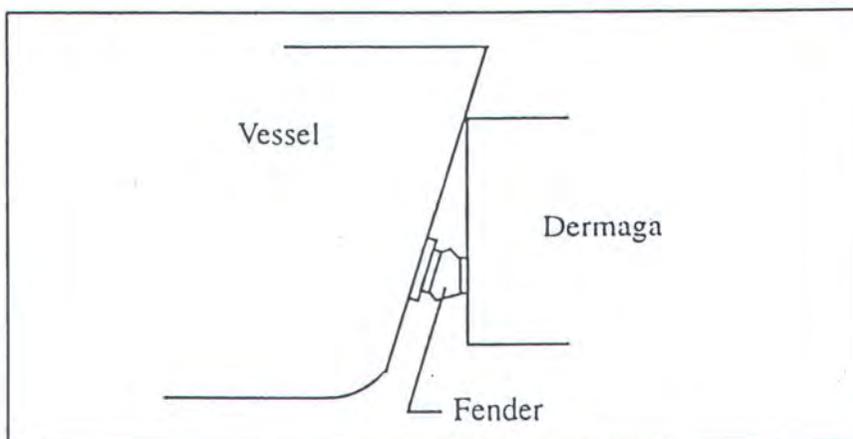
Karena struktur kapal tidak diketahui secara detail, maka sangat sulit untuk memilih fender berdasarkan tekanan muka (face pressure), tetapi tabel diatas dapat dijadikan acuan apabila tekanan lambung kapal tidak diketahui.

### 3.6.2. Kurvatur Lambung Kapal

lambung kapal memiliki kurvatur yang sangat kompleks pada arah vertikal dan horizontal tergantung pada jenis kapalnya. Pada jenis kapal ferry hal ini perlu mendapat perhatian karena fender akan menerima tekanan atau beban dari berbagai arah sehingga memungkinkan terjadinya defleksi yang tidak tentu arahnya. Berikut ini akan dijelaskan bentuk kurvatur tersebut dan contoh pemasangan fender.

#### a. Kurvatur pada arah vertikal

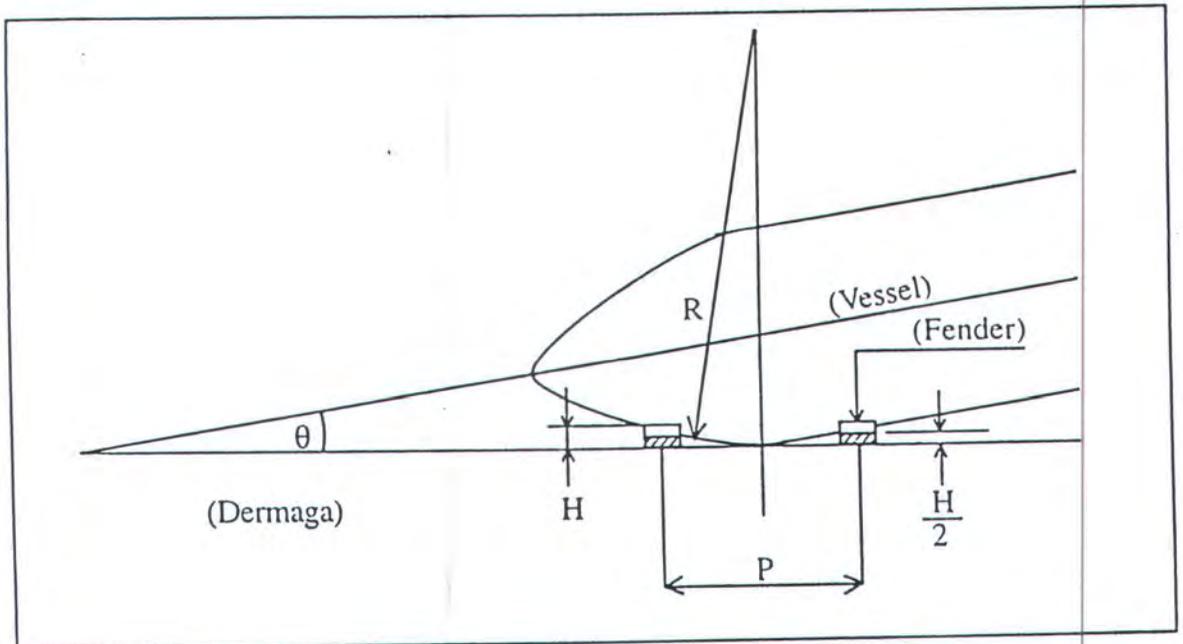
Jika fender dipasang pada posisi terlalu rendah, kapal mungkin akan menabrak wharf lebih dulu sebelum fender mengalami tekanan seperti yang direncanakan. Gambar 3.6.2.1 merupakan suatu gambaran sebuah kapal yang menabrak wharf sebelum mengalami kontak dengan sistem fender.



Gambar 3.6.2.1 Bentuk kurvatur kapal pada arah vertikal (Bridgestone, 1995)

b. Kurvatur pada arah horizontal

Pada umumnya, kapal memiliki kurvatur yang sangat kecil di sekitar daerah yang mengalami kontak dengan fender sehingga tidak perlu diperhitungkan dalam desain. Tetapi, bila kapal memiliki kurvatur seperti terlihat pada gambar 3.6.2.2 di bawah ini, maka sangat perlu untuk menentukan jarak antar fender yang memadai agar kapal tidak menumbuk wharf.



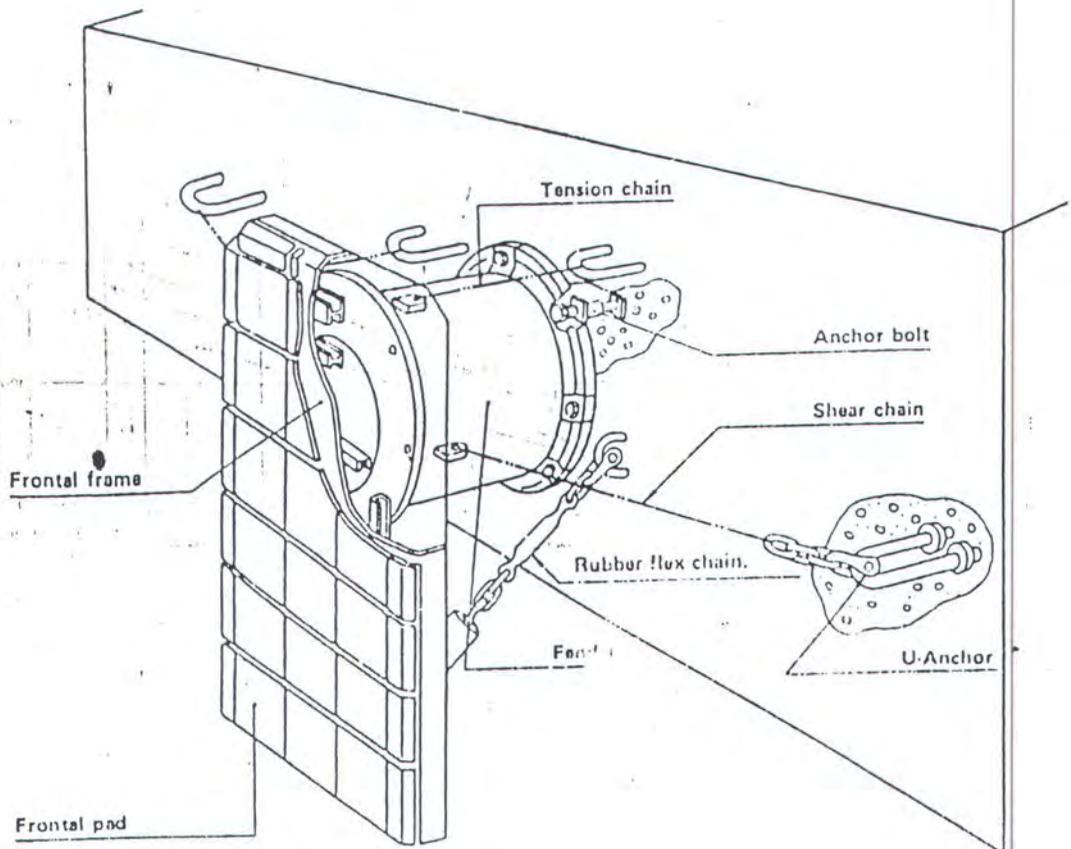
Gambar 3.6.2.2 Bentuk kurvatur kapal pada arah horizontal (Bridgestone, 1995)

dimana :

- $P$  = jarak antar fender =  $\sqrt{4HR - H^2}$   
 $H$  = ketinggian fender  
 $\theta$  = sudut bertambat  
 $R$  = radius kurvatur lambung kapal

### 3.6.3. Proyeksi Kapal

Terdapat banyak kapal ukuran kecil yang memiliki proyeksi seperti sabuk pelindung pada lambungnya. Bila terjadi kontak secara langsung terhadap fender, maka fender akan mengalami tekanan sebagian sehingga akan menimbulkan kerusakan yang serius seperti retak atau patah. Untuk mencegah hal tersebut, Bridgestone (1995) menyarankan untuk melindungi fender dengan *frontal frame* dan *frontal pad*. Berikut ini adalah contoh pemasangan frontal frame pada tipe Cell fender.



Gambar 3.6.3 Frontal frame pada tipe Cell Fender (Bridgestone, 1995)

### 3.7. PROSEDUR PEMILIHAN TIPE FENDER

Hal yang paling penting dalam melakukan pemilihan fender adalah fender tersebut harus mampu menyerap energi bertambat dari kapal dengan baik. Bridgestone (1995) memberikan gambaran mengenai prosedur yang harus dilakukan dalam pemilihan tipe fender, yaitu :

1. Menghitung besarnya energi efektif kapal melalui “prosedur perhitungan energi tambat kapal” (yang telah diuraikan pada sub bab sebelumnya).
2. Memilih sistem fender yang tepat sehingga dapat menyerap energi tambat kapal dengan mempertimbangkan efek-efek angular.
3. Memilih sistem fender dengan mempertimbangkan beberapa batasan, yaitu :
  - a. Gaya reaksi fender tidak boleh melebihi gaya reaksi maksimum wharf (dermaga) yang diijinkan pada kondisi operasi normal.
  - b. Sistem fender harus dipasang pada area yang telah direncanakan, sehingga memudahkan dalam pemasangan peralatan tambahan seperti pemasangan panel pelindung (frontal frame) agar energi serap fender lebih besar dan untuk memperluas kontak area dengan lambung kapal.
  - c. Tekanan muka sistem fender harus lebih kecil dari tekanan lambung kapal.

Apabila kapal yang digunakan mempunyai tekanan lambung yang sangat kecil, Brigestone (1995) merekomendasikan untuk

menggunakan tipe fender Cell dan Super Cell dengan frontal frame yang mempunyai fleksibilitas tekanan muka yang luas.

4. Menentukan jarak antar fender dengan mempertimbangkan kurvatur kapal pada arah horizontal.

### 3.7.1. Prosedur Perhitungan Energi Serap Fender

Setelah diperoleh besarnya energi tambat efektif dari kapal, perhitungan energi yang diserap oleh sistem fender menurut Bridgestone (1995) dapat dilakukan mempertimbangkan *performance fender pada beban angular*.

Perhitungan energi yang diserap fender dengan mempertimbangkan performance pada beban angular ditentukan oleh *efek-efek angular*. Performance angular ( $E_a$ ) didapat dengan mengalikan performance normal ( $E_n$ ) ( $\theta = 0^\circ$ ) dengan faktor koreksi angular ( $F_{ae}$ ) dan harus sama dengan atau lebih besar energi tambat efektif kapal, dengan persamaan sebagai berikut :

$$E \langle E_a = E_n \times F_{ae} \quad (3.19)$$

dimana :

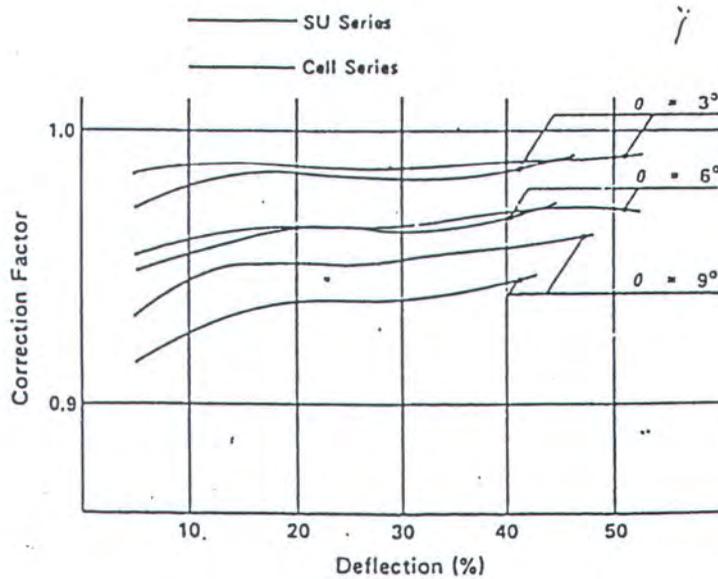
$E$  = energi tambat efektif kapal

$E_a$  = energi serap pada tekanan angular

$E_n$  = energi serap pada tekanan normal

$F_{ae}$  = faktor koreksi angular untuk energi serap

Faktor koreksi angular untuk energi serap ( $F_{ae}$ ) dapat diperoleh dari grafik faktor koreksi angular untuk energi serap seperti terlihat pada gambar 3.7.1.1 pada halaman berikut ini.



Gambar 3.7.1.1 Faktor koreksi angular untuk energi serap (Bridgestone, 1995)

Menurut Bridgestone (1995), faktor lain yang dapat digunakan untuk memilih tipe fender adalah dengan mempertimbangkan gaya reaksi yang timbul terhadap wharf atau dolphin, yang diperoleh dengan persamaan sebagai berikut :

$$R_{ma} > R_n \quad (3.20a)$$

dan  $R_a = R_n \times F_{ar} \quad (3.20b)$

dimana :

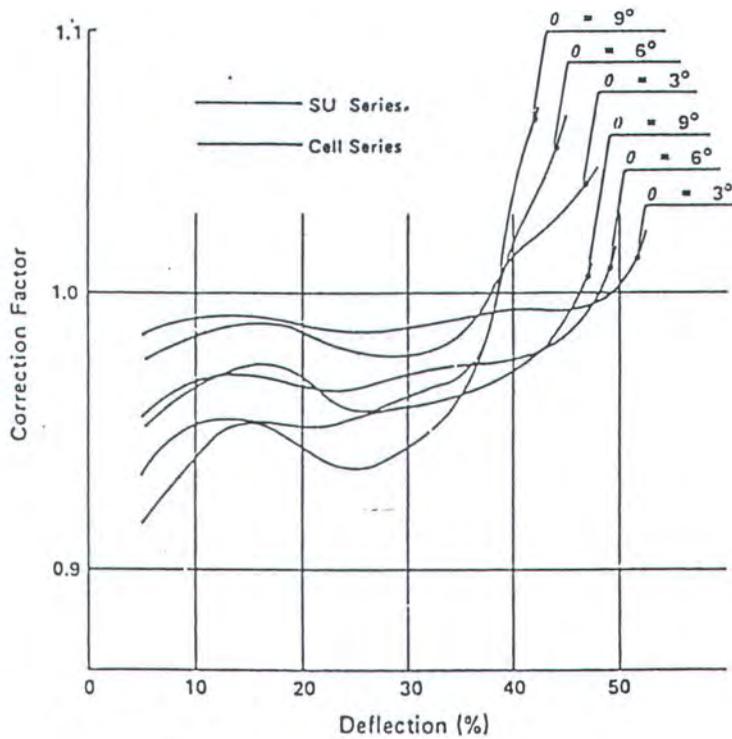
$R_{ma}$  = gaya reaksi maksimum yang diijinkan

$R_n$  = gaya reaksi pada tekanan normal

$R_a$  = gaya reaksi pada tekanan angular

$F_{ar}$  = faktor koreksi angular untuk gaya reaksi

Faktor koreksi angular untuk gaya reaksi ( $F_{ar}$ ) dapat dihitung dengan menggunakan grafik faktor koreksi angular untuk gaya reaksi pada gambar 3.7.1.2 di bawah ini :



Gambar 3.7.1.2 Faktor koreksi angular untuk gaya reaksi (Bridgestone, 1995)

### 3.7.2. Tahap-Tahap Pemeriksaan Performance Fender

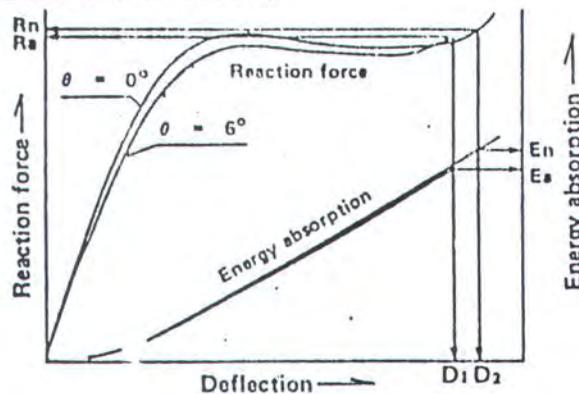
Pemeriksaan performance suatu fender perlu dilakukan karena penyerapan energi oleh suatu fender ditentukan berdasarkan kurva performance fender tersebut. Bridgestone (1995) memberikan langkah-langkah pemeriksaan sebagai berikut :

1. Pilihlah suatu fender yang memiliki energi serap pada tekanan normal lebih besar daripada besarnya energi tambat efektif ( $E$ ).
2. Tentukan besarnya harga  $E_n$  pada defleksi maksimum yang diijinkan untuk sudut tertentu dari kurva performance normal pada tabel performance dan kalikan  $E_n$  dengan  $F_{ae}$  yang didapat dari defleksi

maksimum yang diijinkan. Harga tersebut ( $E_n \times F_{ae}$ ) adalah energi serap pada tekanan angular.

3. Dengan cara yang sama, harga  $R_a$  dapat ditentukan dengan menggunakan kurva performance normal. Gambar 3.7.2 adalah kurva performance fender yang dimaksud, dan harga  $F_{ar}$  pada defleksi maksimum yang diijinkan untuk sudut tertentu.
4. Bila harga  $E_a$ ,  $R_a$  dan  $R_n$  tidak diperoleh dengan persamaan diatas, maka hendaknya dipertimbangkan fender lain dengan ukuran dan rubber grade yang berbeda.

Fig 19. Performance Curve



$D_1$  : The max. deflection at angular compression

$D_2$  : Rated deflection at normal compression

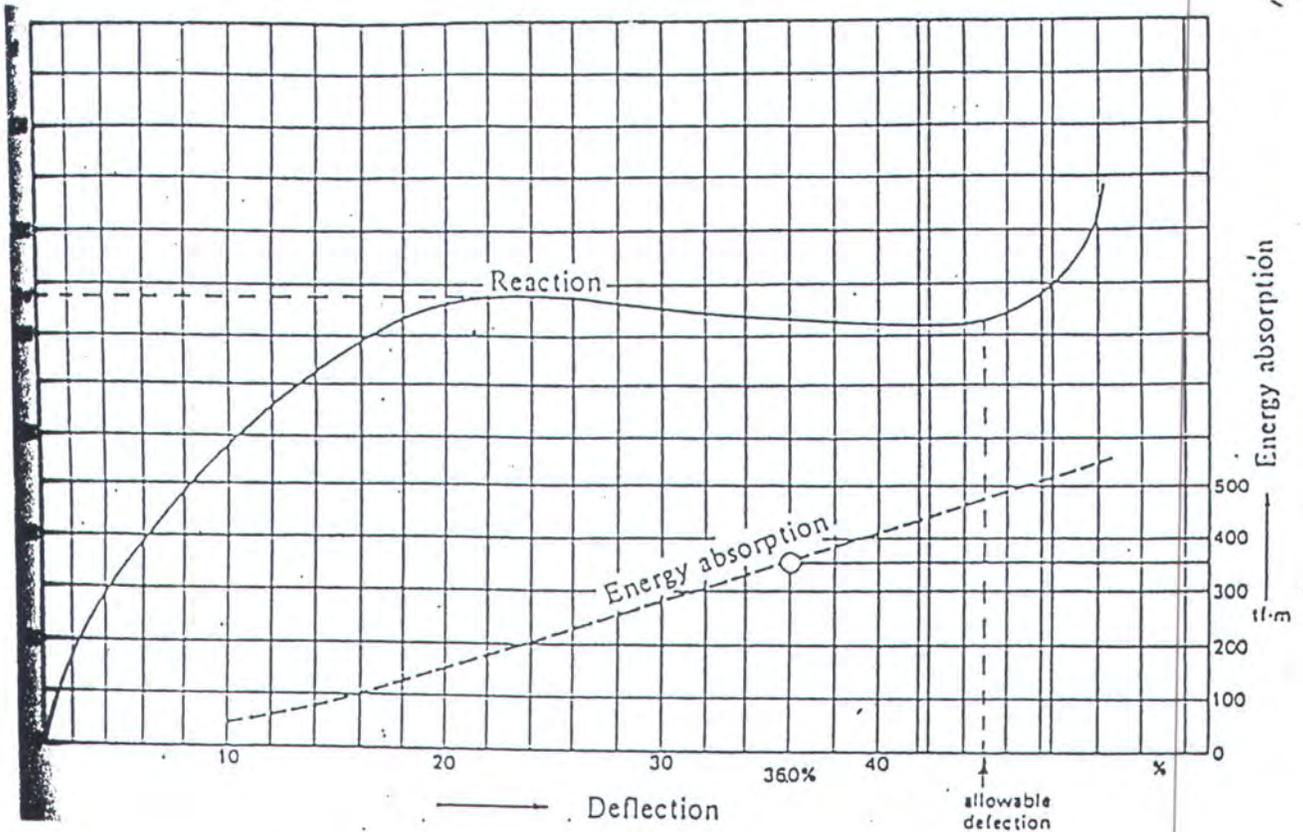
Gambar 3.7.2.1 Kurva performance fender (Bridgestone, 1995)

Dalam merencanakan suatu sistem fender, pemilihan fender yang layak dilakukan berdasarkan pada energi bertambat efektif yang ditimbulkan oleh kapal pada saat bertambat. Yang perlu diperhatikan dalam memilih fender yang layak adalah bahwa fender tersebut harus mampu menyerap energi bertambat dari kapal sehingga kapal dapat merapat dengan aman.

Pratikto (1996) dalam buku Perencanaan Fasilitas Pantai dan Lautan memberikan contoh pemilihan sebuah sistem fender yang layak dipilih berdasarkan effective berthing energy yang diserap oleh fender sebesar 327,9 tf.m, apabila dispersi yang dilakukan oleh fender sebesar  $\pm 10\%$  maka akan membutuhkan Energy Absorption  $E'$  sebesar :

$$E' = 327,9/0,9 = 364,3 \text{ tf.m}$$

Pada contoh tersebut bila fender memiliki perlakuan standar seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.7.2.2, maka digunakan reaksi dan defleksi maksimum yang terjadi pada sudut bertambat  $0^\circ$  berturut-turut sebesar 440 tf dan 36,0%. Ketika defleksi yang terjadi masuk dalam defleksi yang diijinkan fender, maka fender tersebut dinyatakan sebagai fender yang layak dipakai.



Gambar 3.7.2.2 Kurva performance fender karet (Pratikto, 1996)

### 3.7.3. Penentuan Jumlah Fender

Menurut Shibata (1995), pada dasarnya sistem fender dipilih sedemikian rupa sehingga satu fender (single fender) dapat menyerap seluruh energi tambat efektif kapal.

Namun pada kenyataannya pada dermaga selalu terdapat lebih dari satu fender. Untuk menahan pengaruh tekanan angin (wind pressure) dan tekanan arus (current pressure) yang berpengaruh pada dermaga tersebut serta agar kapal dapat bertambat dengan baik dan aman, Shibata (1995) menyarankan agar dipasang lebih dari satu fender. Penentuan jumlah fender tersebut merupakan fungsi dari besarnya tekanan angin ( $R_w$ ), tekanan arus ( $R_c$ ), dan gaya reaksi dari satu fender yang menyerap seluruh energi tambat efektif kapal ( $R$ ) dengan persamaan sebagai berikut :

$$n > \frac{R_w + R_c}{R} \quad (3.21)$$

dimana :

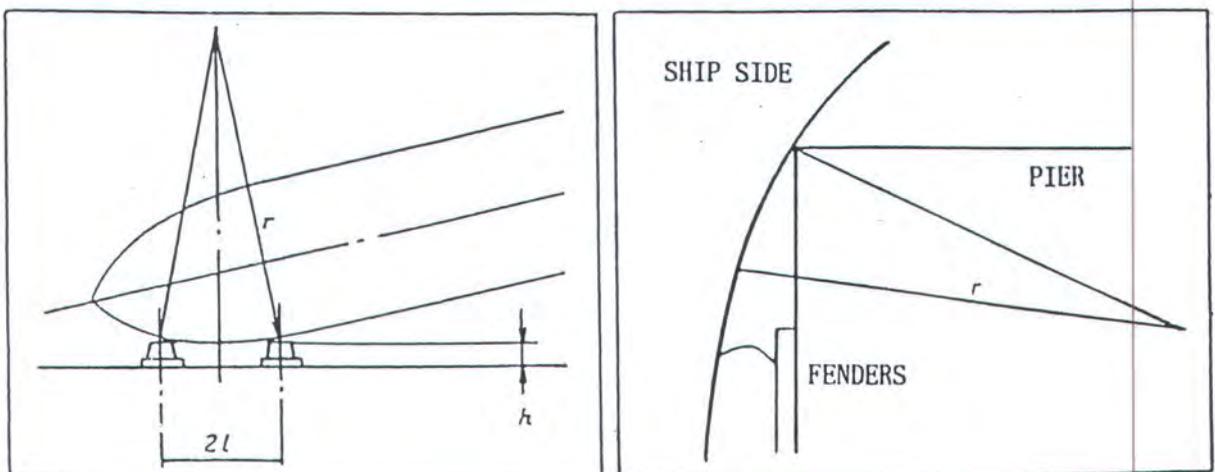
- $n$  = jumlah fender yang diperlukan
- $R_w$  = tekanan angin (tons)
- $R_c$  = tekanan arus (tons)
- $R$  = gaya reaksi dari satu fender yang menyerap seluruh energi tambat efektif kapal (tons)

### 3.7.4. Penentuan Jarak antar Fender

Dalam arah horizontal jarak antar fender harus ditentukan sedemikian rupa sehingga dapat menghindari kontak langsung antara kapal dengan dinding

dermaga. Gambar 3.7.4 menunjukkan posisi saat kapal membentur fender dan jarak antar fender.

Ketika sebuah kapal bertambat ke dermaga dengan arah paralel terhadap dermaga, maka hal ini tidak akan menimbulkan masalah. Tetapi pada kenyataannya, setiap kapal yang bertambat ke dermaga akan membentuk sudut sebesar  $\theta$  terhadap garis dermaga. Pada saat itu, bagian sisi lengkung kapal pada haluan atau buritan akan menyentuh fender tetapi apabila jarak antar fender tersebut terlalu lebar, maka sebelum fender dapat menyerap energi bertambat efektif (effective brthing energy) dari kapal tersebut dengan baik kapal akan membentur dinding dermaga terlebih dahulu. Dalam mendesain suatu sistem fender, hal ini tidak diinginkan karena akan terjadi benturan antara kapal dengan dermaga sehingga akan menimbulkan kerusakan pada dermaga dan kapal itu sendiri. Untuk menghindari hal tersebut sangat perlu untuk mendesain jarak antar fender yang optimal.



Gambar 3.7.4 Posisi kapal saat membentur fender dan jarak antar fender (Shibata, 1995)

Gambar 3.7.4 memberikan suatu gambaran keadaan terburuk yang dialami sebuah kapal yang bertambat ke dermaga pada titik tengah jarak antar fender. Tetapi pada umumnya kapal akan membentur fender yang pertama dan setelah berputar akan membentur fender kedua. Pada saat kapal membentur fender kedua maka energi bertambat efektif kapal hampir terserap dengan sempurna oleh sistem fender. Deformasi bentuk (shape deformation) fender kedua akan lebih kecil dari shape deformation fender pertama. Apabila kapal membentur kedua fender tersebut pada waktu yang bersamaan, karena pengaruh gravitasi kapal akan berputar dan bergerak di sekitar fender yang terdekat. Sehingga energi bertambat efektif kapal akan diserap fender dengan baik dan kapal tidak akan membentur dermaga sehingga kerusakan yang terjadi pada kapal maupun dermaga dapat dihindari.

Untuk menentukan jarak antar fender, Shibata (1995) telah mengembangkan formula sebagai berikut :

$$2l < 2\sqrt{r^2 - (r - h)^2} \quad (3.22)$$

dimana :

- 2l = jarak maksimum antar fender (m)
- r = jari-jari kelengkungan sisi haluan/buritan kapal (m)
- h = tinggi fender

Jari-jari kelengkungan sisi kapal ( r ) tergantung pada jenis kapal, ukuran kapal, dan pengukuran lokasi. Pada umumnya untuk kapal berukuran besar jari-jari kelengkungan sisi kapal tersebut sebesar 1 ° s/d 3 °, tetapi kadang-kadang

dapat mencapai  $6^\circ$  s/d  $7^\circ$ . Data tersebut harus dipertimbangkan dalam perhitungan dan jari-jari kelengkungan kapal harus dihitung sebesar 10 derajat.

Apabila data jari-jari kelengkungan sisi haluan kapal ( $r$ ) tidak diketahui, maka persamaan pada tabel 3.7.4.1 dan persamaan pada tabel 3.7.4.2 untuk jari-jari kelengkungan sisi buritan kapal berikut ini dapat dijadikan sebagai pedoman untuk perhitungan, sebagai berikut :

Tabel 3.7.4.1 Jari-jari kelengkungan sisi haluan kapal ( $r$ ) (Shibata, 1995)

Jenis kapal	Sudut Radius	Bobot (DWT)	$r$
Kapal barang	$5^\circ$	500 - 50.000	$\log r = -0,853 + 0,640 \log (DWT)$
	$10^\circ$	500 - 50.000	$\log r = -1,055 + 0,650 \log (DWT)$
Kapal tanker	$5^\circ$	5000 - 200.000	$\log r = -0,541 + 0,560 \log (DWT)$
	$10^\circ$	5000 - 200.000	$\log r = -0,113 + 0,440 \log (DWT)$

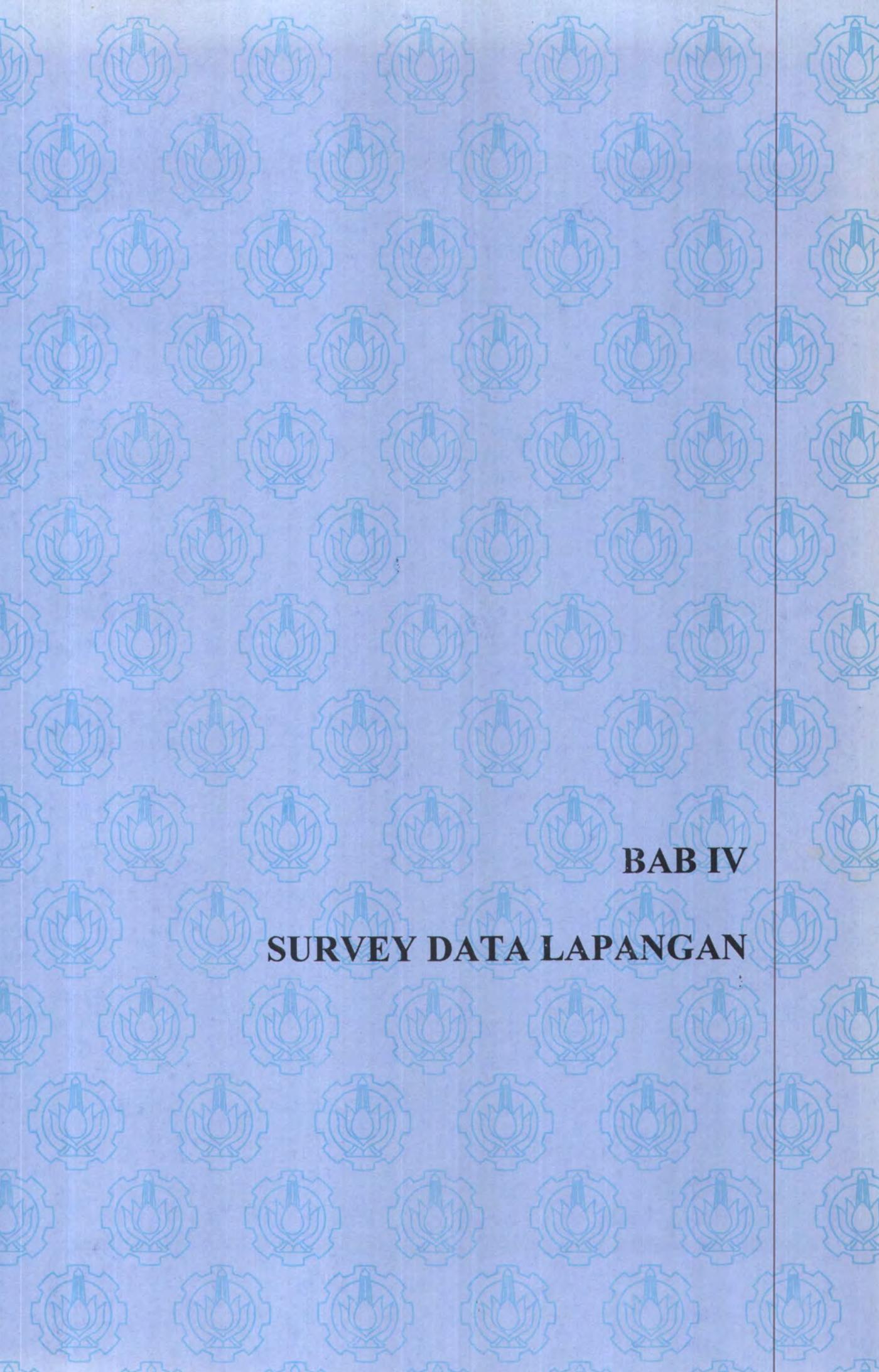
Tabel 3.7.4.2 Jari-jari kelengkungan sisi buritan kapal (Shibata, 1995)

Jenis kapal	Sudut Radius	Bobot (DWT)	$r$
Kapal barang	$5^\circ$	500 - 50.000	$\log r = -0,906 + 0,690 \log (DWT)$
	$10^\circ$	500 - 50.000	$\log r = -0,503 + 0,540 \log (DWT)$
Kapal tanker	$5^\circ$	5000 - 200.000	$\log r = -1,508 + 0,810 \log (DWT)$
	$10^\circ$	5000 - 200.000	$\log r = -2,217 + 0,940 \log (DWT)$

The Overseas Coastal Development Institute in Japan (OCDI, 1991) memberikan jarak interval antar fender sebagai fungsi dari kedalaman air seperti diberikan pada tabel 3.7.4.3 sebagai berikut :

Tabel 3.7.4.3 Jarak antar fender (OCDI, 1991)

Kedalaman Air (m)	Jarak Antar Fender (m)
4 - 6	4 - 7
6 - 8	7 - 10
8 - 10	10 - 15



**BAB IV**

**SURVEY DATA LAPANGAN**

## **BAB IV**

### **SURVEY DATA LAPANGAN**

#### **4.1. UMUM**

Negara Indonesia sebagai negara kepulauan maritim, peranan pelayaran (atau penyeberangan) adalah sangat penting bagi kehidupan sosial, ekonomi, pemerintahan, pertahanan/keamanan, dan sebagainya. Bidang kegiatan pelayaran sangat luas meliputi angkutan penumpang, barang dan jasa, penjagaan pantai, hidrografi, dan lain sebagainya.

Untuk memperlancar laju pertumbuhan pembangunan dalam usaha meningkatkan taraf hidup masyarakat di seluruh Indonesia, Pemerintah Indonesia memberikan prioritas pembangunan pada kelancaran hubungan antar pulau di Indonesia. Pulau Jawa - Madura dan Bali merupakan pulau-pulau yang mendapatkan prioritas utama sebagai daerah pendukung perekonomian di Indonesia. Kelancaran perpindahan penumpang, barang, dan jasa mutlak diperlukan dalam usaha pemerataan pembangunan dan hasil-hasilnya.

Sesuai dengan Surat perjanjian Kontrak Kerja Sama antara Pemerintah Indonesia melalui Departemen Perhubungan (dalam hal ini Menteri Perhubungan) dengan negara Jepang yang diwakili oleh Firma Konsultan Teknik Nippon Koei Co., Ltd., yang melakukan kerja sama joint venture dengan Firma Konsultan Teknik Indonesia PT. Desigras pada tanggal 23 November 1991 telah disepakati untuk melakukan proyek pembangunan dan rehabilitasi bagi terminal ferry di wilayah Jawa Timur dan Bali. Terminal ferry tersebut meliputi terminal Ketapang

(Banyuwangi), Gilimanuk (Bali), Ujung (Surabaya), Kamal (Madura), dan Padang Bai (Bali). Tujuan dari proyek pembangunan dan rehabilitasi kelima terminal ferry tersebut adalah untuk meningkatkan efisiensi, kelancaran dan keamanan arus transportasi penumpang, barang dan jasa pada terminal ferry tersebut.

Dalam tugas akhir ini penulis akan membahas perencanaan sistem fender pada dermaga ferry lintas penyeberangan Ketapang - Gilimanuk dengan kapasitas maksimum 2000 GRT yang telah diresmikan pengoperasiannya pada tanggal 31 Maret 1997, kemudian melakukan analisa data yang ada dan melakukan perhitungan terhadap perencanaan sistem fender dengan menggunakan metode Bridgestone sesuai dengan data yang diperoleh di lapangan. Penulis akan membahas pada kedua dermaga tersebut yaitu dermaga penyeberangan Ketapang dan dermaga penyeberangan Gilimanuk karena pada lintas penyeberangan tersebut terdapat sekitar 18 buah kapal ferry jenis ro/ro dengan bobot 500-1500 GRT yang masih beroperasi setiap hari, namun dengan kondisi alam yang relatif berbeda antara dermaga Ketapang dan Gilimanuk seperti misalnya kecepatan angin dan arus yang relatif berbeda yang akan berpengaruh pada perencanaan suatu sistem fender.

Data-data yang diperlukan untuk menunjang penyelesaian tugas akhir ini diperoleh dari beberapa instansi terkait yaitu PT. ASDP (Persero) cabang Ketapang (Banyuwangi), PT. ASDP (Persero) cabang Gilimanuk (Bali), dan Firma Konsultan Teknik Nippon Koei Co., Ltd, serta beberapa pihak pemilik kapal ferry yang melakukan operasi di lintas penyeberangan Ketapang - Gilimanuk.

## 4.2. LAYOUT DAN KONDISI DERMAGA

### 4.2.1. Layout Dan Kondisi Dermaga Lama

Dermaga penyeberangan ferry Ketapang terletak sekitar 13 km dari kota Banyuwangi ke arah utara. Dermaga Ketapang menempati areal seluas 24.024 m<sup>2</sup> dengan letak geografis pada 8 ° 23' 45" Lintang Selatan dan 114 ° 24' 20" Bujur Timur. Sedangkan terminal ferry Gilimanuk terletak di propinsi Bali pada posisi 8° 9' 40" Lintang Selatan dan 114° 26' 20 " Bujur Timur. Areal pelabuhan terminal ferry Gilimanuk lebih besar dari terminal ferry Ketapang yaitu seluas 30.739 m<sup>2</sup>.

Untuk menunjang kelancaran operasional di pelabuhan Ketapang tersedia prasarana pelabuhan yang terdiri dari 2 (dua) dermaga ponton (pontoon berth) dan 2 (dua) dermaga plengsengan/LCM (Landing Craft Machine). Untuk sarana penunjang penyeberangan yaitu kapal-kapal ferry yang beroperasi di lintas penyeberangan Ketapang - Gilimanuk pada tahun 1997 sebanyak 18 buah kapal ferry yang terdiri dari 9 kapal beroperasi di dermaga ponton dan 9 kapal beroperasi di dermaga plengsengan/LCM.

Kondisi dermaga ponton yaitu dermaga dengan metode tambat samping (side ramp mooring berth) pada kedua terminal ferry tersebut terdiri dari beberapa tiang pancang besi (steel pile) sebagai penyangga jembatan yang menjorok ke laut menyerupai jetty (seperti huruf T) yang sudah dalam keadaan memprihatinkan. Sistem pelindung dermaga pada jetty tersebut hanya dilengkapi dengan beberapa ban bekas yang dikaitkan pada tiang pancang. Apabila kondisi dermaga tersebut masih dipertahankan, maka dalam waktu yang tidak lama dermaga tersebut akan

rusak dan tidak dapat beroperasi secara optimal. Hal ini disebabkan karena sistem pelindung dermaga tersebut (terdiri dari ban-ban bekas) tidak didesain sesuai dengan kondisi kapal-kapal yang beroperasi dan struktur dermaga yang ada serta frekuensi dan kontinuitas lalu lintas kedatangan kapal yang dalam waktu 24 jam setiap kapal dapat bersandar di dermaga tersebut sebanyak 8 kali kedatangan. Hal ini karena sistem pelindung dari ban tersebut tidak didesain untuk mampu menyerap energi tambat yang terjadi ketika kapal bertambat tetapi hanya sebagai pelindung antara kapal dengan dermaga agar tidak terjadi kontak langsung antara kapal dengan dermaga.

Sedangkan kondisi dermaga plengsengan/LCM hanya terdiri dari pantai pasir yang landai dengan sudut kemiringan yang kecil tanpa sistem pelindung sama sekali. Dermaga ini digunakan untuk menaikkan dan menurunkan angkutan terutama kendaraan roda empat (mobil, bus dan truck) dengan metode tambat depan atau belakang (end ramp) untuk kapal-kapal ferry jenis ro/ro.

Karena kapal-kapal yang beroperasi di terminal penyeberangan ferry Ketapang - Gilimanuk tersebut semakin banyak dengan bobot kapal yang semakin besar maka keberadaan dermaga pontoon yang ada sudah tidak memenuhi syarat dan sangat diperlukan sekali suatu dermaga dengan sistem pelindung yang baik yang mampu menyerap energi tambat yang terjadi dengan baik.

Layout dermaga penyeberangan ferry Ketapang dan Gilimanuk yang lama dan kondisi dermaga ponton dengan sistem pelindung dari ban-ban bekas serta kondisi dermaga plengsengan/LCM (beach slipway) telah diperoleh data-datanya seperti terlihat pada Lampiran A (pada halaman Lampiran).

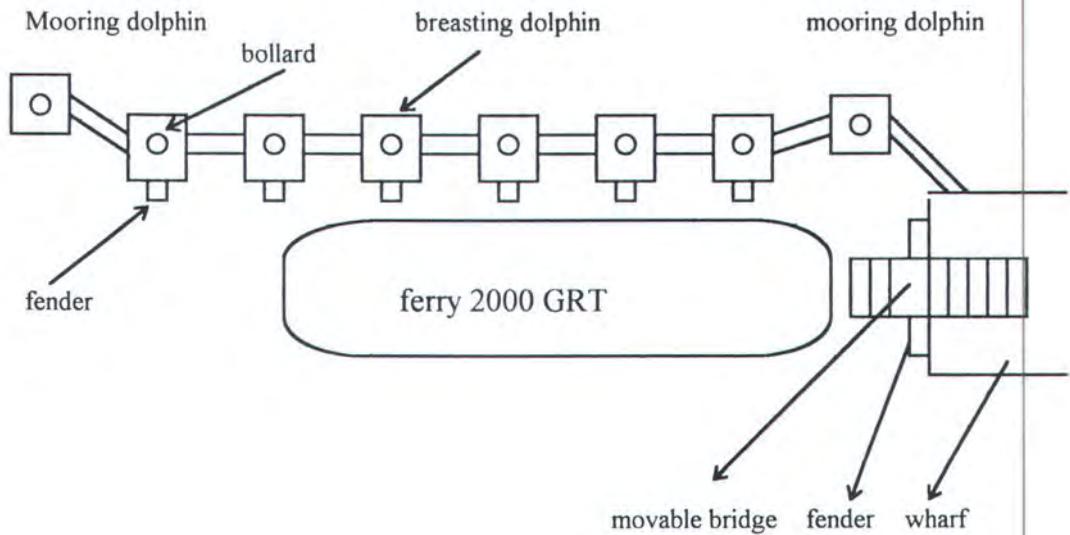
#### 4.2.2. Layout Dan Kondisi Dermaga Baru

Terminal penyeberangan ferry Ketapang - Gilimanuk yang baru telah selesai pembangunannya dan telah diresmikan pengoperasiannya pada tanggal 31 Maret 1997 dan sekarang telah beroperasi untuk membantu terminal ferry yang sudah ada. Pada terminal penyeberangan ferry Ketapang - Gilimanuk sebelumnya terdapat dua buah dermaga yaitu dermaga ponton (Pontoon Berth) dan dermaga plengsengan/LCM (Landing Craft Machine) dengan pantai pasir sebagai dermaga alami (beach slipway). Dengan dibangunnya terminal ferry yang baru ini selain kapasitasnya lebih besar (2000 GRT) juga mengutamakan kelancaran dan keamanan mobilitas penumpang, barang dan jasa. Terdapat dua buah dermaga yang baru pada terminal ferry Ketapang dan Gilimanuk dengan nama Dermaga I dan Dermaga III. Kedua dermaga tersebut terletak di antara dermaga pontoon dan dermaga LCM.

Layout dermaga penyeberangan ferry Ketapang dan Gilimanuk yang baru dan kondisi struktur dermaganya (dengan tipe dolphin) telah diperoleh data-datanya seperti terlihat pada Lampiran B (pada halaman Lampiran).

Dermaga I dan Dermaga III pada terminal penyeberangan ferry Ketapang dan Gilimanuk menggunakan struktur dermaga dengan tipe dolphin sebagai tempat untuk bersandarnya kapal saat kapal bertambat dan wharf sebagai sarana untuk bongkar muat penumpang terutama kendaraan roda empat dari kapal melalui movable bridge. Struktur dermaga tersebut terdiri dari 6 (enam) buah breasting dolphin dan 2 (dua) buah mooring dolphin dan wharf untuk bongkar muat kendaraan dengan sistem fender yang telah terpasang pada dolphin dan wharf sebagai pelindung bila terjadi benturan antara kapal dengan dermaga pada

saat kapal bertambat, dengan ilustrasi gambar seperti terlihat pada gambar 4.2.2 di bawah ini.



Gambar 4.2.2 Struktur dermaga terminal ferry Ketapang - Gilimanuk

Karena tipe pelabuhan di Ketapang dan Gilimanuk termasuk dalam kategori pelabuhan terbuka (open piers) dengan kemiringan pantai yang cukup landai, maka struktur dermaga tersebut diatas dibuat menjorok ke laut karena disesuaikan dengan kedalaman kolam pelabuhan yang diperlukan, jenis kapal yang bersandar, kedalaman kapal (keel) dan sebagainya. Struktur dolphin tersebut dipasang pada kedalaman laut 6-8 meter.

Struktur dolphin seperti terlihat pada gambar 4.2.2 diatas merupakan bagian dari konstruksi dermaga untuk kapal-kapal ferry (ro/ro ferry) dan biasanya terletak menjorok ke arah laut. Struktur dolphin dapat dikategorikan menjadi dua bagian yaitu breasting dolphin dan mooring dolphin (lihat gambar 4.2.2). Breasting dolphin digunakan untuk menerima beban tumbukan (impact force)

pada saat kapal bertambat. Agar tumbukan yang terjadi antara kapal dengan dolphin tidak merusak kapal dan dolphin, maka pada dolphin tersebut dipasang sistem fender yang sesuai dan dapat bekerja secara optimal. Sistem fender tersebut digunakan untuk melindungi kapal (terutama lambung kapal) dan dermaga (dolphin) dari kerusakan yang mungkin terjadi akibat kapal yang bertambat. Mooring dolphin berfungsi untuk meletakkan tali tambat dari kapal pada bollard ketika kapal telah merapat dengan baik dan bukan untuk menerima beban impact. Struktur mooring dolphin berukuran lebih kecil daripada breasting dolphin. Mooring dolphin digunakan sebagai tempat untuk mengaitkan tali tambat kapal pada bollard agar pada saat kapal bersandar tidak terjadi gerakan-gerakan akibat gelombang dan beban arus yang cukup kuat yang dapat mempengaruhi kelancaran proses bongkar muat.

Wharf sebagai bagian dari struktur dermaga dibuat sebagai jembatan penghubung antara kapal dengan daratan dan sebagai tempat untuk melakukan bongkar muat penumpang terutama kendaraan roda empat karena wharf ini berhadapan langsung dengan bagian haluan atau buritan kapal. Struktur wharf tersebut terdiri dari sebuah jembatan yang didukung oleh beberapa tiang pacang beton (concrete pile). Pada wharf juga dilengkapi dengan movable bridge yaitu jembatan yang dapat dinaik turunkan secara hidrolis untuk memudahkan proses bongkar muat.

### 4.3. SISTEM FENDER PADA DERMAGA TINJAUAN

#### 4.3.1. Kriteria Perencanaan Sistem Fender

Dalam penulisan ini, perencanaan sistem fender dititikberatkan hanya pada fender yang terpasang pada breasting dolphin karena pada saat kapal bertambat fender tersebut menerima beban impact kapal yang paling besar dengan berulang kali terjadi beban impact.

Data mengenai kriteria perencanaan sistem fender pada dermaga tinjauan yang diperoleh dari pihak konsultan teknik Jepang PT. Nippon Koei Co., Ltd. dan pihak konsultan teknik Indonesia PT. Desigras dapat dilihat pada tabel 4.3.1 berikut ini :

Tabel 4.3.1 Kriteria perencanaan sistem fender dermaga tinjauan

Design Criteria	Ketapang	Gilimanuk
1. Ukuran Kapal		
i. GRT	2000	2000
ii. Length (m)	91,00	91,00
iii. Breadth (m)	15,60	15,6
iv. Loaded draft (m)	3,75	3,75
2. Displacement Kapal (tons)	2000	2000
3. Kecepatan Bertambat (m/sec)	0,4	0,4
4. Faktor Eksentrisitas	0,5	0,5
5. Tipe Dermaga	open	open
6. Sudut Tambat	15 <sup>0</sup>	15 <sup>0</sup>
7. Gaya Reaksi aksial Ijin (tons)	77,20	77,20
8. Energi Serap minimum (ton-m)	10,22	10,22
9. Gaya Reaksi maks/fender (tons)	38,9	38,9

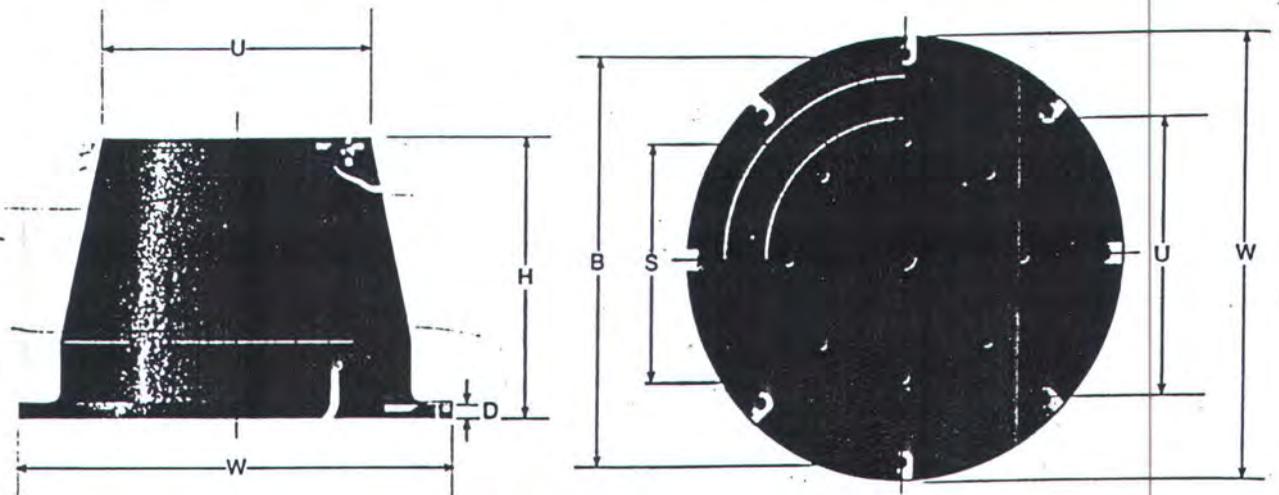
Sumber : PT. Nippon Koei Co., Ltd.

Pada tabel 4.3.1 diatas dapat dilihat mengenai kriteria perencanaan sistem fender untuk Dermaga I dan Dermaga III pada terminal penyeberangan ferry

Ketapang dan Gilimanuk yang direncanakan untuk kapal dengan bobot 2000 GRT. Dapat dilihat juga pada tabel tersebut besarnya energi serap minimum sebesar 10,22 ton-meter dan gaya reaksi maksimum tiap fender sebesar 38,9 ton.

#### 4.3.2. Sistem Fender Yang Digunakan

Fender yang digunakan sebagai pelindung dermaga dan berfungsi untuk menyerap energi impact kapal yang sesuai dengan kriteria perencanaan seperti yang telah disebutkan pada tabel 4.3.1 di atas menurut pihak konsultan teknik PT. Nippon Koei Co., Ltd adalah tipe cell fender atau cone fender. Fender ini merupakan produk dari Fentek Marine System Singapura (1996). Gambar 4.3.2.1 dibawah merupakan contoh cone fender dengan ukuran-ukurannya yang diperoleh dari Fentek Marine Fendering Systems Catalogue (1996) sebagai berikut :



Gambar 4.3.2.1 Model Cone Fender (Fentek, 1996)

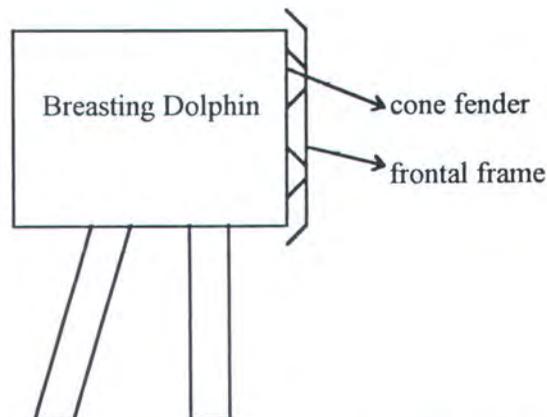
Dari Fentek Marine Fendering Systems Catalogue (1996) diperoleh data spesifikasi fender mengenai besarnya energi serap, gaya reaksi maksimum tiap fender serta dimensinya seperti terlihat pada tabel 4.3.2 berikut ini :

Tabel 4.3.2 Spesifikasi fender pada Dermaga I dan III Ketapang-Gilimanuk

Tipe	Cone Fender
Model	SCN 600
Tipe Kapasitas Energi	E3
Energi Serap	120 KN.m
Gaya Reaksi	400 KN
Dimensi Fender :	
- H	600 mm
- W ( $\phi$ )	960 mm
- U ( $\phi$ )	590 mm
- D	30 mm
- B ( $\phi$ )	875 mm
- S ( $\phi$ )	515 mm
Weight	240 kg

Sumber : Fentek Marine Fendering Systems (1996)

Dari data di atas, fender yang digunakan pada Dermaga I & III sebagai peredam saat kapal bertambat adalah tipe cone fender yang dipasang pada breasting dolphin dengan tipe dolphin terdiri dari dua cone fender. Untuk memperluas bidang kontak (contact area), pada fender dipasang panel protector (frontal frame). Sedangkan pada wharf fender yang digunakan adalah tipe K fender sebagai pelindung dinding movable bridge dari benturan yang mungkin terjadi antara wharf dengan sisi haluan atau buritan kapal. Gambar 4.3.2.2 menunjukkan ilustrasi pemasangan cone fender pada breasting dolphin yang dilengkapi dengan frontal frame.



Gambar 4.3.2.2 Pemasangan fender pada breasting dolphin

#### **4.4. KONDISI OCEANOGRAFI DERMAGA TINJAUAN**

Dalam melakukan perencanaan pelabuhan serta fasilitas-fasilitas tambatnya kondisi oceanografi perlu mendapat perhatian karena akan berpengaruh pada bangunan-bangunan pelabuhan, fasilitas tambat, dan kapal-kapal yang akan berlabuh. Dalam perencanaan sistem fender untuk mendapatkan sistem fender yang tepat dan dapat bekerja secara optimal, pengaruh kondisi oceanografi perlu dipertimbangkan dalam proses desain. Kondisi ini sendiri adalah keadaan di luar sistem tetapi dapat mempengaruhi kinerja dari sistem. Kondisi yang harus dipertimbangkan dalam perencanaan sistem fender meliputi :

1. Pasang surut (tide)
2. Kecepatan angin (wind speed)
3. Kecepatan arus (current speed)

Dalam penulisan tugas akhir ini, penulis akan menjelaskan data-data tersebut diatas yang diperoleh dari Jawatan Hidro dan Oseanografi ALRI, PT. Nippon Koei Co., Ltd, dan PT. Desigras. Data-data yang diperoleh adalah untuk daerah pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk dan merupakan data sekunder.

##### **4.4.1. Pasang Surut (Tide)**

Pengetahuan mengenai pasang adalah sangat penting dalam perencanaan suatu sistem fender. Pasang surut adalah fluktuasi muka air laut karena adanya gaya tarik benda-benda di langit, terutama matahari dan bulan terhadap massa air laut di bumi (Triatmodjo, 1996). Meskipun massa bulan jauh lebih kecil dari massa matahari, tetapi karena jaraknya terhadap bumi jauh lebih dekat, maka

pengaruh gaya tarik bulan terhadap bumi lebih besar daripada pengaruh gaya tarik matahari. Gaya tarik bulan yang mempengaruhi pasang surut adalah 2,2 kali lebih besar daripada gaya tarik matahari.

Tinggi pasang surut adalah jarak vertikal antara air tertinggi (air pasang) dan air terendah (air surut) yang berurutan. Periode pasang surut adalah waktu yang diperlukan dari posisi muka air pada muka air rerata ke posisi yang sama berikutnya. Periode pasang surut bisa 12 jam 25 menit atau 24 jam 50 menit, yang tergantung pada tipe pasang surut. Variasi muka air menimbulkan arus yang disebut arus pasang surut, yang mengangkut massa air dalam jumlah sangat besar.

Bentuk pasang surut di berbagai daerah tidak sama. Di suatu daerah dalam satu hari dapat terjadi satu kali atau dua kali pasang surut. Secara umum pasang surut di berbagai daerah dapat dibedakan dalam 4 (empat) tipe, yaitu pasang surut harian tunggal (*diurnal tide*) dalam satu hari terjadi satu kali air pasang dan satu kali air surut dengan periode 24 jam 50 menit, pasang surut harian ganda (*semi diurnal tide*) dalam satu hari terjadi dua kali air pasang dan dua kali air surut dengan ketinggian yang hampir sama dan terjadi secara berurutan dengan periode 12 jam 24 menit, pasang surut campuran dominan ke harian tunggal (*mixed tide prevailing diurnal*) dalam satu hari terjadi satu kali air pasang dan satu kali air surut dan kadang-kadang dua kali pasang dan dua kali surut dengan tinggi dan periode yang sangat berbeda, dan pasang surut campuran dominan ke harian ganda (*mixed tide prevailing semi diurnal*) dalam satu hari terjadi dua kali air pasang dan dua kali air surut dengan tinggi dan periode yang berbeda. Gambar 4.4.1.1 menunjukkan keempat jenis pasang surut tersebut dan gambar 4.4.1.2

adalah sebaran keempat jenis pasang surut di Indonesia dan sekitarnya yang diperoleh dari Jawatan Hidro dan Oseanografi ALRI.

Untuk memperkirakan keadaan pasang surut, terdapat banyak komponen-komponen yang mempengaruhi pasang surut. Keadaan pasang surut yang terjadi di Indonesia menurut jawatan Hidrografi ALRI ditentukan oleh 7 komponen, selain itu juga dipengaruhi oleh lima benda angkasa lain yang didasarkan atas pendapat Prof. Dr. P.J. Stok. Komponen utama adalah sebagai akibat gaya tarik bulan dan matahari (lunar and solar component) dan komponen lain adalah non astronomis. Tujuh komponen tersebut dijelaskan dalam tabel 4.4.1 di bawah ini :

Tabel 4.4.1.1 Komponen-komponen pasang surut

Nomenklatur benda angkasa	Jenis Pasang/Surut	Periode Pasang/Surut
M <sub>2</sub>	Pasang Bulan ganda harian	12,40 jam
S <sub>2</sub>	Pasang Matahari ganda harian	12,00 jam
N <sub>2</sub>	Pasang Ellips ganda harian	12,60 jam
K <sub>2</sub>	Pasang Deklinasi ganda harian	11,97 jam
K <sub>1</sub>	Pasang Deklinasi tunggal harian	23,93 jam
O <sub>1</sub>	Pasang Deklinasi tunggal harian	25,80 jam
P <sub>1</sub>	Pasang Deklinasi tunggal harian	24,07 jam

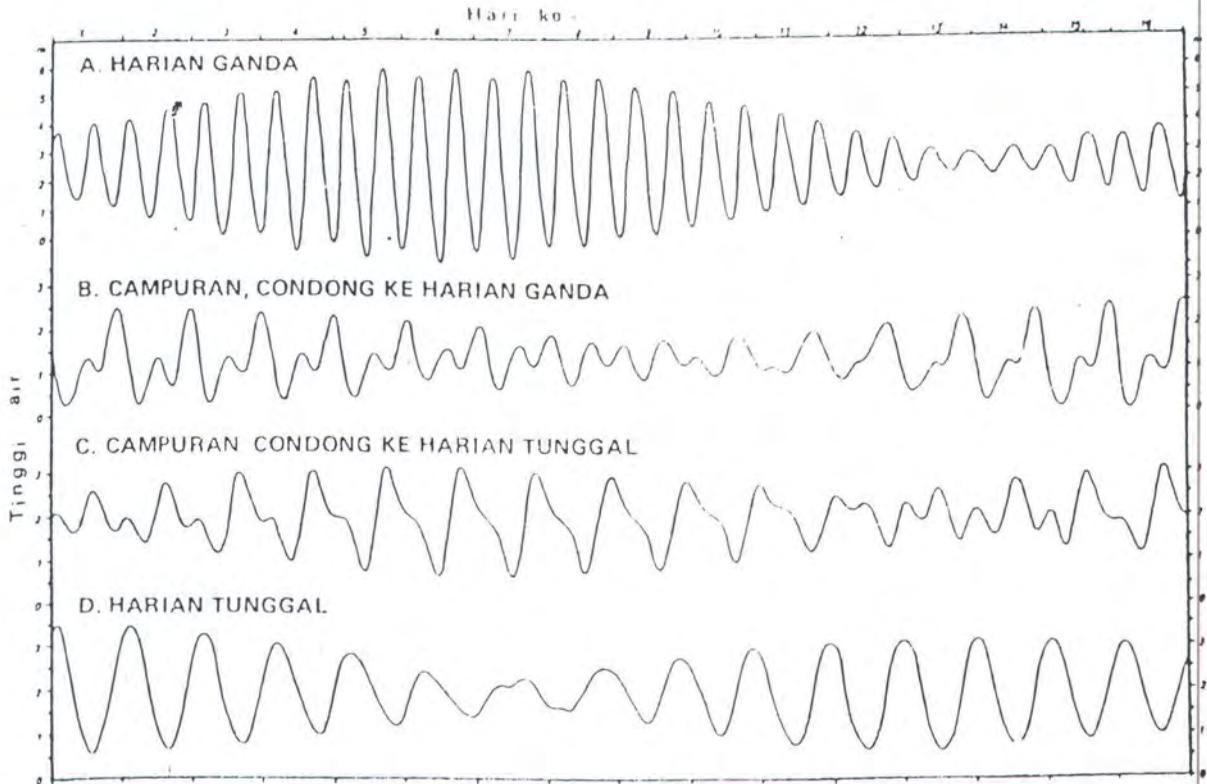
Sumber : Jawatan Hidro dan Oseanografi ALRI

Untuk mengetahui kecenderungan dari keempat tipe pasang surut dapat diketahui dengan melihat hasil perbandingan nilai Formzall indeks (F) dari :

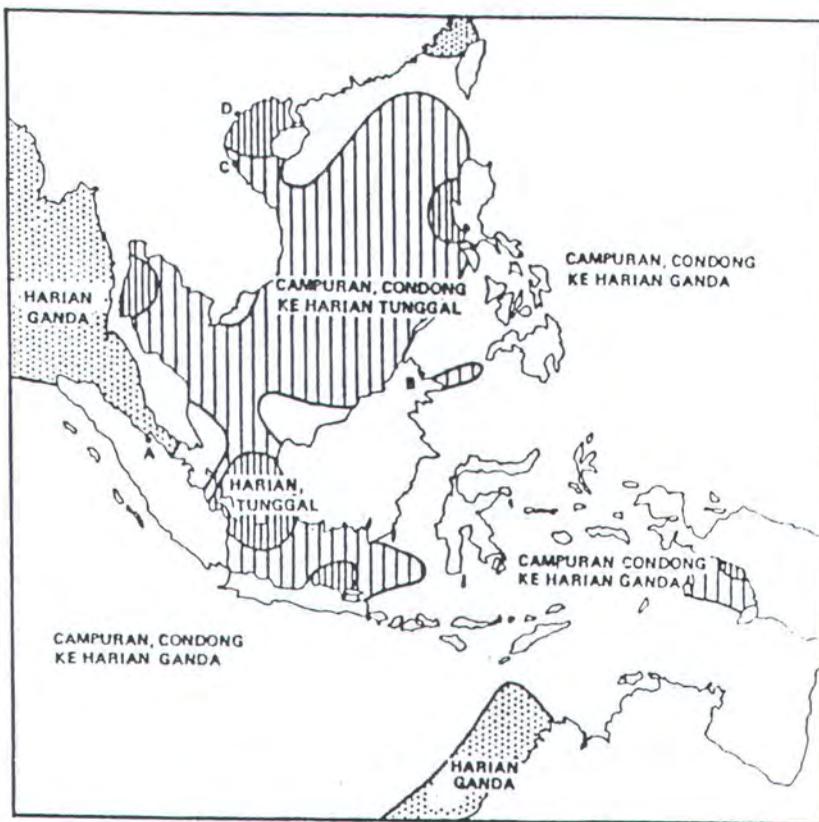
$$F = \frac{K_1 + O_1}{M_2 + S_2}$$

Apabila nilai dari perbandingan tersebut lebih besar dari 1 maka

tipe pasang surut yang terjadi cenderung diurnal sedangkan apabila nilai tersebut kurang dari 1 tipe pasang surut yang terjadi di daerah tersebut cenderung semi diurnal.

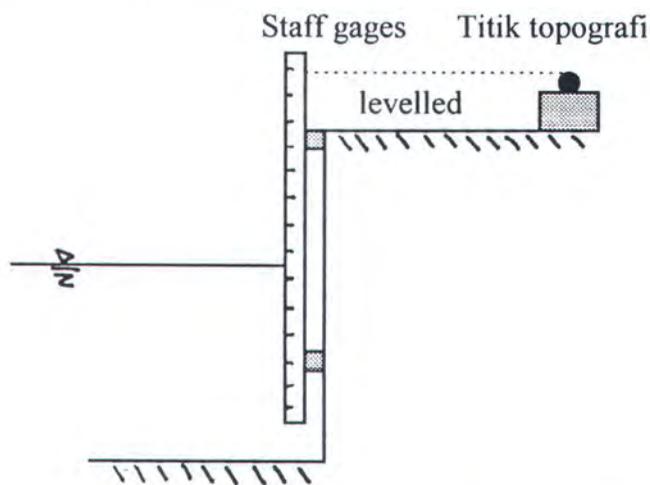


Gambar 4.4.1.1 Tipe-tipe kurva pasang surut



gambar 4.4.1.2 Sebaran pasang surut di perairan Indonesia dan sekitarnya

Untuk mengetahui kondisi pasang surut yang terjadi di daerah pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk, penulis memperoleh data-data pasang surut dari Jawatan Hidrografi ALRI, PT. Nippon Koei Co., Ltd dan PT. Desigras. Sebagai pihak konsultan PT. Nippon Koei Co., Ltd melakukan serangkaian penelitian dan pengukuran pasang surut pada tanggal 27 Desember 1991 hingga 13 Januari 1992 untuk pelabuhan Ketapang dan tanggal 28 Desember 1991 hingga 14 Januari 1992 untuk pelabuhan Gilimanuk. Pengukuran dan pembacaan ketinggian muka air dilakukan secara visual dengan menggunakan alat yang disebut staff gages yang disesuaikan dengan titik referensi topografi (topographic reference point) seperti terlihat pada gambar 4.4.1.3 di bawah ini.

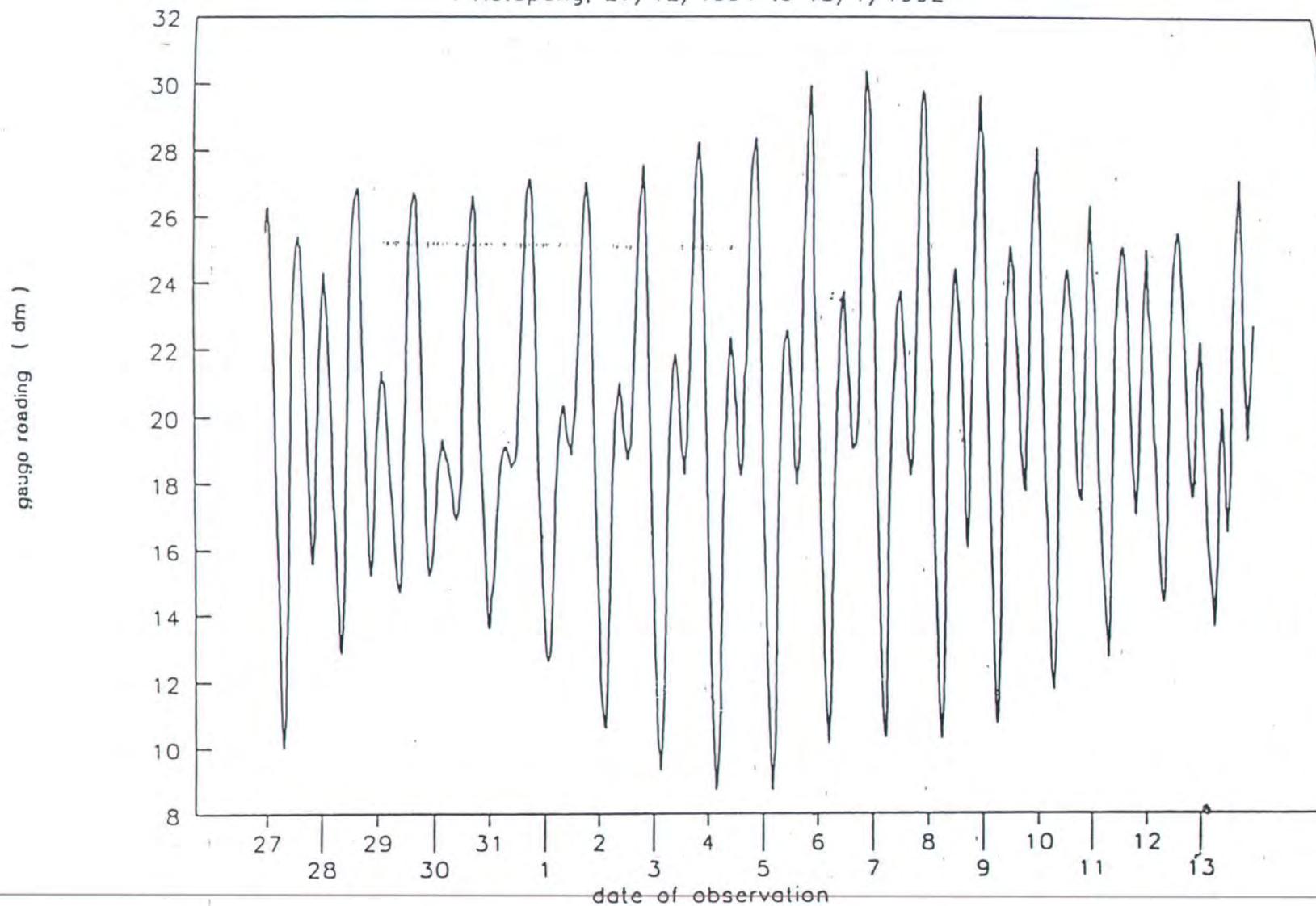


Gambar 4.4.1.3 Staff gages dan titik referensi topografi

Pembacaan ketinggian muka air dilakukan setiap satu jam selama 15 hari pengukuran. Hasil pengukuran untuk tiap lokasi pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk dapat dilihat pada grafik pengukuran pasang surut seperti pada gambar 4.4.1.4 dan gambar 4.4.1.5.

# TIDE OBSERVATION

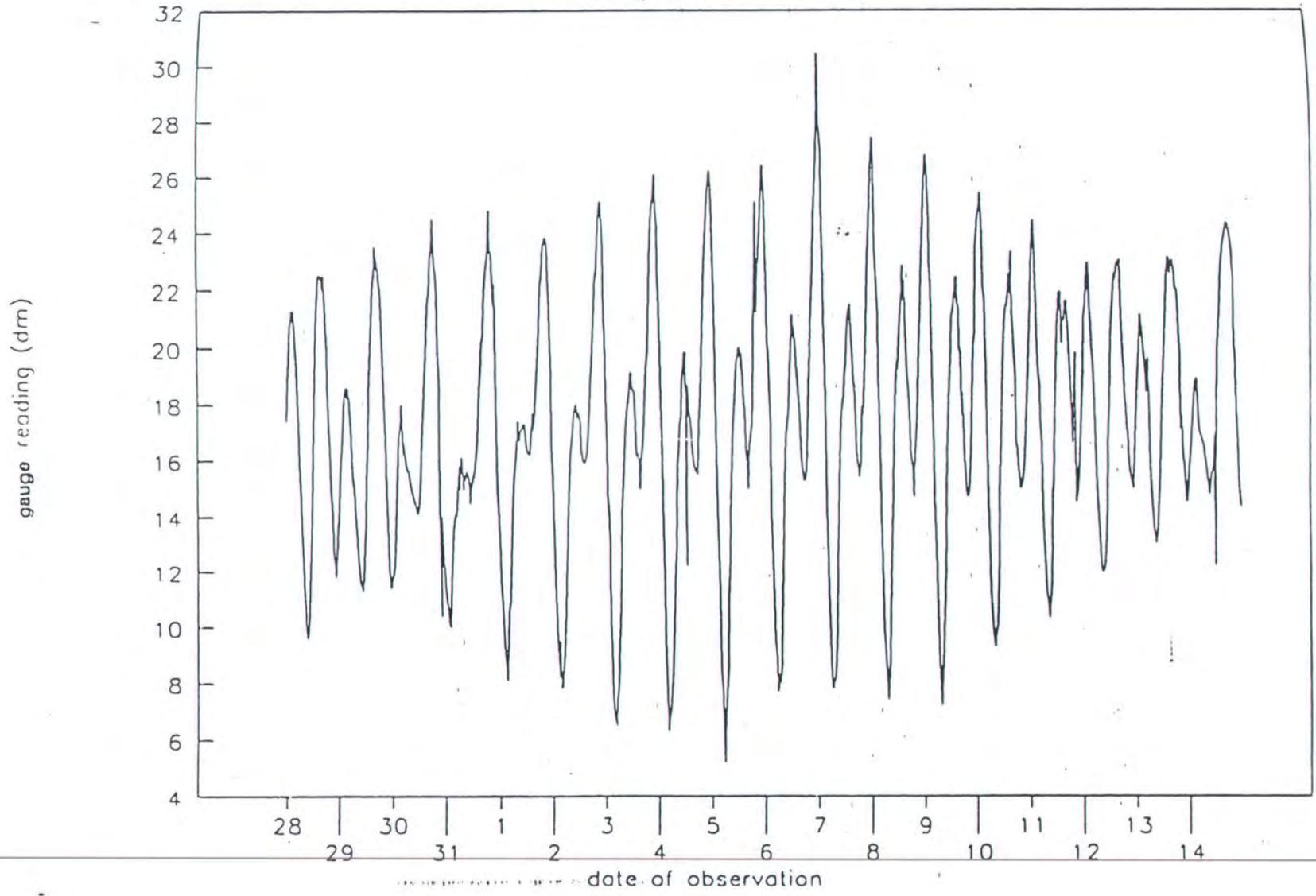
Ketapang, 27/12/1991 to 13/1/1992



Gambar 4.4.1.4 Grafik observasi pasang surut pada pelabuhan Ketapang

# TIDE OBSERVATION

Gilimanuk, 28/12/1991 - 14/1/1992



Gambar 4.4.1.5 Grafik observasi pasang surut pada pelabuhan Gilimanuk

Dalam menentukan tipe pasang surut pada pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk, pihak konsultan PT. Nippon Koei Co., Ltd menentukan 9 (sembilan) komponen pasang surut dengan menggunakan metode Admiralty (Admiralty Method) dengan hasil perhitungan sebagai berikut :

Tabel 4.4.1.2 Komponen-komponen pasang surut

Komponen Pasang surut	Ketapang	Gilimanuk
M <sub>2</sub>	51,55	50,46
S <sub>2</sub>	24,10	22,50
N <sub>2</sub>	10,08	7,66
K <sub>1</sub>	29,48	28,27
O <sub>1</sub>	22,80	22,35
M <sub>4</sub>	3,35	3,06
MS <sub>4</sub>	2,35	2,09
K <sub>2</sub>	6,51	6,08
P <sub>1</sub>	9,73	9,33

Sumber : PT. Nippon Koei Co., Ltd.

Menurut data komponen pasang surut di atas, maka tipe pasang surut yang terjadi di pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk dapat ditentukan dengan menghitung nilai perbandingan Formzall indeks (F) sebagai berikut :

- Ketapang : 
$$F = \frac{K_1 + O_1}{M_2 + S_2} = \frac{29,48 + 22,80}{51,55 + 24,10} = 0,69$$
- Gilimanuk : 
$$F = \frac{K_1 + O_1}{M_2 + S_2} = \frac{28,27 + 22,35}{50,46 + 22,50} = 0,685$$

Dari hasil perhitungan nilai F diatas dan berdasarkan data yang diperoleh dari Jawatan Hidro dan Oseanografi ALRI serta PT. Nippon Koei Co., Ltd, maka pada pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk mempunyai tipe pasang surut yang sama yaitu tipe pasang surut campuran condong ke harian ganda (*mixed tide predominantly semidiurnal*), yaitu pasang surut yang terjadi dua kali air pasang

dan dua kali air surut dalam satu hari dengan tinggi dan periode yang berbeda. Tipe pasang surut ini banyak terjadi di perairan Indonesia Timur.

Elevasi muka air laut ditetapkan berdasarkan data pasang surut yang ada, karena elevasi muka air laut selalu berubah setiap saat. Elevasi muka air laut ini dapat dijadikan sebagai pedoman dalam perencanaan sistem fender khususnya pada saat melakukan pemasangan fender pada dolphin sehingga kapal dapat bersandar dengan aman dalam segala kondisi pasang surut. Data yang diperoleh dari pihak konsultan PT. Nippon Koei Co., Ltd mengenai beberapa elevasi muka air laut yang ditetapkan berdasarkan sembilan komponen pasang surut pada tabel 4.4.1.2 diatas, adalah sebagai berikut :

Tabel 4.4.1.3 Data beberapa elevasi muka air laut

Elevasi Muka Air laut	Ketapang (cm)	Gilimanuk (cm)
MHWS	324,00	307,00
MLWS	74,00	37,00
MHWN	206,00	175,00
MLWN	193,00	165,00
HHWS	328,00	315,00
LLWS	70,00	30,00
MWL	199,00	172,00

Sumber : PT. Nippon Koei Co., Ltd.

Menurut Bindra (1978) definisi tujuh elevasi muka air laut diatas adalah sebagai berikut :

1. Mean High Water Spring (MHWS) : Rata-rata muka air tertinggi pada pasang tinggi (spring).
2. Mean Low Water Spring (MLWS) : Rata-rata muka air terendah pada pasang tinggi (spring).
3. Mean High Water Neap (MHWN) : Rata-rata muka air tertinggi pada pasang terendah (neap).

4. Mean Low Water Neap (MLWN) : Rata-rata muka air terendah pada pasang terendah (neap).
5. Highest High Water Spring (HHWS) : Muka air tertinggi pada pasang tinggi.
6. Lowest Low water Spring (LLWS) : Muka air terendah pada pasang tinggi.
7. Mean Water Level : Rata-rata tinggi muka air laut.

Dari data beberapa elevasi muka air laut diatas, maka beda pasang surut tertinggi (highest tidal range) untuk daerah pelabuhan Ketapang adalah 254,00 cm, sedangkan untuk daerah pelabuhan Gilimanuk sebesar 277,00 cm.

#### **4.4.2. Kecepatan Angin (Wind Speed)**

Kecepatan angin sebagai salah satu faktor kondisi oseanografi yang berpengaruh dalam perencanaan sistem fender, dapat ditentukan dari data yang dikeluarkan oleh Badan Meteorologi dan Geofisika Indonesia stasiun Banyuwangi dan Denpasar. Diperoleh data kecepatan angin untuk daerah pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk sebagai berikut :

Kecepatan angin yang terjadi di daerah pelabuhan Ketapang cenderung datang dari arah Timur Laut (North East), Timur (East), dan Tenggara (South East) dengan kecepatan rata-rata sebesar 12,67 m/sec.

Sedangkan untuk daerah pelabuhan Gilimanuk, kecepatan angin yang terjadi cenderung datang dari arah Barat Laut (North West) dan Barat (West) dengan kecepatan angin rata-rata sebesar 8,2 m/sec.

Data kecepatan angin tersebut akan digunakan dalam perencanaan sistem fender, khususnya pada saat melakukan perhitungan tekanan akibat pengaruh angin untuk menentukan jumlah fender yang akan digunakan.

#### 4.4.3. Kecepatan Arus (Current Speed)

Data kecepatan arus laut yang terjadi di pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk diperoleh dari pihak konsultan PT. Nippon Koei Co., Ltd. Pihak konsultan dari Jepang ini melakukan pengukuran kecepatan arus dengan menggunakan alat yang disebut current meter yang dilakukan dalam satu kali siklus pasang surut pada pasang surut tertinggi (spring tide) dan pada pasang surut terendah (neap tide). Untuk deep water (laut dalam), pengukuran diambil pada kedalaman 0,2 d dan 0,6 d, sedangkan untuk laut dangkal (shallow water) pada kedalaman 0,8 d dimana d adalah kedalaman air laut. Dari hasil pengukuran tersebut diperoleh keterangan bahwa arus yang terjadi di pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk cenderung disebabkan oleh pergerakan pasang surut (tidal motion). Hasil pengukuran kecepatan arus pada lokasi tersebut seperti terlihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 4.4.3 Hasil pengukuran kecepatan arus

Lokasi	Pasang Surut	Kecepatan (m/sec)
Ketapang	Spring, High	0,20
	Spring, Low	0,50
Gilimanuk	Spring, High	0,76
	Spring, Low	0,25

Sumber : PT. Nippon Koei Co., Ltd.

Data kecepatan arus diatas digunakan untuk menghitung besarnya tekanan akibat beban arus yang harus diperhitungkan dalam perencanaan sistem fender khususnya pada saat melakukan penentuan jumlah fender yang akan digunakan.

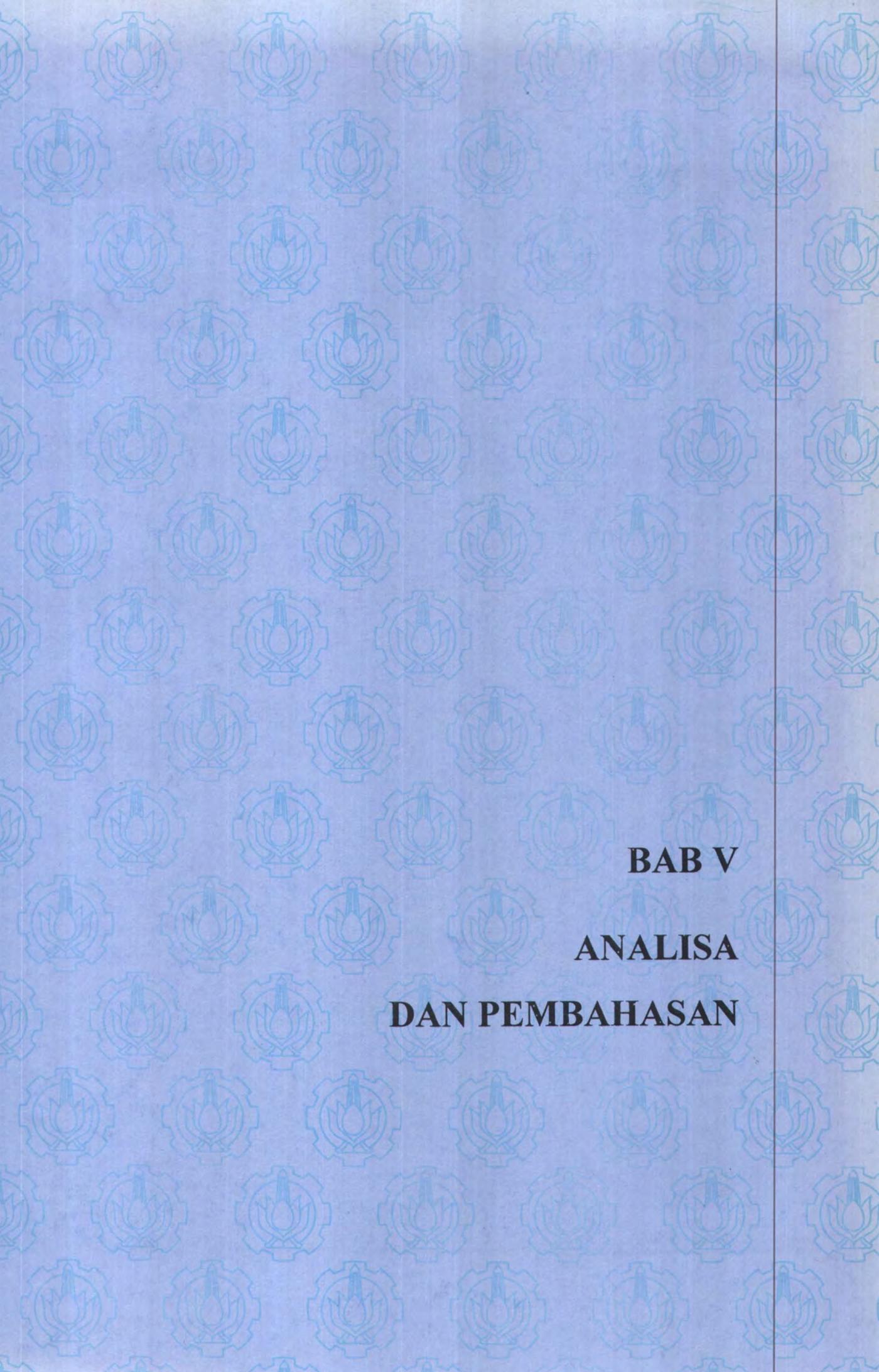
#### 4.5. DATA LALU LINTAS KAPAL

Data tentang lalu lintas kapal yang beroperasi di lintas penyeberangan Ketapang - Gilimanuk diperoleh dari pihak PT. ASDP (Persero) cabang Ketapang dan Gilimanuk serta dari pihak perusahaan pemilik kapal (ship owner). Berdasarkan data yang diperoleh, pada tahun 1997 terdapat 18 kapal jenis ro/ro ferry yang beroperasi di lintas penyeberangan Ketapang-Gilimanuk yang dibagi dalam dua kelompok yaitu 10 kapal beroperasi di lintas ponton (pontoon berth) dan 8 kapal di lintas LCM. Kapal-kapal tersebut mendapat frekuensi Kedatangan dan pemberangkatan yang sama yaitu 8 kali dalam satu kali 24 jam dengan jadwal keberangkatan yang telah diatur oleh PT. ASDP (Persero). Data selengkapnya dapat dilihat pada halaman lampiran (Lampiran D, Data lalu lintas kapal). Di bawah ini diberikan data kapal-kapal ferry yang beroperasi di Dermaga I dan Dermaga III lintas penyeberangan Ketapang-Gilimanuk.

Tabel 4.5 Spesifikasi kapal ferry di lintas penyeberangan Ketapang-Gilimanuk

Nama Kapal	GRT	Panjang, L (m)	Lebar, B (m)	Tinggi, H (m)	Sarat, d (m)	Rit/hari
KMP. Gajah mada	512	37,50	13,20	4,20	3,65	8
KMP. Prathita	459	41,44	16,00	4,10	3,49	8
KMP. Gilimanuk I	733	41,44	15,98	4,10	2,35	8
KMP. Gilimanuk II	840	44,30	14,00	3,50	1,99	8
KMP. Rajawali Nusantara	485	56,00	13,50	4,10	2,59	8
KMP. Citra Mandala A.	580	47,80	11,00	3,00	3,00	8
KMP. Trisila Bakti I	585	51,50	13,50	3,00	2,25	8
KMP. Edha	456	41,40	16,00	3,10	2,70	8
KMP. Nusa Dua	536	49,90	15,00	3,54	2,25	8
KMP. Pertiwi Nusantara	605	48,00	12,50	3,40	2,28	8

Sumber : PT. ASDP (Persero) cabang Banyuwangi



**BAB V**  
**ANALISA**  
**DAN PEMBAHASAN**

## BAB V

### ANALISA DAN PEMBAHASAN

#### 5.1. ANALISA

##### 5.1.1. PERHITUNGAN ENERGI TAMBAT EFEKTIF KAPAL

Pada sub bab ini penulis akan melakukan perhitungan energi bertambat efektif kapal dengan menggunakan metode Bridgestone (1995). Tiap koefisien yang digunakan ditentukan berdasarkan referensi dan data yang diperoleh dan disesuaikan dengan karakteristik dari kapal-kapal yang bekerja maupun tipe dermaga yang ditinjau. Metode Bridgestone yang digunakan dirumuskan sebagai berikut :

$$E = \frac{WV^2}{2g} \times C_e \times C_m \times C_s \times C_c$$

dimana :

- E = Energi tambat efektif kapal (ton.m)
- W = Berat kapal (ton)
- V = Kecepatan pendekatan kapal (m/sec)
- C<sub>e</sub> = Faktor eksentrisitas
- C<sub>m</sub> = Faktor massa virtual
- C<sub>s</sub> = Faktor kekakuan/kelembutan
- C<sub>c</sub> = Faktor konfigurasi

Penentuan nilai dan faktor yang berpengaruh dalam perhitungan tersebut diatas akan dijelaskan satu per satu sebagai berikut :

### 5.1.1.1. Penentuan Berat Kapal (W)

Penentuan berat kapal dihitung berdasarkan data kapal yang bekerja dan masih beroperasi sampai sekarang. Pada bab sebelumnya telah dijelaskan bahwa berat kapal (W) merupakan pejumlahan dari berat kapal sesungguhnya ( $W_1$ ) dengan berat tambah kapal ( $W_2$ ) (Shibata, 1995). Dan dirumuskan sebagai berikut,

$$W = W_1 + W_2$$

Dari data lalu lintas kapal (pada Lampiran D), diperoleh data dan spesifikasi armada kapal ferry yang beroperasi di Dermaga I dan Dermaga III di terminal ferry lintas penyeberangan Ketapang-Gilimanuk selama tahun 1997 seperti terlihat pada tabel berikut ini :

Tabel 5.1.1.1.1 Spesifikasi kapal ferry Ketapang-Gilimanuk

Nama Kapal	GRT	Panjang, L (m)	Lebar, B (m)	Tinggi, H (m)	Sarat, d (m)	Rit/hari
KMP. Gajah mada	512	37,50	13,20	4,20	3,65	8
KMP. Prathita	459	41,44	16,00	4,10	3,49	8
KMP. Gilimanuk I	733	41,44	15,98	4,10	2,35	8
KMP. Gilimanuk II	840	44,30	14,00	3,50	1,99	8
KMP. Rajawali Nusantara	485	56,00	13,50	4,10	2,59	8
KMP. Citra Mandala A.	580	47,80	11,00	3,00	2,28	8
KMP. Trisila Bakti I	585	51,50	13,50	3,00	2,25	8
KMP. Edha	456	41,40	16,00	3,10	2,70	8
KMP. Nusa Dua	536	49,90	15,00	3,54	2,25	8
KMP. Pertiwi Nusantara	605	48,00	12,50	3,40	2,28	8

Sumber : PT. ASDP (Persero) cabang Banyuwangi

Data berat kapal yang diperoleh seperti pada tabel 5.1.1.1.1 diatas adalah dalam Gross Tonnage (GRT), sedangkan dalam perhitungan berat kapal (W) digunakan Displacement Tonnage (DT). Sehingga dalam menghitung actual ship weight ( $W_1$ ) diperlukan konversi dari GT ke DT dengan menggunakan formulasi dari Shibata (1995) seperti pada tabel 2.2.2.3 untuk kapal ferry, sebagai berikut :

$$DT = 2,051 GT^{0,939}$$

Sedangkan untuk menghitung berat tambah kapal ( $W_2$ ), untuk kapal Ro/Ro ferry yang merapat ke dermaga pada titik tambat tertentu (point berthing) menggunakan formulasi dari Shibata (1995) sebagai berikut :

$$W_2 = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times L \times \rho$$

dimana :

$W_2$  = berat tambah kapal (ton)

$d$  = sarat kapal (m)

$L$  = panjang kapal (m)

$\rho$  = berat jenis air laut (1,025 ton/m<sup>3</sup>)

Dengan menggunakan formulasi untuk menghitung  $W_1$  dan  $W_2$  menurut metode Shibata (1995) diatas, diperoleh berat virtual kapal ( $W$ ) sebagai berikut :

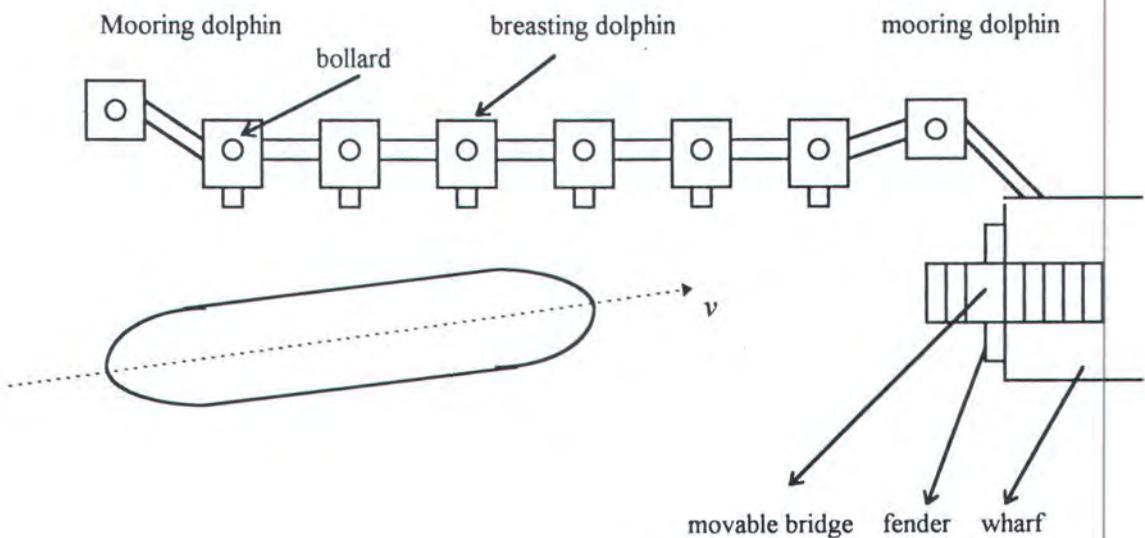
Tabel 5.1.1.1.2 Hasil perhitungan berat virtual kapal ( $W$ )

Nama Kapal	GRT	$W_1$ (ton)	$W_2$ (ton)	$W=W_1+W_2$
KMP. Gajah Mada	512	717,75	401,98	1119,73
KMP. Prathita	459	647,75	406,13	1053,88
KMP. Gilimanuk I	733	1005,30	184,14	1189,44
KMP. Gilimanuk II	840	1142,52	141,16	1283,68
KMP. Rajawali Nusantara	485	682,15	302,26	984,41
KMP. Citra Mandala A.	580	805,91	346,15	1152,06
KMP. Trisila Bakti I	585	813,90	209,78	1023,68
KMP. Edha	456	643,77	242,78	886,55
KMP. Nusa Dua	536	749,29	203,26	952,55
KMP. Pertiwi Nusantara	605	839,53	200,77	1040,30

Berat kapal ( $W$ ) tersebut akan digunakan untuk menghitung besarnya energi tambat efektif masing-masing kapal, sehingga akan diketahui energi impact yang maksimum.

### 5.1.1.2. Penentuan Kecepatan Bertambat (V)

Kecepatan bertambat kapal yang akan digunakan untuk menghitung energi tambat efektif kapal (E) ditentukan berdasarkan hasil pengamatan metode bertambat yang dilakukan secara langsung di lapangan terhadap kapal-kapal ferry yang sedang beroperasi di lintas penyeberangan Ketapang - Gilimanuk. Pengamatan ini dilakukan pada saat kapal tersebut akan bertambat di Dermaga I maupun Dermaga III dermaga ferry Ketapang-Gilimanuk. Dari hasil pengamatan langsung di lapangan diperoleh informasi bahwa kapal-kapal ferry tersebut merapat ke dermaga dari sisi samping pada bagian haluan maupun buritan kapal pada sekitar  $\frac{1}{4}$  point berthing dengan membentuk sudut tambat sebesar  $10^\circ$ . Ilustrasi metode bertambat kapal adalah seperti pada gambar berikut ini :



Gambar 5.1.1.2 Ilustrasi metode bertambat pada Dermaga I dan III

Dari hasil pengamatan didapatkan bahwa tipe dermaga pada pelabuhan penyeberangan Ketapang dan Gilimanuk adalah termasuk tipe pelabuhan terbuka (open piers) yang memerlukan kecepatan bertambat kapal relatif besar karena

kapal-kapal tersebut diperlukan untuk bertambat dengan cepat dan aman. Hasil dari pengamatan serta berdasarkan informasi dari para nahkoda, kecepatan tambat kapal adalah sebagai berikut :

Tabel 5.1.1.2 Hasil pengamatan kecepatan tambat

Nama Kapal	GRT	W	v (m/sec)
KMP. Gajah Mada	512	1119,73	0,25
KMP. Prathita	459	1053,88	0,3
KMP. Gilimanuk I	733	1189,44	0,3
KMP. Gilimanuk II	840	1283,68	0,25
KMP. Rajawali Nusantara	485	984,41	0,3
KMP. Citra Mandala A.	580	1152,06	0,25
KMP. Trisila Bakti I	585	1023,68	0,25
KMP. Edha	456	886,55	0,3
KMP. Nusa Dua	536	952,55	0,3
KMP. Pertiwi Nusantara	605	1040,30	0,3

Berdasarkan dari beberapa teori dan referensi yang ada dan telah dikembangkan oleh Vasco Costa & Baker (1985) dan Bridgestone (1995) diketahui bahwa kecepatan tambat diperoleh dengan melihat hubungan antara berat kapal dan kondisi bertambat. Dari diagram Vasco Costa & Baker (pada gambar 2.3.1.1) kecepatan tambat untuk kapal ferry dengan ukuran 1000 ton dengan kondisi tambat yang bagus berkisar antara 0,2 - 0,4 m/sec. Sedangkan Bridgestone (1995) menyatakan bahwa kecepatan tambat untuk kapal ukuran kurang dari 10.000 ton adalah 0,1 - 0,3 m/sec. Dari hasil pengamatan dan melihat beberapa referensi diatas serta mempertimbangkan kondisi bertambat di lokasi tinjauan ditentukan bahwa kecepatan tambat untuk menghitung energi tambat efektif kapal adalah sebesar 0,3 meter/detik.

### 5.1.1.3. Penentuan Faktor Eksentrisitas ( $C_e$ )

Penentuan faktor eksentrisitas ( $C_e$ ) ini berkaitan dengan metode bertambat, jenis kapal yang akan bertambat, dan struktur fasilitas tambatnya. Dari pengamatan metode bertambat seperti pada gambar 4.6.2, jenis kapal yang bertambat adalah kapal ferry jenis Ro/Ro dengan struktur fasilitas tambatnya adalah struktur dolphin. Kapal ferry ini merapat ke dermaga pada titik kontak tertentu, biasanya diperkirakan  $\frac{1}{4}$  point berthing atau pada  $\frac{1}{4}$  panjang kapal. Untuk mengetahui besarnya nilai faktor eksentrisitas ( $C_e$ ) dapat dibaca pada grafik hubungan antara titik kontak kapal dengan nilai  $C_e$  (gambar 3.4.1.2). Untuk jenis kapal ferry yang merapat ke dermaga dengan konstruksi dolphin pada  $\frac{1}{4}$  point berthing, menurut Shibata (1995) nilai  $C_e$  berkisar antara 0,5 - 0,7. Menurut Bridgestone (1995) untuk jenis kapal yang sama dan struktur dermaga yang sama nilai  $C_e$  adalah 0,5. Dari hasil pengamatan dimana kapal ferry merapat pada  $\frac{1}{4}$  point berthing dan dengan melihat grafik nilai  $C_e$  pada gambar 3.4.1.2 didapatkan nilai  $C_e$  adalah 0,7.

### 5.1.1.4. Penentuan Faktor Massa Virtual ( $C_m$ )

Besarnya nilai faktor massa virtual ( $C_m$ ) yang akan digunakan untuk menghitung energi tambat efektif kapal pada dasarnya berkaitan dengan konsep massa tambah (added mass), karena pada saat kapal bertambat akan bekerja gaya-gaya inersia yang melawan perubahan kecepatan kapal yang bertambat. Faktor ini dapat dihitung dengan formulasi empiris dari Ueda (1987). Formulasi yang dikembangkan oleh Ueda tersebut mempunyai kesamaan dengan formulasi yang

dikembangkan berdasarkan hasil eksperimen model oleh T.E Stelson Mavils (1991) sebagai berikut :

$$C_m = 1,0 + \frac{\pi}{4} \times d^2 \times \frac{L \cdot w_o}{W_1}$$

dimana :

$C_m$  = faktor massa virtual

$d$  = sarat kapal (m)

$L$  = panjang kapal (m)

$w_o$  = berat jenis air laut (1,025 ton/m<sup>3</sup>)

$W_1$  = displacement tonnage kapal (ton)

Dengan menggunakan formulasi diatas, maka didapatkan faktor massa virtual ( $C_m$ ) untuk kapal-kapal ferry di lintas penyeberangan Ketapang-Gilimanuk sebagai berikut :

Tabel 5.1.1.4 Hasil perhitungan faktor massa virtual ( $C_m$ )

Nama Kapal	$W_1$	Panjang, L (m)	Lebar, B (m)	Sarat, d (m)	$C_m$
KMP. Gajah Mada	717,75	37,50	13,20	3,65	1,56
KMP. Prathita	647,75	41,44	16,00	3,49	1,63
KMP. Gilimanuk I	1005,30	41,44	15,98	2,35	1,18
KMP. Gilimanuk II	1142,52	44,30	14,00	1,99	1,12
KMP. Rajawali Nusantara	682,15	56,00	13,50	2,59	1,44
KMP. Citra Mandala A.	805,91	47,80	11,00	3,00	1,43
KMP. Trisila Bakti I	813,90	51,50	13,50	2,25	1,26
KMP. Edha	643,77	41,40	16,00	2,70	1,38
KMP. Nusa Dua	749,29	49,90	15,00	2,25	1,27
KMP. Pertiwi Nusantara	839,53	48,00	12,50	2,28	1,24

#### **5.1.1.5. Penentuan Faktor Kelembutan (Cs)**

Faktor kelembutan (Cs) yang digunakan untuk menghitung energi tambat efektif merupakan ratio antara energi tambat dan energi yang diserap oleh badan kapal. Faktor ini menunjukkan hubungan antara kekakuan (rigidity) kapal dan sistem fender serta hubungan antara energi yang diserap kapal dan sistem fender. JPHA (1989) merekomendasikan nilai Cs adalah 0,9 - 1,0. Sedangkan Bridgestone (1995) dengan mempertimbangkan faktor keamanan, nilai Cs adalah 0,9 - 1,0. Berdasarkan pada ketentuan tersebut maka ditentukan nilai Cs sebesar 1,0.

#### **5.1.1.6. Penentuan Faktor Konfigurasi (Cc)**

Pada saat kapal bertambat maka massa air yang ada di sekeliling badan kapal dan di antara badan kapal dengan dermaga akan bergerak dan tertekan karena pergerakan kapal saat bertambat. Hal ini akan mempengaruhi besarnya energi yang diserap fender dan dermaga. Fenomena ini erat hubungannya dengan sudut tambat, kecepatan bertambat, jarak antara keel kapal dengan dasar laut, serta tipe dan geometri struktur dermaga. Sedangkan tipe dermaga pada pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk adalah dermaga terbuka, sehingga JPHA (1989) merekomendasikan nilai Cc untuk tipe dermaga terbuka (open piers) adalah 1,0.

#### **5.1.1.7. Penentuan Energi Tambat Efektif Kapal (E)**

Tahap selanjutnya adalah menghitung besarnya energi tambat efektif dari masing-masing kapal ferry yang ada dengan menggunakan formulasi Bridgestone (1995) dengan nilai-nilai faktor yang mempengaruhi dalam perhitungan, yang

masing-masing telah ditentukan nilainya dan telah dijelaskan latar belakang penentuan besarnya faktor-faktor tersebut berdasarkan referensi yang dikeluarkan oleh Bridgestone (1995), JHPA (1989), dan Shibata (1995). Hasil perhitungan tersebut dapat dilihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 5.1.1.7 Hasil perhitungan energi tambat efektif kapal (E)

Nama Kapal	W (ton)	V (m/s)	Ce	Cm	Cs	Cc	E (ton.m)
KMP. Gajah Mada	1119,73	0,3	0,7	1,56	1,0	1,0	5,62
KMP. Prathita	1053,88	0,3	0,7	1,63	1,0	1,0	5,52
KMP. Gilimanuk I	1189,44	0,3	0,7	1,18	1,0	1,0	4,51
KMP. Gilimanuk II	1283,68	0,3	0,7	1,12	1,0	1,0	4,62
KMP. Rajawali Nusantara	984,41	0,3	0,7	1,44	1,0	1,0	4,56
KMP. Citra Mandala A.	1152,06	0,3	0,7	1,43	1,0	1,0	5,30
KMP. Trisila Bakti I	1023,68	0,3	0,7	1,26	1,0	1,0	4,15
KMP. Edha	886,55	0,3	0,7	1,38	1,0	1,0	3,93
KMP. Nusa Dua	952,55	0,3	0,7	1,27	1,0	1,0	3,89
KMP. Pertiwi Nusantara	1040,30	0,3	0,7	1,24	1,0	1,0	4,15

Pada perhitungan diatas diperoleh besarnya energi tambat efektif kapal berkisar antara 3,89 ton.meter hingga 5,62 ton.meter. Energi tambat efektif kapal ini merupakan energi yang akan diserap oleh sistem fender (energy absorption). Dari hasil perhitungan diatas ternyata energi yang diserap oleh sistem fender sebesar 5,62 ton.meter, dimana nilai ini lebih kecil dari energi serap yang didapat dari data perencanaan sistem fender dari pihak konsultan PT. Nippon Koei Co.,Ltd. sebesar 10,22 ton.meter dengan gaya reaksi maksimum sebesar 38,9 ton serta diperoleh data sistem fender dengan tipe cone fender model SCN 600 yang mempunyai spesifikasi energy absorption sebesar 120 KN.m dan reaction force sebesar 400 KN yang termasuk dalam kategori kapasitas energi dasar E3 (lihat tabel 4.3.2).

Dari data kriteria perencanaan sistem fender dan spesifikasi fender yang diperoleh dari PT. Nippon Koei Co., Ltd seperti telah disebutkan diatas ternyata diketahui bahwa kriteria energy absorptionnya terlalu besar bila dibandingkan dengan energi impact yang didapat dari hasil perhitungan yang telah dilakukan sehingga fender yang dipakai menjadi tidak efektif dan tidak dapat bekerja secara optimum, karena dalam desain sistem fender untuk terminal ferry diperlukan spesifikasi sistem fender dengan energi serap yang besar yang sesuai dengan kondisi kapal yang bekerja dan gaya reaksi yang kecil. Oleh karena itu diperlukan alternatif pemilihan sistem fender yang berdasarkan pada energi serap dari hasil perhitungan seperti pada tabel 5.1.1.7.

### 5.1.2. PERHITUNGAN TEKANAN ANGIN (WIND PRESSURE)

Tekanan angin ini akan sangat mempengaruhi pergerakan kapal pada saat bertambat khususnya ketika kapal dalam keadaan kosong (tanpa muatan) atau pada saat freeboardnya tinggi dan kecepatan angin yang terjadi cukup besar. Sehingga pengaruh tekanan angin tersebut perlu diperhitungkan dalam perencanaan sistem fender untuk terminal ferry Ketapang-Gilimanuk, karena tipe dermaga di pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk adalah dermaga terbuka (open piers) sehingga angin yang datang menuju dermaga langsung mengenai badan kapal dan akan mempengaruhi proses pertambatan. Perhitungan tekanan ini akan menggunakan formulasi dari Shibata (1995) sebagai berikut :

$$Rw = \frac{1}{2} \times \rho_a \times C_w \times B_a \times V_w^2 \times 10^{-3}$$

dimana :

$R_w$  = tekanan angin (ton)

$\rho_a$  = densitas udara ( $0,123 \text{ kg}\cdot\text{sec}^2/\text{m}^4$ )

$V_w$  = kecepatan angin (m/sec)

$C_w$  = koefisien tekanan angin (= 1,2)

$B_a$  = area proyeksi bentuk badan kapal di atas garis air ( $\text{m}^2$ )

Kecepatan angin ( $V_w$ ) diperoleh dari data yang didapat dari pihak konsultan PT. Nippon Koei Co., Ltd. yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya yaitu untuk daerah pelabuhan Ketapang sebesar 12,67 meter/sec dan untuk daerah pelabuhan Gilimanuk sebesar 8,2 meter/sec, sehingga diperlukan perhitungan untuk masing-masing lokasi.

Area proyeksi badan kapal di atas garis air ( $B_a$ ) dihitung berdasarkan formulasi dari Shibata (1995), dimana area proyeksi ini akan menjadi besar jika kapal dalam keadaan tanpa muatan. Menurut Shibata (1995) area proyeksi badan kapal di atas garis air untuk jenis kapal ferry dengan bobot antara 300 sampai 14.000 GT dapat ditentukan dengan formulasi seperti pada tabel 3.5.2 sebagai berikut :

$$B_a = 3,439 \cdot GT^{0,724}$$

Sehingga hasil perhitungan area proyeksi badan kapal di atas garis air ( $B_a$ ) dan besarnya tekanan akibat beban angin ( $R_w$ ) untuk masing-masing kapal ferry di pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk adalah sebagai berikut :

Tabel 5.1.2.1 Hasil perhitungan  $B_a$  dan  $R_w$  untuk pelabuhan Ketapang

Nama Kapal	GT	$V_w$	$\rho_a$	$C_w$	$B_a$ ( $m^2$ )	$R_w$ (ton)
KMP. Gajah Mada	512	12,67	0,123	1,2	314,73	7,457
KMP. Prathita	459	12,67	0,123	1,2	290,79	6,889
KMP. Gilimanuk I	733	12,67	0,123	1,2	408,10	9,669
KMP. Gilimanuk II	840	12,67	0,123	1,2	450,12	10,665
KMP. Rajawali Nusantara	485	12,67	0,123	1,2	302,63	7,171
KMP. Citra Mandala A.	580	12,67	0,123	1,2	344,47	8,162
KMP. Trisila Bakti I	585	12,67	0,123	1,2	346,62	8,213
KMP. Edha	456	12,67	0,123	1,2	289,41	6,857
KMP. Nusa Dua	536	12,67	0,123	1,2	325,35	7,708
KMP. Pertiwi Nusantara	605	12,67	0,123	1,2	355,16	8,415

Tabel 5.1.2.2 Hasil perhitungan  $B_a$  dan  $R_w$  untuk pelabuhan Gilimanuk

Nama Kapal	GT	$V_w$	$\rho_a$	$C_w$	$B_a$ ( $m^2$ )	$R_w$ (ton)
KMP. Gajah Mada	512	8,2	0,123	1,2	314,73	3,124
KMP. Prathita	459	8,2	0,123	1,2	290,79	2,886
KMP. Gilimanuk I	733	8,2	0,123	1,2	408,10	4,051
KMP. Gilimanuk II	840	8,2	0,123	1,2	450,12	4,467
KMP. Rajawali Nusantara	485	8,2	0,123	1,2	302,63	3,004
KMP. Citra Mandala A.	580	8,2	0,123	1,2	344,47	3,418
KMP. Trisila Bakti I	585	8,2	0,123	1,2	346,62	3,440
KMP. Edha	456	8,2	0,123	1,2	289,41	2,872
KMP. Nusa Dua	536	8,2	0,123	1,2	325,35	3,229
KMP. Pertiwi Nusantara	605	8,2	0,123	1,2	355,16	3,525

Dari hasil perhitungan diatas diketahui bahwa tekanan angin (wind pressure) maksimum yang terjadi di daerah pelabuhan Ketapang sebesar 10,665 ton, sedangkan untuk daerah pelabuhan Gilimanuk maksimum sebesar 4,467 ton. Nilai tersebut nantinya akan dipergunakan untuk menentukan jumlah fender yang harus dipakai untuk setiap struktur dolphin.

### 5.1.3. PERHITUNGAN TEKANAN ARUS (CURRENT PRESSURE)

Arus yang terlalu kuat juga dapat mengganggu pergerakan kapal saat bertambat. Apabila kapal dalam keadaan bermuatan penuh dan arus datang menuju dermaga dengan kecepatan yang besar, maka tekanan yang ditimbulkan oleh arus akan diterima oleh sistem fender dan diteruskan ke struktur dermaga. Oleh karena itu pengaruh tekanan yang ditimbulkan oleh arus juga harus diperhitungkan dalam perencanaan sistem fender pada terminal ferry Ketapang-Gilimanuk untuk mendapat sistem fender yang tepat. Formulasi perhitungan tekanan arus menggunakan formulasi dari Shibata (1995) sebagai berikut :

$$Rc = \frac{1}{2} \times \rho_s \times C_c \times B_b \times V_c^2 \times 10^{-3}$$

dimana :

$Rc$  = tekanan arus (ton)

$\rho_s$  = densitas air laut (= 104,5 kg.sec<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>)

$V_c$  = kecepatan arus (m/sec)

$C_c$  = koefisien tekanan arus

$B_b$  = area proyeksi bentuk badan kapal di bawah garis air (m<sup>2</sup>)

Kecepatan arus ( $V_c$ ) yang diperhitungkan adalah arus yang ditimbulkan oleh pergerakan akibat perubahan pasang surut. Arus yang ditimbulkan oleh adanya pergerakan angin pada umumnya sudah digabungkan atau dikurangi tergantung pada arah angin apakah searah atau melawan arah arus akibat pergerakan pasang surut. Dari data diperoleh kecepatan arus akibat pasang surut untuk pelabuhan Ketapang sebesar 0,50 m/sec dan untuk pelabuhan Gilimanuk sebesar 0,76 m/sec.

Koefisien tekanan arus ( $C_c$ ) dapat dicari dari hubungan antara kedalaman laut ( $h$ ) dengan sarat kapal ( $d$ ) yang dinyatakan dengan  $k$ , sebagai berikut :

$$k = h/d$$

Shibata (1995) memberikan suatu nilai  $C_c$  untuk nilai  $k$  yang berbeda seperti pada tabel 3.5.3.1 pada bab sebelumnya, harga  $C_c$  tersebut yaitu :

Tabel 5.1.3.1 Nilai  $C_c$  untuk harga  $k$  yang berbeda

$k = h/d$	$C_c$
1,1	4,6
1,5	2,2
7	1
$\geq 7$	1

Sehingga diperlukan perhitungan untuk mendapatkan nilai  $C_c$  yang tepat terhadap masing-masing kapal ferry yang mempunyai sarat kapal ( $d$ ) yang berbeda-beda. Perhitungan dilakukan dengan metode *Interpolasi Linear Newton* dengan rumus sebagai berikut :

$$f_1(x) = f(x_0) + \frac{f(x_1) - f(x_0)}{x_1 - x_0}(x - x_0)$$

Area proyeksi badan kapal di bawah garis air ( $B_b$ ) dihitung dengan formulasi dari Shibata (1995) seperti pada tabel 3.5.3.2 untuk kapal jenis ferry dengan bobot 300 sampai 14.000 GT, sebagai berikut :

$$B_b = 1,12 \cdot DW^{0,701}$$

Dari analisa di atas, maka diperoleh hasil perhitungan tekanan akibat beban arus yang harus diterima oleh fasilitas tambat untuk masing-masing area pelabuhan pada kedalaman laut 7 meter (dari data layout dermaga pada lampiran A) dengan kecepatan arus yang berbeda adalah seperti pada tabel di bawah ini :

Tabel 5.1.3.2 Hasil perhitungan nilai  $C_c$  untuk masing-masing kapal

Nama Kapal	GT	sarat, d (m)	$k = h/d$	$C_c$
KMP. Gajah Mada	512	3,65	1,9	2,11
KMP. Prathita	459	3,49	2,0	2,09
KMP. Gilimanuk I	733	2,35	2,9	1,89
KMP. Gilimanuk II	840	1,99	3,5	1,76
KMP. Rajawali Nusantara	485	2,59	2,7	1,94
KMP. Citra Mandala A.	580	3,00	2,3	2,02
KMP. Trisila Bakti I	585	2,25	3,1	1,85
KMP. Edha	456	2,70	2,6	1,96
KMP. Nusa Dua	536	2,25	3,1	1,85
KMP. Pertiwi Nusantara	605	2,28	3,1	1,85

Tabel 5.1.3.3 Hasil perhitungan  $B_b$  dan  $R_c$  untuk pelabuhan Ketapang

Nama Kapal	DW	$V_c$	$\rho_s$	$C_c$	$B_b$ (m <sup>2</sup> )	$R_c$ (ton)
KMP. Gajah Mada	717,75	0,50	104,50	2,11	112,52	3,101
KMP. Prathita	647,75	0,50	104,50	2,09	104,72	2,859
KMP. Gilimanuk I	1005,30	0,50	104,50	1,89	142,50	3,518
KMP. Gilimanuk II	1142,52	0,50	104,50	1,76	155,87	3,583
KMP. Rajawali Nusantara	682,15	0,50	104,50	1,94	108,58	2,751
KMP. Citra Mandala A.	805,91	0,50	104,50	2,02	122,05	3,220
KMP. Trisila Bakti I	813,90	0,50	104,50	1,85	122,89	2,969
KMP. Edha	643,77	0,50	104,50	1,96	104,26	2,669
KMP. Nusa Dua	749,29	0,50	104,50	1,85	115,97	2,802
KMP. Pertiwi Nusantara	839,53	0,50	104,50	1,85	125,59	3,035

Tabel 5.1.3.4 Hasil perhitungan  $B_b$  dan  $R_c$  untuk pelabuhan Gilimanuk

Nama Kapal	DW	$V_c$	$\rho_s$	$C_c$	$B_b$ (m <sup>2</sup> )	$R_c$ (ton)
KMP. Gajah Mada	717,75	0,76	104,50	2,11	112,52	3,129
KMP. Prathita	647,75	0,76	104,50	2,09	104,72	2,884
KMP. Gilimanuk I	1005,30	0,76	104,50	1,89	142,50	3,549
KMP. Gilimanuk II	1142,52	0,76	104,50	1,76	155,87	3,615
KMP. Rajawali Nusantara	682,15	0,76	104,50	1,94	108,58	2,776
KMP. Citra Mandala A.	805,91	0,76	104,50	2,02	122,05	3,249
KMP. Trisila Bakti I	813,90	0,76	104,50	1,85	122,89	2,996
KMP. Edha	643,77	0,76	104,50	1,96	104,26	2,693
KMP. Nusa Dua	749,29	0,76	104,50	1,85	115,97	2,827
KMP. Pertiwi Nusantara	839,53	0,76	104,50	1,85	125,59	3,062

Dari hasil perhitungan diatas diketahui bahwa tekanan akibat beban arus (current pressure) maksimum yang terjadi di daerah pelabuhan Ketapang sebesar 3,583 ton, sedangkan untuk daerah pelabuhan Gilimanuk maksimum sebesar 3,615 ton. Nilai tersebut nantinya akan dipergunakan untuk menentukan jumlah fender yang harus dipakai untuk setiap struktur dolphin.

## **5.2. PEMBAHASAN**

Dalam pembahasan tugas akhir ini, penulis akan memberikan alternatif pemilihan sistem fender untuk dermaga penyeberangan ferry Ketapang-Gilimanuk pada Dermaga I dan Dermaga III dengan energi serap desain sebesar 5,62 ton.meter dengan mempertimbangkan kondisi oseanografi yaitu besarnya tekanan angin dan tekanan arus untuk masing-masing dermaga yang berpengaruh pada perencanaan sistem fender khususnya pada saat penentuan jumlah sistem fender yang akan digunakan.

### **5.2.1. Pertimbangan Adanya Fasilitas Tambat Yang Baik Untuk Kapal-Kapal Ferry**

Dasar pertimbangan diperlukannya perencanaan sarana fasilitas tambat yang baik dan memadai untuk pengoperasian kapal-kapal ferry menurut Agerschou (1983) adalah sebagai berikut :

1. Karena karakteristik pelayaran kapal-kapal ferry, yaitu karena kapal-kapal ferry memerlukan pergerakan tambat yang dinamis, cepat dan aman dengan mempertimbangkan :

- Kecepatan tambat yang besar
  - Sudut tambat yang besar
  - Pemberangkatan dan pemberhentian kapal yang cepat dan aman
2. Karena konfigurasi fasilitas tambat yang mengarah pada struktur morfologi garis pantai, karakteristik navigasi, dan adanya bermacam-macam tipe kapal ferry yang beroperasi, misalnya :
- Kedalaman dasar laut yang diijinkan untuk kapal ferry dalam keadaan sarat penuh (full loaded draft)
  - Lokasi titik tambat untuk kapal ro/ro ferry pada dermaga
  - Tipe dan lokasi dermaga, yaitu :
    - Jarak dermaga dari daratan
    - Tipe dermaga (open, semi closed, closed)
3. Karena pengaruh kondisi alam, yaitu :
- Beda pasang surut (tidal range) yang mempengaruhi elevasi muka air laut terhadap freeboard kapal dalam hal :
    - Elevasi deck kapal, ramp door dan kemudahan kendaraan untuk masuk ke dalam kapal.
    - Elevasi deck kapal-kapal tertentu untuk memberikan kemudahan bagi penumpang pejalan kaki baik masuk maupun keluar kapal.

- Pengaruh arus dan angin dimana kedua faktor ini akan berpengaruh terhadap kemampuan fasilitas tambat dalam menyerap energi yang timbul akibat benturan antara kapal dengan dermaga. Kemampuan tersebut ditunjukkan oleh adanya sistem fender yang dapat bekerja secara optimum untuk mengurangi energi benturan dari kapal.

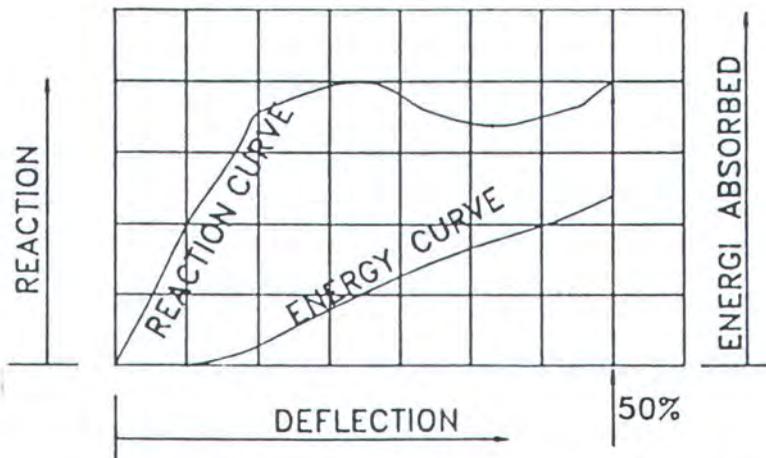
### 5.2.2. Dasar Pertimbangan Pemilihan Tipe Fender

Setelah mengetahui dan memahami terhadap dasar-dasar pertimbangan diperlukannya perencanaan fasilitas tambat yang baik, maka tipe fender yang layak dipilih menurut Bridgestone (1995) harus memenuhi kriteria sebagai berikut

1. Sistem fender yang dipilih harus memiliki kemampuan menyerap energi (energy absorption) yang besar namun dapat memberikan gaya reaksi (reaction force) yang kecil atau konstan. Kriteria ini dipenuhi oleh "Buckling Type Fender" yaitu fender dari karet dengan tipe antara lain Pi, Lambda, V-shape, dan axial cell fender yang mempunyai hubungan antara defleksi dan gaya reaksi seperti ditunjukkan oleh gambar 5.2.2.
2. Kemudahan terhadap pemasangan fender dan panel protector untuk mengurangi face pressure dengan memberikan area kontak yang luas bagi fender untuk mendapatkan energi serap yang lebih besar, serta memberikan antisipasi yang baik terhadap perubahan ketinggian pasang surut dan beban-beban angular. Kriteria ini dipenuhi oleh fender tipe Pi, dan axial cell fender yang mempunyai panel protector.

3. Fender harus memiliki kemampuan (performance) yang sama untuk menerima beban-beban angular dari segala arah serta dapat meningkatkan kemungkinan area instalasi. Kriteria ini dipenuhi oleh fender tipe “Axial Cell Fender”.

Dengan mempertimbangkan kriteria diatas, maka dalam pembahasan tugas akhir ini penulis akan memberikan alternatif pemilihan fender yang tepat berdasarkan pada besarnya energi serap yang terjadi (energy absorption). Fender yang dipilih adalah fender tipe “Axial Cell Fender” atau Cone Fender. Fentek Marine Fendering Systems Singapura (1996) merekomendasikan bahwa sistem fender yang tepat untuk dermaga ferry adalah sepasang (dua buah) axial cell fender yang dilengkapi dengan frontal frame dengan kontak area yang sesuai dengan beda pasang surut yang terjadi dan freeboard kapal pada tiap dermaga.



Gambar 5.2.2 Grafik hubungan antara gaya reaksi dan defleksi

### 5.2.3. Penentuan Fender Yang Digunakan

Tahap terakhir dari perencanaan sistem fender untuk terminal ferry dalam penulisan tugas akhir ini adalah menentukan fender yang akan digunakan. Pemilihan ini meliputi penentuan jenis dan tipe fender termasuk spesifikasinya,

jumlah fender yang akan digunakan serta jarak antar fender. Dalam penulisan ini penulis menggunakan fender jenis cell fender atau cone fender karena fender jenis ini sesuai dengan struktur dermaga dengan tipe dolphin dan memenuhi kriteria pemilihan tipe fender seperti telah dijelaskan diatas.

Pemilihan tipe fender yang akan dilakukan didasarkan pada besarnya energi serap (energy absorption). Energi serap ini merupakan energi tambat efektif kapal yang timbul karena adanya tumbukan antara kapal dengan dermaga. Proses ini dimulai dengan meneliti sistem fender yang digunakan pada Dermaga I dan Dermaga III apakah energi serapnya memenuhi kriteria dari energi tambat kapal yang terjadi atau tidak. Apabila energi serap fender terlalu besar dibandingkan dengan energi tambat yang timbul akan menyebabkan sistem fender yang digunakan tersebut menjadi tidak efektif. Dari data perencanaan sistem fender dan spesifikasi fender yang digunakan pada Dermaga I dan Dermaga III terminal ferry Ketapang dan Gilimanuk yang diperoleh dari PT. Nippon Koei Co., Ltd diketahui bahwa energy absorptionnya sebesar 10,22 ton.meter dengan reaction force sebesar 38,9 ton dengan spesifikasi fender sebagai berikut :

Tabel 5.2.3.1 Spesifikasi fender pada Dermaga I dan III Ketapang-Gilimanuk

Tipe	Cone Fender
Model	SCN 600
Tipe Kapasitas Energi	E3
Energi Serap	120 KN.m
Gaya Reaksi	400 KN
Dimensi Fender :	
- H	600 mm
- W ( $\phi$ )	960 mm
- U ( $\phi$ )	590 mm
- D	30 mm
- B ( $\phi$ )	875 mm
- S ( $\phi$ )	515 mm
Weight	240 kg

Dari data spesifikasi fender diatas dapat diketahui bahwa ternyata model fender yang dipilih yaitu model SCN 600 mempunyai kapasitas energi serap sangat besar untuk menyerap energi tambat yang terjadi dari kapal-kapal ferry yang beroperasi di dermaga ferry Ketapang-Gilimanuk, sedangkan dari hasil perhitungan energi tambat efektif kapal adalah sebesar 5,62 ton.meter . Perbedaan yang cukup besar ini mengakibatkan dimensi dan berat dari fender terlalu besar sehingga sistem yang digunakan tersebut tidak efektif dan tidak dapat bekerja secara optimum.

Dari hasil perhitungan energi tambat efektif kapal yang telah dilakukan, didapatkan besarnya energi tambat (berthing energy) sebesar 5,62 ton.meter. Sehingga diperlukan alternatif penggunaan sistem fender yang tepat. Energi tambat efektif dari kapal sebesar 5,62 ton.meter tersebut akan dipakai sebagai faktor penentuan alternatif pemilihan fender.

Dalam pembahasan ini, penulis akan memberikan alternatif pemilihan fender yang tepat berdasarkan pada energi serap yang timbul yang diperoleh dari beberapa perusahaan pembuat fender yaitu Fentek Marine Fendering Systems (Singapura), Shibata Fender Industrial Company (Jepang), dan Bridgestone Fender (Jepang). Dari desain manual yang didapat, diperoleh tipe-tipe fender sebagai berikut :

#### **a. Fender dari Fentek Marine Fendering Systems (Singapura)**

Fender dari Fentek ini merupakan fender yang dipakai pada proyek rehabilitasi dan pengembangan terminal ferry di wilayah Jawa Timur dan Bali. Dermaga I Dermaga III Ketapang-Gilimanuk juga menggunakan fender dari

Fentek. Dari hasil perhitungan energi serap fender dipilih beberapa alternatif model cone fender dengan spesifikasi energy absorption dan reaction force sebagai berikut :

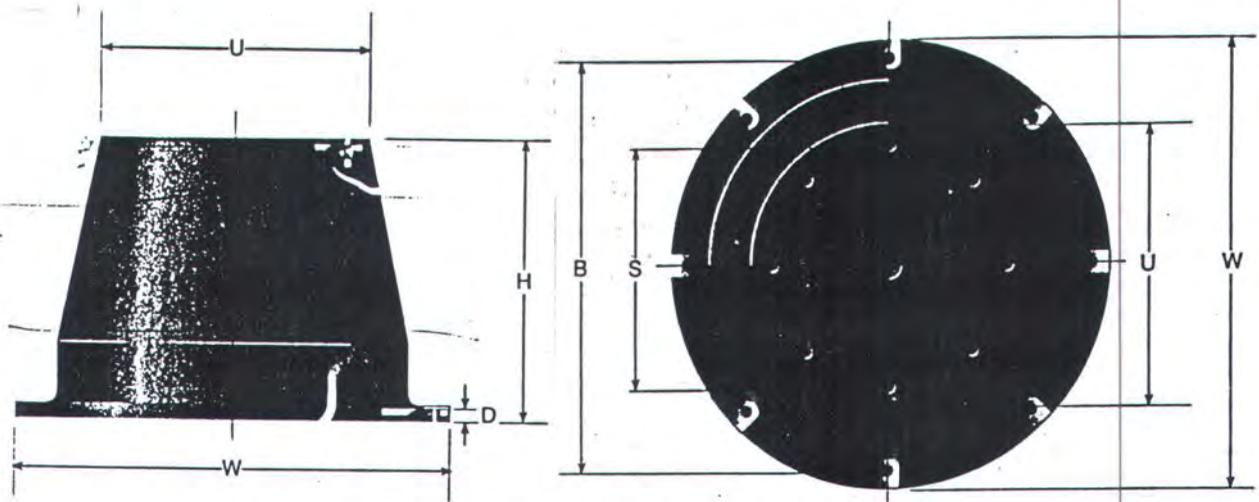
Tabel 5.2.3.2 Tabel performa fender dari Fentek (Singapura)

Model	Rubber Grade	Energi Serap (Ton.M)	Energi Reaksi (Ton)
SCN 500	E3	7,14	28,57
SCN 500	E2	5,10	22,45
SCN 550	E1	6,12	22,45

Dari data spesifikasi model fender diatas, maka dipilih fender dengan model SCN 550 dengan Rubber Grade E1. Model ini dipilih karena energi serap fender sebesar 6,12 ton.meter telah memenuhi dari energi tambat yang terjadi yaitu sebesar 5,62 ton.meter, serta memberikan energi reaksi yang kecil yaitu sebesar 22,45 ton. Dengan spesifikasi dan dimensi SCN 550 sebagai berikut :

Tabel 5.2.3.3 Spesifikasi dan dimensi model fender SCN 550

Tipe	Cone Fender
Model	SCN 550
Tipe Kapasitas Energi	E1
Energi Serap	6,12 Ton.m
Gaya Reaksi	22,45 Ton
Dimensi Fender :	
- H	550 mm
- W ( $\phi$ )	880 mm
- U ( $\phi$ )	525 mm
- D	25 mm
- B ( $\phi$ )	790 mm
- S ( $\phi$ )	470 mm
Weight	195 kg



Gambar 5.2.3 Dimensi model Cone Fender SCN 550

### b. Fender dari Shibata Industrial Company (Jepang)

Sesuai dengan referensi dan desain manual dari Shibata Industrial Company serta dengan melihat pada tabel performanya, maka dipilih model fender sebagai berikut :

Tabel 5.2.3.4 Tabel performa fender dari Shibata (Jepang)

Model	Rubber Grade	E (Ton.Meter)		R (Ton)	
		Designed 52,5 %	Maximum 55 %	Designed 52,5 %	Maximum 55 %
CS 600 H	CS 2	6,33	6,71	24,0	25,6
CS 600 H	CS 3	5,48	5,82	20,8	22,2
CS 600 H	CS 4	4,22	4,47	16,0	17,0

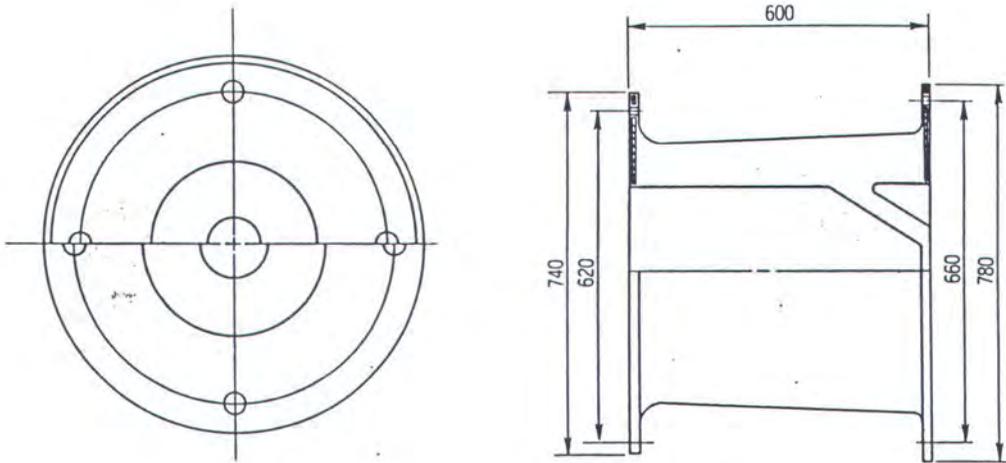
E : Energy Absorption (Ton)

R : Reaction Force (Ton-M)

Design Deflection of CS Fender 52,5 %

Maximum Deflection of CS Fender 55 %

Sumber data : Shibata CS Fender Catalogue.



Gambar 5.2.3.2 Dimensi model fender CS 600 H

Menurut tabel performa fender diatas, didapatkan satu model cell fender yaitu CS 600 H, tetapi dengan rubber grade yang berbeda. Sehingga pemilihan fender yang tepat dari Shibata CS Fender tersebut didasarkan pada rubber grade yang sesuai dengan energi impact yang terjadi. Dari tiga alternatif tipe rubber grade diatas dipilih model fender CS 600 H dengan rubber grade CS 3 karena energi impact yang terjadi masih di bawah energi serap fender dalam keadaan defleksi maksimum sebesar 55 % dan memberikan gaya reaksi yang lebih kecil bila dibandingkan dengan model fender CS 600 H rubber grade CS 2.

### c. Fender Dari Bridgestone Fender (Jepang)

Dalam melakukan pemilihan tipe dan model fender dari Bridgestone harus memperhatikan table of performance serta faktor koreksi terhadap beban angular untuk energi serap dan gaya reaksinya. Dari Bridgestone Marine Fender Catalogue diperoleh model fender sebagai berikut :

Tabel 5.2.3.5 Tabel performa fender dari Bridgestone (Jepang)

Model	Rubber Grade	E (Ton.Meter)		R (Ton)	
		Designed 47,5 %	Maximum 50 %	Designed 47,5 %	Maximum 50 %
C 630 H	RS	6,3	6,8	26,3	30,0
C 630 H	RH	5,4	5,9	22,8	25,6
C 630 H	R0	4,2	4,5	17,5	20,0

E : Energy Absorption (Ton)

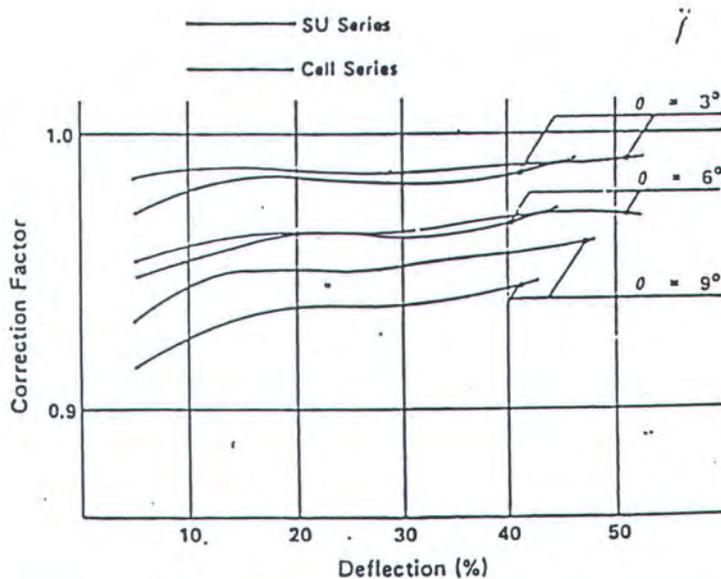
R : Reaction Force (Ton-M)

Design Deflection of Cell series 47,5 %

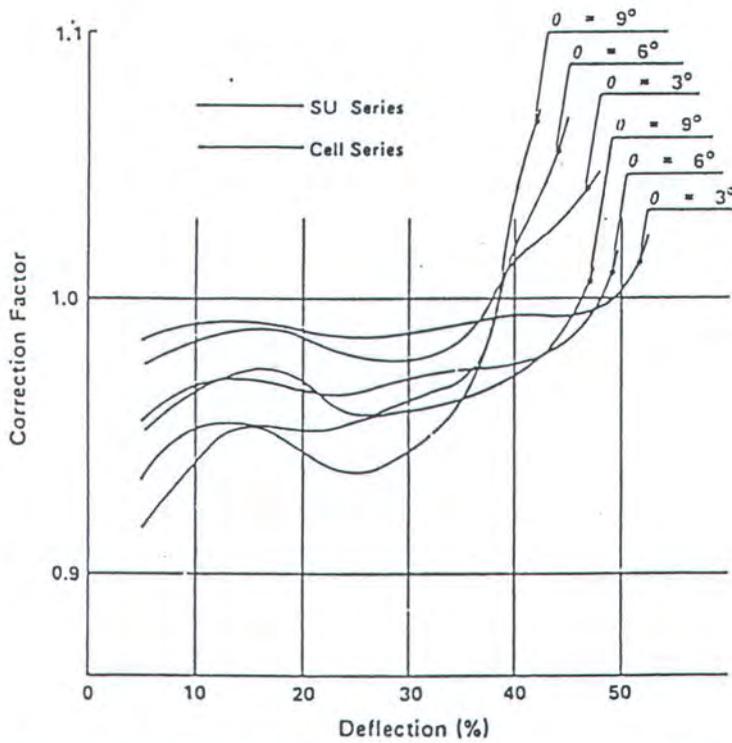
Maximum Deflection of Cell series 50 %

Sumber data : Bridgestone Marine Fender Catalogue.

Tabel diatas menunjukkan performance fender dari model fender C 630 H dengan rubber grade yang berbeda. Untuk mendapatkan performance (kinerja) yang lebih baik, maka pemilihan fender yang tepat juga harus memperhatikan faktor koreksi terhadap beban angular (angular loading corection factors).Faktor koreksi tersebut dapat dicari dari grafik untuk energy absortion dan reaction force sebagai berikut :



Gambar 5.2.3.3 Grafik faktor koreksi angular untuk energi serap (Bridgestone, 1995)



Gambar 5.2.3.4 Grafik faktor koreksi angular untuk gaya reaksi (Bridgestone,1995)

Dari grafik tersebut dapat dilihat hubungan antara faktor koreksi angular terhadap defleksi yang terjadi dengan tiga macam sudut tambat yang berbeda yaitu 3,6, dan 9 derajat. Dari analisa metode bertambat kapal-kapal ferry pada Dermaga I dan Dermaga III terminal ferry Ketapang-Gilimanuk diperoleh bahwa sudut tambatnya sebesar 10 derajat. Sehingga didapatkan nilai faktor koreksi angular terhadap sudut tambat 9 derajat (lebih mendekati pada 10 derajat) pada defleksi maksimum 50 % untuk energi serap ( $F_{ae}$ ) = 0,951 dan untuk gaya reaksi ( $F_{ar}$ ) = 1,057.

Untuk mengetahui besarnya energi serap ( $E_a$ ) dan gaya reaksi ( $R_a$ ) terhadap beban angular pada sudut tambat 10 derajat dengan defleksi maksimum 50 %, dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$E_a = E_n \times F_{ae}$$

$$R_a = R_n \times F_{ar}$$

dimana :

Ea = energi serap pada angular performance

En = energi serap pada normal performance

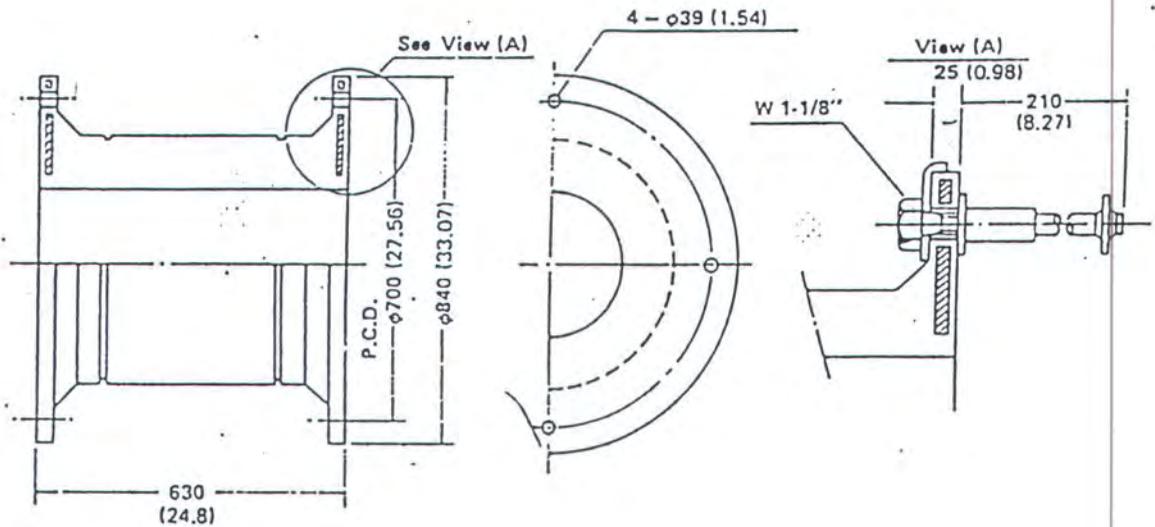
Ra = gaya reaksi pada angular performance

Rn = gaya reaksi pada normal performance

Tabel 5.2.3.6 Tabel performa fender terhadap beban angular

Model	Rubber Grade	E (Ton.Meter)		R (Ton)	
		En	Ea	Rn	Ra
C 630 H	RS	6,3	5,99	26,3	27,79
C 630 H	RH	5,4	5,14	22,8	24,09
C 630 H	R0	4,2	3,99	17,5	18,49

Dengan mempertimbangkan faktor koreksi terhadap beban angular untuk energi serap dan gaya reaksi fender seperti pada tabel diatas, maka dipilih model fender C 630 H dengan rubber grade RS, karena energi serap fender yang terjadi akibat beban angular masih lebih besar dari energi impact yang timbul dan gaya reaksinya juga masih lebih kecil dari gaya reaksi maksimum yang diijinkan. Dimensi dari fender yang dipilih yaitu C 630 H rubber grade RS sebagai berikut :



Gambar 5.2.3.5 Dimensi fender model C 630 H rubber grade RS

Dari berbagai alternatif pemilihan fender diatas dapat diketahui sistem fender sistem yang tepat dan sesuai untuk Dermaga I dan Dermaga III terminal penyeberangan ferry Ketapang-Gilimanuk sehingga dapat bekerja secara optimum. Pemilihan sistem fender tersebut sangat ditentukan oleh pemilihan energi serap fender untuk energi impact yang terjadi antara kapal dengan dermaga. Penentuan energi tambat kapal sangat dipengaruhi oleh penentuan faktor-faktor yang berpengaruh dalam perhitungan seperti berat kapal ( $W$ ), kecepatan tambat kapal ( $V$ ), faktor eksentrisitas ( $C_e$ ), faktor massa virtual ( $C_m$ ), faktor kelembutan ( $C_s$ ), dan faktor konfigurasi ( $C_c$ ). Penentuan faktor-faktor tersebut sangat penting karena dipengaruhi oleh karakteristik dermaga serta kapal-kapal yang bekerja. Sedangkan dalam pemilihan fender yang tepat, energi serap

fender minimal harus sama dengan energi impact kapal yang terjadi, sehingga fender yang dipilih dapat bekerja secara efektif dan seefisien mungkin.

#### 5.2.4. Pemasangan Fender Pada Dermaga

Tahapan terakhir dalam perencanaan sistem fender setelah terpilihnya fender yang tepat dan dapat bekerja secara optimum, yaitu menentukan jumlah fender yang dapat dipasang untuk satu struktur dolphin, jarak antar fender, dan pemasangan fender pada struktur dolphin.

##### 5.2.4.1. Penentuan Jumlah Fender Yang digunakan

Penentuan Jumlah minimum fender yang layak dipasang pada satu struktur dolphin menurut Shibata (1995) adalah dengan memasukkan faktor kondisi alam yaitu pengaruh tekanan akibat beban angin (wind pressure) dan tekanan arus (current pressure) yang terjadi pada pelabuhan dalam perhitungannya. Dari hasil analisa dan perhitungan besarnya tekanan angin dan arus pada pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk diperoleh hasil sebagai berikut :

Tabel 5.2.4.1.1 Hasil perhitungan tekanan angin dan arus

Pelabuhan	Tekanan Angin (Ton)	Tekanan Arus (Ton)
Ketapang	10,665	3,583
Gilimanuk	3,525	3,615

Formulasi perhitungan untuk menentukan jumlah fender dari Shibata (1995) adalah sebagai berikut :

$$N) \frac{Rw + Rc}{R}$$

dimana :

- N = jumlah fender yang diperlukan
- Rw = tekanan akibat beban angin (ton)
- Rc = tekanan akibat beban arus (ton)
- R = gaya reaksi dari satu fender yang dapat menyerap energi tambat efektif kapal (ton)

dari hasil pembahasan terhadap pemilihan alternatif fender yang dapat digunakan untuk Dermaga I dan Dermaga III pada dermaga penyeberangan ferry Ketapang-Gilimanuk terdapat tiga alternatif pilihan dari tiga perusahaan pembuat fender yang berbeda dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 5.2.4.1.2 Spesifikasi alternatif pemilihan fender

Model Fender	Rubber Grade	E (ton-m)	R (ton)
SCN 550	E1	6,12	22,45
CS 600 H	CS 3	5,48	20,8
C 630 H	RS	6,3	26,3

Dari tiga alternatif pemilihan fender tersebut diatas, penulis menyarankan alternatif pilihan yaitu model fender SCN 550 rubber grade E1 karena fender tersebut memiliki spesifikasi energi serap yang besar (lebih besar dari energi impact yang terjadi) tetapi juga tidak terlalu besar seperti model C 630 H (E = 6,3 ton-meter), disamping itu Fender SCN 550 rubber grade E1 juga memberikan gaya reaksi yang kecil. Pemilihan ini juga memenuhi kriteria pemilihan tipe fender dimana fender yang dipilih harus memiliki energi serap yang besar dan memberikan gaya reaksi yang dengan kecil. Grafik Hubungan antara defleksi dan gaya reaksi dapat dilihat pada gambar 5.2.2.

Setelah ditentukan tipe dan model yang dipilih, langkah selanjutnya adalah menentukan jumlah fender yang layak digunakan untuk satu struktur dolphin dengan perhitungan sebagai berikut :

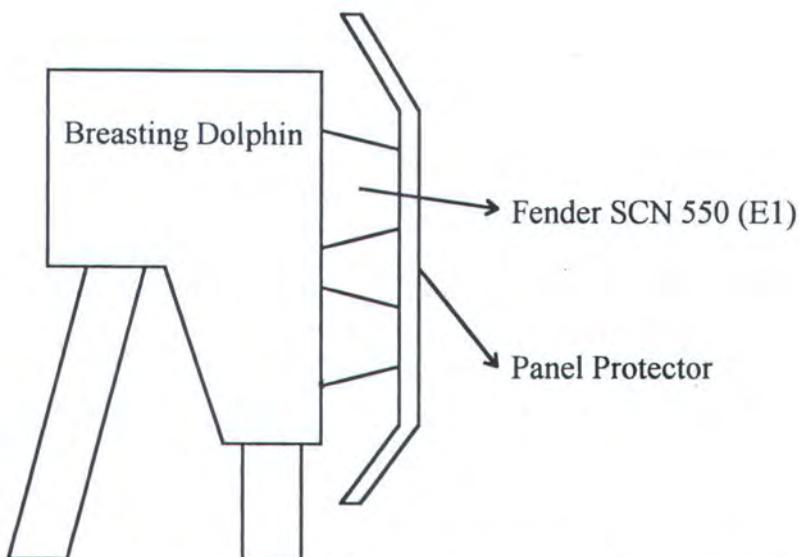
- Ketapang :  $N > \frac{10,665 + 3,583}{22,45}$

$$N > 0,635$$

- Gilimanuk :  $N > \frac{3,525 + 3,615}{22,45}$

$$N > 0,318$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka N (jumlah fender yang digunakan) harus lebih besar daripada 0,635. Sehingga dalam satu struktur dolphin dapat dipasang 2 buah fender yang akan menerima beban impact dari kapal. Untuk memperluas kontak area antara kapal dengan fender perlu dipasang panel protector (frontal frame) agar fender dapat menyerap energi impact lebih besar. Ilustrasi pemasangan fender dengan panel protector dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 5.2.4.1 Pemasangan fender dan panel protector pada breasting dolphin

#### 5.2.4.2. Pemasangan Fender Pada Breasting Dolphin

Pemasangan fender pada dolphin agar diperoleh kinerja (performance) yang paling baik menurut Bridgestone (1995) adalah dengan mempertimbangkan beda pasang surut yang terjadi pada area pelabuhan dan freeboard terkecil dari kapal-kapal yang bertambat. Besarnya freeboard dihitung dengan mengurangi antara depth dan full draught dari kapal dengan rumusan sebagai berikut :

$$\text{Freeboard} = \text{Depth} - \text{Full Draught}$$

Dari data kapal yang diperoleh dari PT. ASDP (Persero) cabang Banyuwangi, maka freeboard untuk masing-masing kapal kapal adalah sebagai berikut :

Tabel 5.2.4.2 Hasil perhitungan freeboard kapal

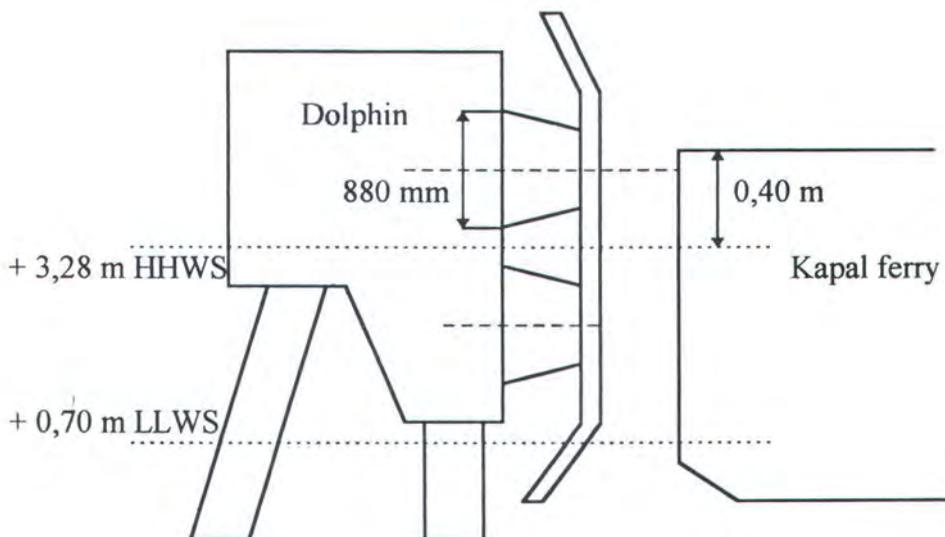
Nama Kapal	GRT	Panjang, L (m)	Lebar, B (m)	Kedalaman, D (m)	Sarat, d (m)	Freeboard (m)
KMP. Gajah mada	512	37,50	13,20	4,20	3,65	0,55
KMP. Prathita	459	41,44	16,00	4,10	3,49	0,61
KMP. Gilimanuk I	733	41,44	15,98	4,10	2,35	1,75
KMP. Gilimanuk II	840	44,30	14,00	3,50	1,99	1,51
KMP. Rajawali Nusantara	485	56,00	13,50	4,10	2,59	1,51
KMP. Citra Mandala A.	580	47,80	11,00	3,00	2,28	0,72
KMP. Trisila Bakti I	585	51,50	13,50	3,00	2,25	0,75
KMP. Edha	456	41,40	16,00	3,10	2,70	0,40
KMP. Nusa Dua	536	49,90	15,00	3,54	2,25	1,29
KMP. Pertiwi Nusantara	605	48,00	12,50	3,40	2,28	1,12

Dari tabel tersebut diatas diketahui bahwa freeboard terkecil adalah setinggi 0,40 meter dari KMP. Edha. Dengan demikian freeboard yang dijadikan sebagai acuan dalam menentukan posisi fender adalah 0,40 meter (= 400 mm) dari titik ketinggian permukaan air tertinggi (Highest High Water Spring) dan pada ketinggian muka air terendah (Lowest Low Water Spring)

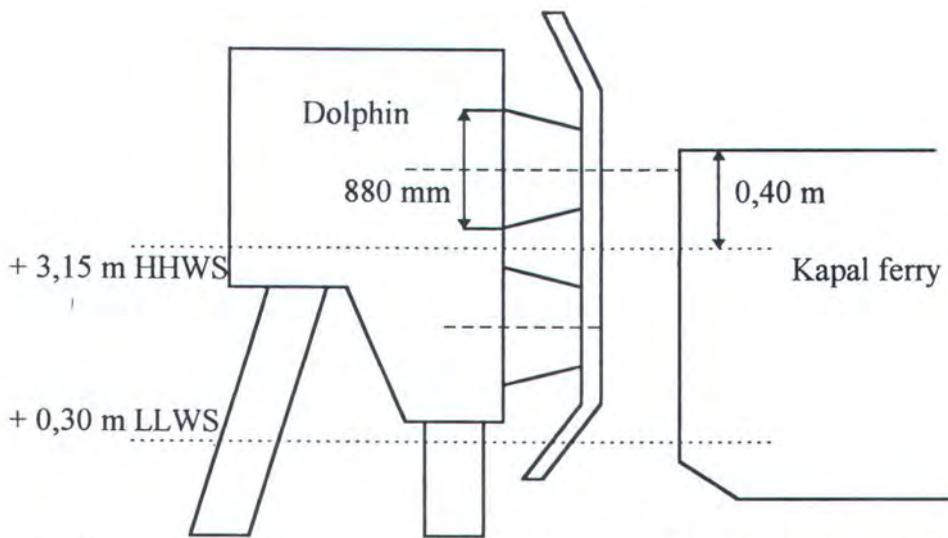
Menurut Bridgestone (1995), penempatan fender pada dermaga adalah diusahakan agar bagian teratas dari freeboard terkecil kapal akan mengalami

kontak dengan fender pada posisi yang lebih tinggi daripada pusat fender dan untuk memperluas kontak area pada fender harus dipasang frontal frame.

Pemasangan fender yang disarankan adalah seperti pada gambar 5.2.4.2.1 dan 5.2.4.2.2 di bawah ini dengan model fender yang dipilih yaitu SCN 550 rubber grade E1, freeboard kapal minimum dalam desain adalah 0,40 meter dengan tinggi air maksimum untuk pelabuhan Ketapang adalah 3,28 meter dan 3,15 meter untuk pelabuhan Gilimanuk, sedangkan tinggi air muka air terendah untuk pelabuhan Ketapang adalah 0,70 meter dan 0,30 meter untuk pelabuhan Gilimanuk yang diukur dari titik referensi topografi (topographic reference point) berdasarkan hasil observasi pasang surut.



Gambar 5.2.4.2.1 Pemasangan fender pada breasting dolphin untuk terminal Ketapang



Gambar 5.2.4.2.2 Pemasangan fender pada breasting dolphin untuk terminal Gilimanuk

### 5.2.4.3. Penentuan Jarak Antar Fender

Dalam arah horisontal jarak antar fender perlu ditentukan dengan tepat untuk menghindari kontak langsung antara kapal dengan dinding dermaga yang dapat mengakibatkan kerusakan pada lambung kapal maupun dinding dermaga itu sendiri. Dalam mendesain sistem fender, hal ini perlu dipertimbangkan agar sistem fender yang terpasang dapat bekerja secara efektif dan efisien. Shibata (1995) memformulasikan perhitungan jarak antar fender sebagai berikut :

$$2l < \sqrt{r^2 - (r - h)^2}$$

dimana :

- 2l = jarak maksimum antar fender (m)
- r = radius kelengkungan kapal pada sisi haluan/buritan (m)
- h = tinggi fender (m)

Data radius kelengkungan sisi kapal pada bagian buritan atau haluan ( $r$ ) dari kapal-kapal ferry yang beroperasi di lintas penyeberangan Ketapang-Gilimanuk tidak dapat diperoleh data-datanya, sehingga perhitungan jarak antar sebagai fungsi dari radius kelengkungan tersebut tidak dapat ditentukan dengan tepat. Tetapi perhitungan jarak antar fender masih dapat ditentukan dengan menggunakan ketentuan yang direkomendasikan oleh The Overseas and Coastal Development Institute of Japan (OCDI, 1991) dimana penentuan jarak antar fender merupakan fungsi dari kedalaman kolam pelabuhan (untuk closed piers) atau kedalaman laut (untuk open piers) dimana kapal-kapal bertambat, sebagai berikut :

Tabel 5.2.4.3 Jarak antar Fender (OCDI, 1991)

Kedalaman Laut	Jarak Antar Fender
4 m - 6 m	4 m - 7 m
6 m - 8 m	7 m - 10 m
8 m - 10 m	10 m - 15 m

Dari tabel diatas, jarak antar fender yang sesuai untuk kondisi dermaga Ketapang dan Gilimanuk dimana struktur dolphin dan sistem fender dipasang pada kedalaman 7 hingga 8 meter yaitu ditentukan sebesar 7 meter. Penentuan jarak antar fender tersebut juga mempertimbangkan ukuran kapal-kapal ferry yang bekerja.

Namun, seandainya dermaga Ketapang dan Gilimanuk juga dapat digunakan oleh kapal jenis lain sebagai tempat bertambat, maka jarak antar fender sebagai fungsi dari radius kelengkungan sisi haluan atau buritan kapal dapat ditentukan dengan formulasi diatas. Sebagai contoh kapal yang bertambat adalah kapal barang (general cargo) dengan bobot 1500 DWT dan bertambat pada sudut

tambat 10 derajat pada bagian haluan kapal serta fender yang dipakai adalah SCN 550 rubber grade E1, maka jarak antar fender dapat ditentukan sebagai berikut :

- Radius kelengkungan sisi haluan kapal yang bertambat pada sudut 10 derajat (  $r$  ) dihitung dengan menggunakan formulasi dari Shibata (1995) seperti pada tabel 3.7.4.1 untuk kapal berukuran 500-50.000 DWT adalah :

$$\log r = -1,055 + 0,650 \cdot \log DWT$$

$$\log r = -1,055 + 0,650 \cdot \log (1500)$$

$$r = 12,5 \text{ meter}$$

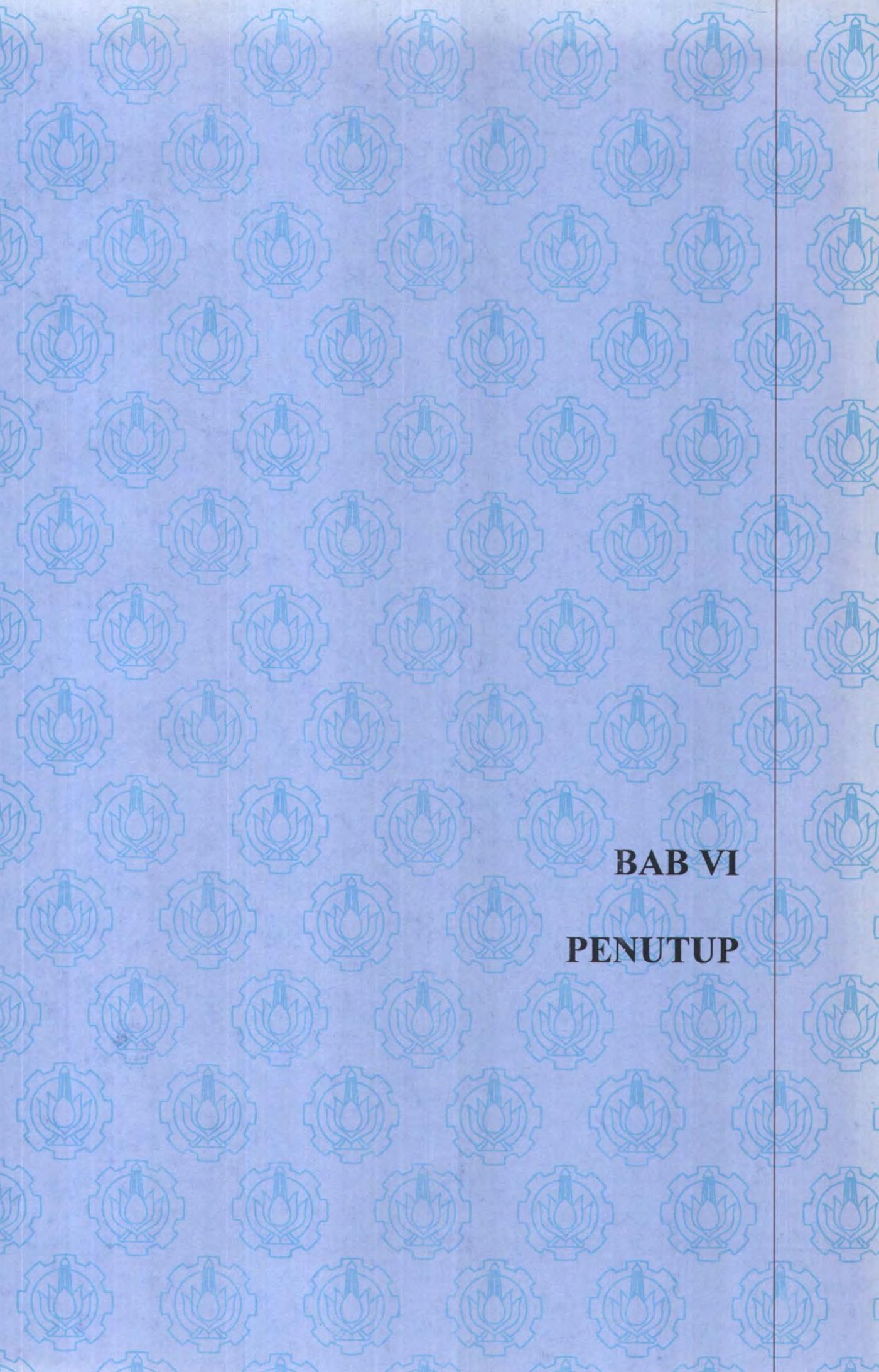
- Tinggi fender (h) dari model fender yang dipilih SCN 550 rubber grade E1 adalah 550 mm (= 0,55 meter).
- Sehingga jarak antar fender dapat ditentukan sebagai berikut :

$$2l < 2 \times \sqrt{r^2 - (r - h)^2}$$

$$2l < 2 \times \sqrt{12,5^2 - (12,5 - 0,55)^2}$$

$$2l < 7,334 \text{ meter}$$

Dari hasil perhitungan diatas, dapat ditentukan bahwa jarak antar fender yang optimum harus lebih kecil dari 7,334 meter. Sehingga ditentukan jarak antara fender yang sesuai adalah 7 meter. Hasil ini sama dengan penentuan jarak antar yang ditentukan dengan meninjau kedalaman laut pada dermaga dimana kapal dapat bertambat. Oleh karena itu perhitungan jarak antar fender diatas dapat dijadikan sebagai acuan apabila data radius kelengkungan sisi kapal pada bagian haluan atau buritan untuk kapal-kapal ferry yang beroperasi di lintas penyeberangan Ketapang-Gilimanuk dapat diketahui.



**BAB VI**  
**PENUTUP**

## **BAB VI**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **6.1. KESIMPULAN**

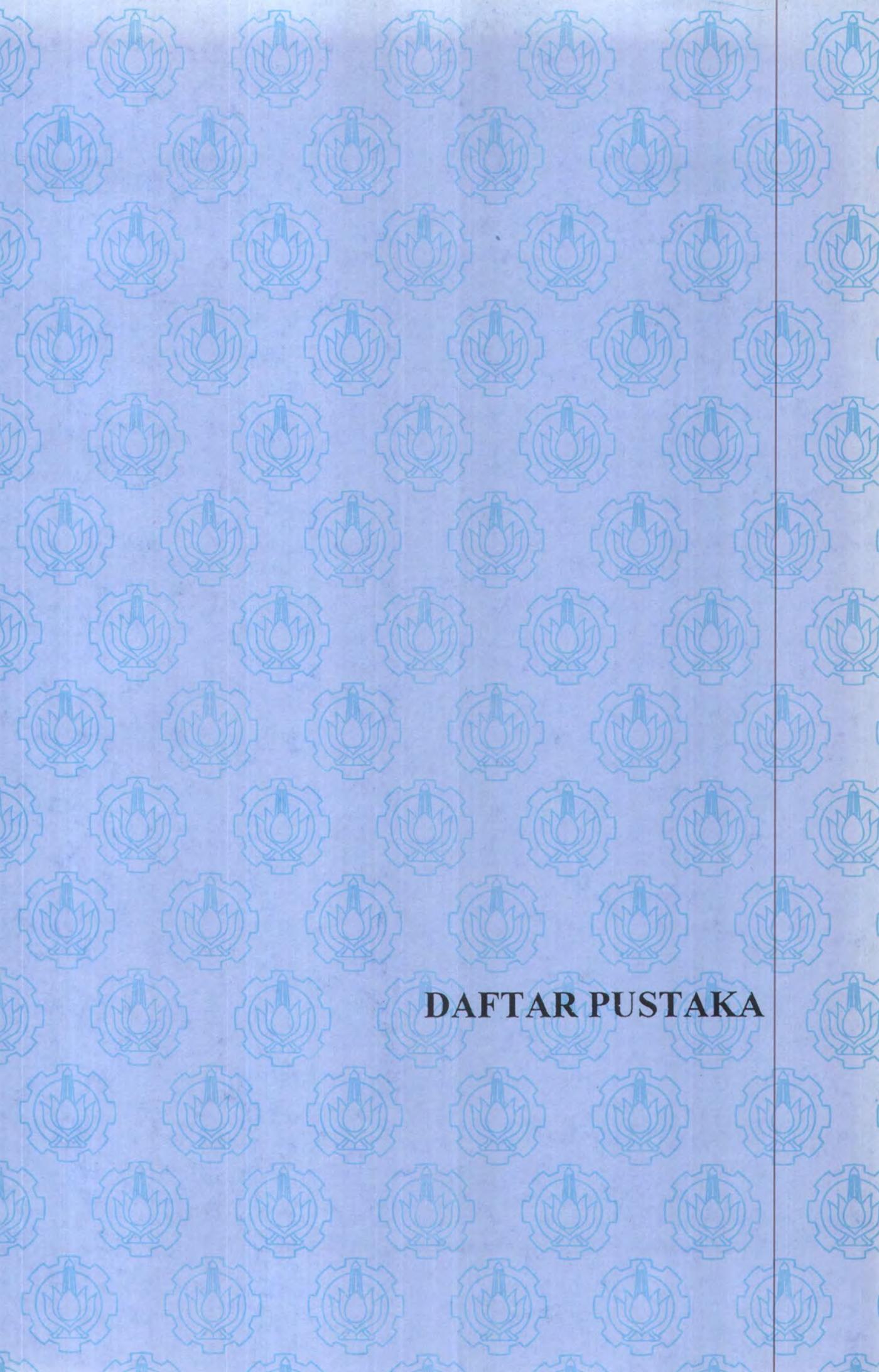
Dari pembahasan Laporan Tugas Akhir ini dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Pemilihan sistem fender yang tepat sangat ditentukan oleh besarnya energi bertambat efektif kapal, dimana energi ini merupakan energi yang diserap oleh fender. Penyerapan energi oleh fender setidaknya harus sama dengan energi bertambat efektif kapal yang timbul.
2. Perhitungan besarnya energi tambat efektif kapal sangat ditentukan oleh penentuan secara tepat faktor-faktor yang berpengaruh dalam perhitungan seperti penentuan berat kapal ( $W$ ), kecepatan bertambat kapal ( $V$ ), serta penentuan besarnya koefisien-koefisien yang dipengaruhi oleh karakteristik dermaga dan kapal-kapal yang bertambat. Koefisien tersebut terdiri dari koefisien eksentrisitas ( $C_e$ ), koefisien massa virtual ( $C_m$ ), koefisien kelembutan ( $C_s$ ), dan koefisien konfigurasi ( $C_c$ ).
3. Dalam mendesain sistem fender, metode dari Bridgestone dan Shibata dapat dipakai sebagai acuan untuk mendapatkan sistem fender yang lebih efektif dan efisien serta untuk pengembangan dermaga lebih lanjut.

4. Sistem fender yang terdapat pada Dermaga I dan Dermaga III pelabuhan penyeberangan ferry Ketapang-Gilimanuk model fender SCN 600 rubber grade E3 mempunyai energi serap yang terlalu besar dibandingkan dengan energi impact timbul berdasarkan pada hasil perhitungan. Sehingga disarankan untuk menggunakan fender yang lebih tepat dengan model SCN 550 rubber grade E1, CS-600H rubber grade CS 3, atau C-630H rubber grade RS. Ketiga fender tersebut mampu menyerap energi impact yang timbul dengan baik.
5. Kondisi oseanografi seperti angin dan arus sangat berpengaruh dalam menentukan jumlah minimal fender yang dapat dipakai untuk satu struktur dolphin. Untuk kondisi dermaga kapal-kapal ro/ro ferry seperti pada pelabuhan Ketapang dan Gilimanuk, fender yang dapat dipasang adalah 2 (dua) buah fender dengan frontal frame untuk satu dolphin.
6. Jarak antar fender juga harus ditentukan dengan baik agar tidak terjadi kontak langsung antara kapal dengan dermaga pada saat kapal bertambat yang dapat menimbulkan kerusakan pada lambung kapal maupun dinding dermaga.
7. Letak pemasangan fender pada dolphin dilakukan dengan memperhitungkan pasang tertinggi (HHWS) sebesar +3,28 meter dan pasang terendah (LLWS) + 0,70 meter untuk pelabuhan Ketapang yang diukur pada titik referensi topografi, sedangkan untuk pelabuhan Gilimanuk HHWS sebesar +3,15 meter dan LLWS sebesar 0,30 meter dengan freeboard terkecil kapal ferry minimum 0,40 meter.

## 6.2. SARAN

Untuk pengembangan dan perencanaan fasilitas tambat dan sistem tempat berlabuh, nilai ekonomis akan didapat apabila sistem yang ada mampu bekerja secara optimum. Hal ini dipengaruhi oleh penggunaan perencanaan yang tepat dan sesuai dengan kondisi daerah tinjauan karena keoptimalan unjuk kerja dari sistem tempat berlabuh akan mempengaruhi keseluruhan dari kinerja dermaga.

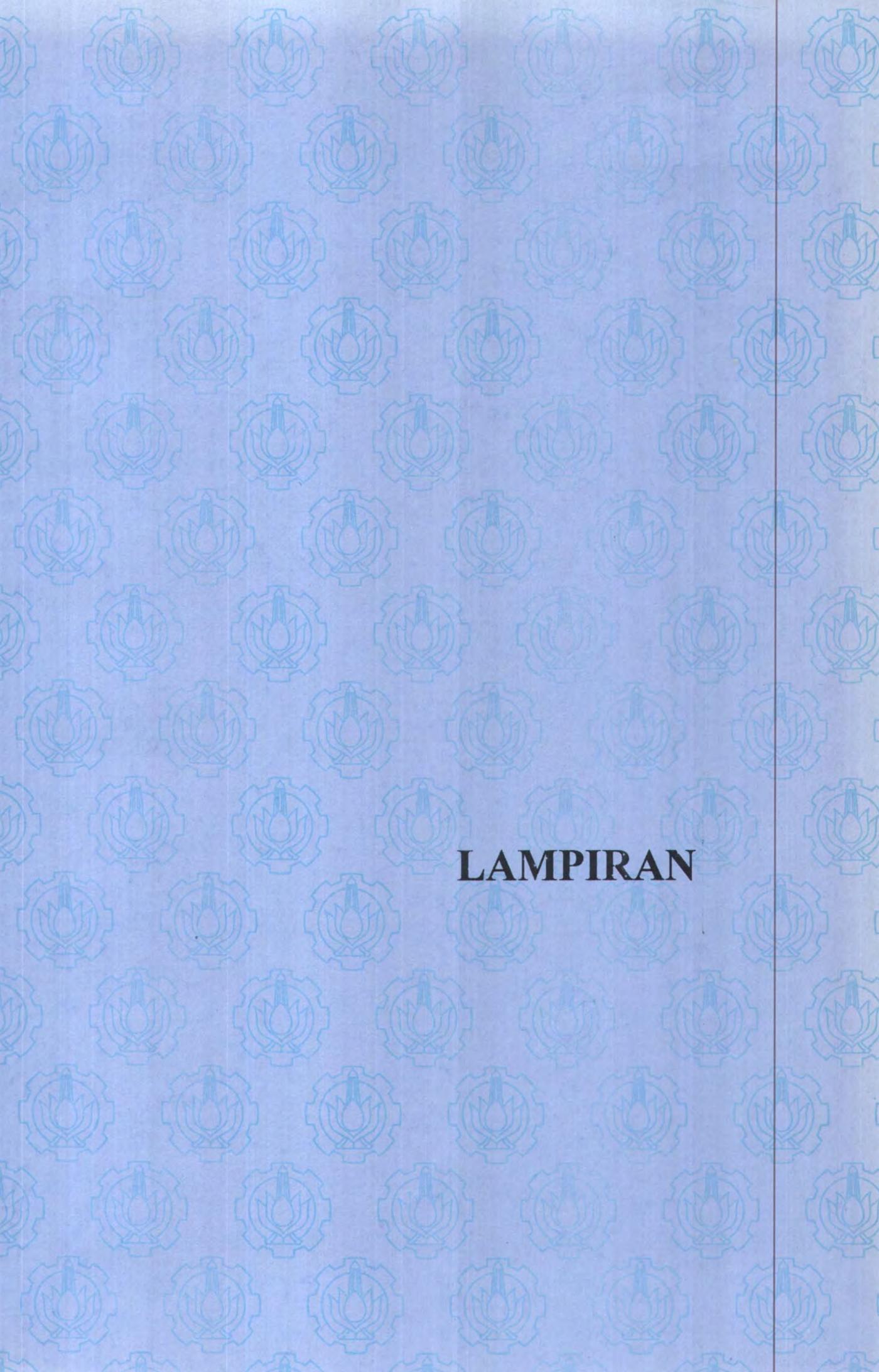


**DAFTAR PUSTAKA**

## DAFTAR PUSTAKA

- Agerschou, Hans, [1983], *Planning And Design of Ports And marine Terminals*", John Wiley and Sons, New York, AS.
- Bindra, S.P., [1978], *"Docks And Harbours Engineering"*, Dhanpat Rai S Sons, Nai Sarak, New Delhi, India.
- British Standard Institution, [1985], *"Design of Fendering And Mooring Systems"*, British Standard Code of Practice for Maritime Structures, part.4.
- Bridgestone Corporation, [1995], *"Marine Fender Catalogue"*, Tokyo - Japan.
- FENTEK, [1996], *"Marine Fendering Systems"*, Fentek Corporation, Singapore.
- Gaythwaite, J.W., P.E., [1990], *"Design of Marine Facilities for Berthing, Mooring, and Repair of Vessels"*, Van Nostrand Reinhold, New York.
- Jahren, C.T, Jones, R. [1996], *"Design Criteria For Fenders At Ferry Landings"*, Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering. July/August.
- Japan International Cooperation Agency, [1995], *"Standart Teknis Sarana Pelabuhan di Indonesia"*, JICA.
- Kramadibrata, S., [1995], *"Perencanaan Pelabuhan"*, Ganeca Exact, Bandung.
- Oza, H.P, and Oza, G.H., [1976], *"Dock And Harbour Engineering"*, Charotar Book Stall, Tulsi Sadan, Station Road, Anand (W.RLY), India.

- Pratikto, W.A, Armono, H.D, Suntoyo, [1996], "*Perencanaan Fasilitas Pantai dan Lautan*", diktat kuliah, Kerjasama Segitiga Biru, FTK- ITS, Surabaya.
- Quinn, A.D.F., [1972], "*Design And Construction of Ports And Marine Structures*", Mc-Graw Hill, New York.
- Shiraishi, Satoru., [1995], "*Standard for Fender Design in Japan*", Seminar On Fender System, The Overseas Coastal Area Development Institute of Japan (OCDI), January.
- Sears and Zemansky, [1969], "*Principles of Physics*", Mc-Graw Hill Book Company, New York, AS.
- Shibata, [1995], "*Marine Fender Design Manual*", Shibata Industrial Company, Japan.
- Tsinker, G.P., [1986], "*Floating Ports, Design And Construction Practices*", Gulf Publishing Company, Houston-Texas, AS.
- Triatmodjo, B., [1996], "*Pelabuhan*", Teknik sipil Universitas Gadjah Mada, Beta Offset, Yogyakarta.
- Working group On Fender system Design, [1980], "*Design of Fender System*", Japanese National section of Permanent International Association of Navigation Congress, March.
- Ueda, Shigeru., [1995], "*General Aspect of Fender System*", Seminar On Fender System, The Overseas Coastal Area Development Institute In Japan (OCDI), January.



**LAMPIRAN**

## **LAMPIRAN A**

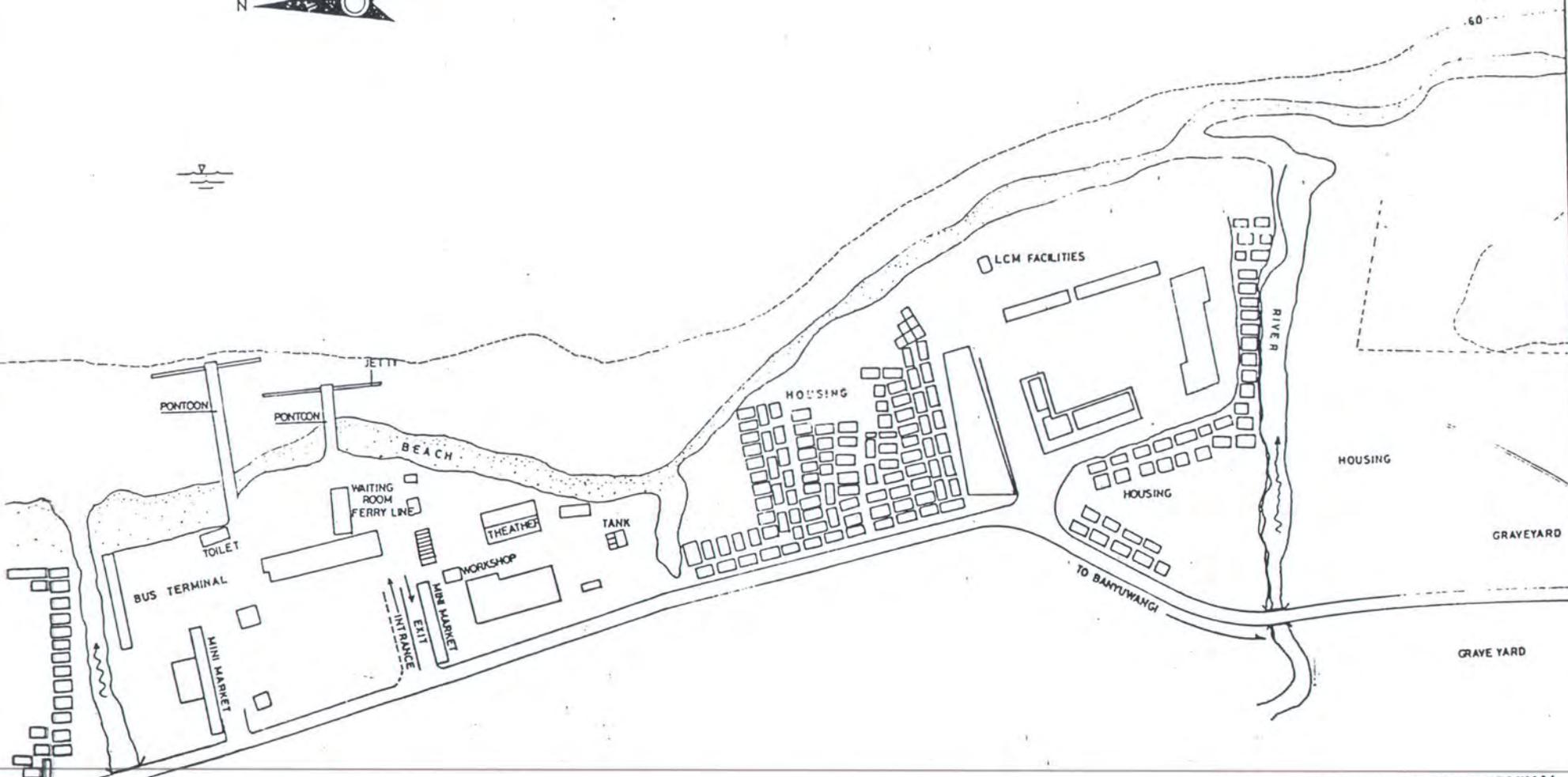
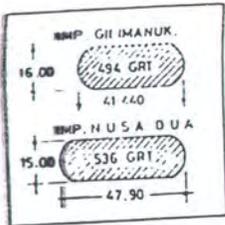
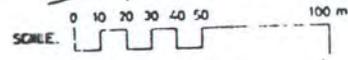
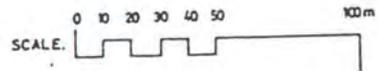
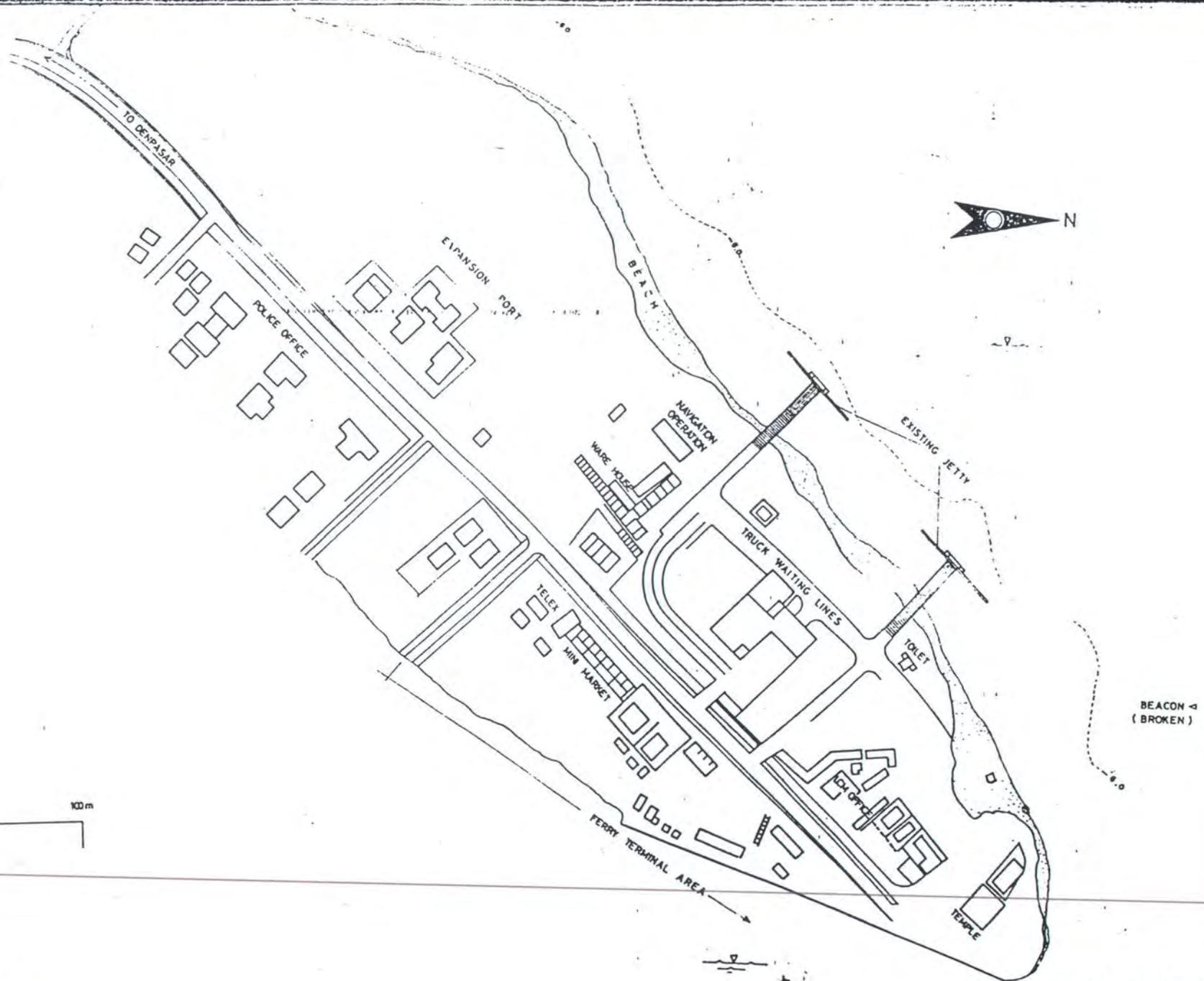
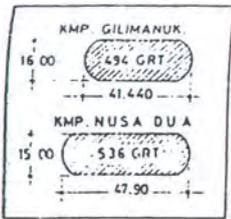


Fig. 2.4. KETAPANG FERRY TERMINAL  
(EXISTING LAYOUT)

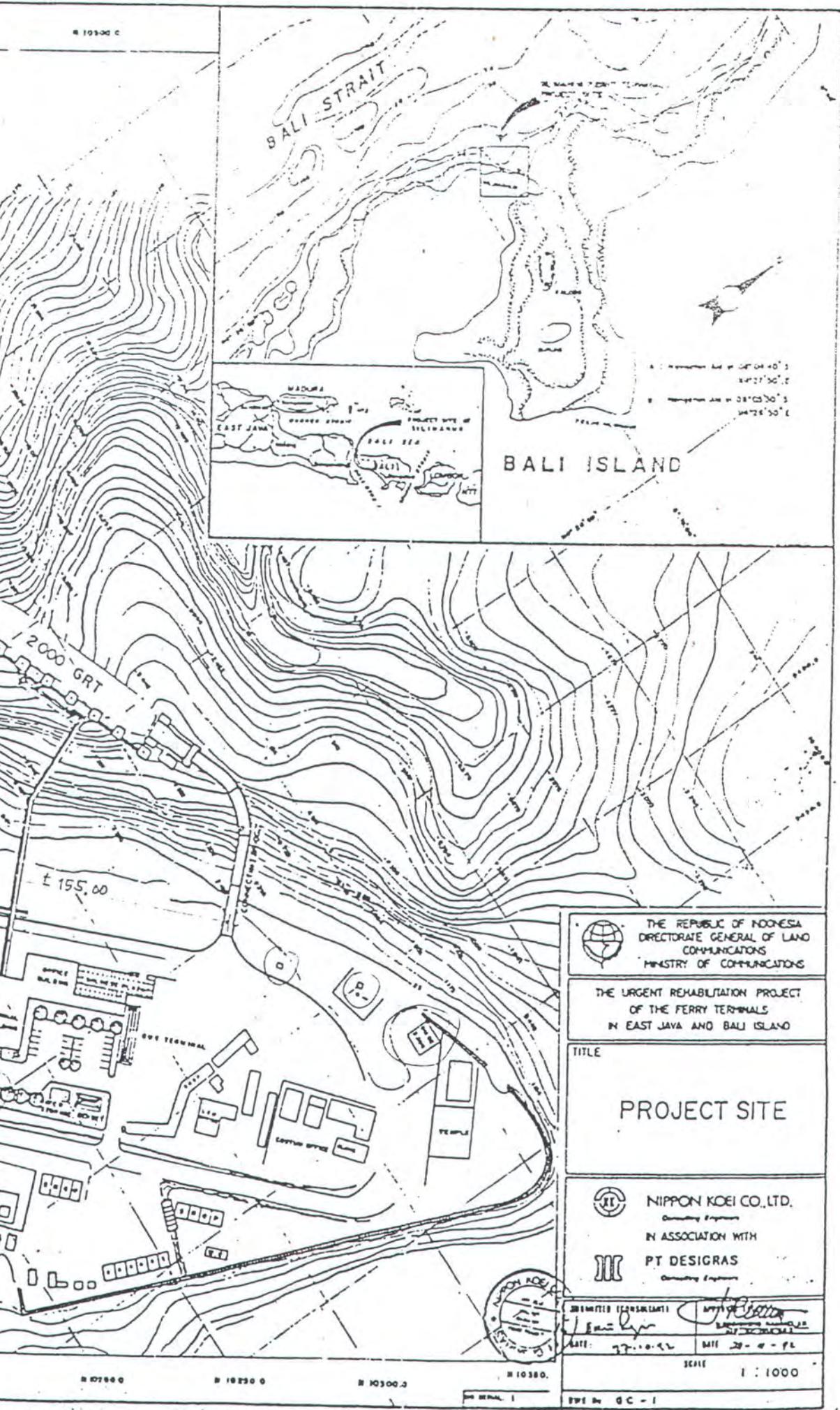


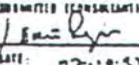
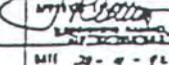
ORIGIN : PROJECT SITE SURVEYS



ORIGIN : PROJECT SITE SURVEYS

Fig. 2.3. GILIMANUK FERRY TERMINAL  
(EXISTING LAYOUT)



 THE REPUBLIC OF INDONESIA DIRECTORATE GENERAL OF LAND COMMUNICATIONS MINISTRY OF COMMUNICATIONS	
THE URGENT REHABILITATION PROJECT OF THE FERRY TERMINALS IN EAST JAVA AND BALI ISLAND	
TITLE  <p style="text-align: center;">PROJECT SITE</p>	
 NIPPON KOEI CO., LTD. Consulting Engineers IN ASSOCIATION WITH  PT DESIGRAS Consulting Engineers	
SUBMITTED (KONSULTAN) 	APPROVED 
DATE: 27.10.92	DATE: 28.11.92
SCALE 1 : 1000	
SHEET No. GC - 1	

N 10470 0    N 10200 0    N 10250 0    N 10300 0    N 10350 0    N 10400 0

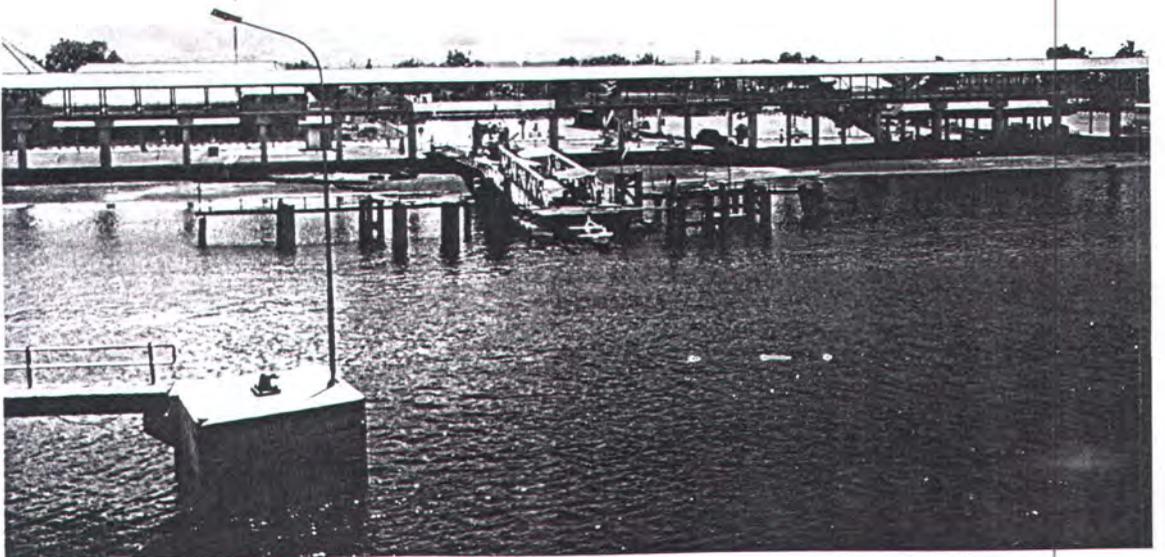
E 4900 0  
E 4850 0  
E 4800 0



N 9800 0    N 9900 0    N 9950 0    N 10000 0    N 10050 0    N 10100 0



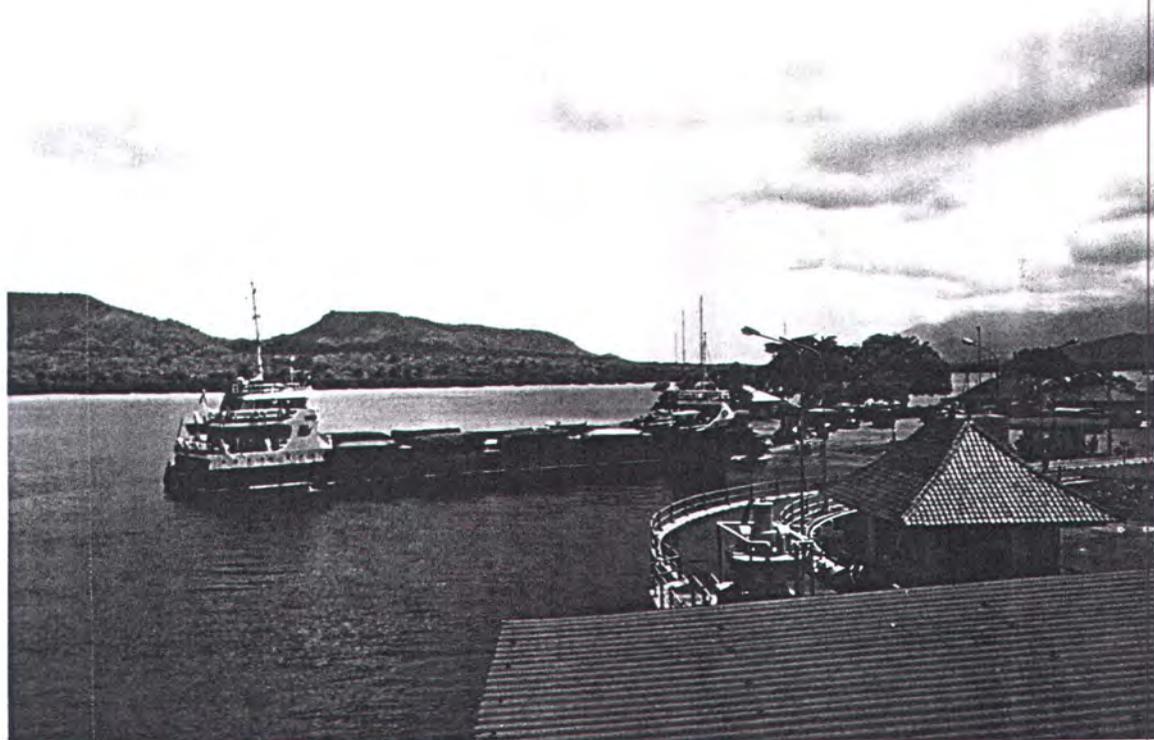
Kondisi Dermaga Ponton Pelabuhan Ketapang - Banyuwangi



Kondisi Dermaga Ponton Pelabuhan Gilimanuk - Bali

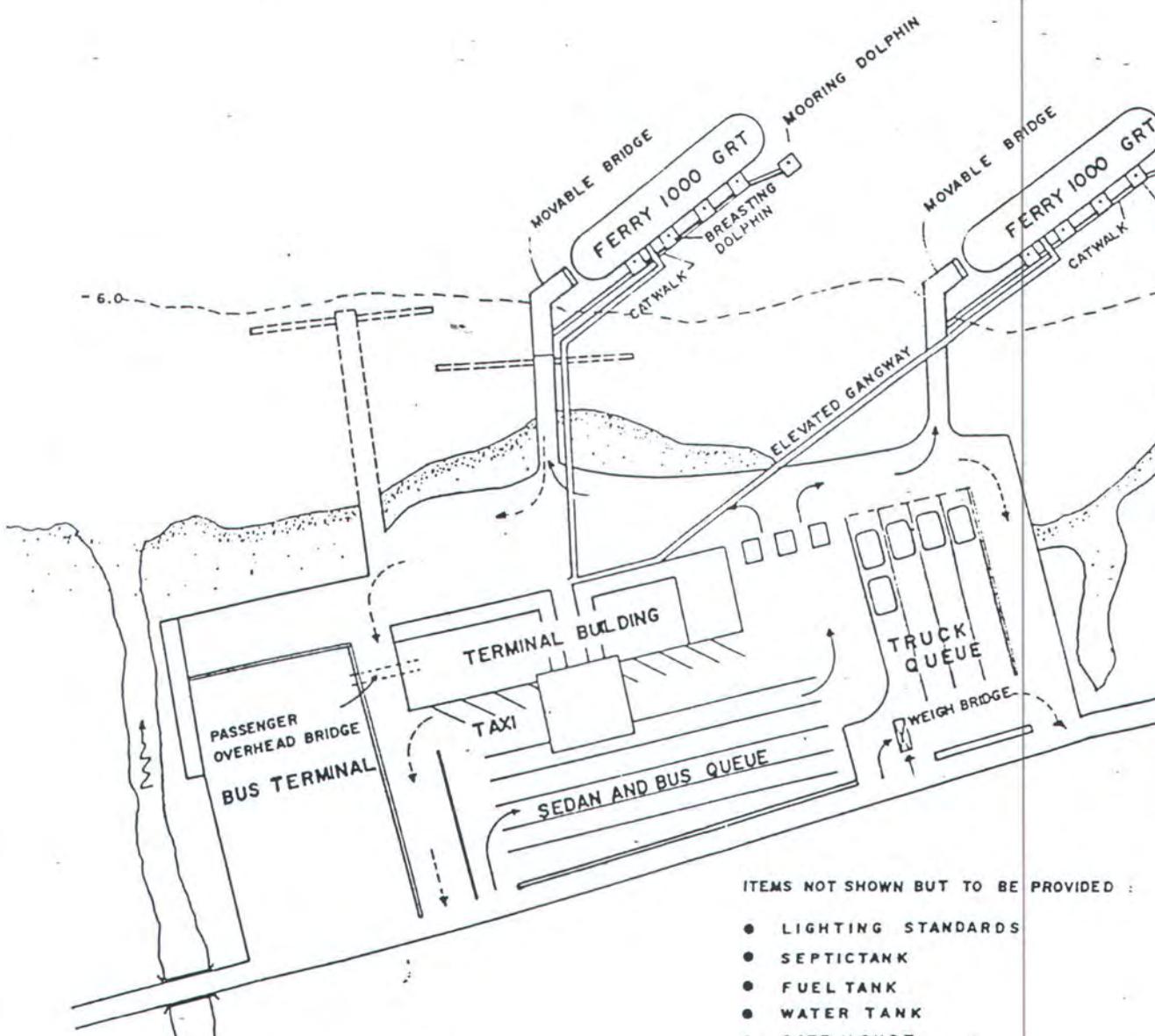


Kondisi LCM Berth Pelabuhan Ketapang - Banyuwangi



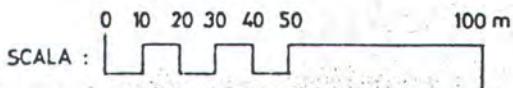
Kondisi LCM Berth Pelabuhan Gilimanuk - Bali

## **LAMPIRAN B**

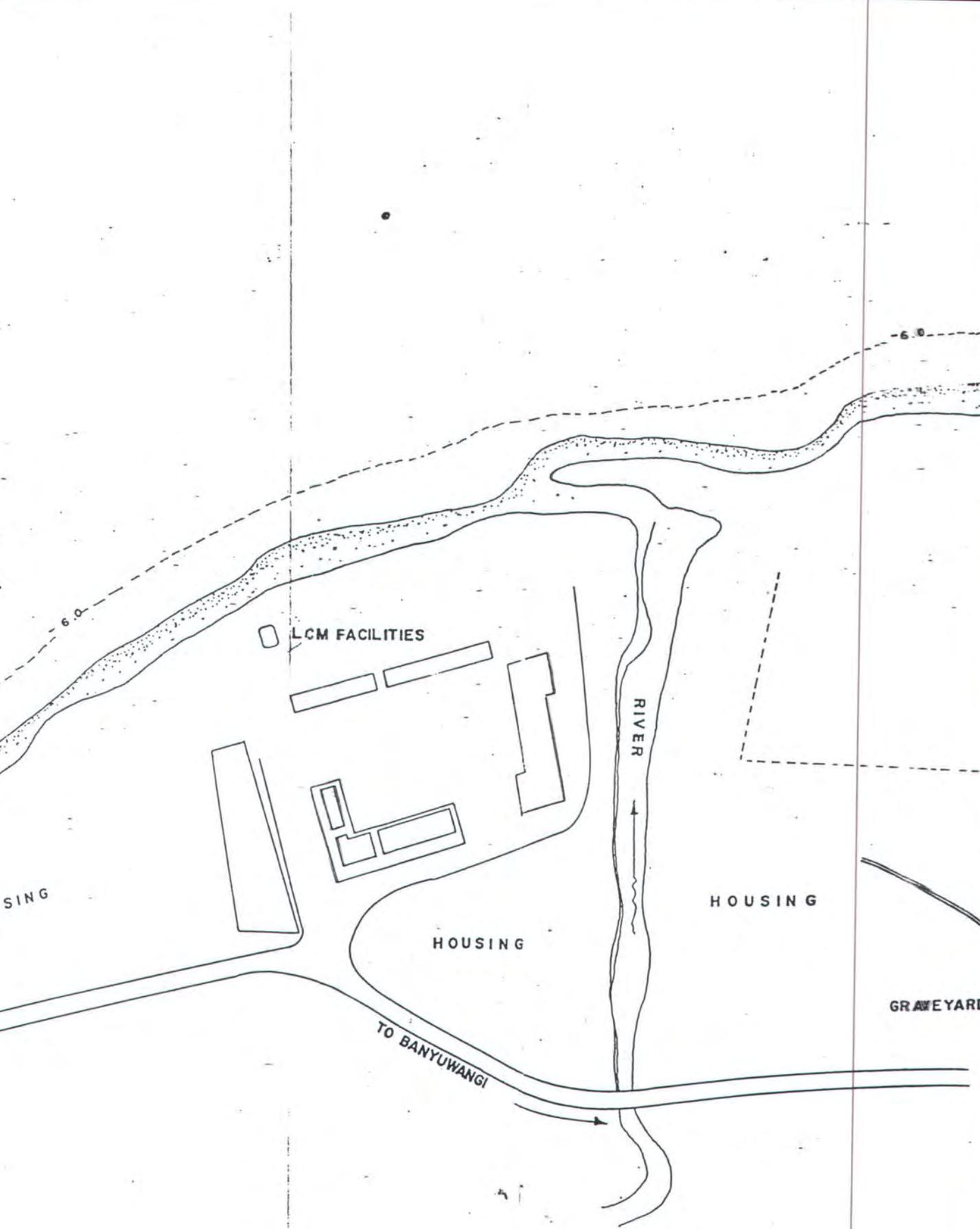


ITEMS NOT SHOWN BUT TO BE PROVIDED :

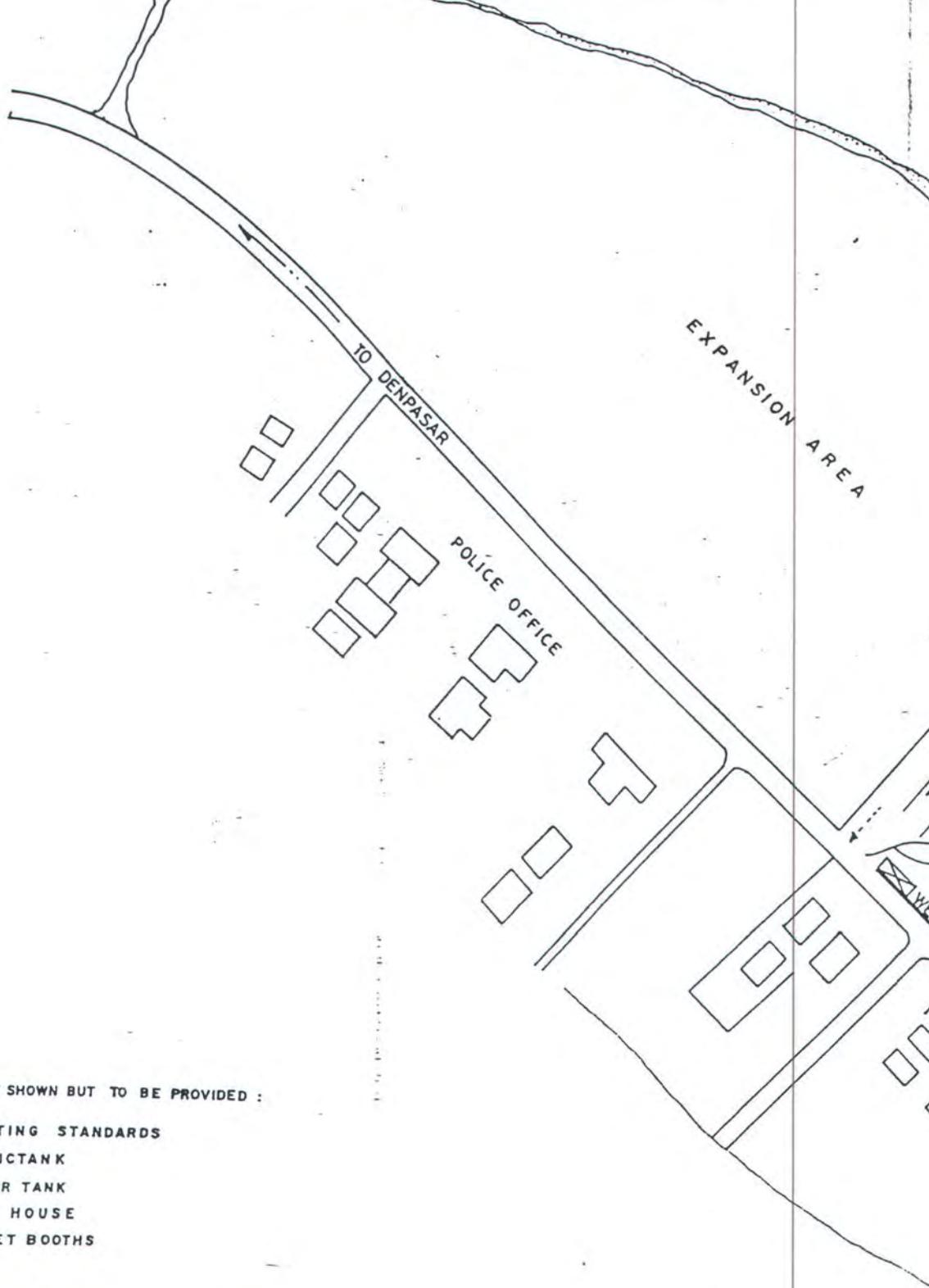
- LIGHTING STANDARDS
- SEPTICTANK
- FUEL TANK
- WATER TANK
- GATE HOUSE
- TICKET BOOTHS



F



. NEW KETAPANG FERRY TERMINAL



ITEMS NOT SHOWN BUT TO BE PROVIDED :

- LIGHTING STANDARDS
- SEPTICTANK
- WATER TANK
- GATE HOUSE
- TICKET BOOTHS

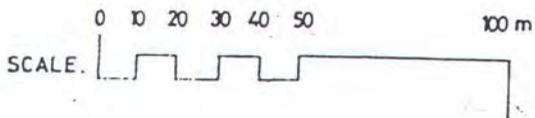


Fig. 4.4. NEW GILIR

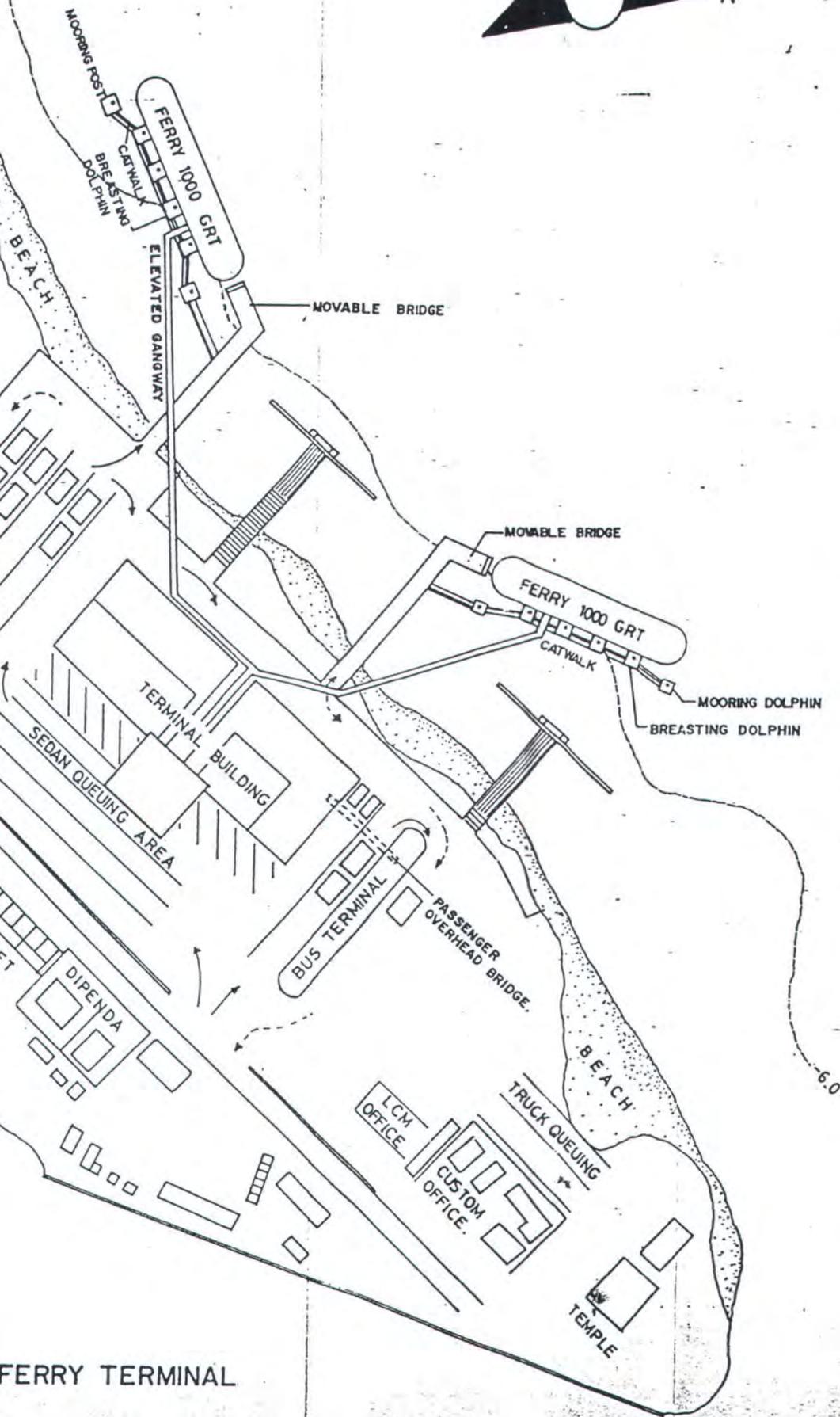
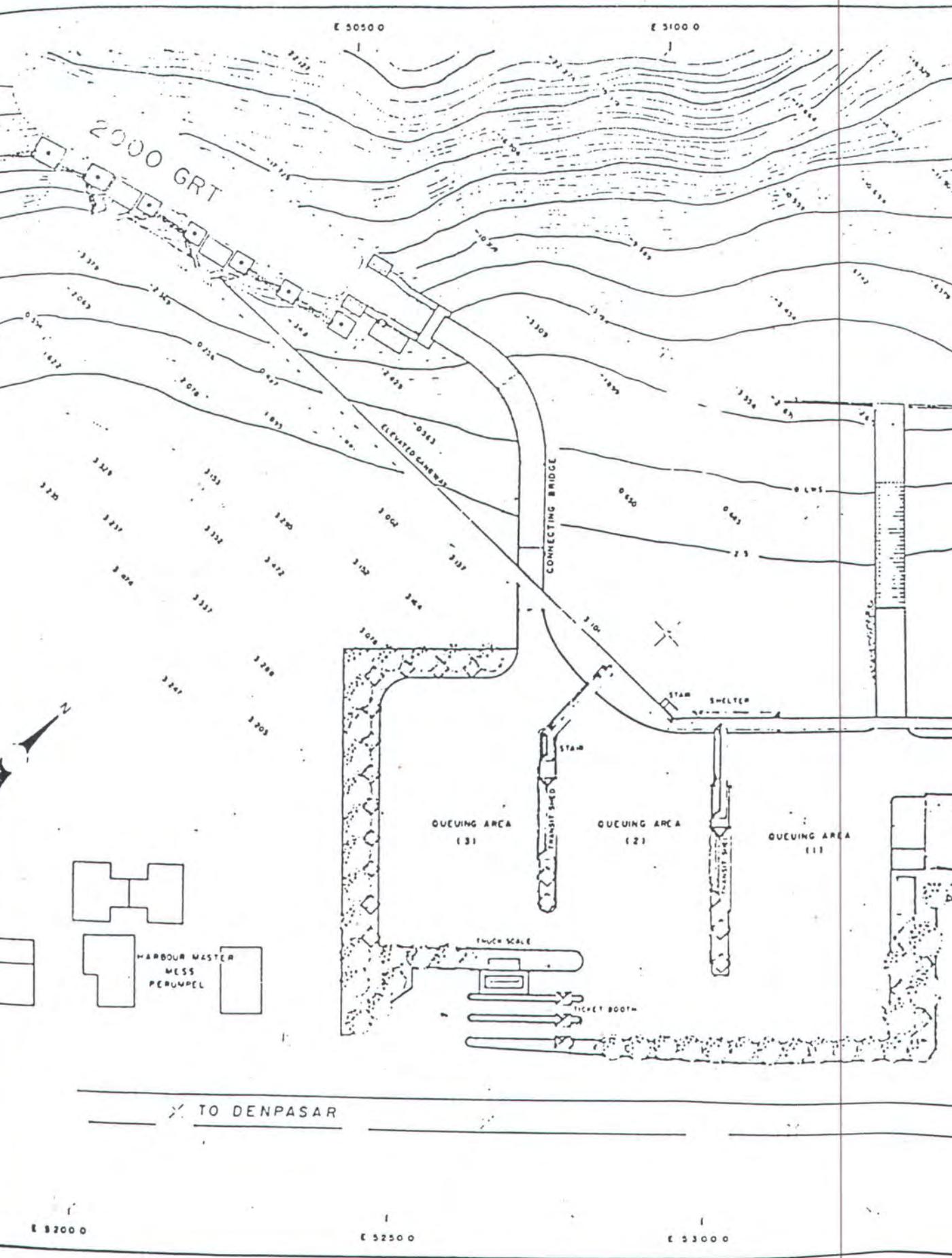


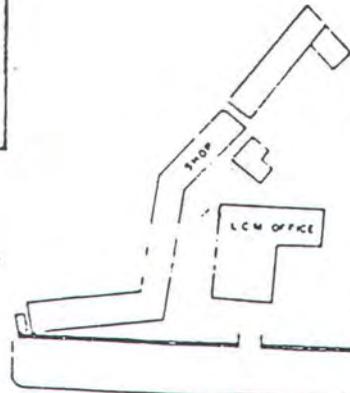
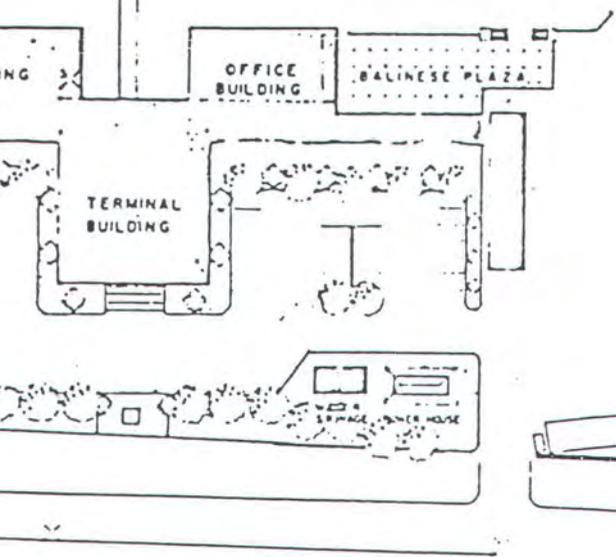
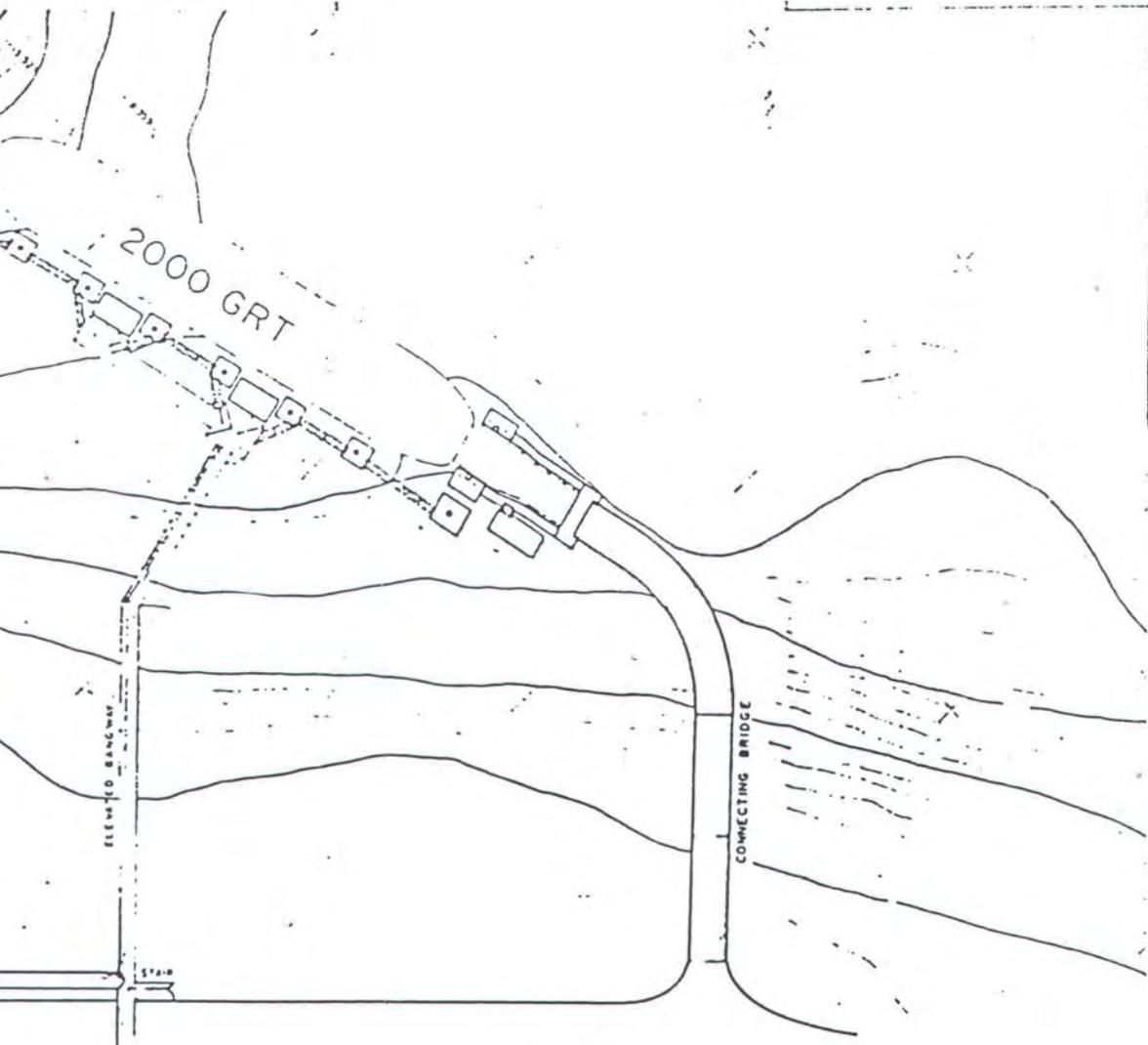
Figure 1. Ferry Terminal. (Scale: 1:5000)

FERRY TERMINAL



E 4200 0

E 3250 0



THE REPUBLIC OF INDONESIA  
 DIRECTORATE GENERAL OF LAND COMMUNICATIONS  
 MINISTRY OF COMMUNICATIONS

THE URGENT REHABILITATION PROJECT  
 OF THE FERRY TERMINALS  
 IN EAST JAVA AND BALI ISLAND

TITLE  
**GENERAL PLAN**

NIPPON KOEI CO., LTD.  
 Consulting Engineers  
 IN ASSOCIATION WITH  
 PT DESIGRAS  
 Consulting Engineers

APPROVED (SIGNED/DATE):  
 [Signature] 12-1-77

DATE: 12-1-77

SCALE: 1 : 500

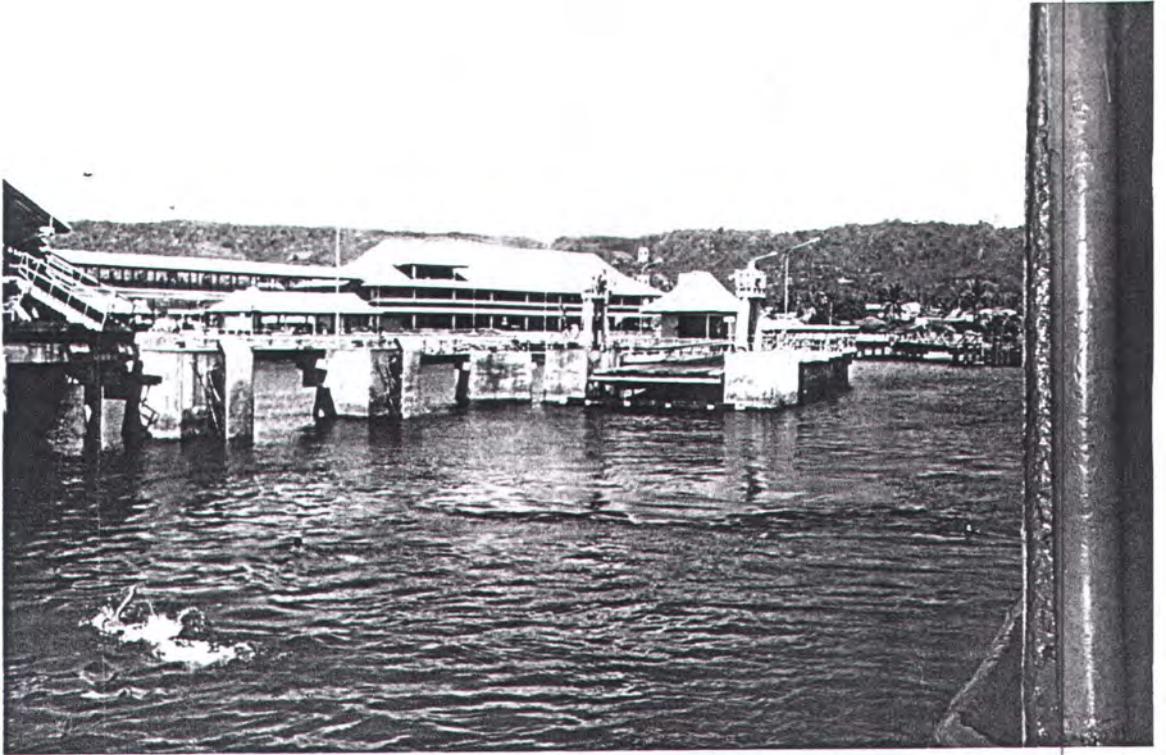
E 3400 0

Sheet No. 2

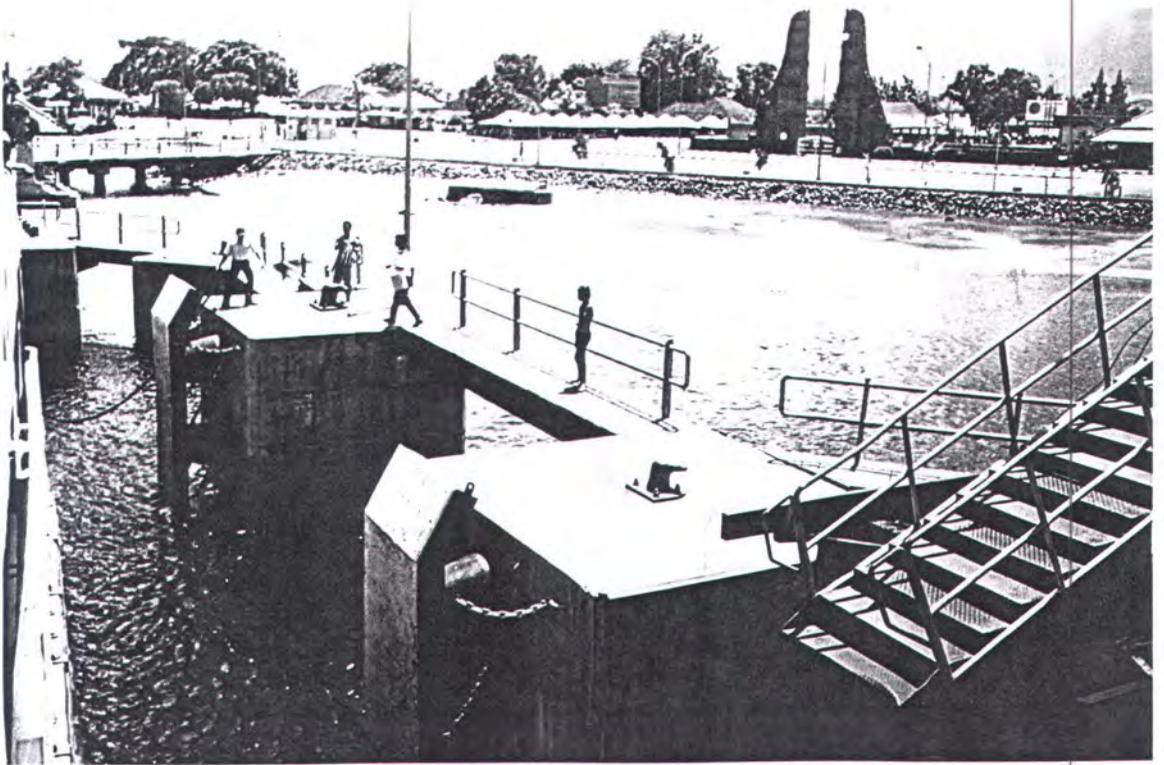
Sheet No. GC-2



Layout Dermaga I dan Dermaga III Pelabuhan Penyeberangan Ferry Ketapang - Banyuwangi



Kondisi Dermaga I Ketapang - Banyuwangi

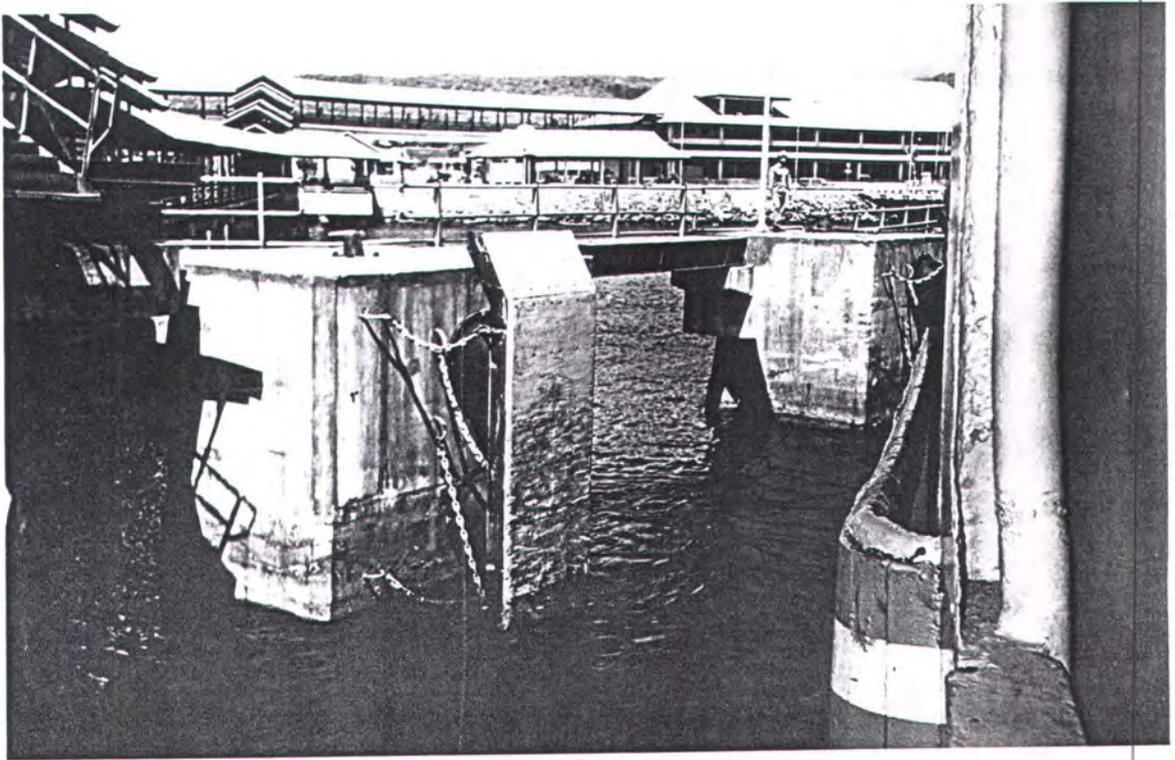


Kondisi Dermaga III Pelabuhan Gilimanuk - Bali

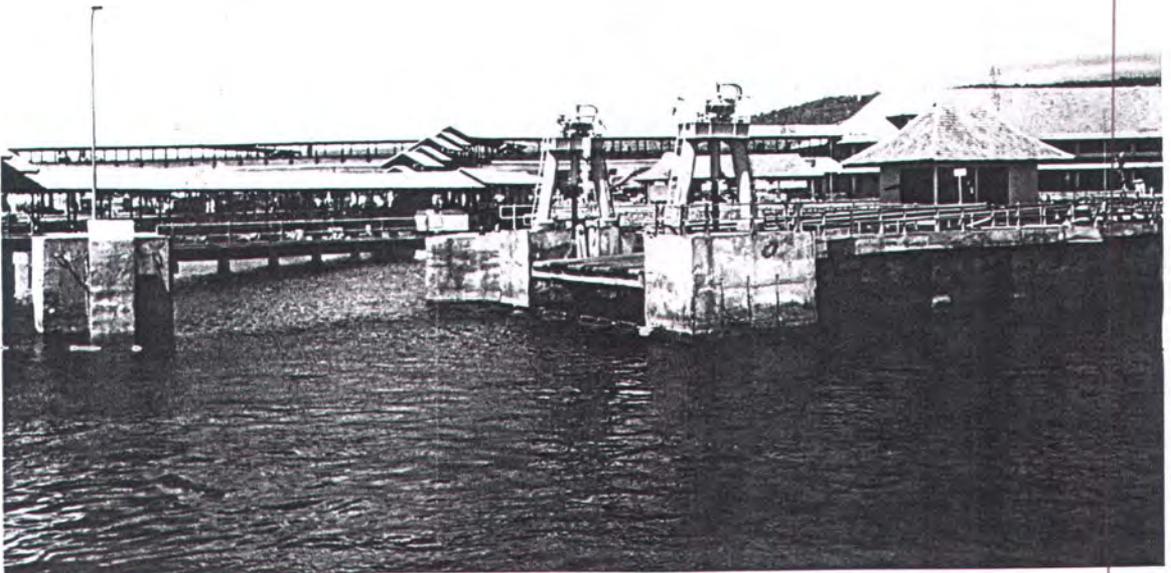
## **LAMPIRAN C**



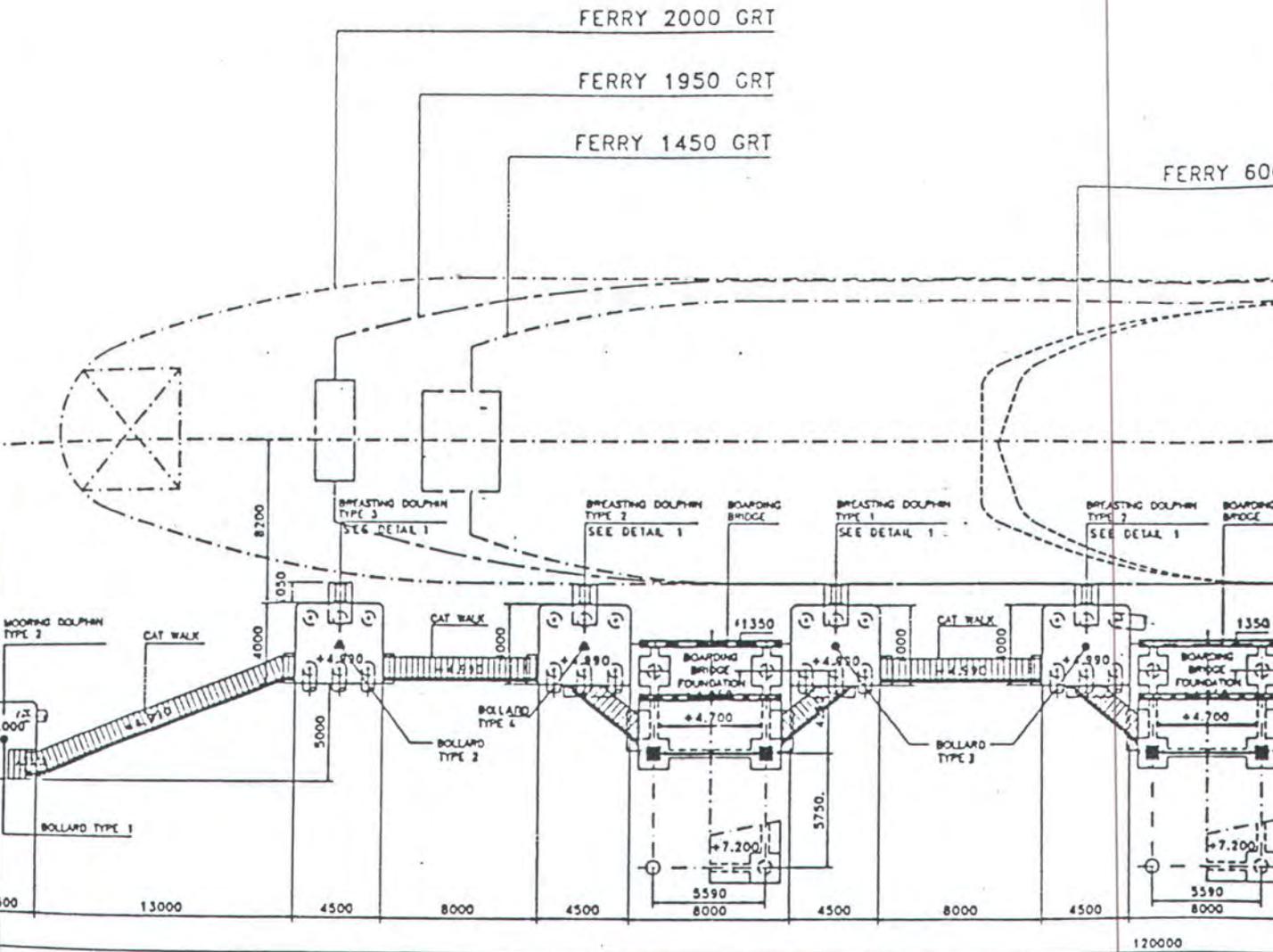
Struktur Breasting Dolphin Dan Sistem Fender



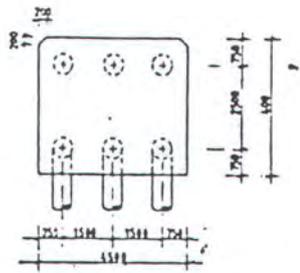
Sistem Fender Dengan Frontal Frame



Struktur Hydraulic Movable Bridge

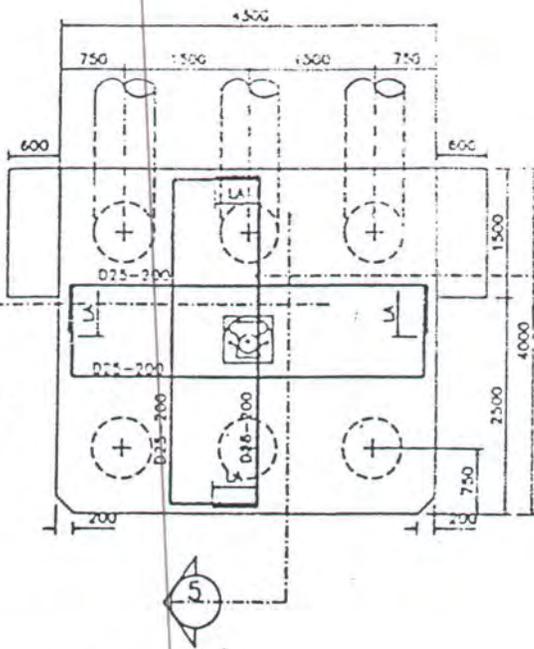


JETTY LAYOUT  
SCALE 1 : 150

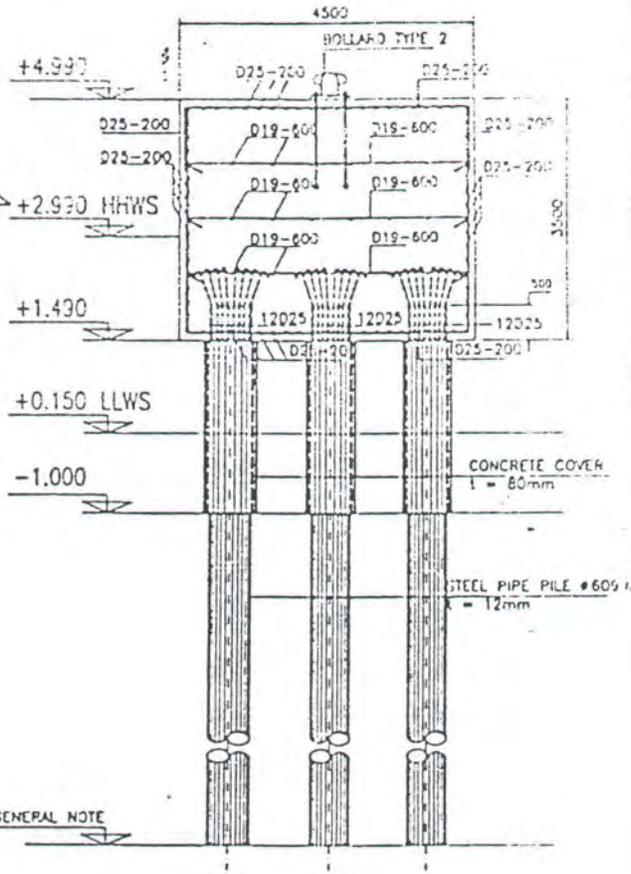


DETAIL 1  
SCALE 1 : 50



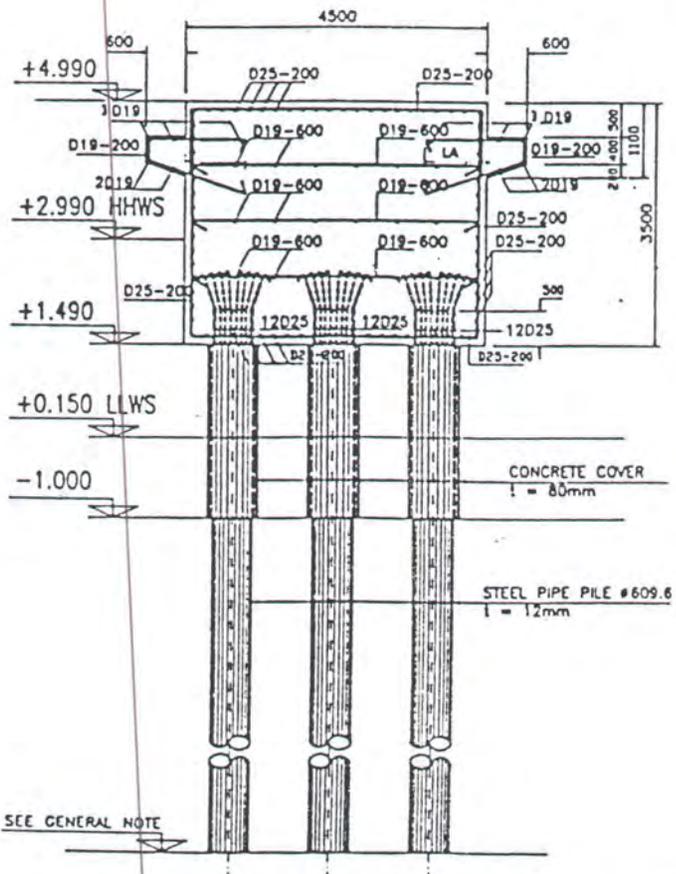


3 BD TYPE 3 REINFORCEMENT  
SCALE 1 : 40



4 SECTION  
SCALE 1 : 50

SEE GENERAL NOTE



7 SECTION  
SCALE 1 : 50

SEE GENERAL NOTE

- NOTE :
1. SEE GENERAL NOTE
  2. LA: FULL ANCHORAGE AND LAP SPICE LENGTH ACC.SPECIFICATION

DIRECTORATE GENERAL OF LAND TRANSPORT AND INLAND WATERWAYS  
MINISTRY OF COMMUNICATIONS

THE URGENT REHABILITATION PROJECT OF THE FERRY TERMINALS IN EAST JAVA AND BALI ISLAND

TITLE :  
**BREASTING DOLPHINS**

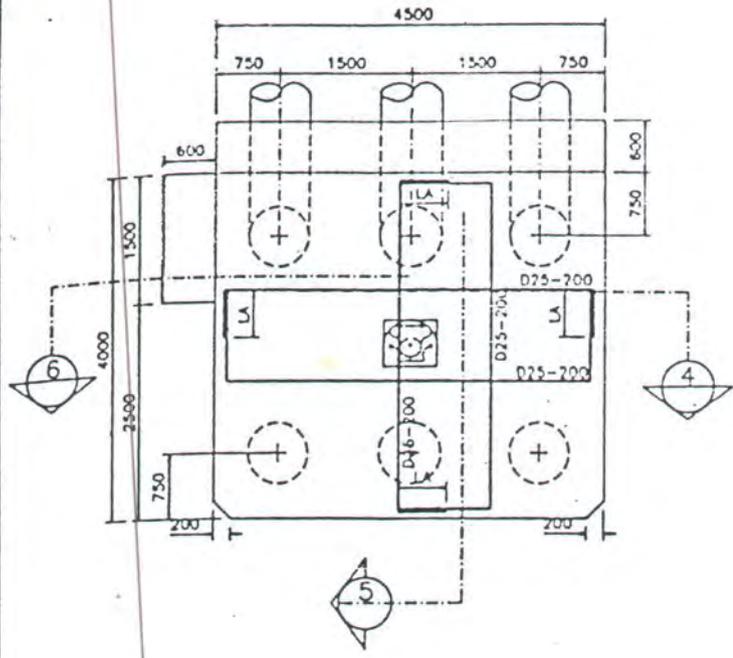
**NIPPON KOEI CO LTD**  
Consulting Engineers  
IN ASSOCIATION WITH  
**PT DESIGRAS**  
Consulting Engineers



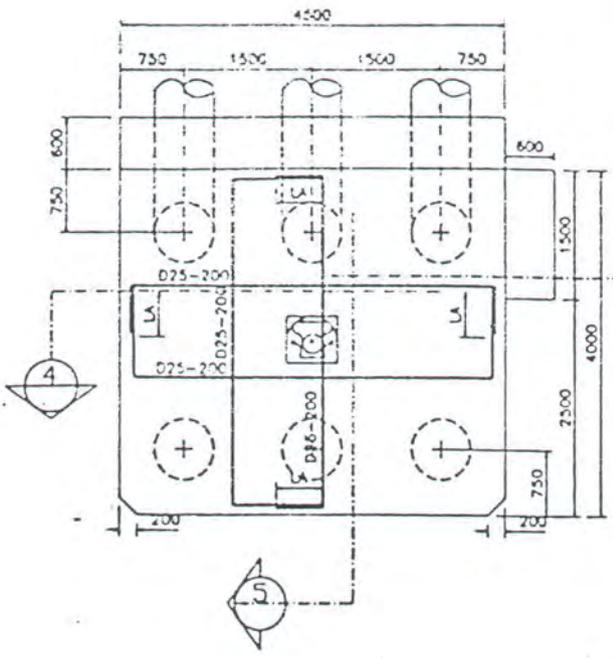
SUBMITTED (CONSULTANT) :  
DATE: 27.10.92 DATE: 28.10.92

SCALE AS SHOWN

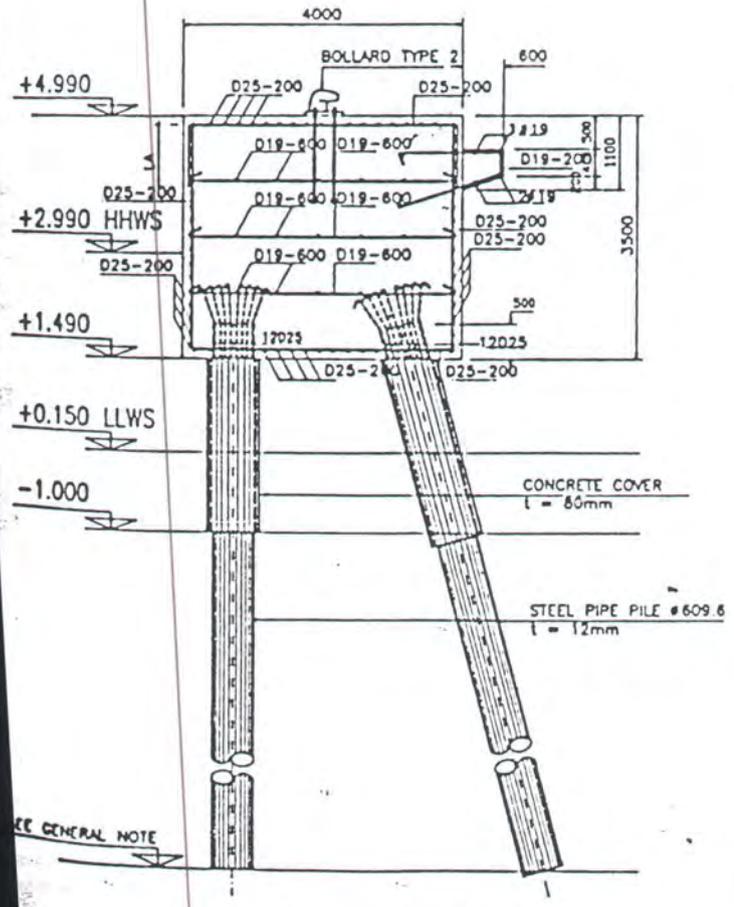
FILE NAME GC4 (MANS)  
08-21-92



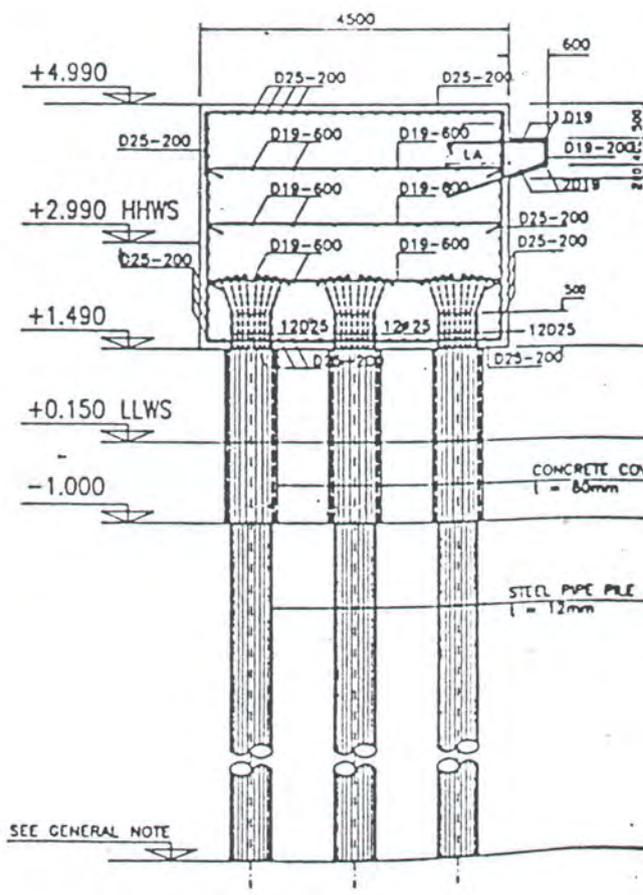
① **BD TYPE 1 REINFORCEMENT**  
SCALE 1 : 40



② **BD TYPE 2 REINFORCEMENT**  
SCALE 1 : 40



⑤ **SECTION**  
SCALE 1 : 50

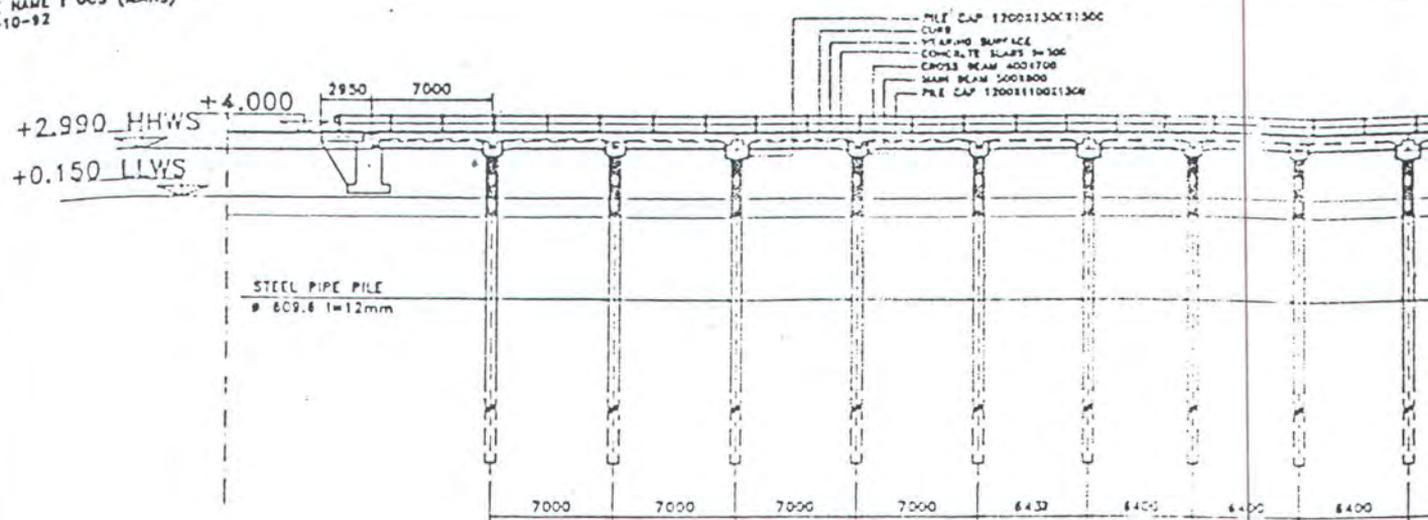


⑥ **SECTION**  
SCALE 1 : 50

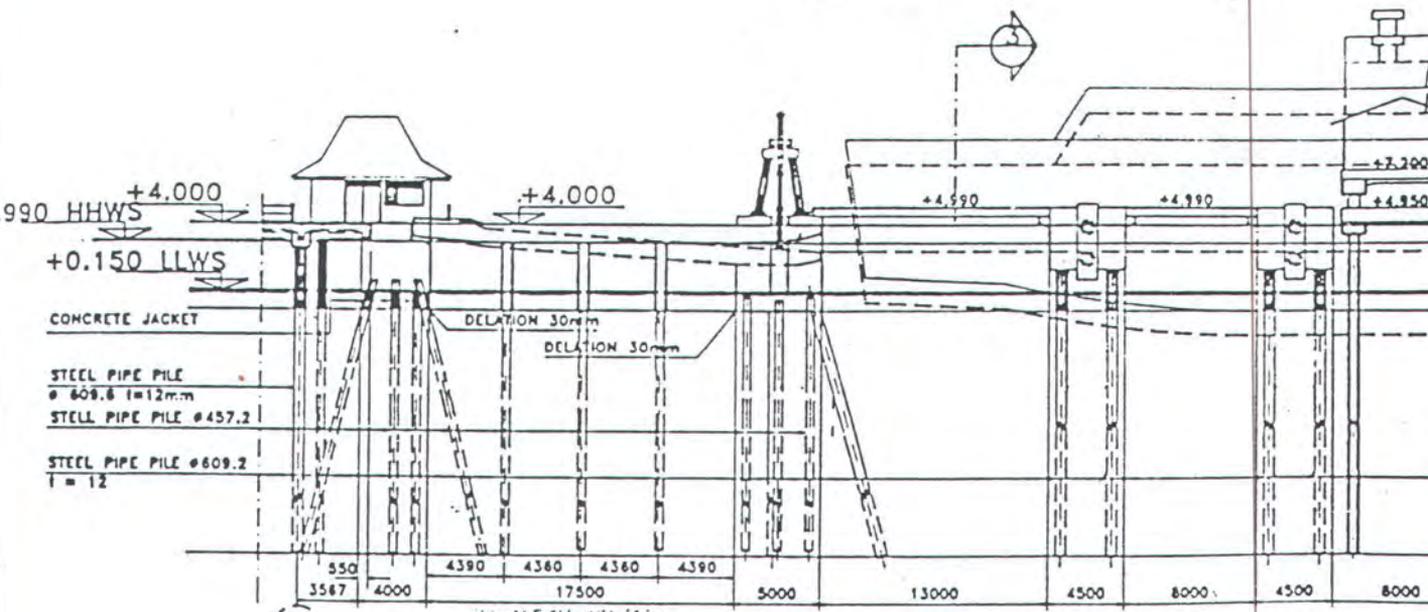
SEE GENERAL NOTE

SEE GENERAL NOTE

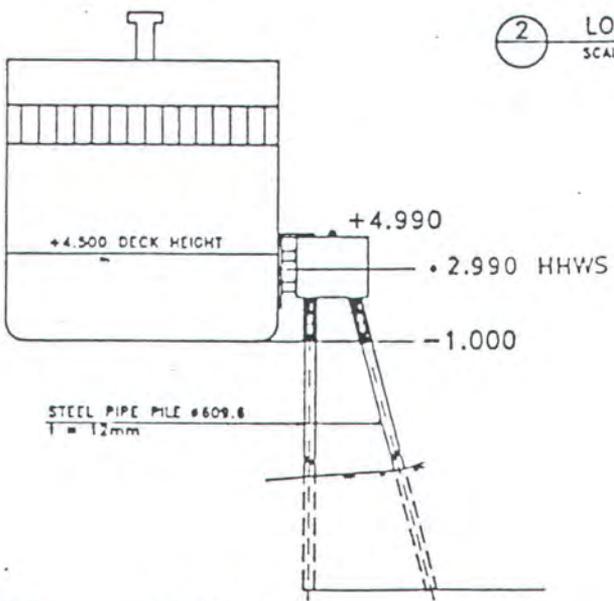
NAME: GCS (MANS)  
10-92



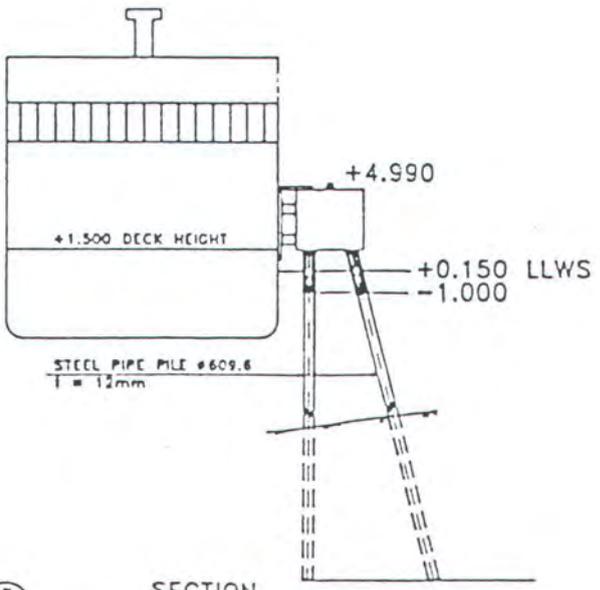
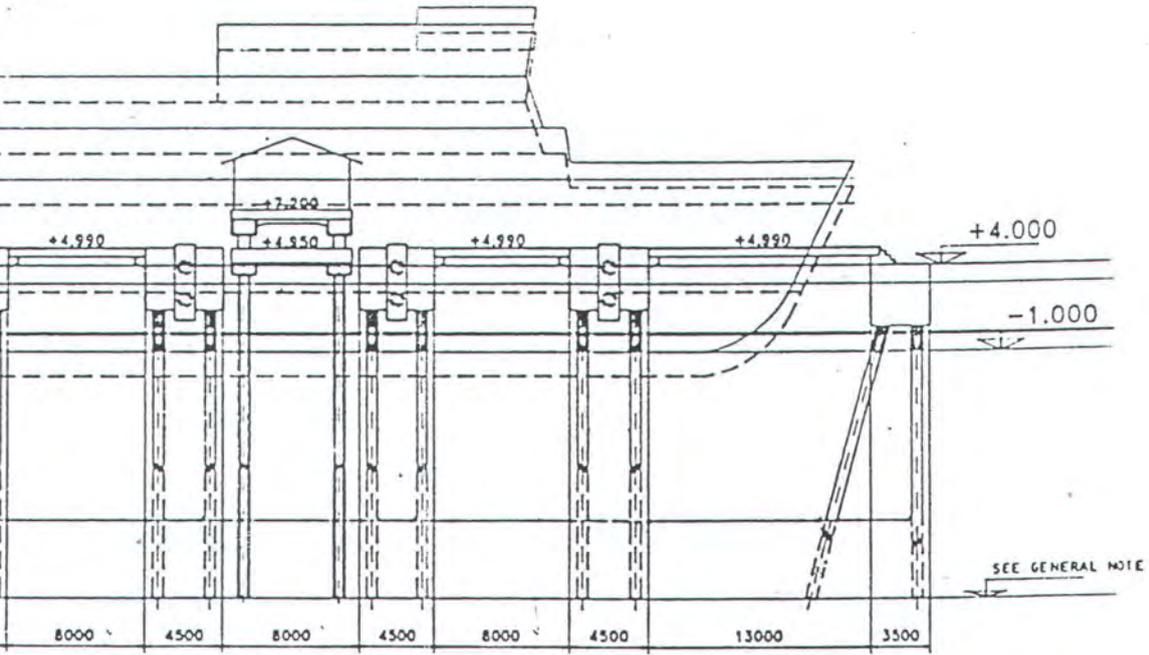
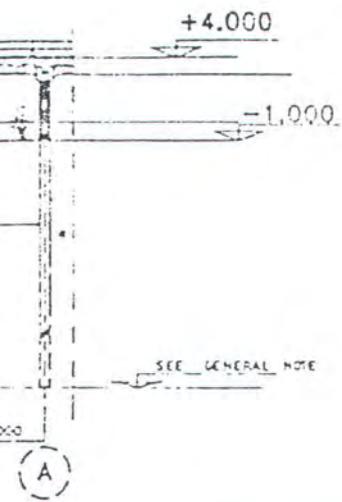
① LONG SECTION  
SCALE 1 : 200



② LONG SECTION  
SCALE 1 : 200



③ SECTION  
SCALE 1 : 200



SECTION  
SCALE 1 : 200

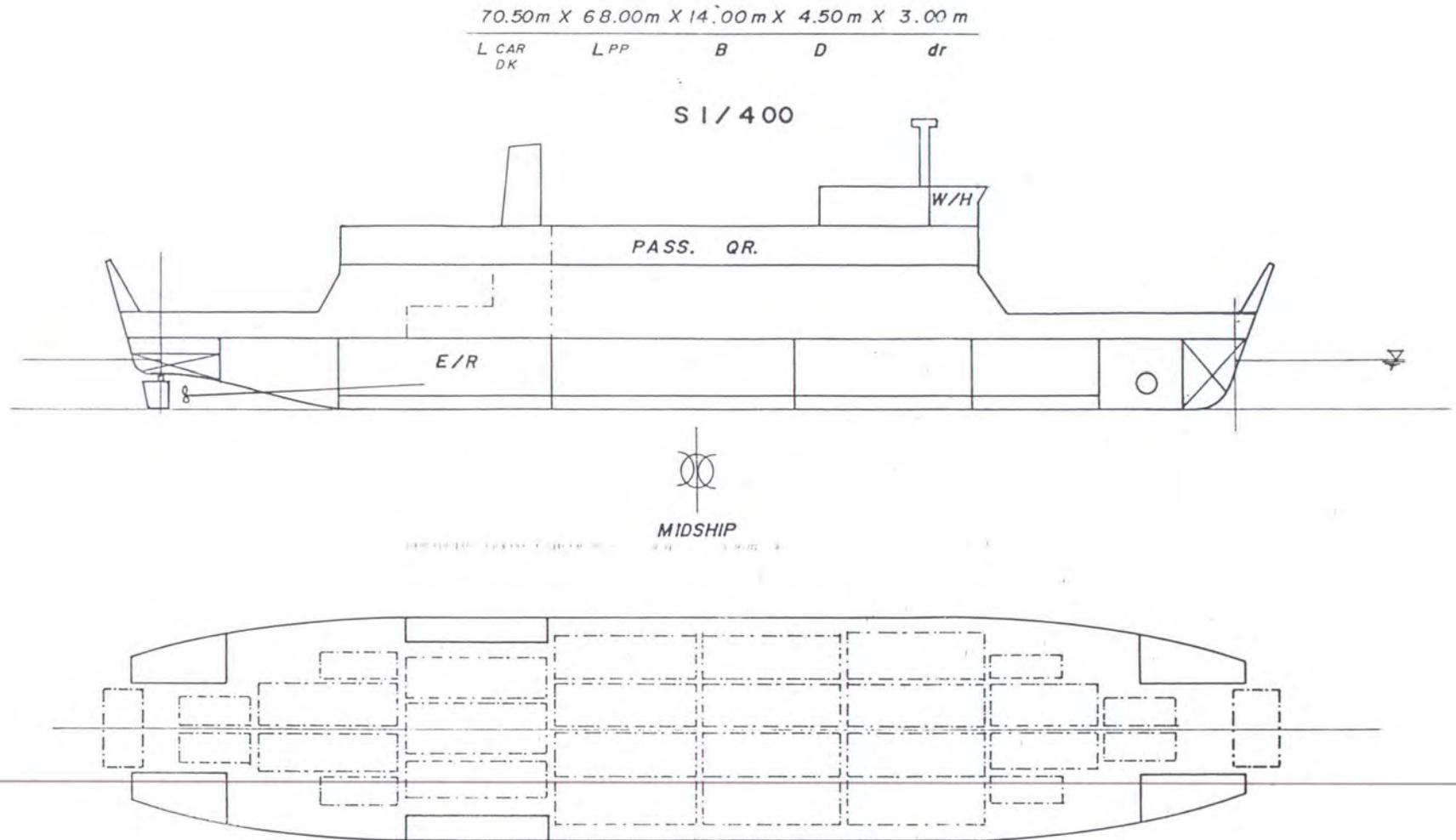
NOTE :  
SEE GENERAL NOTES

	DIRECTORATE GENERAL OF LAND TRANSPORT AND INLAND WATERWAYS MINISTRY OF COMMUNICATIONS
	THE URGENT REHABILITATION PROJECT OF THE FERRY TERMINALS IN EAST JAVA AND BALI ISLAND
TITLE :	PORT STRUCTURES, LONG SECTION
	NIPPON KOEI CO LTD Consulting Engineers
	IN ASSOCIATION WITH PT DESIGRAS Consulting Engineers
SUBMITTED / CONSULTANT	<i>[Signature]</i>
DATE	22.10.92
SCALE	1 : 200



## **LAMPIRAN D**

Fig. 3.3. PROPOSED SIZE OF FERRY BOAT AT KETAPANG - GILIMANUK



**DATA ARMADA KAPAL PENYEBERANGAN  
YANG BEROPERASI DI LINTAS KETAPANG - GILIMANUK**

NAMA KAPAL	JENIS/ TYPE	TAHUN PEMBUATAN	GRT	KAPASITAS		PANJANG (M)	LEBAR (M)	SARAT (M)	KAPASITAS	
				PNP	KEND.R.4				SPEK.TEK	KINERJA
<b>I. Lintas Ponton</b>										
1. KMP.Gajah Mada	Ro/Ro	1974	512	284	25 CAM	37,50	13,20	4,20	10	12
2. KMP.Pratitha	Ro/Ro	1968	459	370	32 CAM	41,44	16,00	3,49	13	9,5
3. KMP.Gilimanuk I	Ro/Ro	1964	733	224	32 CAM	41,44	16,98	2,35	10	9
4. KMP.Gilimanuk II	Ro/Ro	1990	840	374	27 CAM	44,30	14,00	1,99	12	8
5. KMP.C.Mandala S.	Ro/Ro	1990	718	250	45 CAM	73,10	12,75	4,99	15	17,8
6. KMP.C.Nusantara	Ro/Ro	1992	952	330	35 CAM	56,45	13,00	2,79	12	12,5
7. KMP.Rajawali N.	Ro/Ro	1989	845	260	23 CAM	56,00	13,50	2,59	12	12
8. KMP.C.Mandala A.	Ro/Ro	1971	580	377	25 CAM	47,80	11,00	3,00	15	10
9. KMP.Mandala N.	Ro/Ro	1992	952	400	32 CAM	56,15	13,10	3,80	15	14
10. KMP.Trisila Bakti I	Ro/Ro	1996	585	300	33 CAM	51,40	13,50	2,25	12	10
11. KMP.Edha	Ro/Ro	1967	456	300	32 CAM	41,40	16,00	3,10	15	9
<b>II. Lintas L.C.M</b>										
12. KMP.Nusa Dua	Ro/Ro	1982	536	202	33 CAM	49,90	15,00	2,25	11	6
13. KMP.Nusa makmur	Ro/Ro	1990	497	264	33 CAM	47,90	15,00	2,35	10	6
14. KMP.Pertiwi N.	Ro/Ro	1985	605	250	20 CAM	48,00	12,50	3,00	15	6
15. KMP.C.Mandala B.	Ro/Ro	1982	432	268	23 CAM	40,40	9,50	3,10	12	7
16. KMP.Dharma Bajra	Ro/Ro	1984	193	150	20 CAM	34,50	10,00	2,00	11	8
17. LCT.Arjuna	L.C.T	1975	221	0	8 TRUK	39,73	9,91	1,22	9	7
18. LCT.Bhaita Caturtya	L.C.T	1983	536	0	17 TRUK	52,83	12,20	2,90	7	8

Catatan :

No. urut 15 TMT 01 Juni 1997

No. urut 09 TMT Juli 1997 Pindah Linatasa

No. urut 06 TMT 21 Agustus 1997 pindah lintasa

No. urut 11 TMT 21 Agustus 1997 Docking tahunan

**JADWAL PEMBERANGKATAN KAPAL PENYEBERANGAN  
LINTAS KETAPANG - GILIMANUK**

KODE KAPAL	TRIP	DARI										
		KETAPANG	GILIMANUK									
K 1	1	07.10 WIB	08.40 WIB	29	13.10 WIB	14.40 WIB	57	19.10 WIB	20.40 WIB	85	01.10 WIB	02.40 WIB
K 2	2	07.22 WIB	08.52 WIB	30	13.22 WIB	14.52 WIB	58	19.22 WIB	20.52 WIB	86	01.22 WIB	02.52 WIB
K 3	3	07.40 WIB	09.10 WIB	31	13.40 WIB	15.10 WIB	59	19.40 WIB	21.10 WIB	87	01.40 WIB	03.10 WIB
K 4	4	07.45 WIB	09.15 WIB	32	13.45 WIB	15.15 WIB	60	19.45 WIB	21.15 WIB	88	01.45 WIB	03.15 WIB
K 5	5	08.07 WIB	09.37 WIB	33	14.07 WIB	15.37 WIB	61	20.07 WIB	21.37 WIB	89	02.07 WIB	03.37 WIB
K 6	6	08.10 WIB	09.40 WIB	34	14.10 WIB	15.40 WIB	62	20.10 WIB	21.40 WIB	90	02.10 WIB	03.40 WIB
K 7	7	08.30 WIB	10.00 WIB	35	14.30 WIB	16.00 WIB	63	20.30 WIB	22.00 WIB	91	02.30 WIB	04.00 WIB
K 8	8	08.40 WIB	10.10 WIB	36	14.40 WIB	16.10 WIB	64	20.40 WIB	22.10 WIB	92	02.40 WIB	04.10 WIB
K 9	9	08.52 WIB	10.22 WIB	37	14.52 WIB	16.22 WIB	65	20.52 WIB	22.22 WIB	93	02.52 WIB	04.22 WIB
K 10	10	09.10 WIB	10.40 WIB	38	15.10 WIB	16.40 WIB	66	21.10 WIB	22.40 WIB	94	03.10 WIB	04.40 WIB
K 11	11	09.15 WIB	11.45 WIB	39	15.15 WIB	16.45 WIB	67	21.15 WIB	22.45 WIB	95	03.15 WIB	04.45 WIB
K 12	12	09.37 WIB	11.07 WIB	40	15.37 WIB	17.07 WIB	68	21.37 WIB	23.07 WIB	96	03.37 WIB	05.07 WIB
K 13	13	09.40 WIB	11.10 WIB	41	15.40 WIB	17.10 WIB	69	21.40 WIB	23.10 WIB	97	03.40 WIB	05.10 WIB
K 14	14	10.00 WIB	11.30 WIB	42	16.00 WIB	17.30 WIB	70	22.00 WIB	23.30 WIB	98	04.00 WIB	05.30 WIB
K 1	15	10.10 WIB	11.40 WIB	43	16.10 WIB	17.40 WIB	71	22.10 WIB	23.40 WIB	99	04.10 WIB	05.40 WIB
K 2	16	10.22 WIB	11.52 WIB	44	16.22 WIB	17.52 WIB	72	22.22 WIB	23.52 WIB	100	04.22 WIB	05.52 WIB
K 3	17	10.40 WIB	12.10 WIB	45	16.40 WIB	18.10 WIB	73	22.40 WIB	00.10 WIB	101	04.40 WIB	06.10 WIB
K 4	18	10.45 WIB	12.15 WIB	46	16.45 WIB	18.15 WIB	74	22.45 WIB	00.15 WIB	102	04.45 WIB	06.15 WIB
K 5	19	11.07 WIB	12.37 WIB	47	17.07 WIB	18.37 WIB	75	23.07 WIB	00.37 WIB	103	05.07 WIB	06.37 WIB
K 6	20	11.10 WIB	12.40 WIB	48	17.10 WIB	18.40 WIB	76	23.10 WIB	00.40 WIB	104	05.10 WIB	06.40 WIB
K 7	21	11.30 WIB	13.00 WIB	49	17.30 WIB	19.00 WIB	77	23.30 WIB	01.00 WIB	105	05.30 WIB	07.00 WIB
K 8	22	11.40 WIB	13.10 WIB	50	17.40 WIB	19.10 WIB	78	23.40 WIB	01.10 WIB	106	05.40 WIB	07.10 WIB
K 9	23	11.52 WIB	13.22 WIB	51	17.52 WIB	19.22 WIB	79	23.52 WIB	01.22 WIB	107	05.52 WIB	07.22 WIB
K 10	24	12.10 WIB	13.40 WIB	52	18.10 WIB	19.40 WIB	80	00.10 WIB	01.40 WIB	108	06.10 WIB	07.40 WIB
K 11	25	12.15 WIB	13.45 WIB	53	18.15 WIB	19.45 WIB	81	00.15 WIB	01.45 WIB	109	06.15 WIB	07.45 WIB
K 12	26	12.37 WIB	14.07 WIB	54	18.37 WIB	20.07 WIB	82	00.37 WIB	02.07 WIB	110	06.37 WIB	08.07 WIB
K 13	27	12.40 WIB	14.10 WIB	55	18.40 WIB	20.10 WIB	83	00.40 WIB	02.10 WIB	111	06.40 WIB	08.10 WIB
K 14	28	13.00 WIB	14.30 WIB	56	19.00 WIB	20.30 WIB	84	01.00 WIB	02.30 WIB	112	07.00 WIB	08.30 WIB

**PERKEMBANGAN ARMADA KAPAL  
DARI TAHUN 1992 S/D 1997  
LINTAS PENYEBERANGAN KETAPANG - GILIMANUK**

NO.	PERUSAHAAN	TAHUN 1992	TAHUN 1993	TAHUN 1994	TAHUN 1995	TAHUN 1996	TAHUN 1997
1.	PT.ASDP (Persero)	4	5	5	5	5	2
	KSO	-	-	-	1	1	1
2.	PT. JEMLA FERRY	2	2	2	2	2	2
3.	PT. PUTERA MASTER	2	2	2	2	2	2
4.	PT. JEMBATAN MADURA	3	3	4	5	5	7
5.	PT. LSN	1	1	1	1	1	2
6.	PT. TRISILA LAUT	1	1	1	1	1	1
7.	PT. DHARMA LAUTAN	-	-	-	1	1	1
	JUMLAH	13	14	15	18	18	18

**DATA ANGKUTAN 5 TAHUN TERAKHIR  
PT. ASDP (PERSERO) KETAPANG - GILIMANUK  
PERIODE TAHUN 1992 S/D SEMESTER I 1997**

NO.	TAHUN	TRIP	KETAPANG				TRIP	GILIMANUK			
			PNP	RODA 2	RODA 4	BRG/TON		PNP	RODA 2	RODA 4	BRG/TON
1.	1992	30,096	2.213.417	55.219	377.321	1.397.767	30.185	2.200.658	54.241	370.992	572.722
2.	1993	30,776	2.352.791	61.356	409.883	1.709.054	30.809	2.422.749	51.153	384.735	671.916
3.	1994	31,597	2.225.195	62.355	414.457	1.736.341	31.417	2.330.423	58.401	401.150	760.144
4.	1995	32,945	2.397.006	61.698	446.216	1.858.585	32.943	2.462.451	63.153	428.810	753.266
5.	1996	34,005	2.264.452	68.511	460.071	2.343.116	33.830	2.343.905	71.506	440.503	721.763
6.	Semester I 1997	18,013	1.208.925	49.687	250.935	1.170.354	18.019	1.282.823	51.320	241.887	337.576

# **LAMPIRAN E**

# EK - SCN MODEL PERFORMANCE

Deflection (mm)	ENERGY INDEX					
	E 1		E 2		E 3	
	Energy Absorption (kNm)	Reaction Force (kN)	Energy Absorption (kNm)	Reaction Force (kN)	Energy Absorption (kNm)	Reaction Force (kN)
00	9	60	11	75	15	95
50	13	80	17	100	22	130
00	21	110	27	140	36	180
00	40	170	50	220	70	280
50	60	220	80	275	100	350
00	70	250	90	315	120	400
00	130	355	165	450	205	570
00	190	465	245	590	310	745
00	275	585	345	745	440	945
00	375	725	475	920	605	1165
50	435	800	550	1015	700	1285
00	500	875	635	1115	805	1410
00	650	1045	825	1325	1045	1680
00	825	1225	1045	1555	1330	1970
00	1030	1420	1305	1805	1660	2285
00	1535	1855	1950	2355	2480	2980
00	2185	2350	2775	2980	3530	3775

Energy Absorption and Reaction Force values are at the Rated Deflection of 72%

Performance figures for the fender at maximum deflection:

Deflection 75%  
 Reaction Force +18%  
 Energy Absorption + 6%

Tolerance on Energy Absorption and Reaction Force  $\pm 10\%$ .

CONE FENDERS are required to be mounted with steel frontal frames or behind structural fendering systems.

# EK CONE FENDER DIMENSIONS

H	W ø	U ø	D	B		S		Weight (kg)
				ø		ø		
300	500	295	15	440	4-M20	255	4-M20	31
350	570	330	15	510	4-M20	275	4-M20	40
400	650	390	20	585	4-M24	340	4-M24	74
500	800	490	25	730	4-M24	425	4-M24	144
550	880	525	25	790	4-M24	470	4-M24	195
600	960	590	30	875	4-M30	515	4-M30	240
700	1120	685	35	1020	4-M30	600	4-M30	395
800	1280	785	35	1165	6-M30	685	6-M30	606
900	1440	885	35	1313	6-M30	770	6-M30	841
1000	1600	980	35	1460	6-M36	855	6-M36	1120
1050	1680	1030	40	1530	6-M36	900	6-M36	1360
1100	1760	1080	40	1605	8-M36	940	8-M36	1545
1200	1920	1175	40	1750	8-M42	1025	8-M42	1970
1300	2080	1275	40	1900	8-M48	1100	8-M48	2455
1400	2240	1370	50	2040	8-M48	1195	8-M48	3105
1600	2560	1570	60	2335	8-M48	1365	8-M48	4645
1800	2880	1765	60	2625	10-M56	1540	10-M56	6618

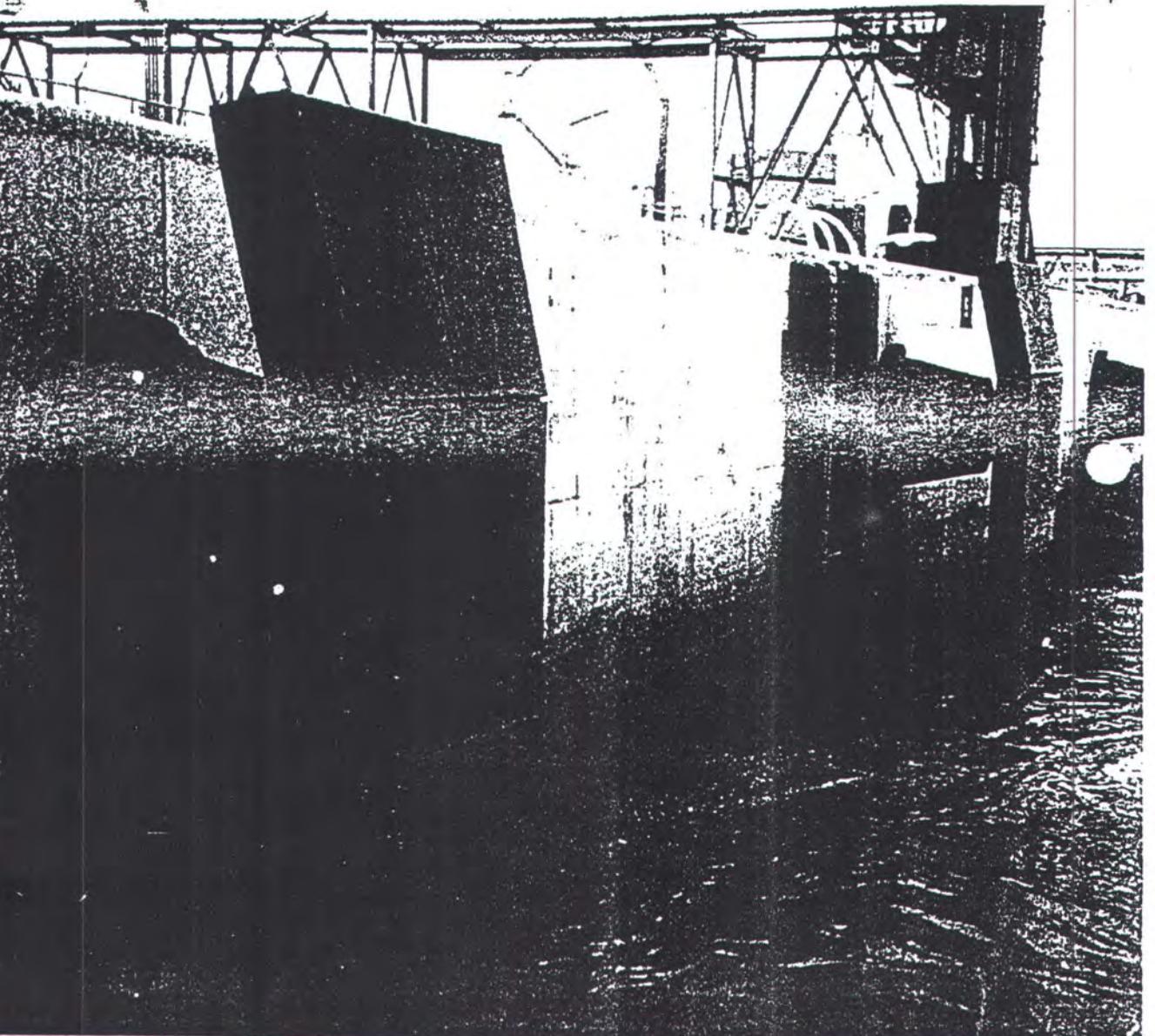
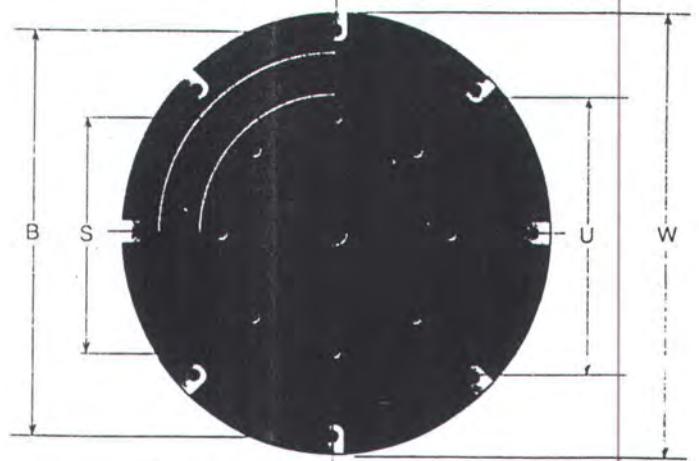
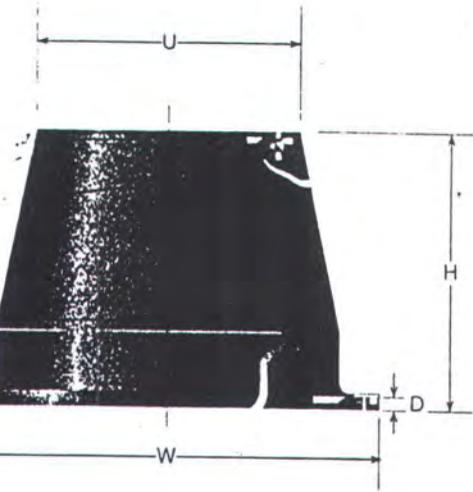
All dimensions in mm

Bolting locations are equispaced and on the same Pitch Circle Diameter.

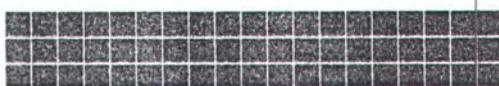
Identified dimension drawing before construction.

# ONE NDER

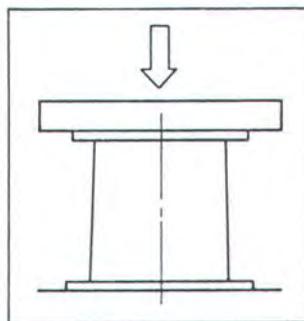
Note: 8 bolt arrangement only shown below.



# CS-FENDER



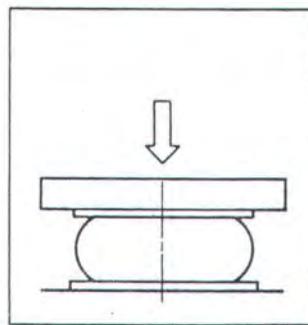
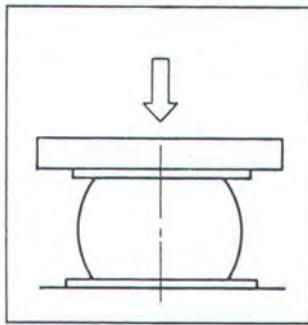
PERFORMANCE  
(PARALLEL)



ETRIC

RUBBER GRADE		CS 1		CS 2		CS 3		CS 4		CS 5	
DEFLECTION		DE-SIGNED	MAXI-MUM								
Model No.		52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%
CS-500H	R	18.8	20.0	16.6	17.8	14.4	15.4	11.1	11.8	8.88	9.47
	E	4.13	4.38	3.66	3.89	3.17	3.37	2.44	2.59	1.95	2.07
CS-600H	R	27.0	28.8	24.0	25.6	20.8	22.2	16.0	17.0	12.8	13.6
	E	7.13	7.56	6.33	6.71	5.48	5.82	4.22	4.47	3.37	3.58
CS-800H	R	48.0	51.2	42.6	45.4	36.9	39.4	28.4	30.3	22.7	24.2
	E	16.9	17.9	15.0	15.9	13.0	13.8	10.0	10.6	8.00	8.48
CS-1000H	R	75.0	80.0	66.6	71.0	57.7	61.5	44.4	47.3	35.5	37.9
	E	33.0	35.0	29.3	31.1	25.4	26.9	19.5	20.7	15.6	16.6
CS-1150H	R	99.2	106	88.0	93.9	76.3	81.4	58.7	62.6	47.0	50.1
	E	50.2	53.2	44.5	47.2	38.6	40.9	29.7	31.5	23.8	25.2
CS-1250H	R	117	125	104	111	90.1	96.2	69.3	74.0	55.5	59.2
	E	64.5	68.4	57.2	60.7	49.6	52.6	38.1	40.4	30.5	32.4
CS-1450H	R	158	168	140	149	121	129	93.3	99.5	74.6	79.6
	E	101	107	89.3	94.7	77.4	82.1	59.5	63.1	47.6	50.5
CS-1600H	R	192	205	170	182	148	158	114	121	90.9	97.0
	E	135	143	120	127	104	110	80.0	84.8	64.0	67.9

R: Reaction Force (Metric Tons)  
E: Energy Absorption (Metric Ton-M)



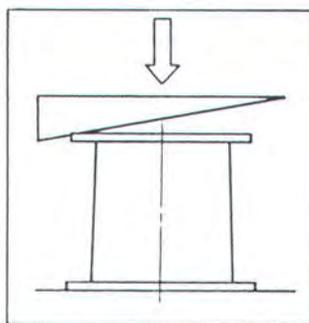
**YARD-POUND**

RUBBER GRADE		CS 1		CS 2		CS 3		CS 4		CS 5	
DEFLECTION		DE-SIGNED	MAXI-MUM								
Model No.		52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%	52.5%	55%
CS-500H	R	41.5	44.2	36.7	39.3	31.8	34.0	24.5	26.0	19.6	20.9
	E	29.9	31.7	26.5	28.2	23.0	24.4	17.7	18.8	14.1	15.0
CS-600H	R	59.6	63.6	53.0	56.5	45.9	49.0	35.3	37.5	28.3	30.0
	E	51.7	54.8	45.9	48.6	39.7	42.2	30.6	32.4	24.4	25.9
CS-800H	R	106.0	113.0	94.0	100.2	81.5	87.0	62.7	66.9	50.1	53.4
	E	122.5	129.7	108.7	115.2	94.2	100.0	72.5	76.8	58.0	61.4
CS-1000H	R	165.6	176.6	147.0	156.8	127.4	135.8	98.0	104.4	78.4	83.7
	E	239.1	253.6	212.3	225.4	184.0	194.9	141.3	150.0	113.0	120.3
CS-1150H	R	219.0	234.0	194.3	207.3	168.5	179.7	129.6	138.2	103.8	110.6
	E	363.7	385.5	322.4	342.0	279.7	296.4	215.2	228.2	172.5	182.6
CS-1250H	R	258.3	276.0	229.6	245.1	198.9	212.4	153.0	163.4	122.5	130.7
	E	467.4	495.6	414.5	439.8	359.4	381.1	276.1	292.7	221.0	234.8
CS-1450H	R	348.9	370.9	309.1	328.9	267.2	284.8	206.0	219.7	164.7	175.8
	E	731.8	775.3	647.1	686.2	560.8	594.9	431.1	457.2	344.9	365.9
CS-1600H	R	423.9	452.6	375.4	401.9	326.8	348.9	251.7	267.2	200.7	214.2
	E	978.2	1036.2	869.5	920.2	753.6	797.1	579.7	614.5	463.7	492.0

R: Reaction Force (Kips)  
E: Energy Absorption (Ft-Kips)

# CS-600H CIRCLE FENDERS

## PERFORMANCE (INCLINED)

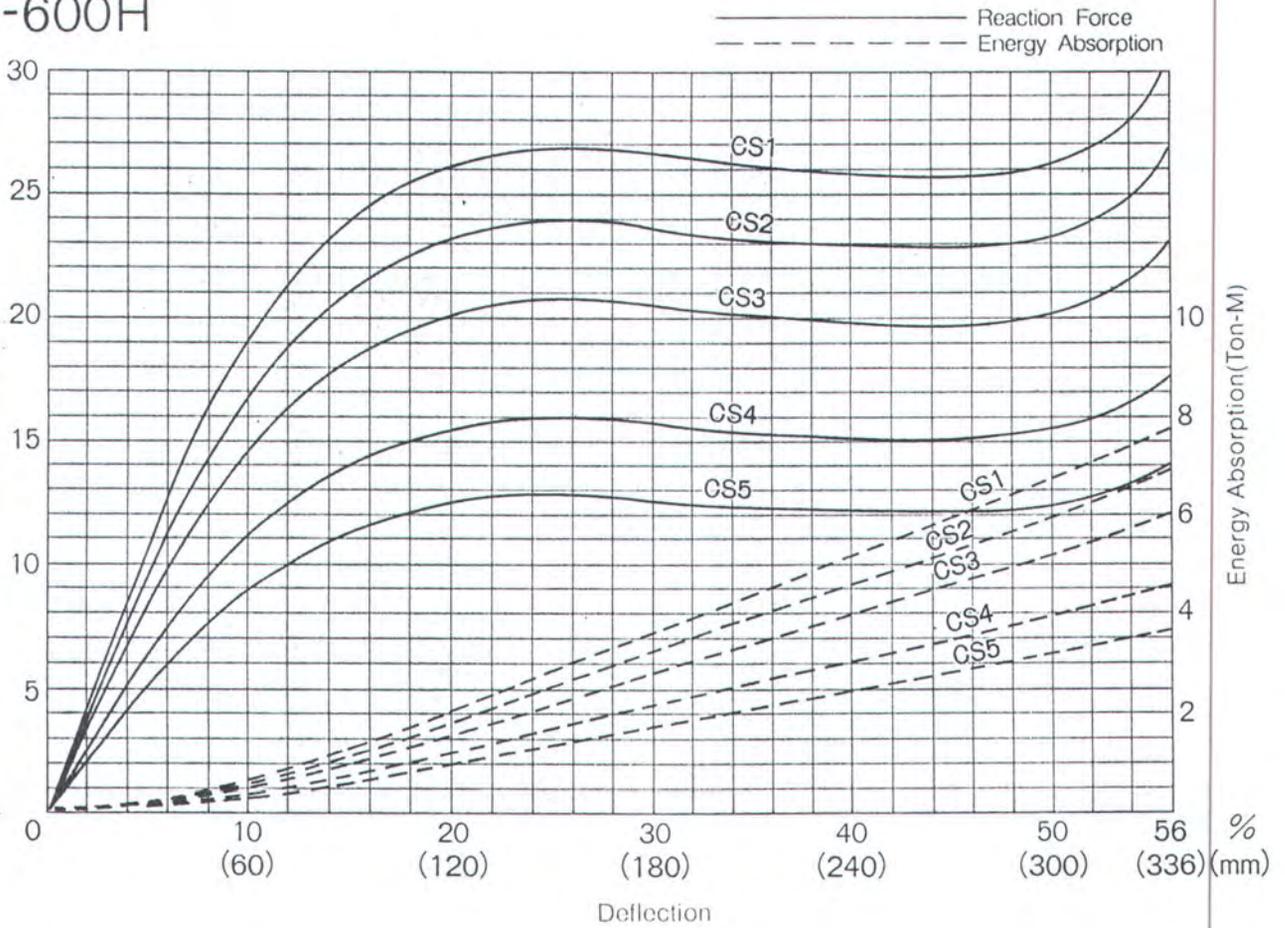


ANGLE Deg.	RUBBER GRADE	MAX. DEFLECTION LIMIT %	REACTION FORCE Metric Tons Kips	ENERGY ABSORPTION Metric Ton-M Ft-Kips	ANGLE Deg.	RUBBER GRADE	MAX. DEFLECTION LIMIT %	REACTION FORCE Metric Tons Kips	ENERGY ABSORPTION Metric Ton-M Ft-Kips
0	CS1	55.0	28.8	7.56	7	CS1	49.1	26.6	6.39
	CS2		63.6	54.8		CS2		58.7	46.3
	CS3		25.6	6.71		CS3		23.7	5.68
	CS4		56.5	48.6		CS4		52.3	41.2
	CS5		22.2	5.82		CS5		20.4	4.91
3	CS1	52.5	49.0	42.2	CS1	48.3	15.7	3.78	
	CS2		17.0	4.47	CS2		34.7	27.4	
	CS3		37.5	32.4	CS3		12.6	3.03	
	CS4		13.6	3.58	CS4		27.8	22.0	
	CS5		30.0	25.9	CS5		26.6	6.24	
4	CS1	51.6	27.6	7.07	CS1	47.5	23.4	5.39	
	CS2		60.9	51.2	CS2		51.7	39.1	
	CS3		24.6	6.28	CS3		20.2	4.66	
	CS4		54.3	45.5	CS4		44.6	33.8	
	CS5		21.2	5.43	CS5		15.6	3.58	
5	CS1	50.8	46.8	39.3	CS1	46.7	34.4	25.9	
	CS2		16.3	4.18	CS2		12.4	2.88	
	CS3		36.0	30.3	CS3		27.4	20.9	
	CS4		13.0	3.36	CS4		26.0	5.94	
	CS5		28.7	24.3	CS5		37.4	43.0	
6	CS1	50.0	27.1	6.92	CS1	42.6	23.1	5.28	
	CS2		59.8	50.1	CS2		51.0	38.3	
	CS3		24.1	6.16	CS3		19.9	4.57	
	CS4		53.2	44.6	CS4		43.9	33.1	
	CS5		20.8	5.32	CS5		15.3	3.07	
7	CS1	50.0	45.9	38.6	CS1	42.6	33.8	22.2	
	CS2		16.0	4.09	CS2		12.3	2.82	
	CS3		35.3	29.6	CS3		27.2	20.4	
	CS4		12.8	3.29	CS4		25.9	5.19	
	CS5		28.3	23.8	CS5		57.2	37.6	
8	CS1	50.0	26.9	6.71	CS1	42.6	23.0	4.62	
	CS2		59.4	48.6	CS2		50.8	33.5	
	CS3		23.9	5.96	CS3		19.8	3.99	
	CS4		52.8	43.2	CS4		43.7	28.9	
	CS5		20.6	5.15	CS5		15.3	3.07	
9	CS1	50.0	45.5	37.3	CS1	42.6	33.8	22.2	
	CS2		15.9	3.96	CS2		12.2	2.47	
	CS3		35.1	28.7	CS3		26.9	17.9	
	CS4		12.7	3.18	CS4				
	CS5		28.0	23.0	CS5				
10	CS1	50.0	26.8	6.55	CS1	42.6	19.8	3.99	
	CS2		59.2	47.5	CS2		43.7	28.9	
	CS3		23.8	5.82	CS3		15.3	3.07	
	CS4		52.5	42.2	CS4		33.8	22.2	
	CS5		20.6	5.03	CS5		12.2	2.47	
15	CS1	50.0	45.5	36.4	CS1	42.6	26.9	17.9	
	CS2		15.8	3.87	CS2				
	CS3		34.9	28.0	CS3				
	CS4		12.6	3.11	CS4				
	CS5		27.8	22.5	CS5				

# CS-600H

## Performance Curve

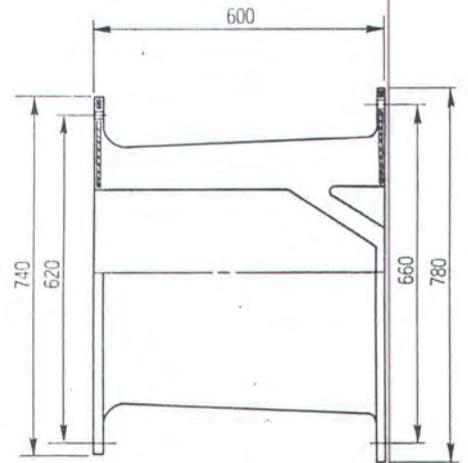
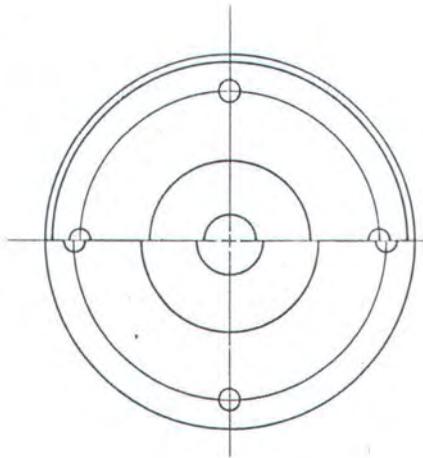
CS-600H



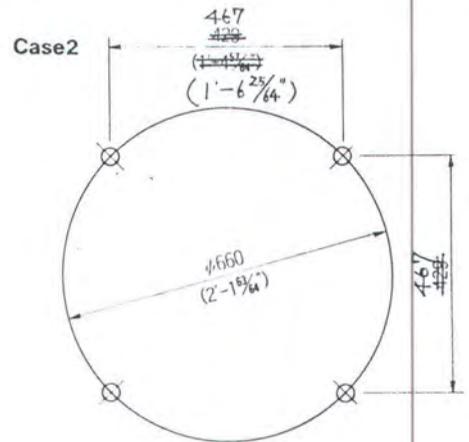
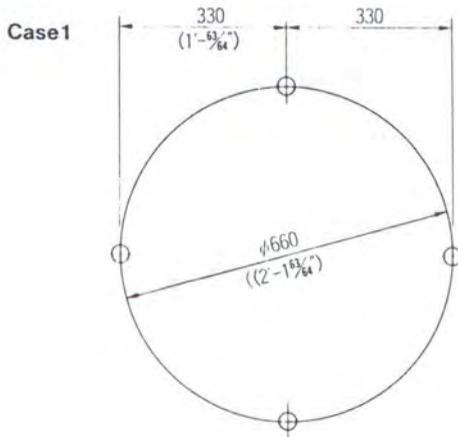
## Performance Table

Rubber Grade	Designed				Maximum			
	Deflection = 52.5 %				Deflection = 55 %			
	Reaction Force		Energy Absorption		Reaction Force		Energy Absorption	
	Metric tons	Kips	Metric Ton-M	Foot-Kips	Metric Tons	Kips	Metric Ton-M	Foot-Kips
CS1	27.0	59.6	7.13	51.7	28.8	63.6	7.56	54.8
CS2	24.0	53.0	6.33	45.9	25.6	56.5	6.71	48.6
CS3	20.8	45.9	5.48	39.7	22.2	49.0	5.82	42.2
CS4	16.0	35.3	4.22	30.6	17.0	37.5	4.47	32.4
CS5	12.8	28.3	3.37	24.4	13.6	30.0	3.58	25.9

# Dimension



# Location of anchor bolt holes



Unit : mm

## 2 TABLE OF PERFORMANCE

### 1. Energy Absorption of Cell Fender Series (in metric ton-meters)

Performance		Energy Absorption (Ton-m)									
Rubber Grade		RE		RS		RH		R0		R1	
Defl.	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	
Size											
C400H	1.7	1.9	1.5	1.7	1.3	1.4	1.0	1.1	0.8	0.9	
C500H	3.6	3.9	3.2	3.5	2.7	2.9	2.1	2.3	1.6	1.8	
C630H	7.1	7.6	6.3	6.8	5.4	5.9	4.2	4.6	3.3	3.6	
C800H	14.4	15.9	12.8	14.1	11.0	12.2	8.5	9.4	6.8	7.5	
SUC1000H	33.0	35.0	29.3	31.0	25.4	26.9	19.5	20.7	15.6	16.6	
SUC1160H	50.2	53.2	44.6	47.2	38.7	40.9	29.7	31.5	23.8	25.2	
SUC1250H	64.5	68.3	57.3	60.6	49.6	52.6	38.2	40.4	30.3	32.3	
SUC1450H	100.7	106.6	89.4	94.7	77.5	82.0	50.6	53.1	47.7	50.5	
SUC1600H	135.3	143.3	120.1	127.2	104.1	110.2	80.1	84.8	64.1	67.8	
SUC1700H	162.3	171.9	144.1	152.5	124.9	132.2	96.0	101.7	76.8	81.4	
SUC2000H	264.3	279.8	234.6	248.4	203.3	215.3	156.4	165.6	125.1	132.5	
SUC2250H	417.7	442.3	370.0	392.5	321.3	340.2	247.2	261.7	210.1	222.4	
SUC2500H	573.0	606.7	508.6	538.5	440.8	466.7	339.1	359.0	288.2	305.1	
C3000H	-	-	-	-	670.0	720.0	510.0	545.0	430.0	465.0	

Design Deflection of Cell Series: 47.5%      Design Deflection of SU Series: 52.5%  
 Maximum Deflection of Cell Series: 50%      Maximum Deflection of SU Series: 55%  
 Tolerance: ±10%

### 2. Reaction Force of Cell Fender Series (in metric tons)

Performance		Reaction Force (Ton)									
Rubber Grade		RE		RS		RH		R0		R1	
Defl.	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	
Size											
C400H	11.0	12.8	9.8	11.4	8.5	9.9	6.5	7.8	5.2	6.0	
C500H	18.6	21.5	16.5	19.1	14.3	16.3	11.0	12.7	8.8	10.1	
C630H	29.0	33.8	26.3	30.0	22.8	25.6	17.5	20.0	14.0	16.0	
C800H	47.3	56.6	42.0	50.3	30.2	42.3	28.0	33.5	21.5	25.6	
SUC1000H	75.2	80.0	66.8	71.0	57.0	61.5	44.5	47.3	35.6	37.0	
SUC1160H	99.5	105.8	88.3	93.9	70.5	81.4	58.0	62.0	47.1	50.1	
SUC1250H	117.6	125.0	104.3	110.9	90.4	96.1	69.6	73.9	55.8	59.2	
SUC1450H	158.2	168.2	140.4	149.3	121.7	129.4	93.6	99.5	74.9	79.6	
SUC1600H	192.6	204.7	171.0	181.7	148.2	157.5	114.0	121.2	91.2	96.9	
SUC1700H	217.4	231.1	193.0	205.2	167.3	177.8	128.7	136.8	102.9	109.4	
SUC2000H	300.0	319.9	267.1	283.9	231.5	246.1	178.1	189.3	142.5	151.4	
SUC2250H	422.8	449.4	375.2	398.0	325.2	345.7	250.2	265.0	212.0	220.0	
SUC2500H	522.0	554.9	463.3	492.5	401.5	426.8	308.8	328.3	262.5	279.1	
C3000H	-	-	-	-	580.0	675.0	440.0	520.0	375.0	440.0	

Design Deflection of Cell Series: 47.5%      Design Deflection of SU Series: 52.5%  
 Maximum Deflection of Cell Series: 50%      Maximum Deflection of SU Series: 55%  
 Tolerance: ±10%

## 2. TABLE OF PERFORMANCE

### 3. Energy Absorption of Cell Fender Series (in Ft-Kips)

Performance Rubber Grade Defl. Size	Energy Absorption (Ft-Kips)									
	RE		RS		RH		RO		R1	
	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection
C400H	12.3	13.7	10.8	12.3	9.4	10.1	7.2	8.0	5.8	6.5
C500H	25.3	28.2	23.2	25.3	10.5	21.0	15.2	16.6	11.8	13.0
C630H	51.4	55.0	45.0	49.2	30.0	42.7	30.4	32.5	23.9	26.0
C800H	104.2	115.0	92.6	102.0	79.5	88.2	61.5	68.0	49.2	54.2
SUC1000H	238.8	253.2	212.0	224.3	183.8	194.6	141.1	149.8	112.9	120.1
SUC1150H	363.2	384.9	322.7	341.5	280.0	295.9	214.9	227.9	172.2	182.3
SUC1250H	466.7	494.2	414.6	438.4	358.9	380.6	276.4	292.3	220.7	233.7
SUC1450H	728.6	771.3	646.8	685.2	560.7	593.3	431.2	456.5	345.1	365.4
SUC1600H	978.9	1,036.8	868.9	920.3	753.2	797.3	579.5	613.5	463.8	490.5
SUC1700H	1,174.2	1,243.7	1,042.6	1,103.3	903.7	956.5	694.6	735.8	555.6	588.9
SUC2000H	1,912.2	2,024.4	1,697.3	1,797.2	1,470.9	1,557.7	1,131.6	1,198.1	905.1	958.6
SUC2250H	3,022.1	3,200.0	2,677.0	2,839.7	2,324.6	2,461.3	1,788.5	1,893.4	1,520.1	1,600.1
SUC2500H	4,145.7	4,389.5	3,679.7	3,896.0	3,189.2	3,376.6	2,453.4	2,597.4	2,085.1	2,207.4
C3000H	-	-	-	-	4,847.5	5,209.2	3,689.9	3,943.1	3,111.1	3,364.3

Design Deflection of Cell Series: 47.5%      Design Deflection of SU Series: 52.5%  
 Maximum Deflection of Cell Series: 50%      Maximum Deflection of SU Series: 55%  
 Tolerance: ±10%

### 4. Reaction Force of Cell Fender Series (in Kips)

Performance Rubber Grade Defl. Size	Reaction Force (Kips)									
	RE		RS		RH		RO		R1	
	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection	Design Deflection	Max. Deflection
C400H	24.5	28.2	21.6	25.1	18.7	21.8	14.3	16.8	11.5	13.2
C500H	41.0	47.4	36.4	42.1	31.5	35.9	24.2	28.0	19.4	22.3
C630H	65.3	74.5	58.0	66.2	50.3	56.4	38.6	44.1	30.8	35.3
C800H	104.3	124.8	92.0	110.0	70.0	83.3	61.7	73.0	47.4	56.2
SUC1000H	165.8	176.4	147.3	156.6	127.7	135.6	98.1	104.3	78.5	83.0
SUC1150H	219.4	233.3	194.7	207.0	168.7	179.5	129.9	138.0	103.9	110.5
SUC1250H	259.3	275.6	230.0	244.5	199.3	211.9	153.5	162.9	122.6	130.5
SUC1450H	348.8	370.9	309.6	329.2	268.3	285.3	206.4	219.4	165.2	175.5
SUC1600H	424.7	451.4	377.1	400.6	320.0	347.3	261.4	267.2	201.1	213.7
SUC1700H	479.4	509.6	425.6	452.5	368.9	392.0	283.8	301.6	226.9	241.2
SUC2000H	661.5	705.4	589.0	626.0	510.5	542.7	392.7	417.4	314.2	333.8
SUC2250H	932.3	990.9	827.3	879.6	717.1	762.3	551.7	586.3	468.8	498.3
SUC2500H	1,151.0	1,223.6	1,021.6	1,086.0	885.3	941.1	680.9	723.9	578.8	615.4
C3000H	-	-	-	-	1,279.0	1,488.4	970.0	1,146.6	827.0	970.2

Design Deflection of Cell Series: 47.5%      Design Deflection of SU Series: 52.5%  
 Maximum Deflection of Cell Series: 50%      Maximum Deflection of SU Series: 55%  
 Tolerance: ±10%

### 3. DIMENSIONS AND PERFORMANCE

# C630H

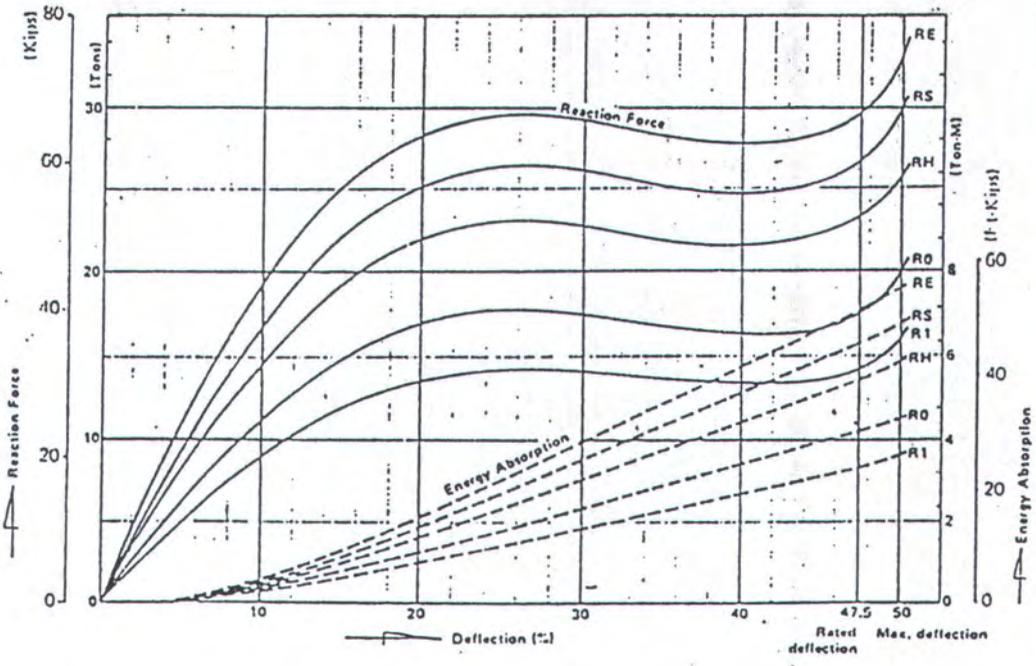
## 3) Performance

Rubber grade	Rated reaction force Tons Kips	Maximum reaction force Tons Kips	Rated energy absorption Ton-M Ft-Kips	Maximum energy absorption Ton-M Ft-Kips
RE	29.6 65.3	33.8 74.5	7.1 51.4	7.6 55.0
RS	26.3 58.0	30.0 66.2	6.3 45.6	6.8 49.2
RH	22.8 50.3	25.6 56.4	5.4 39.0	5.9 42.7
RO	17.5 38.6	20.0 44.1	4.2 30.4	4.5 32.5
R1	14.0 30.8	16.0 35.3	3.3 23.9	3.6 26.0

Rated deflection: 47.5%  
Maximum deflection: 50%

Tolerance: ± 10%

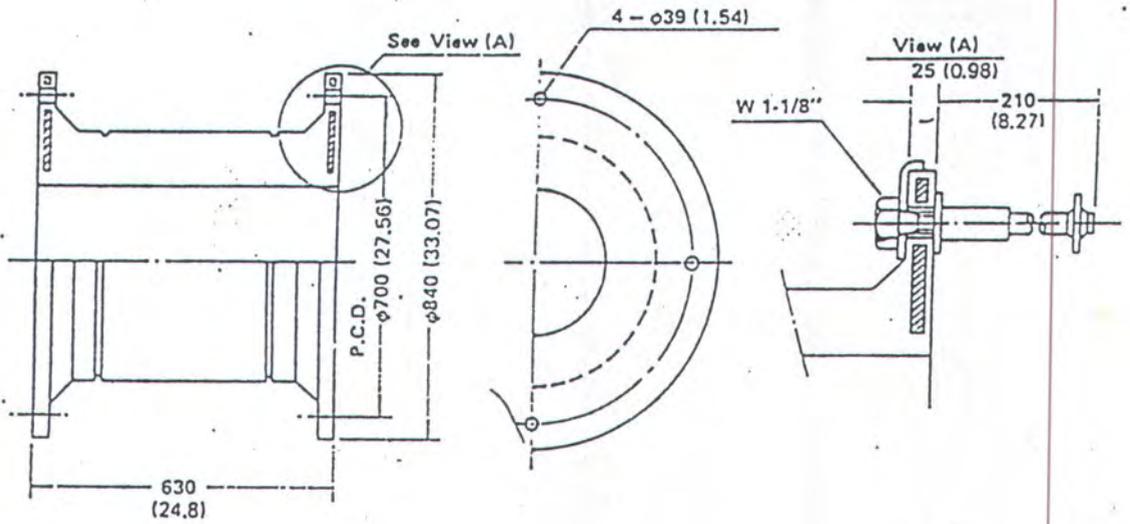
## 4) Performance Curve



3. DIMENSIONS AND PERFORMANCE

# C630H

(1) Dimensions



Approx. Weight = 220 kg  
(485 lbs)

Unit: mm (inch)

(2) Location of bolt holes

