

3100096008065

TUGAS AKHIR
NE 1701

**STUDI TENTANG MATCHING SLOW SPEED
DIESEL ENGINE - FIXED PITCH PROPELLER
PADA KAPAL CARAKA JAYA NIAGA III-24**

RSke
623.872.36
Wid
S-1
1996



Oleh :

SUKARI WIDODO
NRP. 4914200274

PERPUSTAKAAN	
3.7e.1	3-04-96
623.872.36	H
WID	6258

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1996

**STUDI TENTANG MATCHING SLOW SPEED
DIESEL ENGINE - FIXED PITCH PROPELLER PADA
KAPAL CARAKA JAYA NIAGA III-24**

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana
Pada
Jurusan Teknik Permesinan Kapal
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing



Ir. M. Orianto, BSE, Msc

NIP. 130786955

**S U R A B A Y A
MARET, 1996**



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111. Telp. 5947254, 5947274

Pesw. 262, 5948757, Fax. 5947254

TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Nama : Sukari Widodo
Nomor Pokok : 4914200274
Tanggal diberikan tugas : 18 september 1996
Tanggal diselesaikan tugas :

JUDUL KARYA TULIS :

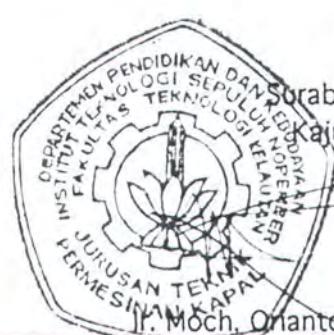
Studi tentang Matching Slow Speed Diesel Engine - Fixed Pitch Propeller pada kapal Caraka Jaya Niaga III - 24.

Dosen Pembimbing,

Ir. Moch. Orianto BSE, MSc.
Nip. : 130786955

Mahasiswa,

Sukari Widodo
Nrp. 4914200274



Nip. : 130786955

- 1 copy untuk : Arsip Jurusan
1 copy untuk : Arsip Dosen pembimbing
1 copy untuk : Arsip Mahasiswa Ybs.

**STUDI TENTANG MATCHING SLOW SPEED
DIESEL ENGINE - FIXED PITCH PROPELLER PADA
KAPAL CARAKA JAYA NIAGA III-24**

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana
Pada
Jurusan Teknik Permesinan Kapal
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Mengetahui / Menyetujui
Dosen Pembimbing

Ir. M. Orianto, BSE, Msc.
NIP. 130786955

S U R A B A Y A
MARET, 1996

TUGAS AKHIR INI
*kupersembahkan kepada
Bapak, Ibu, Saudara-saudaraku,
dan adikku Aries.*

ABSTRAK

Tugas akhir ini membahas *matching* antara slow speed diesel engine dengan Fixed Pitch Propeller pada Kapal Caraka Jaya Niaga III-24. Tentang Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 merupakan kapal bertipe semi container dengan bobot mati 3500 DWT. Kapal ini menggunakan mesin diesel putaran rendah dan propellernya bertipe Fixed Pitch Propeller dengan diameter 3000 mm.

Bahasan ini bertujuan untuk membuktikan apakah daerah operasi antara motor dan propeller sudah tepat sehingga didapat suatu titik operasi antara keduanya yang dapat menghasilkan optimalisasi konsumsi bahan bakar yang terbaik.

Pembahasan dimulai dari perhitungan untuk mendapatkan diagram propeller open water diagram dan perhitungan besarnya tahanan total Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 dengan uji tarik model di Laboratorium Hidrodinamika FTK-ITS dan mengimplementasikannya kedalam persamaan *thrust coefficient*, kemudian mengeplotkan kurva tersebut pada diagram propeller open water. Dari pengeplotan ini didapat satu titik operasi dari propeller pada harga K_T , K_Q , dan J tertentu. Besarnya titik operasi K_Q ini digunakan sebagai pedoman untuk mendapatkan kurva daya propeller terhadap putaran propeller.

Pembahasan selanjutnya adalah mendapatkan kurva torsi-rpm atau daya-rpm dari mesin. Data-data untuk keperluan ini diambil dari mesin pada kapal yang sedang beroperasi dengan route Surabaya - Ujung Pandang - Bali - Surabaya. Dari data-data tersebut didapat kurva torsi-rpm atau daya-rpm pada harga konsumsi bahan bakar tertentu.

Dari kedua kurva daya-rpm propeller dan daya-rpm mesin, dengan mengeplotkannya pada satu kurva akhirnya didapat satu titik perpotongan yang merupakan daerah operasi dari mesin dan propeller.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah Swt atas karunia yang diberikan kepada penulis sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan tepat pada waktunya. Segala kemampuan telah penulis curahkan untuk memberikan yang terbaik, namun menyadari keterbatasan penulis sehingga masih banyak kekurangan-kekurangan di dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

Tidak lupa penulis juga mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

- Ir. M. Orianto, BSE, Msc selaku Dosen Pembimbing dan Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
- Ir. Santoso Tondohartono selaku Dekan FTK-ITS.
- Ir. Indrajaya G. Msc. selaku dosen wali.
- Ir. I Wayan Lingga selaku Sekretaris Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
- Ir. Hari Prastowo, Msc selaku dosen mata kuliah Permesinan Perkapalan II, atas bimbingan dan bantuannya.
- Ir. Sutak Dwi Hadi karyawan PT. Meratus dan anak buah Kapal Caraka Jaya Niaga III-24, atas bimbingan dan bantuannya.
- Ir. Priyo Susanto, karyawan PT. PAL Surabaya.
- Ir. P. Adrianto, dosen Teknik Perkapalan FTK - ITS atas diberikannya data hasil uji tarik model tahanan Kapal Caraka Jaya Niaga III.
- Bapak, Ibu, Saudara-saudaraku, dan adikku tercinta atas bantuan materi dan bimbingan spiritualnya

- Vidi, Nova, Glewo, Susnadi, Arius, Ario, dan rekan - rekan lainnya yang tak mungkin kami sebutkan satu per satu, atas bantuannya dan saran-sarannya.

Harapan kami semoga tulisan ini bermanfaat bagi semua pihak. Akhirnya penulis mohon maaf atas segala kekurangan.

Surabaya, Maret 1996

Penulis

Sukari Widodo
4914200274



DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR TABEL	vi
DAFTAR GAMBAR	vii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Tujuan Penulisan	2
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Metode Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	4
2.1. Tinjauan Umum	4
2.2. Prinsip-Prinsip Sistem Daya	5
2.3. Tahanan Kapal	8
2.4. Interaksi antara Hull dan Propeller	11
2.4.1. Wake fraction	11
2.4.2. Thrust Deduction Factor	12
2.5. Karakteristik Propeller	13
2.5.1. Definisi dan Asumsi	13
2.5.2. Propeller Open Water diagram	15

2.5.3. Karakteristik Torsi dan Daya Propeller	18
2.6. Karakteristik Mesin Diesel	22
2.6.1. Performance Mesin	22
2.6.2. Batas-batas Pengoperasian Mesin Diesel	35
2.7. Prosedur Matching	38
BAB III ANALISA MASALAH	44
3.1. Data Obyek	44
3.1.1. Data Kapal Caraka Jaya Niaga III-24	44
3.1.2. Data Spesifikasi Mesin Induk	44
3.1.3. Data Spesifikasi Propeller	45
3.2. Karakteristik Fixed Pitch Propeller	46
3.2.1. Propeller Open Water Diagram	46
3.2.2. Perhitungan Tahanan Kapal	49
3.2.3. Korelasi Tahanan Kapal dan Karakteristik Propeller ..	55
3.3. Karakteristik Mesin Diesel	64
3.3.1. Pemeriksaan Performance Mesin	64
3.3.2. Perhitungan Daya	74
3.3.3. Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	83
3.4. Hasil Matching	87
BAB IV KESIMPULAN	90
PENUTUP	
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 : Koefisien-koefisien diagram propeller open water

Tabel 3.2 : Tabel dimensi kapal dan model

Tabel 3.3 : Hasil percobaan model kapal

Tabel 3.4 : Tabel pengeplotan tahanan kapal dalam diagram K_Q , K_T , dan J .

Tabel 3.5 : Tabel torsi propeller dan daya propeller

Tabel 3.6 : Tabel daya propeller dalam satuan kW dan hp

Tabel 3.7 : Data kondisi mesin pada RPM 85

Tabel 3.8 : Data kondisi mesin pada RPM 90

Tabel 3.9 : Data kondisi mesin pada RPM 105

Tabel 3.10 : Data kondisi mesin pada RPM 121

Tabel 3.11 : Data kondisi mesin pada RPM 150

Tabel 3.12 : Data kondisi mesin pada RPM 164

Tabel 3.13 : Data kondisi mesin pada RPM 188

Tabel 3.14 : Data kondisi mesin pada RPM 191

Tabel 3.15: Harga Fuel Pump Index (FPI) pada berbagai putaran mesin

Tabel 3.16 : Harga mean effective pressure pada berbagai FPI terkoreksi

Tabel 3.17 : Harga-harga FPI terkoreksi

Tabel 3.18 : Harga-harga mean effective pressure pada berbagai FPI terkoreksi

Tabel 3.19 : Daya efektif mesin

Tabel 3.20 : Harga SFOC diukur selama 5 menit

Tabel 3.21 : Harga SFOC dalam tiap bhp-jam

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 : Kurva perpotongan antara penggerak dengan beban

Gambar 2.2 : Kurva tahanan kapal terhadap kecepatan kapal

Gambar 2.3 : Diagram gaya-gaya pada kapal

Gambar 2.4 : Kurva operasi dari propeller

Gambar 2.5 : Kurva torsi terhadap putaran pada mesin

Gambar 2.6 : Kurva daya terhadap putaran mesin

Gambar 2.7 : Kurva daya propeller terhadap putaran propeller

Gambar 2.8 : Karakteristik torsi mesin

Gambar 2.9 : Grafik mean effective pressure terhadap fuel pump index terkoreksi

Gambar 2.10 : Konsumsi bahan bakar terhadap BHP

Gambar 2.11 : Konsumsi bahan bakar terhadap BHP

Gambar 2.12 : Konsumsi bahan bakar specific map

Gambar 2.13 : Kurva performance mesin diesel

Gambar 2.14 : Batas-batas pengoperasian mesin diesel

Gambar 2.15 : Kurva perpotongan mesin dan propeller

Gambar 2.16 : Grafik kehilangan daya jika rated rpm tidak benar

Gambar 2.17 : Load Diagram Mitsui 2 langkah, fixed pitch propeller

Gambar 3.1 : Kurva propeller open water diagram

Gambar 3.2 : Kurva tahanan kapal terhadap kecepatan kapal

Gambar 3.3 : Kurva daya efektif terhadap kecepatan kapal

Gambar 3.4 : Kurva pengeplotan tahanan kapal pada diagram propeller open water

Gambar 3.5 : Kurva torsi propeller terhadap putaran propeller

Gambar 3.6 : Kurva daya propeller terhadap putaran propeller

Gambar 3.7 : Kurva daya propeller terhadap putaran propeller

Gambar 3.8 : Kurva FPI terkoreksi terhadap mean effective pressure

Gambar 3.9 : Kurva daya efektif mesin terhadap putaran

Gambar 3.10 : Kurva SFOC terhadap bhp dan rpm

Gambar 3.11 : Kurva pengeplotan daya-rpm propeller pada daya-rpm mesin

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Dalam pengoperasian sebuah kapal, perusahaan pelayaran selalu menginginkan bahwa kapalnya dapat beroperasi dengan biaya yang serendah-rendahnya. Banyak parameter yang berhubungan dengan biaya operasional sebuah kapal. Satu diantaranya yang penting adalah konsumsi bahan bakar.

Berkenaan dengan hal di atas, P.T. Meratus sebuah perusahaan pelayaran, dalam menjalankan usahanya banyak mengoperasikan kapal menginginkan agar bahan bakar yang dikonsumsi oleh kapal-kapalnya dapat seoptimal mungkin.

Tugas Akhir ini membahas *matching* antara *prime mover* yang dalam hal ini motor diesel dengan kombinasi antara kapal dan propeller. Dimana hal ini merupakan salah satu parameter yang berkaitan erat dengan optimalisasi bahan bakar yang dikonsumsi oleh kapal. Motor diesel yang digunakan pada kapal yang akan dijadikan obyek penelitian bertipe slow speed diesel engine dan propellernya bertipe Fixed Pitch Propeller (FPP).

Matching antara motor dan propeller secara umum adalah proses desain untuk memperoleh konversi bahan bakar dan gaya dorong yang optimal pada suatu

kondisi operasi tertentu. Prosesnya berpedoman pada salah satu dari karakteristik power-rpm atau torsi-rpm yang dimiliki oleh slow speed diesel engine dan fixed pitch propeller. Asumsi dasar yang digunakan adalah konservasi kebutuhan energi adalah tenaga yang dihasilkan oleh motor dikurangi beberapa kehilangan daya pada sistem transmisi sama dengan tenaga yang diserap oleh propeller.

Apabila karakteristik-karakteristik komponen diatas diwujudkan dalam grafik, maka teknik matching adalah mendapatkan suatu titik dimana power, torsi, dan rpm bertemu pada kurva-kurva tersebut. Kemudian menyesuaikan parameter-parameter dari motor dan propeller untuk menempati titik potong tersebut pada lokasi yang diinginkan.

Karena ada tiga komponen yang erat hubungannya di dalam proses matching, yaitu motor, propeller, dan kapalnya sendiri, maka studi tentang matching ketiga komponen tersebut tidak dapat dipandang secara terpisah tetapi merupakan satu kesatuan yang utuh.

1.2. TUJUAN PENULISAN

Dalam penulisan tugas akhir ini diharapkan tercapainya tujuan-tujuan sebagai berikut :

- Mendapatkan putaran optimum dari motor dan propeller yang tepat sehingga dapat menghemat konsumsi bahan bakar.
- Mendapatkan konversi energi yang tepat sehingga keamanan kerja dari motor dan propeller dapat terjamin.

1.3. BATASAN MASALAH

Agar tujuan penulisan tugas akhir ini tercapai dan tidak terlalu komplek dan panjang, maka diberikan batasan sebagai berikut :

- Penulisan, perumusan, dan langkah kerja lebih banyak mengacu pada literatur.
- Tidak membahas bentuk dan dimensi propeller.

1.4. METODE PENULISAN

Metode yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini adalah :

- Studi literatur, sebagai dasar teori untuk pembahasan.
- Studi lapangan, untuk mendapatkan data-data sebagai penunjang dengan cara meneliti pada operasi kapal.
- Konsultasi dengan berbagai pihak sebagai bahan pertimbangan dalam pengambilan keputusan.

BAB II

DASAR TEORI

BAB II

DASAR TEORI

2.1. TINJAUAN UMUM

Matching antara motor dan propeller adalah proses desain untuk mendapatkan konversi optimal antara bahan bakar dan daya dorong pada kondisi operasi yang menjamin keamanan kerja dari motor dan propeller. Secara mendasar prosesnya adalah berpedoman pada salah satu karakteristik power-rpm atau torque-rpm yang dimiliki oleh slow speed diesel engine dan fixed pitch propeller. Asumsi dasar yang dipakai adalah daya yang dihasilkan motor, dikurangi kehilangan daya selama transmisi harus sama dengan daya yang diserap oleh propeller, demikian juga torsi motor harus sama dengan torsi propeller, dan keduanya harus bekerja pada rpm yang sama.

Jika karakteristik-karakteristik tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik, maka metode matching adalah meliputi perolehan titik potong yaitu titik dimana power, torque, dan rpm bertemu pada kurva-kurva tersebut. Kemudian menyesuaikan parameter-parameter dari motor dan propeller untuk menempati titik potong tersebut pada lokasi yang diinginkan.

Proses matching menjadi kompleks apabila terjadi perubahan-perubahan pada kondisi service. Diantara perubahan-perubahan itu adalah tahanan kapal karena pencemaran, perubahan draft atau iklim yang bervariasi, perubahan jumlah motor yang bekerja (pada instalasi multi engine) dan kemungkinan perubahan besarnya tahanan apabila suatu tarikan terjadi padanya.

Dalam beberapa hal sistem propulsi juga menggerakkan beban-beban lain seperti generator, listrik atau pompa hidrolik. Pengaruh beban ini, pada proses matching ke propeller perlu diperhatikan juga matching-nya terhadap alat-alat tersebut.

2.2. PRINSIP-PRINSIP SISTEM DAYA

Matching antara mesin dan propeller merupakan aplikasi dari prinsip konservasi energi. Dalam kontek sekarang ini, prinsipnya adalah bahwa daya yang dihasilkan motor harus sama dengan daya yang diserap oleh propeller. Dalam aplikasi yang sederhana, pernyataan tersebut mudah dan secara intuisi hal ini jelas. Permasalahan tersebut menjadi kurang jelas apabila masalahnya kompleks seperti beberapa motor beroperasi pada beban yang sama, atau satu motor secara bersamaan menggerakkan beban yang berbeda. Sehingga permasalahan ini membutuhkan perhatian untuk ditinjau terlebih dahulu sebelum membahas hal-hal yang spesifik.

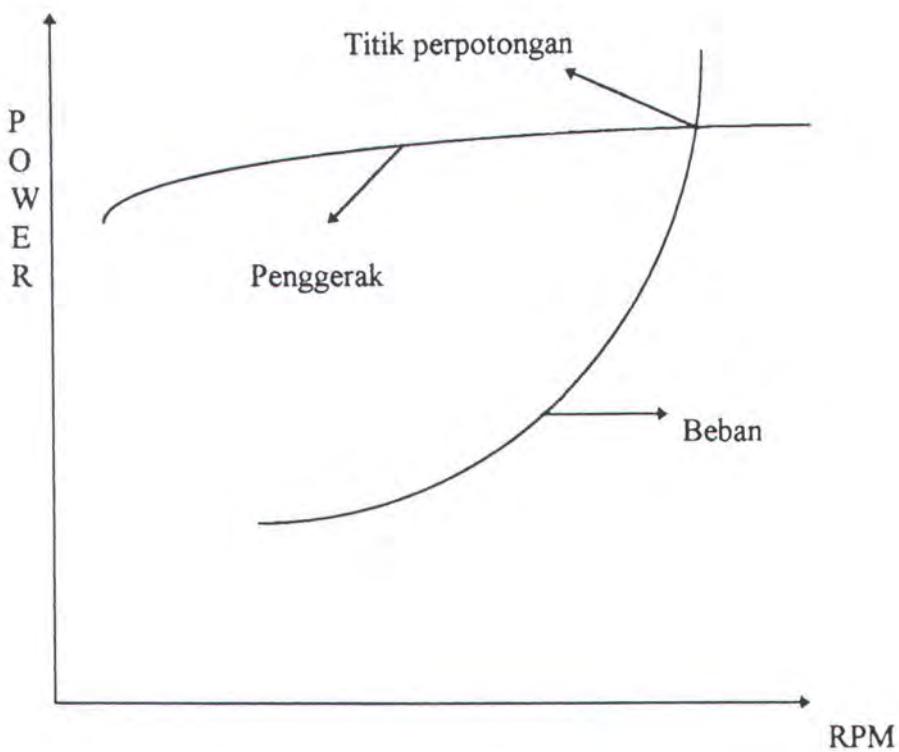
Hal pertama yang dipertimbangkan adalah daya yang ditransmisikan oleh motor dalam sistem rotating shaft dikarakteristikkan dalam dua faktor yaitu kecepatan (rpm) dan torsi. Sama halnya dengan sistem transmisi listrik yang

didalamnya ada tegangan dan arus, dan sistem hidrolis yang didalamnya ada tekanan dan kecepatan aliran. Dalam masalah mekanik seperti ini, rpm adalah faktor yang harus sama pada kedua ujung dalam rangkaian transmisi. Torsi boleh lebih kecil pada ujung output dibanding pada ujung input, apabila bantalan poros atau peralatan lain menyerap energi sepanjang poros. Jika tidak ada hal-hal diatas yang menyerap energi maka torsi harus sama pada kedua ujung .

Misalnya kasus sederhana, satu motor dirangkai dengan propeller dengan suatu poros tanpa bearing atau peralatan lain yang dapat menyerap energi. Maka putaran poros sama pada kedua ujung, demikian juga untuk daya dan torsi.

Setiap sistem yang terdiri dari dua komponen diatas akan memiliki karakteristik-karakteristik rpm-torsi, misalnya hubungan antara rpm dan torsi yang dihasilkan motor maupun yang diserap oleh propeller. Jika karakteristik-karakteristik tersebut diplotkan pada grafik yang sama, perpotongannya menunjukkan koordinat-koordinat torsi-rpm, dimana kedua faktor sama untuk kedua komponen dan koordinat diatas menunjukkan titik operasi gabungan antara beban dan penggeraknya. Gambar 2.1 menunjukkan titik keseimbangan antara beban dan penggerak serta titik operasi yang memungkinkan.

(Lihat gambar 2.1)



Gambar 2.1 : Kurva perpotongan penggerak dan beban

Biasanya pasangan perpotongan kurva ini hanya satu titik, dan merupakan titik perpotongan yang stabil. Kestabilan dapat diduga dari kurva-kurva karakteristik ini. Pada gambar 2.1 apabila ada penyimpangan yang menyebabkan kecepatan meningkat di atas titik perpotongan, torsi yang dibutuhkan untuk mempertahankan rpm akan melebihi dari yang ada pada penggerak. Karena itu motor harus diakselerasikan dengan persamaan ini. Selama deviasinya tidak terlalu jauh dari titik tersebut maka persamaan ini masih dalam kondisi stabil.

2.3. TAHANAN KAPAL

Tahanan kapal pada suatu kecepatan adalah gaya fluida yang bekerja pada kapal sedemikian rupa sehingga melawan gerakan kapal tersebut. Tahanan tersebut sama dengan komponen gaya fluida yang bekerja sejajar dengan sumbu gerakan kapal. Sedangkan tahanan total kapal adalah jumlah dari semua komponen - komponen yang bekerja melawan arah dari gerak kapal, dimana biasanya tahanan - tahanan tersebut saling berinteraksi satu dengan yang lainnya. Komponen-komponen tersebut adalah efek friksi, gelombang, arus udara, kemudi, dan propeller. Komponen-komponen tersebut secara singkat dapat dijelaskan sebagai berikut :

Tahanan Gesek : Tahanan gesek adalah komponen tahanan yang diperoleh dengan jalan mengintegralkan tegangan tangensial ke seluruh permukaan basah kapal menurut arah gerakan kapal.

Tahanan Sisa : Tahanan sisa adalah kuantitas yang merupakan hasil pengurangan dari tahanan total badan kapal, suatu tahanan gesek yang merupakan hasil perhitungan yang diperoleh dengan memakai rumus khusus. Secara umum, bagian yang terbesar dari tahanan sisa pada kapal niaga adalah tahanan gelombang.

Tahanan viskos : Tahanan viskos adalah komponen tahanan yang terkait dengan energi yang dikeluarkan akibat pengaruh viskos.

Tahanan Tekanan : Tahanan tekanan adalah komponen tahanan yang diperoleh dengan jalan mengintegralkan tegangan normal ke seluruh permukaan kapal menurut arah gerakan kapal.

Tahanan Gelombang : Tahanan gelombang adalah komponen tahanan yang terkait dengan energi yang dikeluarkan untuk menimbulkan gelombang gravitasi.

Tahanan Anggota Badan (Appendage Resistance) : Ini adalah tahanan dari bos poros, penyangga poros, poros, lunas bilga, daun kemudi, dan sebagainya.

Tahanan Kekasararan : Ini adalah tahanan akibat kekasaran, misalnya kekasaran akibat korosi dan fouling pada bagian badan kapal.

Tahanan Udara : Tahanan ini dialami oleh bagian dari badan utama kapal yang berada di atas permukaan air dan bangunan atas karena gerakan kapal yang menyusuri udara.

Untuk kapal - kapal dengan kecepatan relatif rendah dimana angka Froude Number kecil ($F_n = 0,1 - 0,2$) maka memberikan kontribusi pada tahanan kapal yang dominan adalah tahanan akibat efek friksinya, dimana :

$$R_f = 1/2 C_f \rho S V_s^2 \quad (2.1)$$

dimana : C_f = koefisien tahanan gesek spesifik

ρ = massa jenis air laut

S = luas permukaan basah kapal

V_s = kecepatan dinas kapal

Banyak sekali penelitian secara teoritis maupun secara percobaan yang telah dilakukan untuk menentukan koefisien tahanan gesek spesifik. Namun penanganan masalah ini secara teoritis umumnya sulit untuk mencapai hasil yang dapat digunakan dalam perhitungan. Hanya masalah yang sederhana saja yang dapat diselesaikan. Untuk itu kaitannya dengan penentuan koefisien tahanan gesek ini, kita gunakan perumusan dari *American Towing Tank Conference* (ATTC) yaitu sebagai berikut :

$$\frac{0.242}{\sqrt{Cf}} = \log_{10}(Rn + Cf) + 0.0004 \quad (2.2)$$

dimana : Rn = Angka Reynold

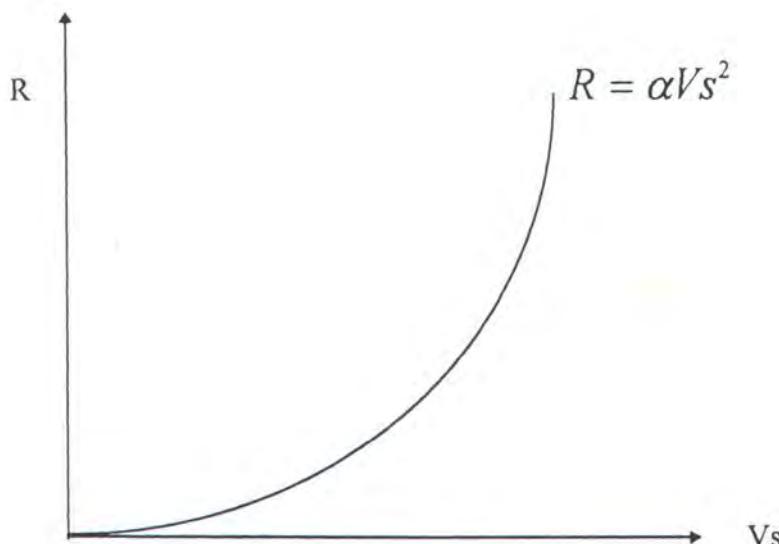
+ 0.0004 adalah allowance sebagai pertimbangan efek kekasaran lambung kapal.

Berdasarkan persamaan (2.1) bahwa antara tahanan gesek dan kecepatan kapal berhubungan kuadratik yang dinyatakan dalam :

$$R = \alpha Vs^2 \quad (2.3)$$

Apabila persamaan (2.3) disajikan dalam bentuk kurva akan tampak seperti gambar 2.2 di bawah ini.

(Lihat gambar 2.2)



Gambar 2.2 : Kurva tahanan kapal terhadap kecepatan kapal

2.4. INTERAKSI ANTARA HULL DAN PROPELLER

2.4.1. Wake Fraction

Pada prinsipnya propeller yang bekerja di belakang lambung kapal akan mengalami efek dari kecepatan air yang bergerak maju dari arah haluan ke buritan kapal (Glover, E.J, 1993).

Gerakan air tersebut dikenal dengan wake (w). Sebagai hasil dari phenomena di atas adalah bahwa propeller tidak perlu lagi memberikan relatif kecepatan sebesar V_s , akan tetapi cukup sebesar V_a yaitu speed of advance (Harvald Sv. Aa, Resistance and Propulsion of Ships, 1983).

Wake (arus ikut) adalah perbedaan antara kecepatan kapal dengan kecepatan aliran air yang menuju ke baling-baling. Membagi perbedaan ini dengan

kecepatan kapal atau dengan kecepatan aliran air akan menghasilkan dua harga koefisien arus ikut (wake coefficient). Koefisien yang pertama adalah :

$$w = \frac{V - Va}{V} \quad (2.4)$$

Koefisien ini disebut fraksi ikut Taylor (Taylor wake fraction). Ini merupakan koefisien yang paling banyak digunakan, dan akan dipakai juga koefisien kedua yaitu :

$$w_F = \frac{V - Va}{Va} \quad (2.5)$$

Koefisien ini disebut fraksi arus ikut Froude (Froude wake fraction).

2.4.2. Thrust Deduction Factor

Gaya dorong T yang diperlukan untuk mendorong sebuah kapal pada kecepatan V akan lebih besar daripada tahanan R yang akan dialami kapal tersebut dengan kecepatan yang sama. Kenaikan tahanan tersebut sebesar $T - R$, dan faktor penambahan tahanan tersebut sebesar :

$$\alpha = \frac{T - R}{R} \quad (2.6)$$

atau

$$T = (1 + \alpha) R \quad (2.7)$$

Tetapi dalam praktik, penambahan dalam R ini juga umum dipandang sebagai pengurangan atau deduksi dalam gaya dorong T yang ada pada baling-baling yaitu menganggap bahwa hanya dengan gaya dorong total sebesar T terdapat tahanan

sebesar R yang harus diatasi. Kehilangan gaya dorong $T - R$ ini dinyatakan dalam faktor gaya dorong t dan disebut faktor deduksi gaya dorong t (Resistance and Propulsion Ship, Harvald Sv. Aa, 1983).

$$t = \frac{T - R}{T} \quad (2.8)$$

atau

$$R = (1 - t) T \quad (2.9)$$

2.5. KARAKTERISTIK PROPELLER

2.5.1. Definisi dan Asumsi

Daya yang diperlukan (daya efektif) untuk menggerakkan kapal di air pada kecepatan V adalah :

$$P_E = RV \quad (2.10)$$

R adalah tahanan kapal.

Baling-baling menyalurkan daya dorong sebesar :

$$P_T = TV_A \quad (2.11)$$

T adalah gaya dorong baling-baling dan V_A adalah kecepatan air yang mengalir ke baling-baling atau kecepatan maju baling-baling (propeller speed of advance).

Daya yang disalurkan ke baling-baling adalah :

$$P_D = 2\pi Q n \quad (2.12)$$

Q adalah torsi baling-baling dan n adalah putaran.

Daya yang disalurkan oleh mesin penggerak (daya poros) adalah :

$$P_S = 2 \pi M n \quad (2.13)$$

M adalah torsi yang ditransfer ke poros dari mesin penggerak. Untuk motor bakar dalam termasuk motor diesel daya yang dipakai adalah P_B bukan P_S . Selanjutnya perlu disebutkan juga daya indikasi di mesin yaitu P_I . Masing-masing komponen tersebut mempunyai hubungan sebagai berikut :

$$\frac{P_E}{P_I} = \frac{P_E}{P_T} \quad \frac{P_T}{P_D} \quad \frac{P_D}{P_B} \quad \frac{P_B}{P_I} \quad (2.14)$$

atau

$$\eta_T = \eta_H \quad \eta_B \quad \eta_S \quad \eta_M \quad (2.15)$$

dimana :

η_T = efisiensi total

η_H = efisiensi badan kapal

$$= \frac{RV}{TV_A} = \frac{R/T}{V_A/V} = \frac{1 - t}{1 - w} \quad (2.16)$$

t = thrust deduction factor

w = wake fraction

η_B = efisiensi baling-baling untuk baling-baling dalam keadaan terpasang di belakang kapal, dan didefinisikan sebagai berikut :

$$= \eta_0 \quad \eta_R = \frac{TV_A}{2\pi Q n} \quad (2.17)$$

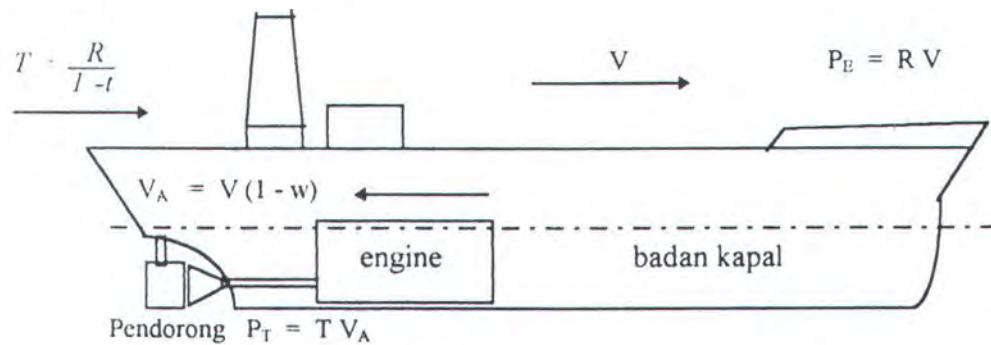
η_0 = efisiensi baling-baling dalam keadaan berada di air terbuka.

η_R = efisiensi rotatif relatif

η_S = efisiensi poros

η_M = efisiensi mekanis

Untuk lebih jelasnya lihat gambar 2.3.



Gambar 2.3 : Diagram gaya-gaya pada kapal

2.5.1. Propeller Open Water Diagram

Karakteristik propeller dapat disajikan secara grafik dengan menggunakan beberapa koefisien dalam bentuk non dimensi. Diagram ini memberikan bentuk torque (Q) dan thrust (T) sebagai fungsi dari kecepatan. Untuk mendapatkan koefisien-koefisien ini harus dilakukan open-water propeller test dengan bantuan sebuah dinamometer yang dapat mencatat sendiri dan dipasang di kapal yang dibuat khusus untuk keperluan ini. (Prastowo H, Kuliah Permesinan Kapal II, 1995). Koefisien - koefisien non dimensi propeller itu adalah :

$$\text{Torque Coefficient } K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (2.18)$$

$$\text{Thrust Coefficient } K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (2.19)$$

$$\text{Advance Coefficient } J = \frac{V_A}{nD} \quad (2.20)$$

dimana : ρ = densitas air laut (kg.m^{-3})

D = diameter propeller (m)

Q = torsi propeller

T = thrust propeller

n = putaran propeller

Diagram ini sesuai bagi propeller dalam kondisi *open water* tanpa paengaruh dari hull kapal. Sedangkan efisiensi propeller dalam kondisi tersebut adalah :

$$\eta_o = \frac{TV_A}{Q\omega} = \frac{K_T J}{K_Q 2\pi} \quad (2.21)$$

dimana V_A = speed of advance

Besarnya efisiensi ini juga dapat dilihat pada diagram, sedangkan metode desain atau memilih seri dari propeller tidak dibahas. Open water diagram dapat juga digunakan untuk mentranslasikan dari karakteristik tahanan kapal menjadi karakteristik propeller. Oleh karena itu hubungan kuadratik dari tahanan dapat dikonversikan sebagai berikut :

$$R = \alpha V s^2 \quad (2.22)$$

$$T(1-t) = \alpha \left[\frac{V_A}{1-w} \right]^2 \quad (2.23)$$

$$T = \frac{\alpha}{(1-t)(1-w)^2} V_A^2 \quad (2.24)$$

$$K_T \rho n^2 D^4 = \frac{\alpha}{(1-t)(1-w)^2} V_A^2 \quad (2.25)$$

$$K_T = \frac{\alpha}{(1-t)(1-w)^2} \rho D^2 \left[\frac{V_A}{nD} \right]^2 \quad (2.26)$$

dimana :

$$V_A = V_S (1 - w) \quad (2.27)$$

$$R = T (1 - t) \quad (2.28)$$

Dengan asumsi bahwa D , ρ , t , w , adalah konstan, maka persamaan (2.26) akan menjadi :

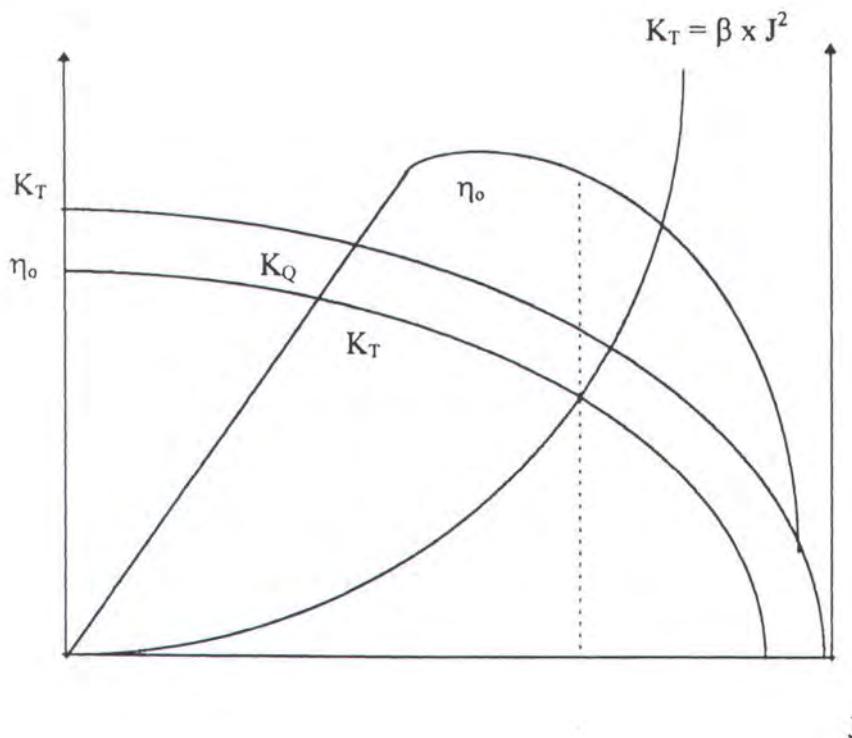
$$K_T = \beta \left(\frac{V}{nD} \right)^2 \quad (2.29)$$

Karena advance coefficient $J = \frac{V_A}{nD}$ maka persamaan (2.29) akan menjadi :

$$K_T = \beta x J^2 \quad (2.30)$$

Dengan persamaan (2.30) tahanan kapal dapat diimplementasikan ke dalam fungsi K_T dan J . Setelah tahanan kapal diimplementasikan dalam bentuk fungsi kuadrat antara K_T dan J , maka dengan memplot fungsi tersebut ke dalam open water diagram akan dapat ditentukan titik perpotongan antara kurva tahanan dan kurva K_T dari propeller. Perpotongan tersebut adalah titik operasi K_T dari propeller yang apabila ditarik garis vertikal ke bawah akan memberikan titik operasi J , dan apabila ditarik garis vertikal ke atas akan memberikan titik operasi dari K_Q dan η_o dari propeller.

(Lihat gambar 2.4)



Gambar 2.4 : Kurva operasi dari propeller

2.5.3. Karakteristik Torsi dan Daya Propeller

Sebuah motor akan memberikan torsi ke propeller pada suatu putaran tertentu. Penyesuaian kombinasi antara motor dan propeller membutuhkan karakteristik propeller yang ditampilkan pada korelasi antara torsi dan putaran atau daya dan putaran. Awal dari pekerjaan ini adalah memplotkan diagram K_T dan K_Q dengan beberapa asumsi :

- Hull resistance adalah sebanding dengan thrust.
- Resistance dan thrust sebanding dengan kuadrat kecepatan kapal.
- Kecepatan kapal sebanding dengan putaran propeller.

Untuk kurva tahanan yang fungsinya kuadratik, propeller akan memiliki satu titik operasi yang tidak tergantung pada kecepatan kapal, dimana :

- J , K_T , dan K_Q tetap konstan.
- Torsi propeller Q akan merupakan fungsi kuadrat dari kecepatan propeller.

$$Q = K_Q \rho n^2 D^5 \quad (2.31)$$

atau :

$$Q = \text{konstanta} \times n^2 \quad (2.32)$$

- Daya propeller P akan merupakan fungsi pangkat tiga dari kecepatan propeller n .

$$P = Q \times n \quad (2.33)$$

Substitusi persamaan (2.32) ke dalam persamaan (2.33) maka :

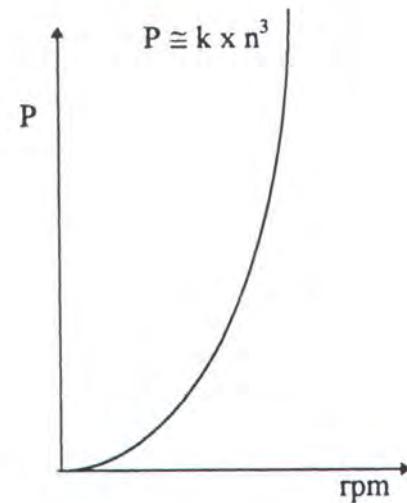
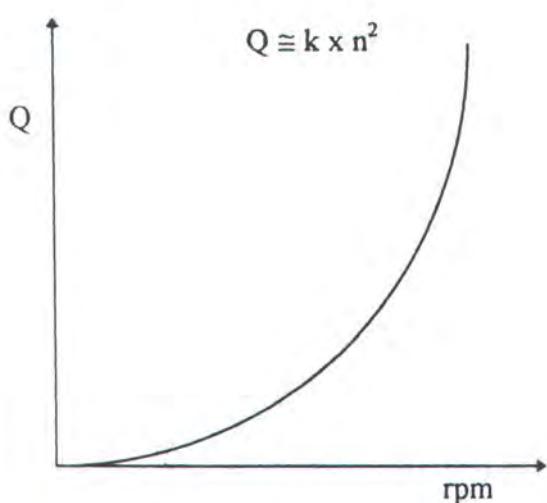
$$P = \text{konstanta} \times n^3 \quad (2.34)$$

Dari persamaan (2.32) dan (2.34) dapat ditarik kesimpulan yang disebut dengan propeller law, yaitu :

1. Rpm propeller adalah proporsional dengan kecepatan kapal.
2. Torsi propeller adalah proporsional dengan rpm kuadrat.
3. Daya propeller adalah proporsional dengan rpm pangkat tiga.

Dengan mengetahui hubungan daya propeller (load power) terhadap rpm maka dapat diplot kurva load power terhadap rpm, dan load torque terhadap rpm.
 (Prastowo H, Kuliah Permesinan Kapal II, 1995)

(Lihat gambar 2.5 dan 2.6)



Gambar 2.5 : Kurva rpm terhadap torsi Gambar 2.6 : Kurva rpm terhadap daya

Kurva beban propeller di atas akan berubah dengan berubahnya hal-hal di bawah ini pada saat kapal beroperasi. Hal-hal tersebut adalah :

- Perubahan displacement. Perubahan displacement akan mempengaruhi besarnya tahanan kapal dan berhubungan linear sebagai berikut :

$$\frac{R}{R} = \left[\frac{\Delta}{\Delta_0} \right]^{0,667} \quad (2.35)$$

- Pengotoran propeller atau bertambah kasarnya permukaan hull kapal (Hull and propeller fouling). Hal ini akan berpengaruh pada tahanan gesek kapal dan mempengaruhi efisiensi propeller. Sekarang pengaruh ini tidak begitu penting karena kapal-kapal sekarang di cat dengan anti fouling.
- Sea state (kondisi cuaca). (Prof. Ir. J. Klein Woud, Matching Ship, Propeller, and Prime Mover, 1995).

Dari keadaan ideal (trial condition) menjadi kondisi service harga-harga *extra allowance* dapat diambil berdasarkan route pelayaran dari kapal. Harga-harga extra allowance disebut *sea margin*. Besarnya harga-harga ini menurut Harvald,

Sv.Aa :" Resistance and Propulsion of Ships" untuk beberapa route pelayaran adalah sebagai berikut:

Jalur pelayaran Atlantik Utara, ke Timur, untuk musim panas 15% dan musim dingin 20%.

Jalur pelayaran Atlantik Utara, ke Barat, untuk musim panas 20% dan musim dingin 30%.

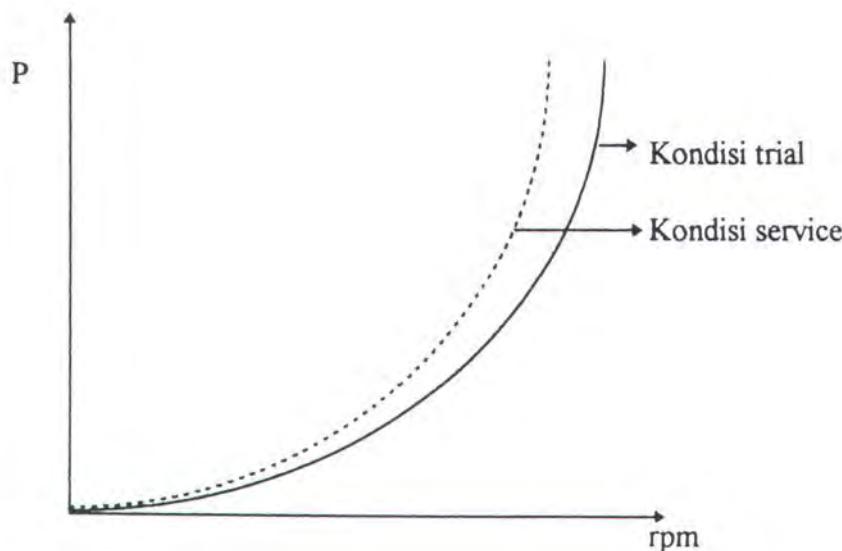
Jalur pelayaran Pasifik, (15-30)%.

Jalur pelayaran Atlantik Selatan dan Australia, (12-18)%

Jalur pelayaran Asia Timur, (15-20)%.

Setelah diberi *allowance* maka kurva propeller akan bergeser sedikit ke atas.

(Lihat gambar 2.7).



Gambar 2.7 : Kurva rpm terhadap daya propeller

2.6. KARAKTERISTIK MESIN DIESEL

Dengan suatu posisi rack bahan bakar yang konstan, dapat diasumsikan bahwa efisiensi mesin diesel bervariasi tidak langsung dengan kecepatan mesin. Dan laju aliran bahan bakar adalah proporsional dengan kecepatan mesin (Thorp, I. 1992).

Ada beberapa faktor yang harus dipertimbangkan dalam penentuan area operasi mesin diesel, antara lain : maximum dan minimum kecepatan mesin, maximum dan minimum torsi mesin, limitasi turbocharge dan diesel engine operasional envelope (Fowler, Orbeck, 1986).

Mesin penggerak kapal harus dipilih sedemikian rupa sehingga dicapai penyelesaian yang optimal dari kombinasi berat, tata muat, dan dapat menghasilkan daya yang diperlukan untuk menggerakkan kapal akan dihasilkan dengan biaya yang semurah mungkin yaitu biaya operasi yang terkait dengan pemakaian bahan bakar dan konsumsi minyak pelumas. Jika biaya operasi yang murah merupakan faktor yang terpenting dalam prosedur perancangan, maka mesin diesel dapat memenuhi persyaratan tersebut. Berikut ini akan dibahas mengenai beberapa sifat yang menonjol dari mesin diesel, (Harvald, Sv.Aa, 1983).

2.6.1. Performance Mesin

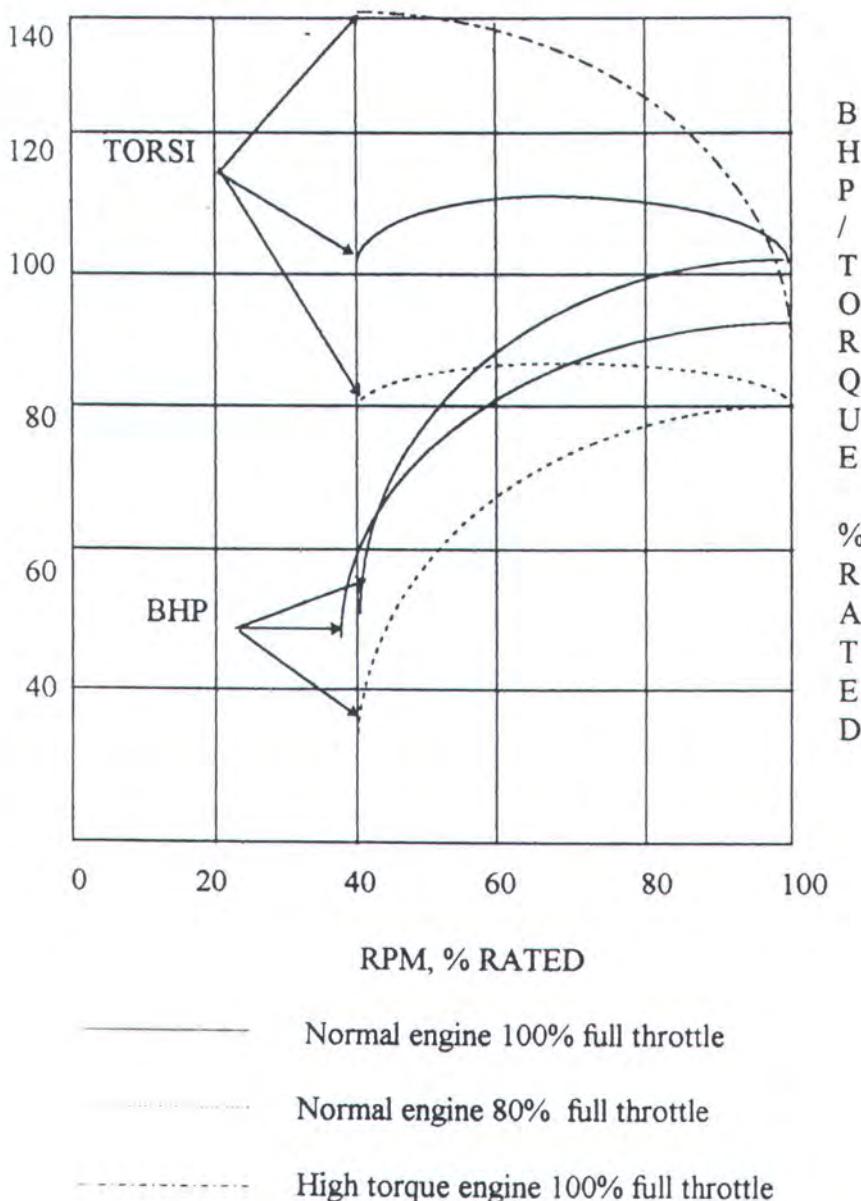
Pada saat pemilihan mesin diesel sebagai penggerak utama kapal maka karakteristik mesin diesel dapat digambarkan dengan grafik - grafik prestasi antara lain torsi, daya, konsumsi bahan bakar, dan kecepatan.

Torsi.

Besarnya keluaran torsi pada suatu mesin diesel dipengaruhi oleh jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder pada setiap langkah, ini berarti bahwa besarnya torsi sebagai besar dipengaruhi langsung oleh besarnya bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder setiap langkah. Torsi maksimum yang dapat dihasilkan oleh suatu mesin pada suatu kecepatan biasanya dibatasi oleh kondisi batas asap yang masih dapat diterima, tingginya tegangan, atau tingginya temperatur. Sedangkan besarnya daya maksimum yang dapat dihasilkan oleh mesin pada suatu kecepatan merupakan perkalian antara torsi maksimum, kecepatan, dan konstanta. Hal ini penting diketahui untuk mengerti karakteristik mesin agar dapat dicapai penggunaan mesin yang benar.

Mesin diesel secara ideal merupakan mesin dengan torsi konstan pada sembarang penyetelan throtle bahan bakar yang konstan. Torsi mesin diesel yang bekerja pada throtle bahan bakar yang konstan akan meningkat secara normal sekitar 110 % dari torsi full-load dalam interval putaran mesin (55 -70) % dari full speed rpm dan turun apabila kecepatan turun. Apabila setting throtle dikecilkan sehingga jumlah bahan bakar yang diinjeksikan tiap langkah juga kecil maka torsi mesin juga akan turun.

(Lihat gambar 2.8)



Gambar 2.8 : Karakteristik torsi mesin

Dari gambar di atas dapat disimpulkan bahwa :

- Efisiensi mekanis cenderung turun mendadak pada rpm rendah.
- Penghisapan udara dan pemompaan bahan bakar kemungkinan kurang efektif pada rpm yang terlalu tinggi.

Daya.

Daya efektif pada kondisi kapal service dapat dihitung sebagai berikut :

- Fuel Pump Index (FPI) terkoreksi didapat dengan cara mengoreksi FPI rata - rata untuk perbedaan kualitas bahan bakar, gravity bahan bakar, temperatur pemanasan, dan perubahan kondisi ambient.
- Mean Effective Pressure (Pe) didapat dengan membaca grafik hubungan antara FPI terkoreksi dengan Pe, dimana sebagai dasar pembuatan grafik ini adalah hasil dari test bed.

Data - data yang diperlukan untuk perhitungan daya adalah :

Data bahan bakar :

Gravity pada 15°

Lower calorific value of fuel : kcal / kg

Data observasi mesin :

Putaran mesin (rpm)

Fuel Pump Index rata - rata ($P\theta$)

Temperatur kamar mesin (tinl)

Temperatur udara bilas (tscav)

Koreksi Fuel Pump Index

Fuel Pump Index (FPI) menunjukkan energi yang disuplaikan tiap langkah silinder ke mesin, dan efisiensi mekanis mendekati konstan, maka FPI dapat digunakan untuk mencari besarnya mean effective pressure (Pe). Perbedaan kualitas bahan bakar, *gravity*, dan temperatur *preheating* dapat memberikan

suatu deviasi hubungan antara FPI dan jumlah energi yang disuplai. Selain itu temperatur udara masuk dan temperatur udara bilas juga berpengaruh terhadap FPI pada beban yang sama. Tentang besarnya koreksi FPI dapat dilihat pada plate 70608.

Contoh perhitungan besarnya FPI.

Tipe mesin : 6S26MC

Data bahan bakar :

Gravity : 0.947 g/cm³ (15° C)

Lower calorific value of fuel : 9700 kcal / kg.

(Kandungan sulphur : 2.9%)

Observasi mesin :

Putaran mesin : 250 rpm

FPI rata - rata : 40

Temperatur kamar mesin : 30° C

Temperatur udara bilas : 32° C

Temperatur bahan bakar sebelum pompa bahan bakar : 104° C

Koreksi Fuel Pump Index (Pθ').

$$P\theta' = P\theta \times K$$

$$K = K_1 \times K_2 \times \text{gravity pada suhu } 15^\circ \text{C}$$

dimana :

Pθ = Fuel pump index rata- rata.

K = Faktor koreksi untuk fuel pmp index.

K_1 = Faktor koreksi untuk kualitas bahan bakar dan perubahan kondisi ambient.

K_2 = Faktor koreksi untuk gravity bahan bakar pada kondisi preheating.

Dari skala gravity pada 0.947, garis yang digambar pada bagian kanan monogram pada kandungan sulphur 2.9% dan garis vertikal ke atas untuk lower calorific menunjukkan 9700 kcal / kg. Jika nilai calorific bahan bakar diketahui maka perhitungannya adalah bahwa jumlah temperatur kamar mesin $30^\circ C$ dan temperatur udara bilas $32^\circ C$ dan dari titik ini ditarik garis secara horisontal ke kiri, maka akan ditemukan besarnya K_1 yaitu 0.953 untuk koreksi kualitas bahan bakar dan perubahan kondisi ambient.

Dari skala gravity, garis yang digambar ke kiri menunjukkan naiknya temperatur bahan bakar sebelum pompa bahan bakar yaitu $104^\circ C$ dan kemudian menarik garis vertikal ke atas dari titik tersebut. Faktor koreksi yaitu sebesar 0.926 untuk gravity pada kondisi preheated dapat ditemukan.

Faktor koreksi di atas dan gravity bahan bakar pada $15^\circ C$ dikalikan dengan fuel pump index rata - rata maka akan memberikan harga fuel pump index terkoreksi ($P\theta'$) :

$$P\theta = 40 \times 0.953 \times 0.926 \times 0.947$$

$$= 33.$$

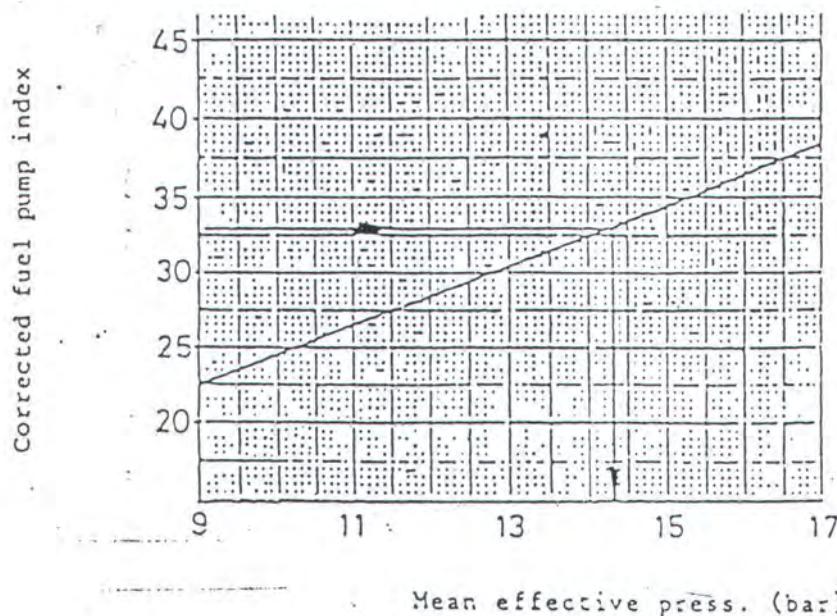
Mean Effective Pressure (Pe)

Output dari suatu mesin diesel dinyatakan sebagai brake horse power (BHP). Besarnya bhp berhubungan dengan jumlah silinder dari mesin, diameter dan langkah dari piston, putaran mesin, dan satu faktor yang dinamakan mean effective pressure (Pe).

Besarnya mean effective pressure ini tidak dapat diukur secara langsung, namun dapat dihitung dengan suatu persamaan apabila diketahui besarnya daya keluaran dari mesin, putaran mesin, diameter dan langkah mesin.

Pada pembahasan ini besarnya mean effective pressure didapat dengan mengeplotkan fuel pump index terkoreksi pada gambar di bawah ini. Maka untuk besarnya fuel pump index terkoreksi sama dengan 33 akan diperoleh mean effective pressure sebesar 14,3.

(Lihat gambar 2.9)



Gambar 2.9 : Grafik mean effective pressure terhadap fuel pump index terkoreksi.

Perhitungan Daya Efektif

Daya bersih yang dihasilkan oleh mesin diesel dinamakan brake horse power (BHP). Besarnya bhp ini dapat diukur dengan beberapa cara antara lain prony brake dinamometer. Pada pembahasan ini besarnya bhp mesin diekspresikan sebagai :

$$P_b = C \times RPM \times Pe \text{ (bhp)}$$

dimana :

C : konstanta silinder yang besarnya 0,7074 untuk mesin dengan tipe 6S26MC.

RPM : putaran mesin 250 rpm.

Sehingga contoh perhitungan daya ini adalah sebagai berikut :

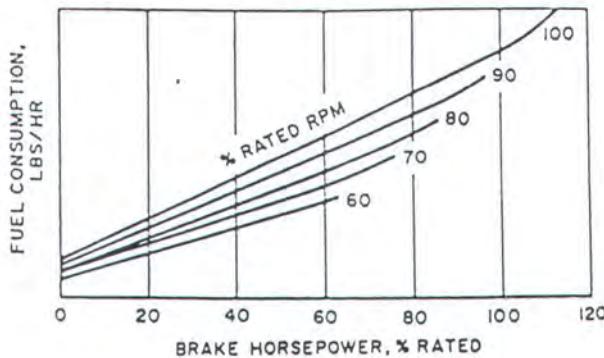
$$\begin{aligned} P_b &= 0,7074 \times 250 \times 14.3 \\ &= 2529 \text{ (bhp).} \end{aligned}$$

Konsumsi Bahan Bakar.

Definisi dari konsumsi bahan bakar atau fuel consumption adalah jumlah bahan bakar yang dikonsumsi oleh suatu mesin pada selang waktu tertentu. Dengan mengetahui besarnya konsumsi bahan bakar dan mengalihkannya dengan nilai panas dari bahan bakar tersebut maka dapat diketahui besarnya panas yang masuk ke dalam mesin. Biasanya konsumsi bahan bakar ini dinyatakan dalam specific fuel oil consumption (SFOC) yang satuannya adalah gram / bhp-hr atau gram / kw-hr yang berarti besarnya konsumsi bahan bakar tiap bhp-jam atau tiap kw-jam.

Konsumsi bahan bakar pada mesin diesel dapat dilukiskan dalam beberapa cara berdasarkan aplikasi dan kegunaannya. Pada putaran mesin yang konstan total konsumsi bahan bakar bervariasi secara linear dengan besarnya beban mesin, namun hubungannya tidak linear lagi dengan tingginya beban.

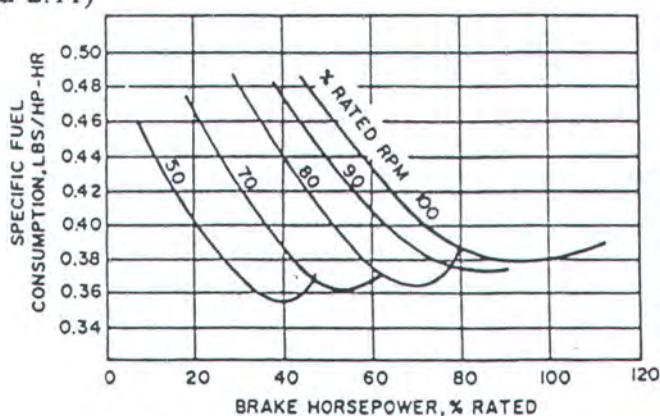
(Lihat gambar 2.10)



Gambar 2.10 : Konsumsi bahan bakar versus BHP

Penggambaran lain tentang konsumsi bahan bakar adalah bervariasinya konsumsi bahan bakar dengan putaran mesin dan beban mesin. Kurva ini biasanya dinamakan dengan fishhook curves dan menunjukkan bervariasinya konsumsi bahan bakar dengan horsepower pada berbagai konstan speed. Kurva ini digunakan untuk aplikasi pada operasi mesin pada putaran tetap seperti generator set.

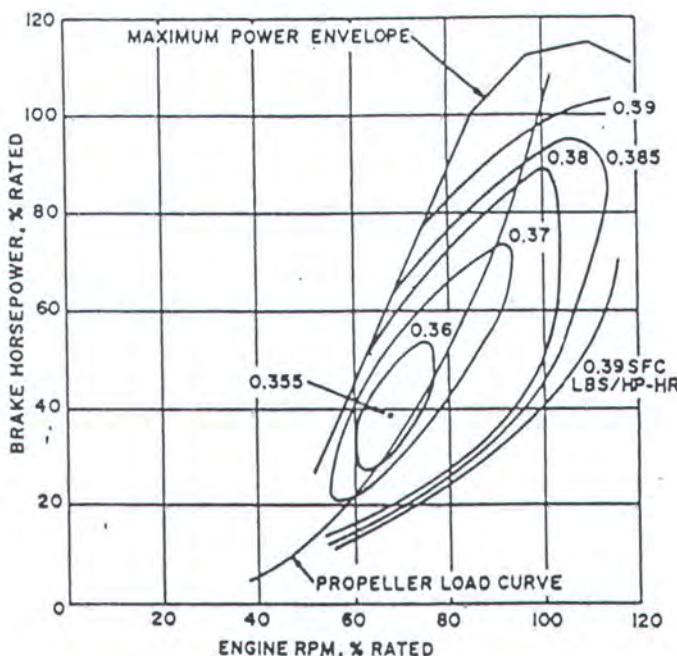
(Lihat gambar 2.11)



Gambar 2.11 : Konsumsi bahan bakar versus BHP

Untuk menganalisa mesin yang dilengkapi dengan sistem propulsi maka konsumsi bahan bakar dilukiskan dengan kurva antara daya dan putaran mesin. penggambaran ini digunakan untuk menentukan apakah ukuran mesin dan karakteristiknya sudah sesuai dengan beban yang diterima.

(Lihat gambar 2.12)



Gambar 2.12 : Konsumsi bahan bakar specific map

Putaran Mesin (rpm).

Putaran mesin ditentukan dengan jalan menghitung putaran mesin selama selang waktu tertentu. Besarnya putaran mesin proporsional terhadap pembebanan. Penyimpangan dari kurva model menunjukkan apakah propeller terlalu ringan atau terlalu berat sehingga torsi pada propeller kecil atau besar pada rpm tertentu. Jika hal ini dibandingkan dengan sarat kapal pada kondisi yang sama maka memungkinkan untuk mempertimbangkan perubahan dari :

- Perubahan sarat.
- Penambahan tahanan kapal karena pengotoran hull.

Jika penyimpangan kurva model terlalu besar yaitu antara shop trial dengan sea trial maka perlu diadakan perubahan pada mesin atau pada propellernya.
(Lihat plate 70602)

Tekanan Pembakaran Maksimum (P_{max}).

Hubungan antara P_{max} rata-rata terkoreksi dan mean effective pressure ditunjukkan pada kurva model. Penyimpangan dari kurva model dibandingkan dengan penyimpangan tekanan kompresi dan fuel pump index. Apabila nilai dari penyimpangan P_{max} lebih dari 3 bar dari nilai rata-rata maka penyebabnya harus segera ditemukan dan segera dibetulkan kesalahannya.

Pada kondisi *running* perbedaan antar P_{max} dan P_{comp} seharusnya tidak boleh lebih dari 15% dari hasil pengukuran pada kondisi test bed.

(Lihat plate 70603)

Temperatur Udara Keluar (tex_{hv}).

Temperatur udara keluar adalah parameter yang sangat penting sebab sebagian besar kesalahan berasal dari suplai udara, sistem pembakaran, dan meningkatnya temperatur gas buang. Kurva model menunjukkan temperatur rata-rata setelah keluar melalui valve, dikoreksi dan disusun sebagai fungsi dari Indicated Power (P_i).

(Lihat plate 70604)

Tekanan Kompresi (Pcomp).

Hubungan antara Pcomp terkoreksi dengan effective horse power Pb ditunjukkan pada kurva model. Penyimpangan kurva model disebabkan oleh :

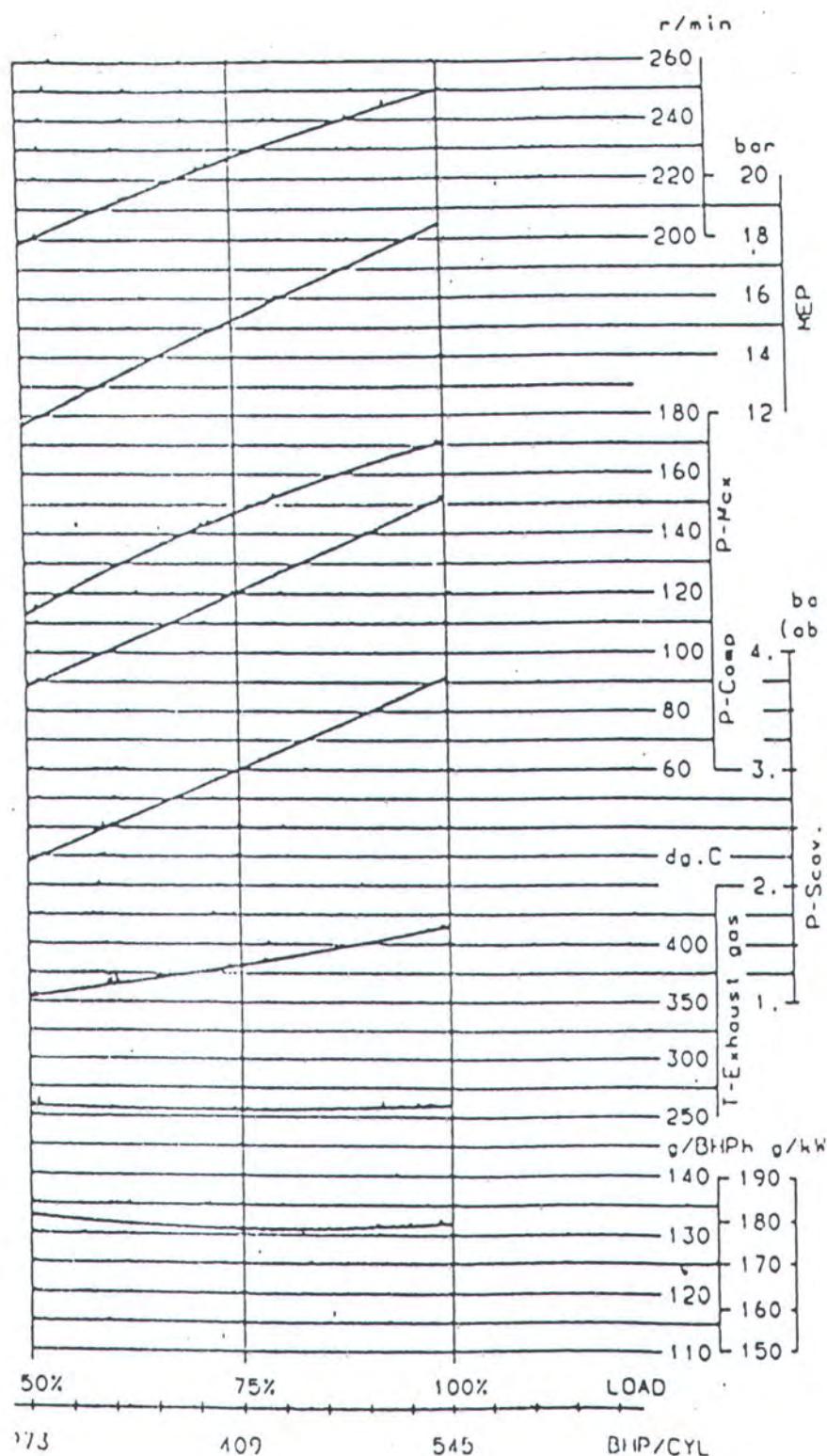
- Reduksi tekanan udara bilas.
- Kerusakan pada komponen mesin misalnya exhaust valve, piston ring.

Suatu hal yang sangat berguna untuk membedakan antara poin *a* dan *b* dan melakukan penyelidikan berapa besarnya reduksi tekanan yang disebabkan karena *a* dan *b*. Hal ini dapat dihitung dari perbedaan ratio antara tekanan kompresi absolut (Pcomp + Pbaro) dan tekanan udara bilas absolut (Pscav + Pbaro).
(Lihat plate 70604).

Parameter - parameter Turbocharge

Parameter-parameter turbocharge antara lain tekanan udara bilas (Pscav), putaran turbocharge (T/C rpm), dan efisiensi turbocharge (η T/C).
(Lihat plate 70605)

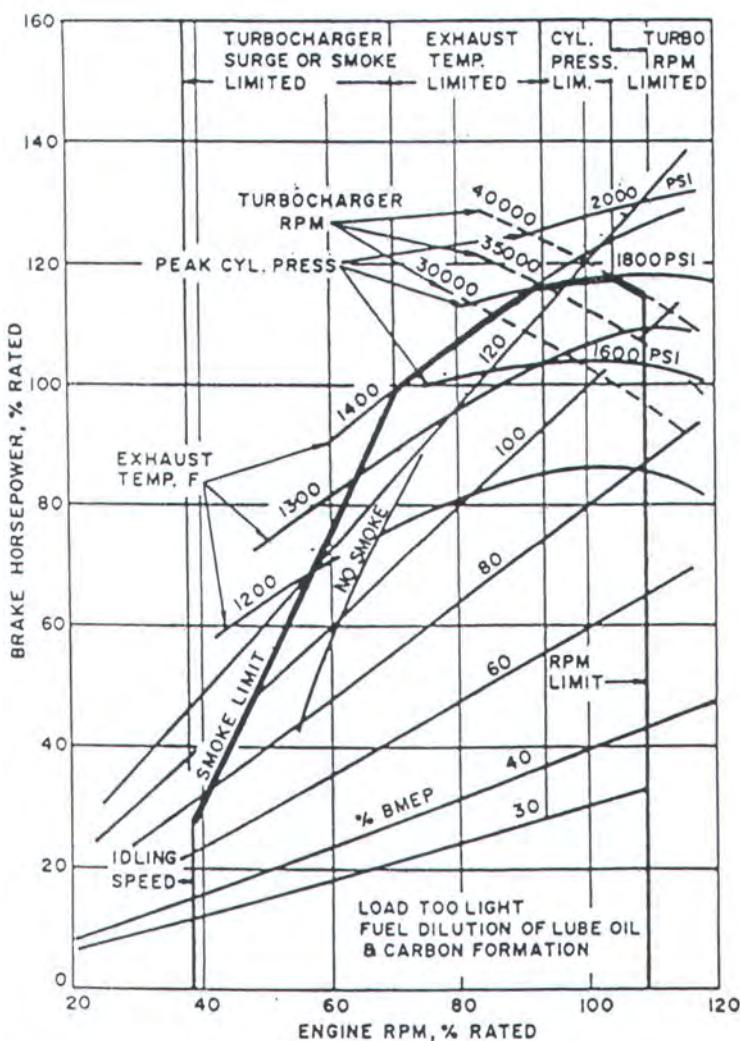




Gambar 2.13 : Kurva performance mesin diesel

2.6.2. Batas - Batas Pengoperasian Mesin Diesel

Banyak faktor yang membatasi daerah pengoperasian mesin diesel pada bidang antara BHP versus RPM. Faktor - faktor pembatas tersebut harus diperhatikan dalam pengoperasian sebuah mesin diesel, sebab faktor - faktor tersebut berpengaruh terhadap *life time* dari mesin tersebut apabila pengoperasian melewati batas - batas yang telah ditentukan, baik batas minimum maupun batas maksimum. Gambar di bawah ini adalah contoh yang menunjukkan batas - batas pengoperasian mesin diesel. (Lihat gambar 2.14)



Gambar 2.14 : Batas - batas pengoperasian mesin diesel

Gambar tersebut menunjukkan pembatasan pengoperasian mesin diesel, yang meliputi :

Kecepatan Minimum (Idling Speed)

Pembatasan ini sehubungan dengan injeksi bahan bakar, pembakaran dan karakteristik inersia dari komponen - komponen mesin yang bergerak. Pada kecepatan terendah bahan bakar yang diinjeksikan harus sedikit dan hal ini merupakan kesulitan pada konstruksi pompa injeksi, dan pembakaran juga terganggu karena pada kecepatan rendah temperatur tidak dapat mencapai titik nyala dari bahan bakar.

Batas Asap (smoke level)

Pembatasan ini sangat dipengaruhi jenis bahan bakar dan proses pembakarannya pula. Apabila terlalu banyak bahan bakar yang diinjeksikan dan udara yang dimasukkan kurang maka akan terjadi dekomposisi thermal yang menghasilkan butiran - butiran jelaga di dalam gas buang sehingga menyebabkan terjadinya asap hitam sebagai penyebab polusi udara.

Temperatur Gas Buang

Pembatasan ini berkaitan dengan kekuatan material katup buang dan bagian - bagian lainnya.

Tekanan Puncak Silinder

Pembatasan ini perlu diperhatikan sebab berkaitan dengan injeksi bahan bakar ke dalam silinder. Jika tekanan dalam silinder terlalu tinggi, maka akan menyulitkan dalam injeksi bahan bakar. Akibatnya pembakaran tidak berlangsung sempurna.

Kecepatan Turbocharge

Pengaruh dari kecepatan turbocharge yang terlalu tinggi adalah tidak sempurnanya pembakaran karena terlalu banyak udara yang masuk sementara bahan bakar yang diinjeksikan tidak sebanding.

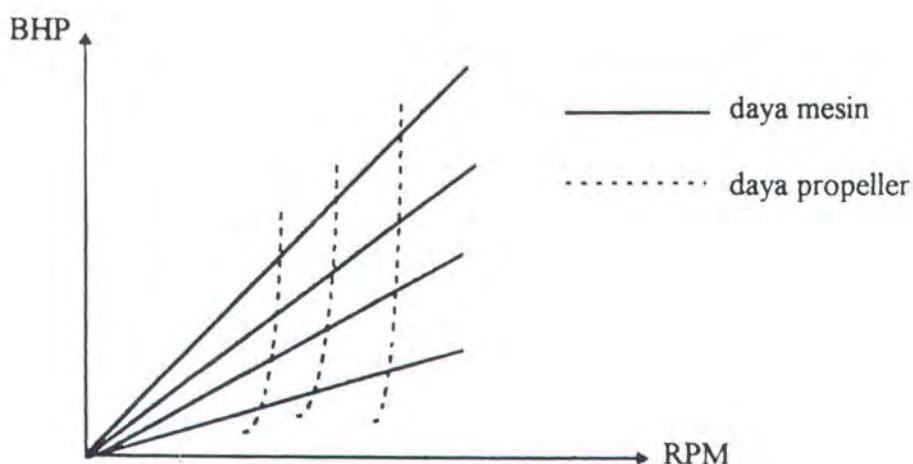
Kecepatan Maksimum

Pengaruh dari terlampaunya batasan kecepatan maksimum karena menyangkut masalah pembakaran. Karena penghisapan udara dan injeksi bahan bakar besar kemungkinan kurang efektif pada rpm yang terlalu tinggi. Hal ini disebabkan pompa injeksi bahan bakar independen terhadap putaran mesin.

2.7. PROSEDUR MATCHING

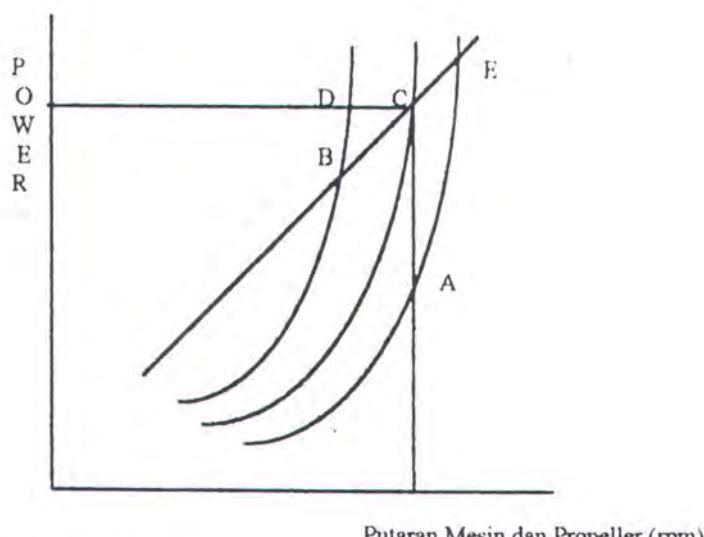
Setelah didapat kurva-kurva torsi-rpm atau power-rpm dari propeller dan mesin maka langkah selanjutnya adalah mendapatkan perpotongan dari kedua kurva tersebut dengan jalan mengeplotkan kurva-kurva tersebut secara bersama-sama. Permasalahannya adalah bagaimana mendapatkan satu titik operasi yang menunjukkan bahwa mesin dapat beroperasi pada kondisi optimum pada batas yang cukup aman tidak overload dan dicapai efisiensi propeller dan konsumsi bahan bakar specifik yang paling optimum.

Gambar 2.15 menunjukkan empat kurva mesin yang diplotkan dengan tiga kurva propeller. Kurva-kurva mesin menunjukkan daya mesin pada harga-harga brake mean effective pressure yang berbeda-beda. Sedangkan kurva-kurva propeller menunjukkan perbedaan pitch propeller sedangkan diameter propeller dibuat konstan yang disesuaikan dengan bentuk belakang kapal. Pada gambar tersebut terdapat dua belas perpotongan dari kurva mesin dan propeller. Tugas perencana adalah mendapatkan satu titik operasi yang paling optimum dari propeller dan mesin.



Gambar 2.15 : Kurva perpotongan mesin dan propeller

Gambar 2.16 menunjukkan grafik pengeplotan kurva daya-rpm mesin dengan tiga kurva daya-rpm propeller dengan pitch yang berbeda. Titik A menunjukkan bahwa mesin hanya mampu bekerja pada daya di bawah titik desain karena dibatasi rpm maksimum. Titik B menunjukkan bahwa mesin tersebut hanya mampu bekerja di bawah titik desain, karena dibatasi brake mean effective maksimum. Gambar tersebut juga berarti, apabila daya mesin yang dibutuhkan hanyalah pada daya pada titik A bukan titik C, sedangkan daya yang tersedia ada pada titik C, maka dengan propeller yang pitchnya tepat melalui titik A akan diperoleh daya mesin yang hanya bisa beroperasi sampai titik tersebut, karena kontrol kecepatan mesin tidak mengijinkan rpm beroperasi melebihi rated rpm-nya. Maka titik A menjadi titik keseimbangan. Hal ini akan mengakibatkan kecenderungan besarnya konsumsi bahan bakar specifik, kalau ditinjau dari daya mesinnya, maka hal ini adalah suatu hal yang percuma, karena mesin didesain dengan daya sebesar titik C, hanya beroperasi pada titik A saja, walaupun ada keuntungan umur mesin yang relatif lebih panjang. (Lihat gambar 2.16)



Gambar 2.16 : Grafik kehilangan daya jika rated rpm tidak benar

Titik D menunjukkan titik dimana mesin bisa mencapai daya yang sama dengan titik C namun terpaksa mesin pada kondisi *overload* karena melebihi mean effective pressure dan akan mengakibatkan umur mesin menjadi pendek. Titik E menunjukkan titik dimana mesin bisa mencapai daya yang sama dengan titik C jika terdapat pembatas otomatis rpm, tetapi hal ini juga akan berakibat mesin dalam kondisi overload.

Hubungan mesin dan propeller.

Seperti telah dijelaskan sebelumnya bahwa untuk menggerakkan kapal pada kecepatan tertentu dibutuhkan tersedianya daya dorong. Daya dorong tersebut dihasilkan oleh propeller yang mendapat putaran dan torsi dari mesin induk. Dalam spesifikasi mesin tercantum bahwa kondisi kerja mesin terdiri dari :

- Maksimum BHP pada maksimum RPM adalah kondisi pada engine test bed yang disebut kondisi Maximum Continous Rating (MCR).
- Intermitten BHP pada maksimum RPM yaitu sekitar (85-90) % BHP maksimum.
- Continous Service Rating (CSR) yaitu kondisi (70 - 85) % BHP maksimum pada sekitar 90 % RPM maksimum.

Untuk mendapatkan *life time* dari mesin yang cukup panjang maka mesin harus dioperasikan pada batas yang cukup aman (tidak overload) dan pada konsumsi bahan bakar specific yang optimum agar dapat dicapai tujuan ekonomis pengoperasian dari mesin. Permasalahannya adalah bahwa mesin harus dioperasikan dengan propeller maka harus diketahui karakteristik dari propeller

pula. Berkaitan dengan hal tersebut dibawah ini diberikan beberapa permasalahan prosedur matching antara mesin dan propeller :

1. Mesin dan propeller dalam satu paket.

Ini berarti telah ditentukan daerah kerja antara mesin dan propeller. Tetapi hal ini kadangkala daerah operasi tersebut tidak selalu sesuai karena daerah pelayaran yang berbeda dan pengoerasian kapal yang lama berarti tahanan kapal juga bertambah. Hal ini berakibat kapal membutuhkan daya yang lebih besar untuk dapat beroperasi pada kecepatan dinas. Dengan penambahan daya ini berarti penambahan pula CSR dari mesin. Proses penambahan mendapatkan haraga CSR yang tepat ini disebut matching.

2. Mesin dan propeller terpisah.

Dengan menganalisa karakteristik mesin dan propeller dan mengeplotkannya pada satu gambar maka akan didapat daerah operasi yang sesuai antara keduanya.

3. Penggantian propeller atau mesin.

Proses matchingnya sama dengan pembahasan sebelumnya.

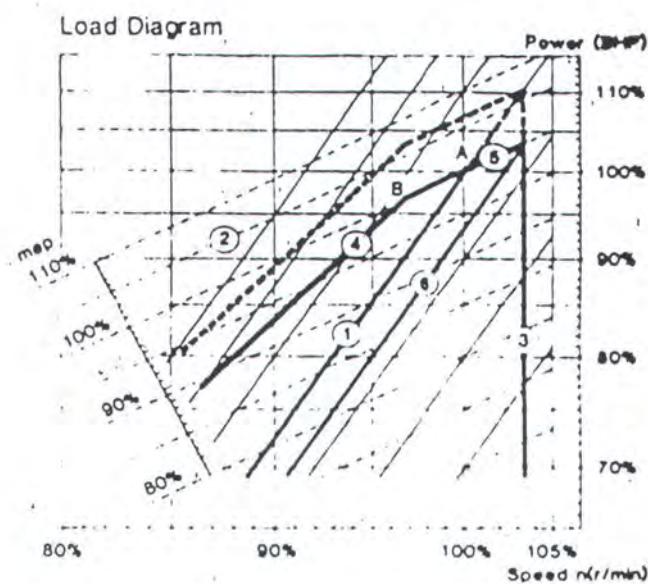
Sudah merupakan hal yang umum bahwa MCR nominal mesin selalu lebih besar daripada MCR yang dibutuhkan. Karena itu untuk menentukan titik operasi dari CSR terlebih dahulu harus diadakan derating dari MCR nominalnya. Karena tiap-tiap mesin mempunyai karakter yang berbeda misalnya mesin 4 langkah putaran sedang dilakukan derating terhadap daya dan BMEP-nya pada RPM

konstan. Mesin 2 langkah putaran rendah dilakukan derating terhadap daya dan RPM-nya pada BMEP konstan. Sehingga diperoleh kecenderungan makin kecilnya putaran mesin agar diperoleh efisiensi propeller yang tinggi. Selanjutnya ditentukan titik operasi CSR dari titik MCR tersebut, dan besarnya CSR umumnya ditentukan 85 % MCR dimana yang 15 % digunakan untuk cadangan daya yang dibutuhkan pada kondisi cuaca buruk.

Propeller Lay-out (load diagram).

Pada lay-out propeller terdapat batas-batas operasi pada kondisi normal dengan hull yang bersih dan kondisi cuaca buruk, fouling, dan lain-lain. Gambar di bawah ini menunjukkan lay-out propeller dari mesin Mitsui dua langkah dengan fixed pitch propeller.

(Lihat gambar 2.17)



Gambar 2.17 : Load diagram Mitsui 2 langkah, fixed pitch propeller.

Garis garis pada gambar menunjukkan :

Garis 1 : Kurva propeller yang melalui titik A adalah titik MCR specific (100 % power - 100 % RPM). Garis ini mewakili beban-beban mesin yang biasanya dipakai pada test bed. Garis - garis paralel terhadap garis 1 adalah kurva - kurva propeller pada kondisi kerja.

Garis 2 : Garis-garis paralel terhadap garis 2 adalah garis-garis untuk MEP konstan.

Garis 3 : Garis 3 adalah garis batas kecepatan mesin (RPM) untuk operasi kontinu dari mesin yang dipasang. Batasnya adalah 103,3 % RPM yang tidak boleh dilewati kecuali pada kondisi percobaan dimana biasanya diperbolehkan sampai 106 %.

Garis 4 : Sembarang titik pada garis 4 mewakili daya pada RPM tertentu, mewakili harga-harga maksimum power dan MEP dimana udara yang diinjeksikan pada batas yang cukup untuk pembakaran.

Garis 5 : Adalah garis batas MEP untuk kondisi kerja kontinu.

Garis 6 : Adalah kurva yang disarankan untuk lay-out propeller yang berlaku untuk kapal pada kondisi beban penuh dengan hull bersih. Dalam hubungannya dengan kurva propeller yang dipilih.

Daerah antara garis-garis 4, 5, dan garis putus-putus merupakan daerah hanya untuk operasi sementara satu jam setiap selang 1,2 jam operasi. Power overload adalah 110 % yang diperoleh pada RPM 103,3 %.

BAB III

ANALISA MASALAH

BAB III

ANALISA MASALAH

3.1. DATA OBYEK

3.1.1. Data Kapal Caraka Jaya Niaga III - 24

Tipe	:	Semi Container
Panjang seluruh (LWL)	:	94,00 m
Panjang antara garis tegak (LPP)	:	92,15 m
Lebar (B moulded)	:	16,50 m
Tinggi sampai geladak utama	:	7,80 m
Tinggi sampai geladak kedua	:	4,90 m
Sarat air desain	:	5,40 m
Koefisien blok	:	0,6679
Koefisien midship	:	0,9951
Isi kotor (DWT)	:	3.500 ton
Kecepatan kapal	:	12,4 knot.

3.2.1. Data Spesifikasi Mesin Induk

Tipe	:	PAL - MAN B&W 5S26MC
------	---	----------------------

Nomor mesin	: PMW - 0001
Jumlah	: 1 set
Jumlah silinder	: 5
Ukuran langkah	: 980 mm
Diameter silinder	: 260 mm
Maximum Continuos Rating (MCR)	: ± 2050 DK
Normal Continuos Rating (NCR)	: ± 1740 DK
Putaran mesin	: 207 RPM
Konsumsi bahan bakar	: 129 gr/PS. jam

Catatan :

- Daya mesin tersebut di atas (kondisi MCR dan NCR) didapat pada :

Temperatur pemasukan blower	: 45°C
Tekanan pemasukan blower	: 1000 mbar
Temperatur air laut	: 32°C

3.1.3. Data Spesifikasi Propeller

Type	: B 4. 417 Wageningen
Number of blade	: 4
Diameter	: 3000 mm
Area ratio (Fa/F)	: 0.417
Pitch ratio	: 0.736
Pitch	: 2568 mm
Rake of blade	: 8°

Blade thickness ratio : 0.043
Expanded area : 3.985 m²
Disc area : 9.556 m²
Blade width ratio : 0.228
Material : Ni - Al - Bronze
Mass moment inertia : 6904 kg - cm - sec² (dry)

3.2. KARAKTERISTIK FIXED PITCH PROPELLER

3.2.1. Propeller Open Water Diagram

Setiap propeller mempunyai karakteristik yang berbeda - beda. Karakteristik propeller ini digambarkan berdasarkan suatu konstanta-konstanta tidak berdimensi antara lain :

- Koefisien torsi (K_Q)
- Koefisien thrust (K_T)
- Koefisien advance (J)
- Efisiensi open water (η_0)

Besarnya harga dari konstanta-konstanta ini didapat dari open water test dari model propeller pada perairan yang homogen. Pada pembahasan ini harga dari konstanta - konstanta tersebut didapat dari suatu perhitungan dengan program Foran System yang didapat dari PT. PAL Surabaya. Program ini pembuatannya berdasarkan perhitungan dari Holtrop. Besarnya konstanta-konstanta itu dapat dilihat pada tabel berikut :

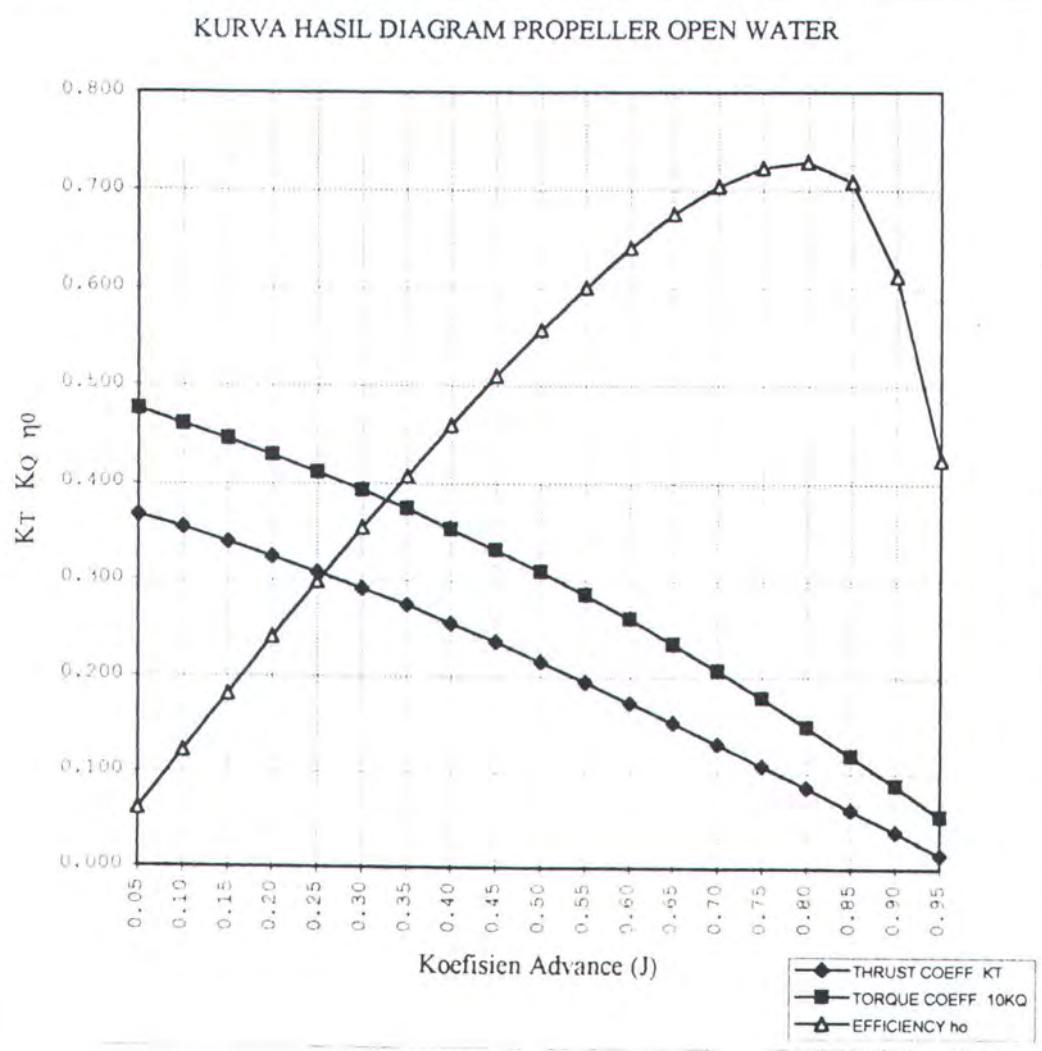
(Lihat tabel 3.1)

Advance Ratio J	Thrust Coefficient K_T	Torque Coefficient $10 K_Q$	Efficiency η_0
0.05	0.367	0.476	0.061
0.10	0.354	0.461	0.122
0.15	0.339	0.446	0.182
0.20	0.324	0.429	0.240
0.25	0.308	0.412	0.298
0.30	0.291	0.393	0.354
0.35	0.274	0.374	0.408
0.40	0.255	0.353	0.460
0.45	0.236	0.331	0.510
0.50	0.216	0.309	0.557
0.55	0.195	0.285	0.601
0.60	0.174	0.260	0.641
0.65	0.153	0.234	0.676
0.70	0.131	0.207	0.704
0.75	0.108	0.179	0.723
0.80	0.085	0.149	0.729
0.85	0.062	0.119	0.709
0.90	0.039	0.087	0.639
0.95	0.015	0.055	0.425

Tabel 3.1 : Koefisien-koefisien diagram propeller open-water

Apabila konstanta - konstanta tersebut diplotkan pada suatu grafik akan tampak seperti gambar di bawah ini.

(Lihat gambar 3.1)



Gambar 3.1 : Kurva propeller open water diagram

Di dalam kurva ini akan diplotkan kurva tahanan untuk mendapatkan besarnya harga koefisien torsi. Karena kurva 3.1 merupakan kurva antara koefisien advance (J) terhadap koefisien torsi (K_Q), koefisien thrust (K_T), dan efisiensi propeller (η_0) maka tahanan kapal harus diimplementasikan ke dalam bentuk koefisien thrust terlebih dahulu.

3.2.2. Perhitungan Tahanan Kapal

Besarnya tahanan kapal dapat dari suatu percobaan pengujian tahanan model yang dilakukan pada terowongan terbuka milik Laboratorium Hidrodinamika ITS. Prosedur pengujinya adalah sebagai berikut :

Dimensi kapal dan model

Dimensi	Kapal	Model
Lpp (m)	92,15	2,3
LWL (m)	94,00	2,32
B (m)	16,50	0,41
H (m)	7,8	0,195
T (m)	5	0,125
C _b	0,6585	0,6585
WSA (m ²)	1755	1,1

Skala : 1 : 40

Tabel 3.2 : Tabel dimensi kapal dan model

Model kapal dibuat dari kayu sesuai dengan rencana garis Kapal Caraka Jaya III. Range kecepatan model (0,8 - 1,34) meter per detik yang identik dengan kecepatan kapal (10 - 16,5) knot.

Faktor-faktor Korelasi dan Sifat-sifat Phisis.

Percobaan pengujian dan analisanya dilaksanakan menurut metode Froude yaitu tahanan total dibagi atas tahanan gesek dan tahanan sisa. Panjang garis air

(LWL) adalah panjang yang digunakan untuk bilangan Reynolds maupun bilangan Froude. Koefisien tahanan gesek dihitung menurut ITTC - 1957, dimana :

$$C_F = \frac{0,057}{\left(\log_{10} \frac{Rn - 2}{2} \right)^2} \quad (3.1)$$

dengan faktor kekasaran $C_A = 0.0004$

Analisa hasil percobaan didasarkan pada sifat-sifat phisis sebagai berikut :

Gravitasi bumi (g) : $9,81 \text{ m/s}^2$

Densitas air laut (ρ) pada 29° C : 1022 kg/m^3

Viskositas kinematis air laut (ν) : $0,86671 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Densitas air tawar (ρ) pada 26° C : $996,7 \text{ kg/m}^3$

Viskositas air tawar (ν) : $0,87313 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Prosedur Percobaan.

Percobaan pengujian tahanan dilaksanakan di Laboratorium Hidrodinamika FTK - ITS dengan ukuran tangki percobaan:

Panjang : 50 m

Lebar : 3 m

Dalam : 2 m

Sarat : 1,8 m

Kereta penarik model berjumlah 4 motor listrik linear yang memungkinkan percepatan yang singkat sudah dapat menghasilkan kecepatan konstan yang dikehendaki sehingga tersedia waktu pengukuran yang cukup, sebelum kereta berhenti pada ujung tangki.

Selama percobaan, model kapal ditarik oleh kereta dengan menggunakan poros vertikal. Tahanan model akan sama dengan gaya yang bekerja pada poros vertikal diukur secara elektronis dengan menggunakan strain gauge yang dihubungkan dengan alat elektronis maupun komputer - komputer di dalam ruang kontrol. Selama percobaan, model kapal dapat melakukan gerakan - gerakan *pithing* dan *heaving* secara bebas. Percobaan tarik dilakukan pada berbagai kecepatan sehingga dapat dibuatkan grafik antara horsepower dengan kecepatan kapal atau tahanan total kapal dengan kecepatan kapal.

Analisa Percobaan

Konversi harga - harga yang diperoleh pada percobaan model ke harga yang sebenarnya pada kapal dilaksanakan dengan formula - formula antara lain:

$$\text{Kecepatan kapal } V_K = V_M \cdot \lambda^{0,5} \quad (3.2)$$

$$\text{Daya efektif } P_E = R_{TK} \cdot V_K \quad (3.3)$$

$$= (R_{TM} - F_D) \cdot V_M \cdot \lambda^{3,5} \cdot \rho_K / \rho_M \quad (3.4)$$

$$\text{dimana : } F_D = 1/2 \rho_M \cdot V_M^2 \cdot S_M \cdot (C_{FM} - C_{FK} - C_A) \quad (3.5)$$

Catatan : Index M menunjukkan model dan K menunjukkan kapal.

Hasil Percobaan Model Kapal

Percobaan dilaksanakan 5 kali tarikan dengan kecepatan model yang berbeda - beda dan dilakukan pada kondisi :

- Frekuensi time signal : 4 Hz
- WSA : $1,1 \text{ m}^2$
- Temperatur air di tangki : 26°C

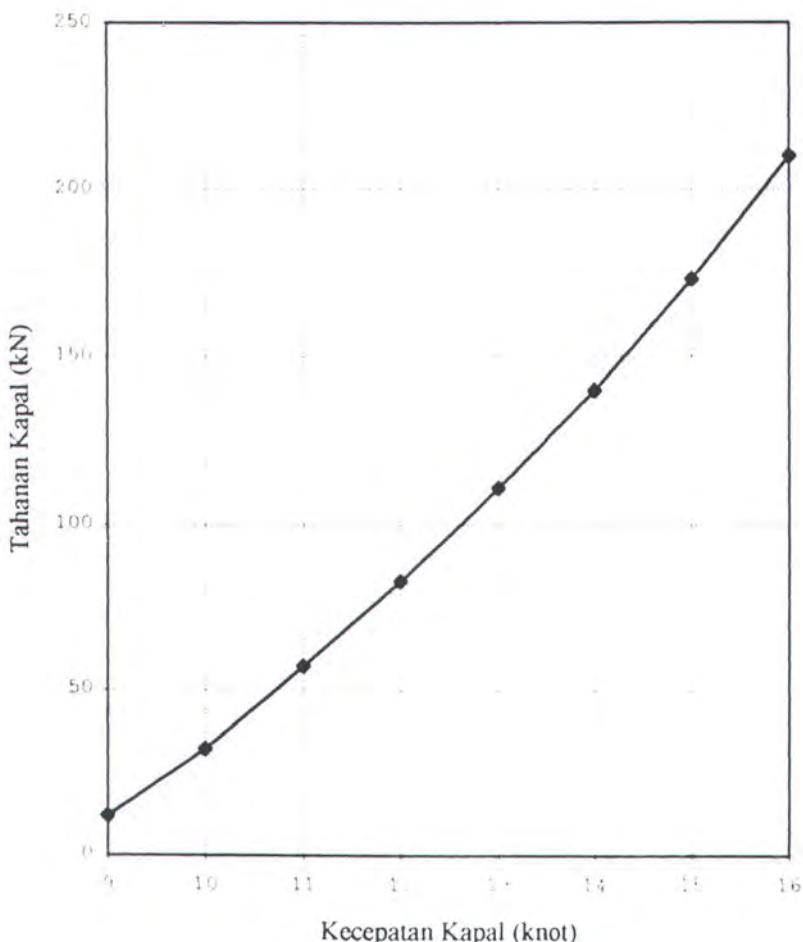
- Temperatur air laut : 29°C

Hasil percobaan dapat dilihat pada tabel 3.3 berikut :

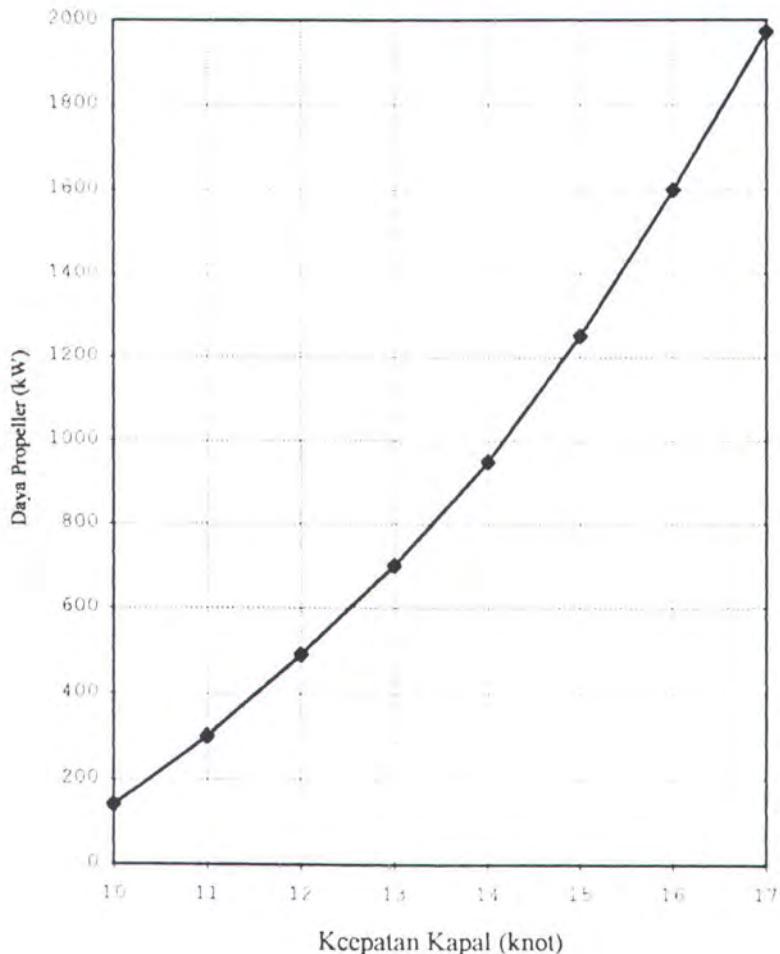
No. Percobaan	1	2	3	4	5
Kecepatan model (m/s)	0,88124	0,93750	1,101595	1,277339	1,343912
Kecepatan kapal (m/s) (knot)	5,13863 9,98949	5,92927 11,5265	6,967103 13,54404	8,078606 15,70481	8,499647 16,52330
Angka Froude	0,17033	0,196543	0,230945	0,26779	0,281746
Tahanan model (N)	1,24983	2,06582	3,412142	4,86588	5,475616
Ctm	3,45686	4,291563	5,13390	5,44519	5,475616
Ctk	1,11533	2,032090	2,96232	3,35024	3,466007
Tahanan kapal (kN)	65,4868	94,25025	129,32	196,643	225,195
Daya (kW)	335,935	567,587	900,986	1588,6	1914,08

Tabel 3.3 : Hasil percobaan model kapal

Berdasarkan tabel 3.2 dapat dibuat gambar hubungan antara tahanan kapal terhadap kecepatan kapal dan daya efektif terhadap kecepatan kapal.
(Lihat gambar 3.2 dan 3.3)

KURVA KECEPATAN KAPAL TERHADAP TAHANAN KAPAL**Gambar 3.2 : Kurva tahanan kapal terhadap kecepatan kapal**

Kurva ini dapat digunakan untuk membaca besarnya tahanan kapal untuk berbagai kecepatan kapal dan sebagai dasar untuk mencari besarnya koefisien thrust dari propeller.

KURVA KECEPATAN KAPAL TERHADAP DAYA PROPELLER**Gambar 3.3 : Kurva daya efektif terhadap kecepatan kapal**

Kurva ini dapat digunakan untuk membaca besarnya daya efektif yang dibutuhkan kapal pada berbagai kecepatan kapal.

3.2.3. Korelasi Tahanan Kapal dan Karakteristik Propeller

Dari hasil percobaan tahanan kapal didapat lima macam data kecepatan kapal yang menghasilkan besarnya tahanan kapal yang berbeda, namun hubungan antara keduanya tidak dijelaskan. Untuk mencari korelasi antara tahanan kapal dan karakteristik propeller yang terwujud dalam open water test diagram maka hubungan antara kecepatan kapal dengan tahanan kapal harus diimplementasikan dalam suatu persamaan.

Pada pembahasan tugas akhir ini untuk menganalisa karakteristik propeller diperlukan adanya asumsi dan idealisasi guna mencari persamaan hubungan antara kecepatan kapal dengan tahanan kapal. (Prastowo, H. Materi kuliah Permesinan Kapal II, 1991). Asumsi dan idealisasi tersebut antara lain :

- Tahanan adalah proporsional terhadap kuadrat kecepatan dan harga fraction coefficient C_f , densitas air laut ρ , dan luasan permukaan basah kapal S adalah konstan, sehingga persamaan (2.1) dapat ditulis menjadi :

$$R = k V_s^2 \quad (3.6)$$

- Wake fraction w dan thrust deduction t adalah konstan pada semua range kecepatan kapal.

Berdasarkan persamaan (3.6) dan tabel hasil pengujian, besarnya harga konstanta k dapat dikalkulasi dengan mensubstitusi harga tahanan total kapal pada kuadrat kecepatan kapal tertentu dan besarnya untuk lima kali pengujian adalah \pm

3. Maka persamaan (3.6) dapat ditulis menjadi :

$$R = 3 V_s^2 \quad (3.7)$$

Apabila persamaan (3.7) ditranslasikan pada *open water diagram* maka karakteristik tahanan kapal menjadi karakteristik propeller. Hubungan tersebut adalah sebagai berikut :

$$R = 3 V_s^2$$

$$T(I-t) = 3 \left(\frac{V_A}{I-w} \right)^2 \quad (3.8)$$

$$T = \frac{3}{(I-t)(I-w)} V_A^2 \quad (3.9)$$

$$K_T \rho n^2 D^4 = \frac{3}{(I-t)(I-w)} V_A^2 \quad (3.10)$$

$$K_T = \frac{3}{(I-t)(I-w)} \frac{\rho}{\rho D} \left(\frac{V_A}{n D} \right)^2 \quad (3.11)$$

Dengan asumsi bahwa D , ρ , t , dan w adalah konstan dan $J = \frac{V_A}{n D}$ maka persamaan (3.11) akan menjadi :

$$K_T = C \times J^2 \quad (3.12)$$

dimana : $C = \frac{3}{(I-t)(I-w)} \frac{\rho}{\rho D} \quad (3.13)$

$$t = \text{thrust deduction} = 0,167$$

$$w = \text{wake fraction} = 0,164$$

$$\rho = \text{densitas air laut} = 1022 \text{ kg/m}^3$$

$$D = \text{diameter propeller} = 3 \text{ m}$$

$$\text{Maka harga } C = \frac{3}{(I-0,167)(I-0,164) \cdot 1022 \cdot 3} = 5,6 \times 10^{-4}$$

Setelah diketahui harga C maka persamaan (3.12) dapat ditulis menjadi :

$$K_T = 5.6 \times 10^{-4} \times J^2 \quad (3.14)$$

Berdasarkan persamaan (3.14), setelah tahanan kapal diimplementasikan dalam bentuk fungsi kuadrat antara K_T dan J , maka langkah selanjutnya adalah memplot fungsi tersebut ke dalam open water diagram akan ditemukan titik perpotongan antara kurva tahanan kapal K_T dari propeller. Perpotongan tersebut adalah titik operasi dari propeller yang apabila ditarik garis ke bawah akan menunjukkan titik operasi dari J dan apabila ditarik garis ke atas akan menunjukkan titik operasi dari K_Q dan η_o . Hasil dari pengeplotan tersebut dapat dilihat pada tabel 3.4.

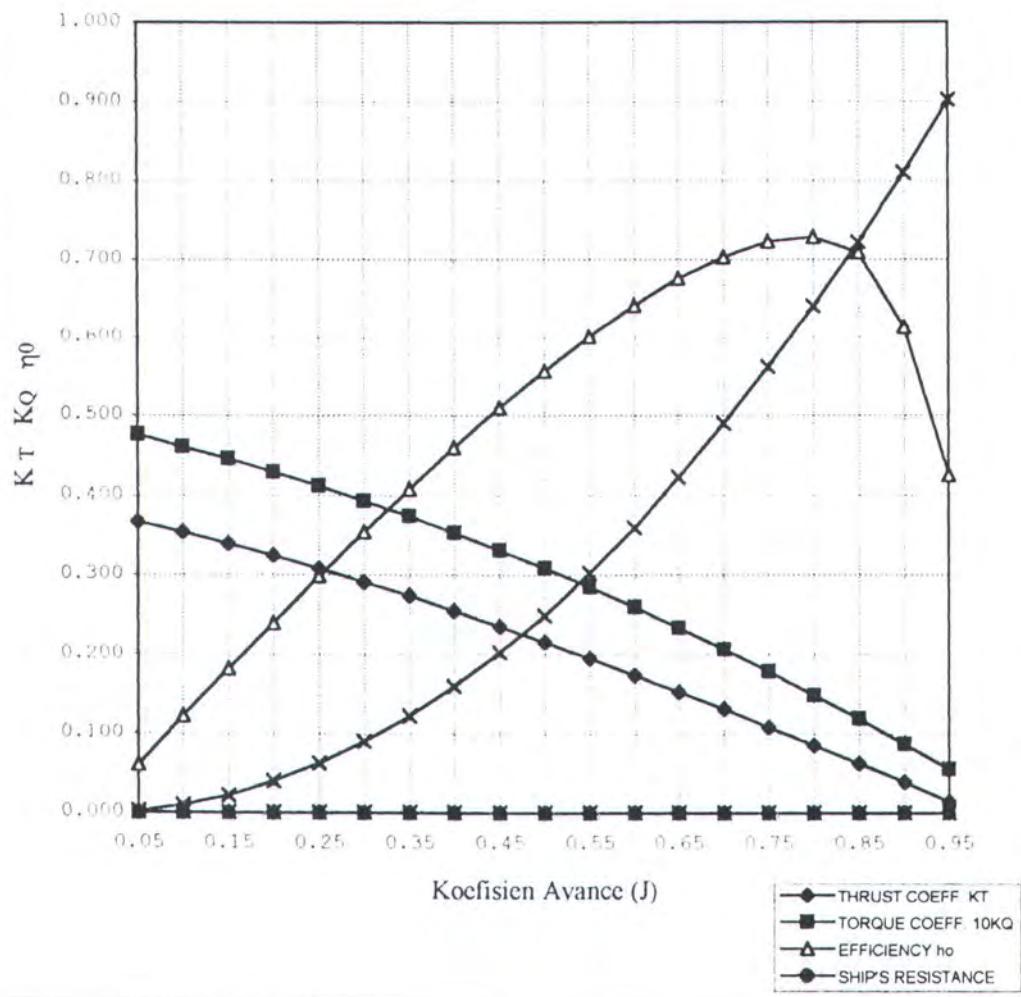
Advance Ratio J	$(\text{Advance Ratio})^2$ J^2	Konstanta C	Tahanan Kapal $K_T = C \times J^2$
0.05	0.0025	5.6×10^{-4}	1.00×10^{-6}
0.10	0.0100	5.6×10^{-4}	6.00×10^{-6}
0.15	0.0225	5.6×10^{-4}	1.30×10^{-5}
0.20	0.0400	5.6×10^{-4}	2.20×10^{-5}
0.25	0.0625	5.6×10^{-4}	3.50×10^{-5}
0.30	0.0900	5.6×10^{-4}	5.00×10^{-5}
0.35	0.1225	5.6×10^{-4}	6.90×10^{-5}
0.40	0.1600	5.6×10^{-4}	9.00×10^{-5}
0.45	0.2025	5.6×10^{-4}	1.13×10^{-4}
0.50	0.2500	5.6×10^{-4}	1.40×10^{-4}
0.55	0.3025	5.6×10^{-4}	1.69×10^{-4}
0.60	0.3600	5.6×10^{-4}	2.02×10^{-4}
0.65	0.4225	5.6×10^{-4}	2.37×10^{-4}
0.70	0.4900	5.6×10^{-4}	2.74×10^{-4}
0.75	0.5625	5.6×10^{-4}	3.15×10^{-4}
0.80	0.6400	5.6×10^{-4}	3.58×10^{-4}
0.85	0.7225	5.6×10^{-4}	4.05×10^{-4}
0.90	0.8100	5.6×10^{-4}	4.54×10^{-4}
0.95	0.9025	5.6×10^{-4}	5.05×10^{-4}

Tabel 3.4 : Tabel pengeplotan tahanan kapal dalam diagram K_Q , K_T , J

Apabila tabel diwujudkan dalam bentuk kurva dan diplotkan pada gambar (3.1) akan tampak seperti gambar di bawah ini.

(Lihat gambar 3.4)

**KURVA TAHANAN KAPAL TERHADAP DIAGRAM PROPELLER
OPEN WATER**



Gambar 3.4 : Kurva pengeplotan tahanan kapal pada diagram propeller open-water.

Berdasarkan pembacaan gambar maka besarnya harga koefisien-koefisien adalah sebagai berikut :

$$\text{Thrust coefficient } K_T = 0,23$$

$$\text{Torque coefficient } K_Q = 0,032$$

$$\text{Efisiensi propeller } \eta_0 = 53 \%$$

Besarnya torsi propeller dihitung berdasarkan persamaan (2.31) dan power propeller (load power) dihitung berdasarkan persamaan (2.33) yaitu :

$$Q = K_Q \rho D^5 n^2$$

dan

$$P = K_Q \rho D^5 n^3$$

Karena torsi mempunyai satuan $\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{second}$ dan daya mempunyai satuan kilowatt atau horsepower, maka rpm harus dikonversi menjadi radius per detik (rps). Maka persamaan (2.31) dan (2.33) harus dirubah menjadi :

$$Q = \frac{K_Q \rho D^5 n^2 2\pi}{3600 \times 1000} \quad (\text{kN}) \quad (3.15)$$

dan

$$P = \frac{K_Q \rho D^5 n^3 2\pi}{216000 \times 1000} \quad (\text{kW}) \quad (3.16)$$

Pada pembahasan tugas akhir ini putaran propeller diasumsikan sama dengan putaran mesin karena sistem transmisinya tidak menggunakan *gear box*. Sedangkan putaran mesin yang dijadikan obyek penelitian adalah (85, 90, 105, 121, 150, 164, 188, 191) rpm. Karena torsi mempunyai satuan $\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{second}$ dan daya mempunyai satuan kilowatt atau horsepower, maka rpm harus dikonversi menjadi radius per detik (rps). Apabila harga torsi propeller dan power propeller ditabelkan untuk putaran-putaran mesin tersebut maka akan tampak seperti tabel (3.5).

$K = K_Q \rho D^5$	RPM n	$(RPM)^2$ n^2	$(RPM)^3$ n^3	Torsi (kN)	Daya (kW)
7750	85	7225	614125	97,676	138,376
7750	90	8100	729000	109,500	164,258
7750	105	11025	1157625	149,052	260,838
7750	121	14641	1771561	197,938	399,174
7750	150	22500	3375000	304,186	760,470
7750	164	26896	4410944	363,618	993,890
7750	188	35344	6644672	477,83	1497,200
7750	191	36481	6967871	493,202	1570,000

Tabel 3.5 : Tabel torsi propeller dan power propeller

Karena satuan dari daya pada tabel (3.5) dalam kW, maka harus dikonversi menjadi horse power (hp) dimana $1\text{hp} = 0,746\text{ kW}$.

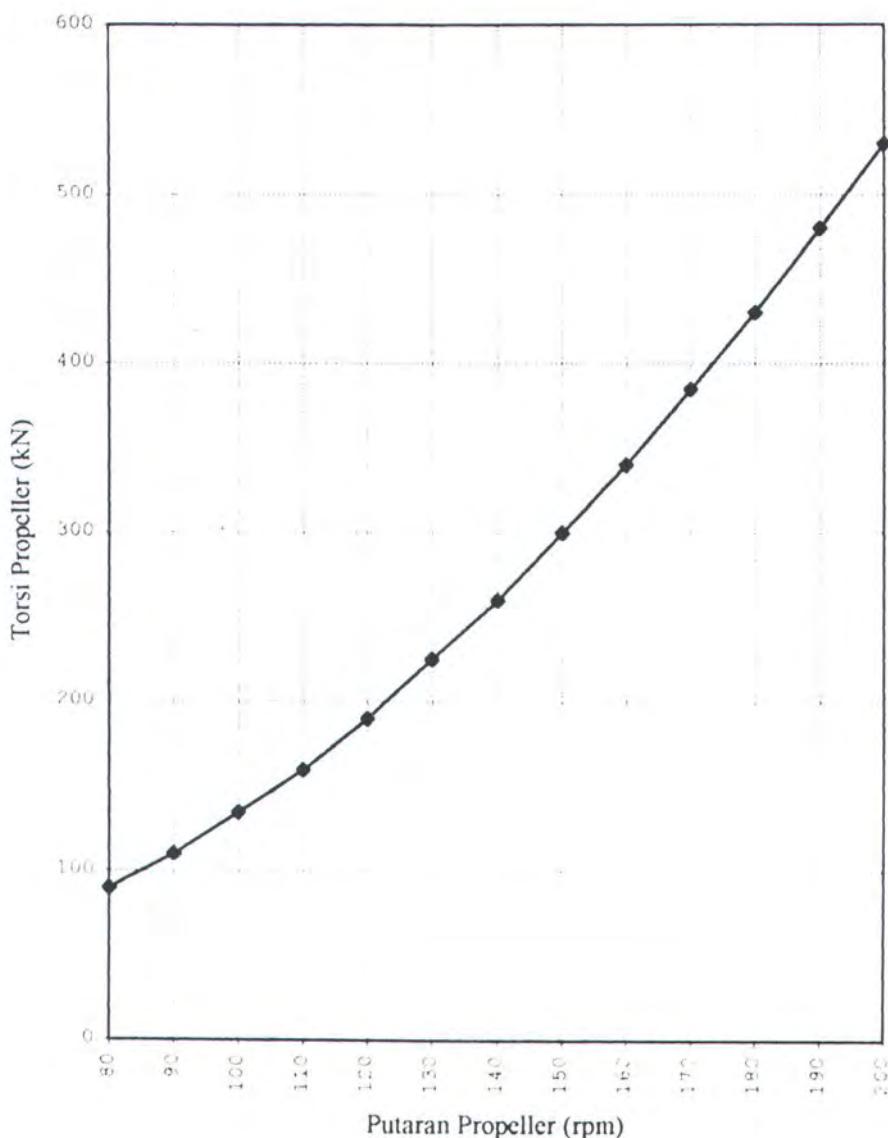
(Lihat tabel 3.6).

RPM	85	90	105	121	150	164	188	191
P (kW)	138,376	164,258	260,838	399,174	760,470	993,890	1497,200	1570,000
P (hp)	103,23	122,536	194,59	297,78	567,73	741,44	1116,85	1171,22
1,2 P(hp)	123,876	147,04	233,51	357,34	681,28	889,73	1340,22	1405,00

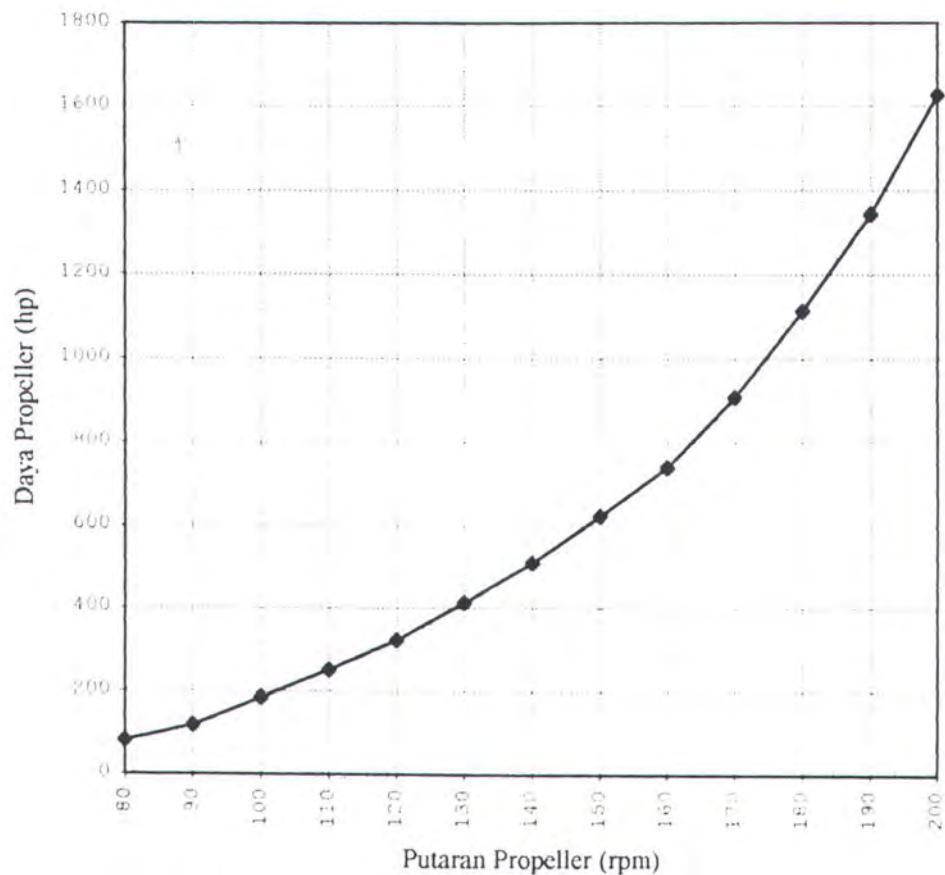
Tabel 3.6 Tabel daya propeller dalam kw dan hp

Apabila tabel (3.5) diplot ke dalam bentuk kurva torsi propeller terhadap rpm dan tabel (3.6) diplot ke dalam bentuk power propeller terhadap rpm maka akan tampak seperti gambar.

(Lihat gambar 3.5 dan 3.6).

KURVA TORSI PROPELLER TERHADAP PUTARAN PROPELLER**Gambar 3.5 : Kurva torsi propeller terhadap rpm**

KURVA DAYA PROPELLER TERHADAP PUTARAN PROPELLER

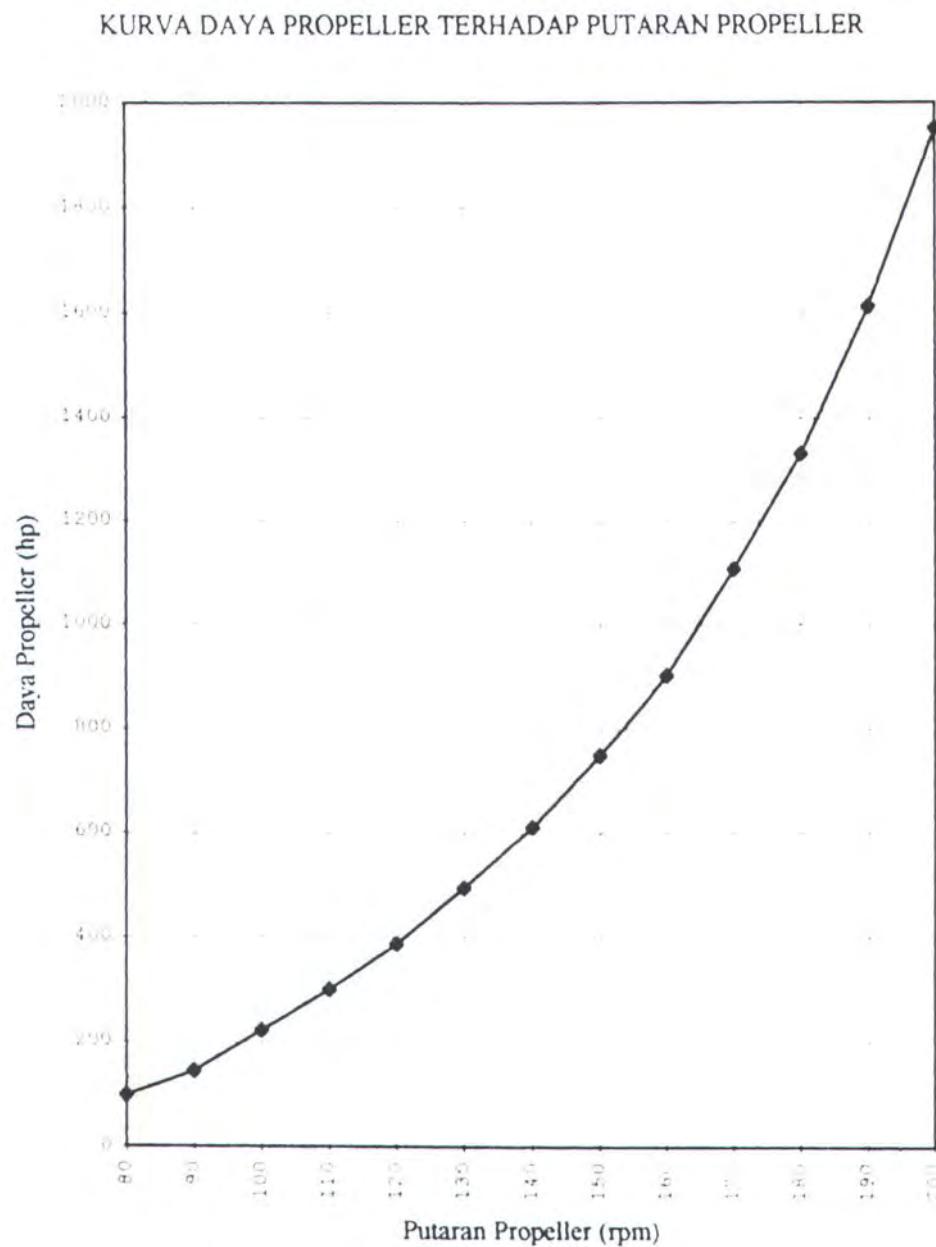


Gambar 3.6 : Kurva daya propeller terhadap rpm

Kurva daya propeller terhadap rpm di atas merupakan kondisi ideal, untuk menuju keadaan *service condition* maka harga daya-daya tersebut harus diberi *extra allowance (sea margin)*. Berdasarkan Harvald, Sv. Aa : "Resistance and Propulsion of Ships, untuk kapal yang berlayar dengan route Asia Timur harga *sea margin* adalah (15 - 20%). Pada pembahasan tugas akhir ini harga *sea margin* diambil 20%. Maka harga-harga daya menjadi seperti pada tabel (3.6) baris ke-4.

Apabila tabel (3.6) baris ke-4 diplot pada kurva maka akan tampak seperti pada gambar (3.7).

(Lihat gambar 3.7)



Gambar 3.7 : Kurva daya terhadap putaran propeller

3.3. KARAKTERISTIK MESIN DIESEL

3.3.1. Pemeriksaan Performance Mesin

Selama mesin beroperasi, beberapa parameter utama memerlukan pemeriksaan dan evaluasi secara berkala dalam suatu interval waktu tertentu. Hal ini dilakukan agar dapat diketahui kondisi mesin pada saat beroperasi yang kaitannya dengan kondisi mekanik dari komponen mesin yang berpengaruh terhadap nilai ekonomis. Pemeriksaan dan evaluasi ini juga bertujuan untuk membantu perlindungan komponen mesin dari gangguan dalam waktu yang singkat sehingga gangguan tersebut dapat dicegah sedini mungkin.

Parameter - parameter itu antara lain :

Putaran mesin (rpm)

Tekanan efektif rata - rata (bar)

Tekanan kompresi (bar)

Tekanan maksimum pembakaran (bar)

Fuel pump index

Tekanan gas buang (bar)

Temperatur gas buang ($^{\circ}$ C)

Tekanan udara bilas (bar)

Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)

Putaran turbocharge (rpm)

Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)

Temperatur udara sebelum filter ($^{\circ}$ C)

Tekanan filter udara (bar)

Tekanan udara pendingin (bar)

Konsumsi bahan bakar (gr/BHP.jam)

Parameter - parameter di atas diperiksa setiap 4 jam dalam kondisi mesin beroperasi kecuali tekanan silinder yang diukur dua kali sebulan dengan tujuan agar dapat diketahui :

- Kondisi pembakaran
- Kondisi silinder

Peralatan ukur yang digunakan antara lain thermometer, pressure gauge, tachometer, dan indikator.

Pada pembahasan tugas akhir ini pengukuran dilakukan pada kondisi kapal sedang beroperasi dengan mengambil beberapa macam putaran mesin yang berbeda (variabel speed). Beberapa putaran mesin yang diukur adalah rpm 85, 90, 105, 120, 150, 164, 188, dan 191. Tentang hasil pengukuran dapat dilihat pada tabel - tabel berikut :

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	4,9
Kecepatan kapal (knot)	6,3
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	36
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	4,2
Putaran turbocharge (rpm)	6500
Tekanan udara bilas (kg/cm ²)	0,2
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	33
Tekanan piston pendingin pelumas (kg/cm ²)	2,5
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	42
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	47
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	56
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	30
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	-
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	-

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	62,7	63	61,2	65,3	64	52
Pcomp. (bar)	39,2	41	35,5	42,2	41,7	40
Fuel Pump Index	13	14	12	17	16	14,4
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	160	165	160	170	175	166
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	65	65	65	68	65	65,6
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	45	46	46	47	46	47

Tabel 3.7 : Putaran mesin 85 RPM

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	4,9
Kecepatan kapal (knot)	6,7
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	36
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	4,5
Putaran turbocharge (rpm)	8000
Tekanan udara bilas (bar)	0,19
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	33
Tekanan piston pendingin pelumas (bar)	2,5
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	42
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	47
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	56
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	30
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	-
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	60

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	58,8	62,1	61,2	65,6	64,3	62,4
Pcomp. (bar)	35,3	37,2	32	38,8	37,5	36,2
Fuel Pump Index	14	16	13	19	18	16
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	240	246	240	260	250	247,2
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	65	65	65	68	66	65,8
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	45	46	47	47	50	47

Tabel 3.8 : Putaran mesin 90 RPM

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	4,9
Kecepatan kapal (knot)	7,6
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	36,5
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	4,59
Putaran turbocharge (rpm)	12.000
Tekanan udara bilas (bar)	0,25
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	33
Tekanan piston pendingin pelumas (bar)	2,5
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	45
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	48
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	56
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	30
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	-
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	60

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	62,7	63	62,7	62,9	60,3	62,3
Pcomp. (bar)	43,1	45,5	42,3	42,5	41	42,8
Fuel Pump Index	15	17	14	15	14	15
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	254	260	250	260	270	258,8
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	65	65	66	68	68	66,4
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	47	48	49	50	52	49,2

Tabel 3.9 : Putaran mesin 105 RPM

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	4,9
Kecepatan kapal (knot)	8,6
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	36,5
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	7,38
Putaran turbocharge (rpm)	14.000
Tekanan udara bilas (bar)	0,45
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	34
Tekanan piston pendingin pelumas (bar)	2,5
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	46
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	48
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	59
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	30
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	52
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	60

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	74,5	75	73	75,8	76,2	74,9
Pcomp. (bar)	47	47,5	46,2	48	48,6	47,5
Fuel Pump Index	16	18	15	18	19	17,2
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	260	265	260	270	275	266
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	65	65	68	68	70	67,2
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	47	49	49	52	52	49,8

Tabel 3.10 : Putaran mesin 121 RPM

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	4,9
Kecepatan kapal (knot)	9,4
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	37
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	12,81
Putaran turbocharge (rpm)	25.500
Tekanan udara bilas (bar)	0,8
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	34
Tekanan piston pendingin pelumas (bar)	2,5
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	46
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	48,5
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	59
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	30
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	53
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	60

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	117,6	119	115,2	119,8	120	118,3
Pcomp. (bar)	70,5	72	65,8	71,3	72,8	70,5
Fuel Pump Index	23	24	21	24	25	23,4
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	280	290	270	300	310	290
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	65	65	70	68	70	67,6
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	51	49	50	50	53	53

Tabel 3.11 : Putaran mesin 150 RPM

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	4,9
Kecepatan kapal (knot)	10,5
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	37
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	16,79
Putaran turbocharger (rpm)	27.000
Tekanan udara bilas (bar)	1,3
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	54
Tekanan piston pendingin pelumas (bar)	2,7
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	48
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	50
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	58
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	31
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	54
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	60

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	129,4	130	125,4	140	138,5	132,6
Pcomp. (bar)	86,3	86,5	80,8	92,3	91	71,4
Fuel Pump Index	32	33	30	35	34	32,8
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	325	320	325	330	305	321
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	65	65	71	68	70	67,8
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	53	56	53	53	53	51,6

Tabel 3.12 : Putaran mesin 164 RPM

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	4,9
Kecepatan kapal (knot)	12
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	37
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	23,07
Putaran turbocharge (rpm)	31.500
Tekanan udara bilas (bar)	2,18
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	56
Tekanan piston pendingin pelumas (bar)	2,7
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	48
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	50
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	58
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	31
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	56
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	60

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	153	153,8	150	155,2	156	153,6
Pcomp. (bar)	113,7	114	129	134,2	142,3	126,6
Fuel Pump Index	36	37	34	39	39	37
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	365	375	360	375	380	371
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	65	70	75	70	71	70,2
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	55	58	56	55	54	55,6

Tabel 3.13 : Putaran mesin 188 RPM

Tanggal	15 Januari 1996
Waktu pengukuran (menit)	5
Sarat kapal (m)	1011
Kecepatan kapal (knot)	12,5
Temperatur kamar mesin ($^{\circ}$ C)	37,5
Tekanan barometric (bar)	1011
Konsumsi bahan bakar (liter/5 menit)	24,08
Putaran turbocharge (rpm)	32.000
Tekanan udara bilas (bar)	2,2
Temperatur udara bilas ($^{\circ}$ C)	56
Tekanan piston pendingin pelumas (bar)	2,7
Temperatur piston pendingin pelumas ($^{\circ}$ C)	48
Temperatur bahan bakar ($^{\circ}$ C)	50
Temperatur pendingin air tawar ($^{\circ}$ C)	58
Temperatur pendingin air laut ($^{\circ}$ C)	31
Temperatur pelumas keluar ($^{\circ}$ C)	56
Temperatur air tawar keluar ($^{\circ}$ C)	60

Nomor Silinder	1	2	3	4	5	Average
Pmax. (bar)	156	158,2	158,6	159	157	157,8
Pcomp. (bar)	115	116	116	157,2	158,7	132,6
Fuel Pump Index	37	38	35	40	39	37,8
Temperatur exhaust gas ($^{\circ}$ C)	375	370	375	390	360	374
Temperatur C.F.W ($^{\circ}$ C)	66	70	75	70	71	70,4
Temperatur P.C.O ($^{\circ}$ C)	57	58	56	56	54	56,2

Tabel 3.14 : Putaran mesin 191 RPM

3.3.2. Perhitungan Daya

Daya efektif pada kondisi service dapat dihitung sebagai berikut :

$P_b = C \times RPM \times Pe$ (bhp).....(3.3.1, Instruction Manual Book for ME, 1991).

dimana :

P_b : Daya efektif mesin (bhp)

C : Konstanta mesin

RPM : Putaran mesin (rpm)

Pe : Tekanan efektif rata-rata (bar)

Konstanta mesin (C).

Besarnya konstanta mesin dapat dihitung melalui formula sebagai berikut :

$$C = \frac{I/4 p D^2 L n}{450000} \quad (3.3.2)$$

dimana :

D : Diameter piston (cm)

L : Panjang langkah (cm)

n : Jumlah silinder

Untuk mesin 5S26MC maka besarnya konstanta mesin adalah :

$$C = \frac{I/4 \cdot 22/7 \cdot 26^2 \cdot 98 \cdot 5}{450000}$$

$$= 0,5783$$

Tekanan Efektif Rata - rata (Pe).

Untuk mengetahui besarnya tekanan efektif rata-rata melalui pembacaan grafik antara tekanan efektif rata-rata terhadap fuel pump index terkoreksi yang dibuat berdasarkan data dari *shop trial*. Pada pengujian tersebut mesin diberi berbagai beban yaitu (25 ; 50 ; 75 ; 85 ; 100 ; 110) %. Pada beban-beban tersebut mesin bekerja pada kondisi seperti pada tabel berikut :

(Lihat tabel 3.15).

Beban (%)	25	50	75	85	100	110
Putaran mesin (rpm)	130,2	164	188,1	196,3	207	214,1
Daya efektif (bhp)	540	1041	1570	1767	2070	2081
Fuel pump index	23,2	29,4	36,4	38,7	43,4	47

Tabel 3.15 : Data fuel pump index untuk berbagai beban mesin

Berdasarkan tabel 3.15 tersebut diatas dengan menggunakan formula 3.3.1 dapat dihitung besarnya tekanan efektif rata-rata untuk masing-masing beban mesin dimana :

$$Pe = \frac{Pb}{C \times RPM} \quad (3.3.3)$$

$$\text{Beban mesin } 25\% : Pe = \frac{540}{0,5783 \times 130,2}$$

$$= 7,1718$$

$$\text{Beban mesin } 50\% : P_e = \frac{1041}{0,5783 \times 164} \\ = 10,976$$

$$\text{Beban mesin } 75\% : P_e = \frac{1570}{0,5783 \times 188,1} \\ = 14,433$$

$$\text{Beban mesin } 85\% : P_e = \frac{1767}{0,5783 \times 196,3} \\ = 15,573$$

$$\text{Beban mesin } 100\% : P_e = \frac{2070}{0,5783 \times 207} \\ = 17,292$$

$$\text{Beban mesin } 110\% : P_e = \frac{2269}{0,5783 \times 214,1} \\ = 18,325$$

Koreksi Fuel Pump Index ($P_{\theta'}$).

Harga-harga fuel pump index dari tabel tersebut di atas perlu dikoreksi karena perbedaan kualitas bahan bakar, gravity, dan temperatur pemanasan akan memberikan penyimpangan dalam hubungannya antara fuel pump index dengan jumlah nilai kalor yang diberikan bahan bakar. Besarnya koreksi dihitung melalui persamaan berikut :

$$P\theta' = P\theta \times K \quad (3.3.4)$$

$$K = K_1 \times K_2 \times \text{Gravity pada } 15^\circ \text{ C}$$

dimana :

$P\theta$ = Fuel pump index rata-rata

K = Koreksi fuel pump index rata-rata

K_1 = Faktor koreksi untuk kualitas bahan bakar dan kondisi *ambient*.

K_2 = Faktor koreksi untuk *gravity* bahan bakar pada kondisi pemanasan.

Pada saat shop trial jenis bahan bakar yang digunakan adalah Aero Clean (BS 2669) produksi Nippon Oil Co, LTD. Spesifikasi bahan bakar tersebut adalah sebagai berikut :

Spesific gravity (15° C) : 0,8693

Flash point ($^\circ \text{ C}$) : 79

Viscosity (Centi stoks) : 2,953

Residual Carbon (wt %) : 0,05

ASH (wt %) : < 0,01

Water (volume, %) : < 0,05

Sulphur (wt %) : 0,69

Net cal. value (kcal/kg) : 10080

Lower calorific value (kcal/kg) : 10200

Data observasi mesin :

Fuel pump index rata-rata : $\frac{23,2 + 29,4 + 36,4 + 38,7 + 43,4 + 47}{6}$

: 36,35

Temperatur kamar mesin : 30° C

Temperatur udara bilas : 50°C

Temperatur bahan bakar sebelum masuk pompa : 46°C

Berdasarkan plate 70608 pada lampiran, dari skala *gravity* pada 0,8693 ditarik garis ke kanan horizontal sampai mengenai skala kandungan sulphur pada 0,69 %. Kemudian dari titik tersebut ditarik garis vertikal ke atas sampai mengenai skala jumlah temperatur kamar mesin dan temperatur udara bilas $(30 + 50)^{\circ}\text{C}$. Garis vertikal ini menunjukkan *lower calorific value* pada 10200 kcal/kg. Dari titik perpotongan antara garis vertikal dengan skala jumlah temperatur kamar mesin dan temperatur udara bilas ditarik garis horizontal ke kiri sampai menunjukkan besarnya skala K_1 yaitu sebesar 0,992. Dari skala *gravity* pada 0,8693 ditarik garis horizontal ke kiri sampai mengenai temperatur bahan bakar sebelum masuk pompa bahan bakar pada 46°C dan ditarik garis vertikal sampai mengenai harga K_2 yaitu sebesar 0,972.

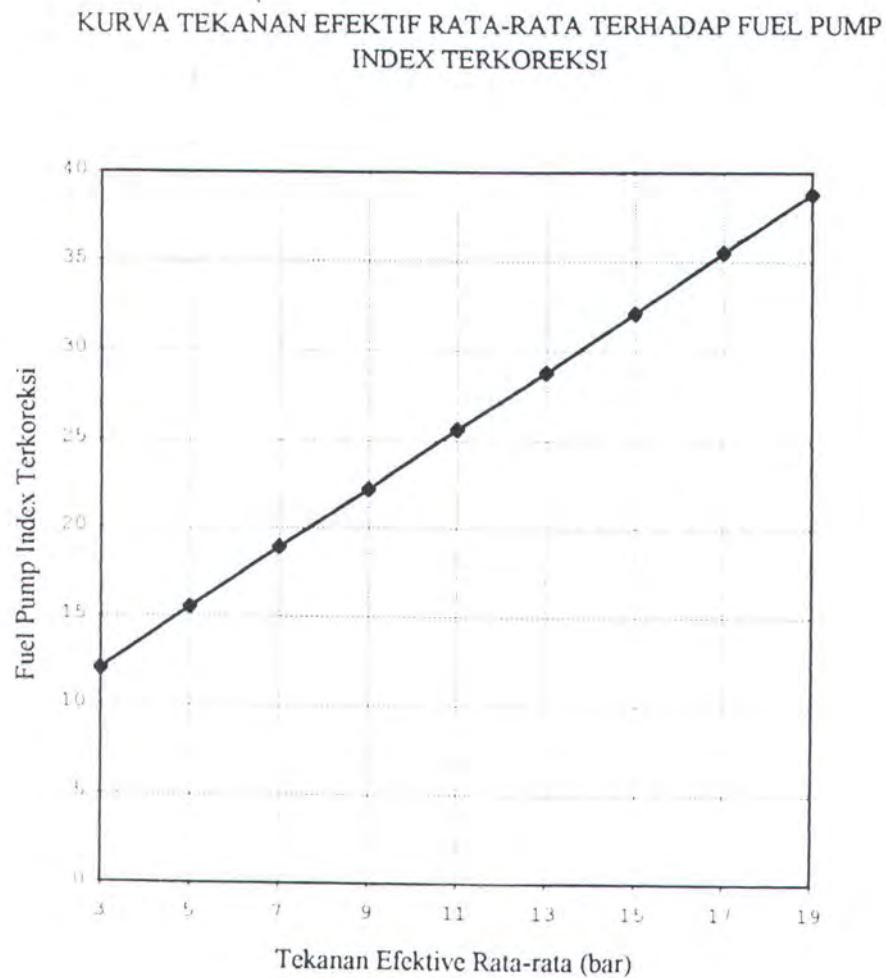
Maka besarnya faktor koreksi fuel pump index K adalah sebesar $0,992 \times 0,972 \times 0,6893 = 0,8382$. Harga-harga fuel pump index terkoreksi dapat dilihat pada tabel berikut :

(Lihat tabel 3.16)

Fuel Pump Index ($P\theta$)	23,2	29,4	36,4	38,7	43,3	47
Fuel pump Index terkoreksi $(P\theta' = P\theta \times K)$	19,4	24,6	30,5	32,4	36,3	39,4
Mean Effectif Pressure (Pe)	7,17	10,97	14,43	15,57	17,29	18,32

Tabel 3.16 : Data mean effectif pressure pada berbagai FPI terkoreksi

Dari tabel (3.16) dapat dibuat grafik antara fuel pump index terkoreksi dan mean effective pressure maka akan tampak sebagai berikut :



Gambar 3.8 : Kurva FPI terkoreksi terhadap mean effective pressure

Pada saat kapal beroperasi, bahan bakar yang dikonsumsi oleh mesin adalah produksi Pertamina dengan spesifikasi sebagai berikut :

Specific gravity (15° C) : 0,8646

Sulphur content (% wt) : 1,3

Water content (% vol) : 0,02

Calorific value (kcal / ltr atau kcal / kg) : 9270 atau 10721

Data observasi mesin :

Pada pembahasan tugas akhir ini data observasi mesin dilakukan pada delapan macam putaran mesin yang berbeda. Pada masing-masing putaran mesin tersebut memiliki harga temperatur kamar mesin dan temperatur udara bilas yang berbeda sehingga faktor koreksi untuk masing-masing putaran mesin juga berbeda. Untuk mencari besarnya faktor koreksi sama seperti mencari faktor koreksi pada saat shop trial. Di bawah ini diberikan tabel harga besarnya fuel pump index terkoreksi pada berbagai putaran mesin.

(Lihat tabel 3.17).

RPM	85	90	105	121	150	164	188	191
T _{KM} (°C)	36	36	36,5	36,5	37	37	37	37,5
T _{SCAV} (°C)	33	33	33	34	34	54	56	56
(T _{KM} + T _{SCAV}) °C	69	69	69,5	70,5	71	91	93	93,5
T _{FO BEFORE FP} (°C)	54	54	54	54	54	54	54	54
K = K ₁ x K ₂ x SG	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837
FPI rata-rata (P0)	14,4	15	16	17,2	23,4	32,8	37	37,8
P0' = P0 x K	12	12,6	13,4	14,4	19,6	27,5	31	31,6

Tabel 3.17 : Data FPI terkoreksi

Dengan mengeplotkan harga-harga fuel pump index terkoreksi (P0') pada kurva maka akan didapat harga-harga mean efektif pressure (Pe) pada masing-masing putaran mesin.

(Lihat tabel 3.18).

RPM	85	90	105	121	150	164	188	191
P _e *	12	12,6	13,4	14,4	19,6	27,5	31	31,6
Pe (bar)	4,85	5,79	7,94	9,79	11,75	12,9	14,2	14,5

Tabel 3.18 : Data mean effectif pressure pada berbagai FPI terkoreksi

Perhitungan Daya Efektif (P_b).

Setelah diketahui tekanan efektif rata-rata pada tiap-tiap putaran mesin, maka dapat dicari besarnya daya efektif dengan menggunakan persamaan (3.3.1) yaitu :

$$P_b = C \times RPM \times Pe \text{ (bhp)}$$

dimana :

C : konstanta mesin = 0,5783

RPM : putaran mesin (rpm)

Pe : tekanan efektif rata-rata (bar)

Hubungan tersebut kalau ditabelkan akan menjadi seperti tabel berikut.

(Lihat tabel 3.19).

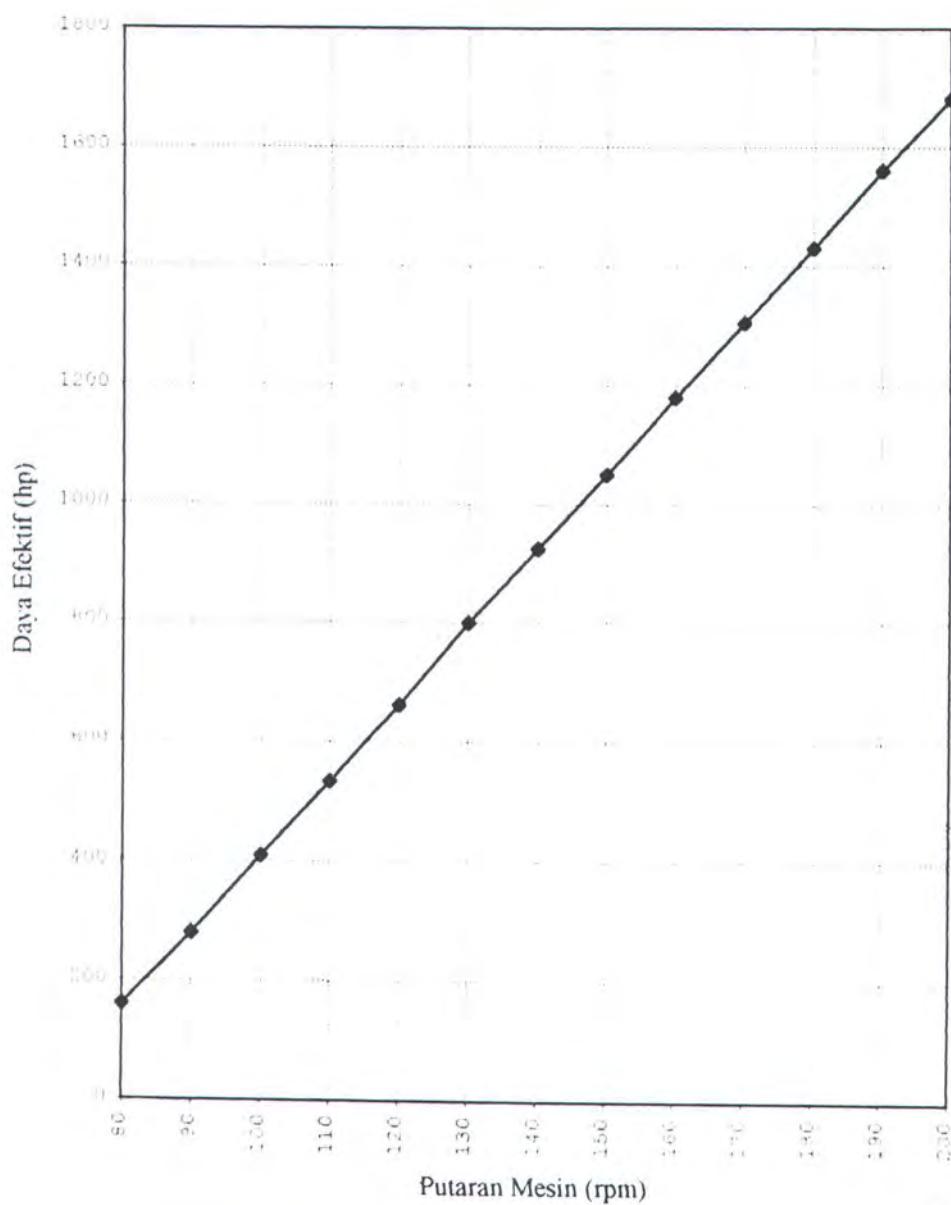
RPM	85	90	105	121	150	164	188	191
Pe (bar)	4,85	5,79	7,94	9,79	11,75	12,9	14,2	14,5
P _b (hp)	238,4	301,5	482,3	685,2	1020	1224,3	1543,8	1601,6

Tabel 3.19 : Daya efektif mesin

Apabila tabel (3.19) diplotkan dalam kurva maka akan tampak seperti gambar berikut.

(Lihat gambar 3.9).

KURVA DAYA EFEKTIF MESIN TERHADAP PUTARAN



Gambar 3.9 : Kurva daya efektif mesin terhadap putaran

3.2.3. Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik

Konsumsi bahan bakar spesifik oleh mesin dinyatakan dalam g / kW.h atau g / bhp.h . Dalam perhitungan harga besaran ini memerlukan besaran daya efektif dan jumlah bahan bakar (kg) yang dikonsumsi oleh mesin dalam selang waktu tertentu. Tentang perhitungan besarnya daya efektif telah dibahas pada sub-bab terdahulu. Pada bagian ini akan dibahas metode pengukuran konsumsi bahan bakar.

Pengukuran konsumsi bahan bakar yang akurat dapat dilakukan dalam dua cara, yaitu :

- Mengukur waktu yang dibutuhkan mesin selama mengkonsumsi seluruh bahan bakar di dalam tangki harian.
- Menggunakan flow-meter.

Pengukuran dilakukan pada kondisi cuaca yang tenang. Kedua cara diatas menunjukkan jumlah bahan bakar dalam satuan volume, maka harus diketahui specific gravity dari bahan bakar apabila dibutuhkan satuan bahan bakar dalam berat.

Agar dapat membandingkan hasil pelaksanaan pengukuran untuk berbagai tipe bahan bakar yang berbeda, maka allowance harus dibuat untuk lower calorific value (LCV). Besarnya LCV ditentukan pada testbed mesin yaitu LCV_1 sebesar 10200 kcal/kg atau LCV_2 sebesar 42700 kJ/kg. Apabila besarnya LCV tidak diketahui maka perhitungan harga besaran ini dapat dilihat pada plate 70608 dan sebagai dasar perhitungannya adalah kandungan sulphur dan *specific gravity* pada temperatur 15°C , (Instruction Manual Book for ME, 1991).

Pada pembahasan tugas akhir ini perhitungan berdasarkan angka yang ditunjukkan oleh *flow-meter* yang diamati pada berbagai macam putaran mesin dan pengukuran dilakukan selama 5 menit. Hasil dari pengukuran tersebut dapat dilihat pada tabel berikut.

(Lihat tabel 3.20)

RPM	85	90	105	121	150	164	188	191
BHP	238,4	301,5	482,3	685,2	1020	1224,3	1543,8	1601,8
SFOC (lt/5 mt)	4,2	4,5	4,59	7,38	12,81	16,79	23,07	24,18

Tabel 3.20 : Harga SFOC diukur selama 5 menit

Berdasarkan tabel tersebut di atas maka dapat dihitung besarnya konsumsi bahan bakar tiap bhp-jam yang dikonsumsi oleh mesin. Perhitungan berdasarkan formula di bawah ini :

BHP : 238,4 pada RPM 85

Konsumsi bahan bakar : 4,2 dm selama 5 menit

Temperatur bahan bakar : 47°C

Specific gravity : 0,8646 pada 15°C

Kandungan sulphur : 1,3 %

Specific gravity pada 47°C :

$$= \text{Specific gravity } (15^{\circ}\text{C}) \times \{ 1 - 0,00065 \times (\text{temp.}^{\circ}\text{C} - 15^{\circ}\text{C}) \}$$

(Instruction Manual Book for ME, 1991)

$$= 0,8646 \times \{ 1 - 0,00065 \times (47^{\circ}\text{C} - 15^{\circ}\text{C}) \}$$

$$= 0,8466 \text{ g / cm}^3.$$

Konsumsi bahan bakar spesifik :

$$= \frac{0,8466 \times 4,2 \times 12}{238,4} \times 1000$$

$$= 179 \text{ g / bhp.h}$$

Untuk perhitungan pada rpm dan bhp yang lain caranya sama seperti di atas. Di bawah ini diberikan tabel antara rpm , bhp, temperatur bahan bakar, dan hasil perhitungan konsumsi bahan bakar spesifik yang dibutuhkan oleh mesin.

(Lihat tabel 3.21)

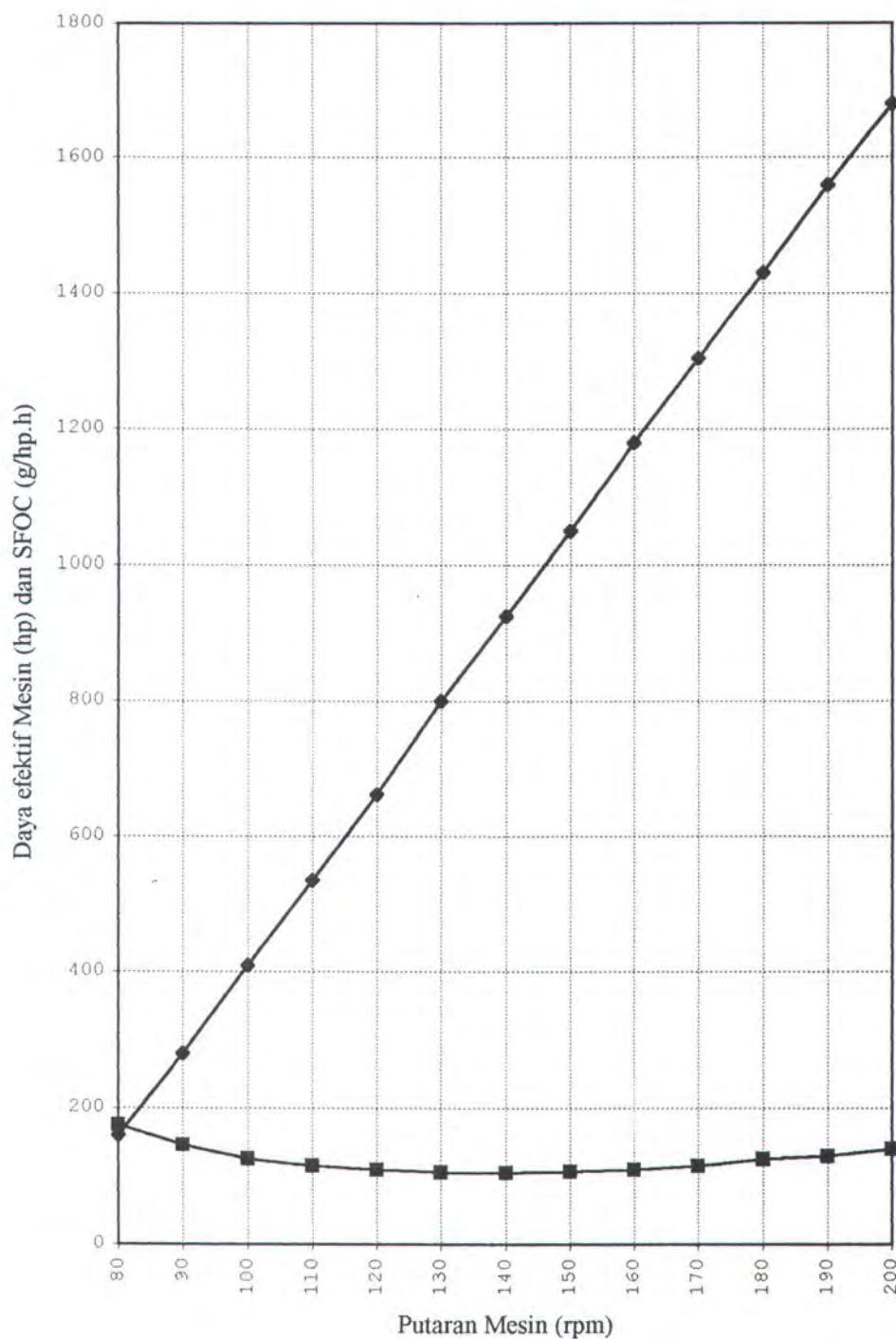
RPM	85	90	105	121	150	164	188	191
BHP	238,4	301,5	482,3	685,6	1020	1224,3	1543,8	1601,8
T _{FO} (°C)	47	47	48	48	48,5	50	50	50
SFOC (g/bhp.h)	179	151,6	96,63	109,35	127,46	139	151,5	153

Tabel 3.21 : Harga-harga SFOC pada tiap bhp-jam

Apabila tabel 3.21 diplotkan pada kurva antara SFOC terhadap bhp dan rpm maka akan tampak seperti gambar berikut.

(Lihat gambar 3.10).

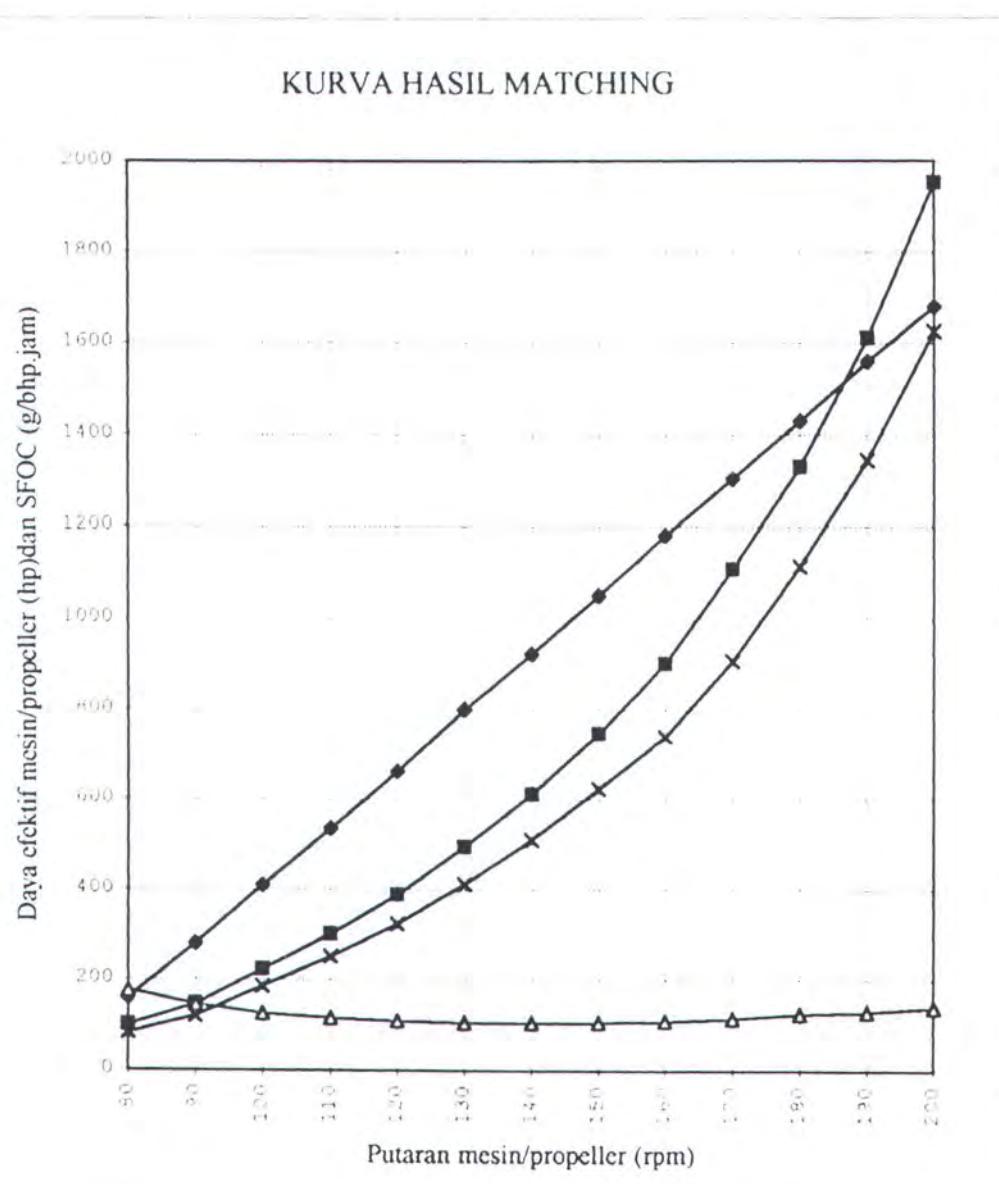
KURVA SFOC TERHADAP RPM DAN DAYA



Gambar 3.10 : Kurva SFOC terhadap bhp dan rpm

3.4. HASIL MATCHING

Setelah mendapatkan kurva daya terhadap rpm dari propeller baik pada *trial condition* maupun *service condition* dan kurva daya efektif mesin terhadap rpm maka dengan mengeplotkan keduanya maka didapatkan kurva seperti pada gambar. (Lihat gambar 3.11).



Gambar 3.11 : Kurva pengeplotan daya-rpm propeller pada daya-rpm mesin

Dengan hasil matching diatas maka kita dapat menentukan besarnya rpm mesin dan daya efektif yang dihasilkan sebagai dasar untuk menganalisa apakah putaran mesin yang digunakan pada *service condition* selama ini sudah tepat.

Berdasarkan kurva tersebut dapat dianalisa bahwa :

- Besarnya putaran mesin yang optimal adalah 186,667 rpm dan daya yang dihasilkan adalah 1516,67 bhp. Konsumsi bahan bakar spesifik adalah 127,5 gram / bhp-jam.
- Pada putaran propeller rendah (misalnya pada waktu *maneuvering* atau kapal di pelabuhan) mesin harus bekerja pada rpm rendah. Namun berdasarkan gambar (3.11) diatas dengan semakin rendahnya rpm maka semakin tinggi konsumsi bahan bakar.
- Penambahan tahanan kapal akan mengakibatkan *propeller load* akan bergeser ke atas. Ini mengakibatkan daya yang diberikan oleh mesin berkurang untuk torsi yang sama. Sehingga untuk mendapatkan *propeller load* yang sama dengan *trial condition* maka mesin harus bekerja pada torsi yang lebih tinggi.
- Apabila daya mesin diperbesar daripada kebutuhan daya propeller, maka mesin sudah bisa mengatasi dengan torsi yang rendah, tetapi konsumsi bahan bakar lebih tinggi. Karena mesin dioperasikan pada daya dan torsi yang rendah pada *service condition* maka *life time* dari mesin akan lebih lama. Demikian juga Mean Time Between Overhaul (MTBO) akan lebih lama sehingga biaya perawatan lebih rendah, namun *initial cost* lebih mahal.

- Apabila *allowance* daya mesin dan kebutuhan daya propeller terlalu kecil, maka mesin harus beroperasi pada torsi yang tinggi. Bahan bakar yang dikonsumsi lebih rendah pada kondisi tersebut. Karena mesin beroperasi pada torsi yang tinggi pada *service condition* maka *life time* mesin akan menjadi pendek. Demikian juga MTBO mesin juga pendek, sehingga biaya perawatan semakin rendah.

BAB IV

KESIMPULAN

BAB IV

KESIMPULAN

Sesuai dengan tujuan penulisan ini yaitu ingin membuktikan apakah putaran mesin dan propeller yang dipakai pada Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 pada saat *service condition* sudah tepat dan memberikan alternatif putaran yang tepat bagi mesin dan propeller agar dicapai nilai ekonomis bagi operasi kapal, maka tugas akhir ini dapat disimpulkan sebagai berikut :

- Selama ini Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 beroperasi pada putaran mesin berkisar 191 rpm (92,3 % MCR) yang dapat menghasilkan daya sekitar 1601,6 bhp dan bahan bakar yang konsumsi adalah 153 gram / bhp.jam. Pada kondisi tersebut kecepatan kapal berkisar 12,5 knot dengan sarat kapal konstan yaitu sebesar 4,9 m.
- Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan dengan memperhatikan kondisi mesin pada saat kapal beroperasi maka didapat putaran mesin yang optimal pada *service condition* saat dilakukan penelitian adalah 187 rpm (90 % MCR) yang dapat menghasilkan daya 1517 bhp, dimana bahan bakar yang dikonsumsi adalah 147,5 gram / bhp.jam. Kondisi ini tidak berlaku apabila terjadi perubahan sarat yang berarti perubahan beban yang ditanggung oleh mesin dan tidak berlaku pula apabila terjadi perubahan cuaca.

- Apabila mesin pada *service condition* dioperasikan pada kondisi seperti halnya hasil dari pembahasan tugas akhir ini maka kecepatan kapal berkisar 12 knot dan mesin dapat menghemat konsumsi bahan bakar $153 - 147,5 = 5,5$ gram / bhp.jam.
- Selama satu trip pelayaran dengan *route* Surabaya - Ujung Pandang - Bali
 - Surabaya kapal membutuhkan waktu sekitar $37 + 24 + 24 = 85$ jam. Maka konsumsi bahan bakar yang bisa dihemat oleh kapal adalah $5,5 \times 1517 \times 85 = 709197,50$ gram atau sekitar 710 kg tiap satu trip pelayaran.
- Perhitungan besarnya tahanan kapal lebih akurat dengan percobaan uji tarik model kapal daripada dengan menggunakan rumus-rumus yang sudah ada.
- Proses *matching* akan lebih akurat apabila analisa karakteristik mesin dilakukan pada kapal yang sedang beroperasi karena karakteristik mesin sangat dipengaruhi oleh kondisi lingkungan dimana mesin itu digunakan.
- Apabila mesin dan propeller terpasang sudah match, maka sebaiknya secara berkala *null* kapal dan propellernya dibersihkan dari kotoran-kotoran, karena hal tersebut akan berpengaruh pada besarnya *propeller load*.

PENUTUP

Kiranya tiada kebanggaan yang tak terkira, tugas akhir ini dapat terselesaikan tepat pada waktunya dan bermanfaat bagi semua yang membacanya. Penulis telah mencurahkan seluruh tenaga dan pikiran untuk menyelesaikan tugas ini, berhubung keterbatasan kemampuan penulis sehingga masih banyak sekali kekurangan-kekurangan. Untuk itu penulis berharap dan berterima kasih sekali apabila pembaca mau membaca dan menyempurnakan tugas akhir ini.

Akhirnya sekali lagi penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu terselesaiannya tugas akhir ini, semoga Allah Swt membalas budi baik dengan imbalan yang setimpal, amien!

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. Woud, J. Klein , Prof. Ir, **Matching Ship, Propeller, and Prime Mover**, Delft University of Technology.
2., **Spesifikasi Bahan Bakar Minyak**, Pertamina, 1992.
3. Harrington, L. Roy, **Marine Engineering**, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 601 Pavonia Avenue, Jersey City, N.J. 07306.
4. Obert F. Edward, **Internal Combustion Engine**, Internal Text Bookcompany, Pennsylvania, 1983.
5. Prastowo, Hari Ir. MSc, **Materi Kuliah Permesinan Kapal II**.
6. **Instruction Manual Book for ME**, MAN B&W, 1991.
7., **S26MC Project Guide Two Stroke Engines**, MAN B&W, 1991.
8. Adrianto, Paulus Ir, **Laporan Percobaan Pengujian Tahanan Model Kapal Caraka Jaya Niaga III**, Laboratorium Hidrodinamika FTK-ITS, 1991.
9. Harvald, Sv. Aa, **Resistance and Propulsion of Ships**, Department of Ocean Engineering, The Technical University of Denmark, Lyngby.
10., **Spesifikasi Umum untuk Pembangunan Kapal Semi Container - 3650 DWT**, PT. PAL Surabaya, 1991.
11., **Test Result of Shop Trial**, Mitsui Engineering and Shipbuilding Co,LTD, 1991.

LAMPIRAN

LAMPIRAN

K N C N S I A

F C R A N S Y S T E M

• MODULE F 1 VERSION V10

POWERING, PROPELLER, STERNFRAME AND RUDDER

OPTION

- PT.PAL
- GARAKA JAYA 3 TAHAP II
- PM-JAN.25,1996

FNAM
CJ24
DATE - 25.01.96

EM - MODULE F 1 VERSION V10

DATA

PAGE 1

OPTION - PT.PAL

FNAM --

- CAKAKA JAYA 3 TAHAP II

CJ24

- PM-JAN.25,1996

DATE - 25.01.96

TUS
13 IN -ON- POSITION.
14 IN -ON- POSITION.

INPUT DEVICE:
ON MAGNETIC TAPE CONTROLLED BY TERMINAL.

DESCRIPTION
 - PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1995

FNAME
 CJ24
 DATE - 25.01.96

ON THE WATERLINE
 BETWEEN PERPENDICULARS
 BREADTH
 DEPTH
 GREE OF AFTERSUDY

LWL= 94.000 M.
 LBP= 92.150 M.
 B= 15.500 M.
 DEP= 7.800 M.
 JVA= 0.000 -

CALCULATION DATA:

T AT FORE PERPENDICULAR
 T AT AFTER PERPENDICULAR

TF= 5.400 M.
 TA= 5.400 M.
 CBP= 0.6579 -
 CMP= 0.9951 -
 LCBP= 1.960 M.

COEFFICIENT

P SECTION COEFFICIENT

UDINAL CENTRE OF BUOYANCY (+ AFT/- FORE)

SIGN DATA:

RAUGHT

COEFFICIENT

P SECTION COEFFICIENT

UDINAL CENTRE OF BUOYANCY (+ AFT/- FORE)

TMF= 5.400 M.
 CBF= 0.6579 -
 CMF= 0.9951 -
 LCSF= 1.960 M.

SCW DATA:

AREA COEFFICIENT

ROTRUSION

USE HEIGHT ABOVE BASE LINE

TED POWER REDUCTION DUE TO BULB

BAC= 0.00 0/0
 BP= 0.000 M.
 BNH= 0.000 M.
 BRED= 0.00 0/0

E DATA:

RUSTER NOT FITTED

M STERN

KEELS FITTED

ABILIZERS NOT FITTED

CREW SHIP AND SHAFT BRACKETS

ASS. NOTATION (SEE DOCUMENTATION)

RUDDER

BRICATED STERNTUBE BEARINGS

OF RUDDERS

K30W= 2 -
 KAFT= 1 -
 KSTA= 2 -
 KSTA= 2 -
 KSUP= 2 -
 KICE= 1 -
 KRUD= 1 -
 KTUB= 2 -
 NRUD= 1 -

OPTION
 - PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.15,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

MACHINERY DATA:

CONTINUOUS POWER OF THE ENGINE(S)
 CONTINUOUS SPEED OF THE ENGINE(S)
 RATIO ENGINE/PROPELLER
 POWER SHFT-LINE
 POWER MARGIN DUE TO SHIPPING ROUTE
 CYCLES OF THE ENGINE
 CYLINDERS OF THE ENGINE

MCD= 1508.0 KW.
 RPM= 207.0 RPM.
 RR= 1.00 -
 HENG= 2.700 M.
 SREG= 35.00 0/0
 SHAR= 20.00 0/0
 NCYC= 2 -
 NCYL= 5 -

METHODS DATA:

STANCE ACCORDING TO HOLTROP'S METHOD
 SLIDE THICKNESS ACCORDING TO GL
 SPINNING ACCORDING TO E-SERIES (NSMB)
 HULL CLEARANCES: SEVER CRITERIA

KEKW= 2 -
 KTHI= 4 -
 KSER= 1 -
 KVAN= 1 -

SHAFT(S) DATA:

RAKE
 BLADES
 PROPELLER MATERIAL
 TENSILE STRENGTH OF PROPELLER MATERIAL
 MATERIAL FACTOR
 TENSILE STRENGTH OF SHAFT MATERIAL

EPSI= 10.0 DGR.
 NBLD= 4 -
 CENS= 7.60 GR/CM3
 PMTS= 440.0 N/MM2.
 FACP= 0.00 -
 SMTS= 500.0 N/MM2.

SELECTED:

PROPELLER OFFSETS REQUIRED
 DIAGRAMS IN SEMI-D SHIP CONDITION REQUIRED
 POWER CURVES AND STERNFRAME REQUIRED

CBL= 1 -
 KTQ= 3 -
 KDR= 2 -

END OF INPUT DATA.

REPTIUM = PT.PAL
 = CARAKA JAYA B TAHAP II
 = PM-JAN.25,1996

DATE = 25.01.96
 FNAM
 CJ24

TUNING POWER, RESISTANCE AND COEFFICIENTS

CV# 100003	CW# 100003	RT Kil	EKT KW	EWP KW	BRED %
2.2502	0.0130	33.439	158.	195.	0.00
2.1351	0.0134	43.246	159.	234.	0.00
2.2212	0.0400	48.477	224.	277.	0.00
2.2054	0.0521	54.163	255.	327.	0.00
2.1906	0.0573	60.354	312.	384.	0.00
2.1706	0.1339	67.419	364.	443.	0.00
2.1634	0.1573	75.618	428.	524.	0.00
2.1507	0.2712	84.779	502.	612.	0.00
2.1390	0.3162	93.956	550.	705.	0.00
2.1277	0.4275	105.670	630.	821.	0.00
2.1159	0.6021	121.656	814.	973.	0.00
2.1057	0.7715	138.635	964.	1143.	0.00
2.0956	0.8551	153.135	1103.	1302.	0.00
2.0874	0.9066	166.609	1243.	1464.	0.00
2.0733	1.0234	184.709	1425.	1670.	0.00
2.0696	1.2674	212.195	1692.	1962.	0.00
2.0613	1.6561	251.877	2073.	2370.	0.00
2.0532	2.1450	302.509	2568.	2894.	0.00
2.0454	2.6240	357.165	3124.	3480.	0.00
2.0379	2.9726	406.150	3656.	4045.	0.00

POWER CALCULATED ACCORDING TO HOLTROP'S METHOD
 COEFFICIENTS: ITTC-57 LINE

OPTION = PT. PAL
 = CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 = PM-JAN.25,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

ATED TO TOWING RESISTANCE

SURFACE (WITHOUT APPENDAGES)	=	1853.	M2.
AGES SURFACE	=	5.23	0/0
CSD AREA	=	7.06	M2.
BRISLES AREA	=	8.67	M2.
BRACKETS AREA	=	74.11	M2.
ATION FACTOR (CA@1000)	=	0.5329	-
ULL FORM FACTOR (1+K1)	=	1.2093	-
AGES FORM FACTOR (1+K2)	=	2.4745	-
FORM FACTOR (1+K)	=	1.2760	-

LTS OF PROPELLER DESIGN

ER	=	2.507	M.
RATIOS	=	0.897	-
AREA RATIO	=	0.552	-
TON RATIO	=	1.00	-
ER SPEED	=	207.00	RPM.

COEFFICIENTS

ACTOR (THRUST IDENTITY)	=	0.164	-
DUCTDUCTION	=	0.167	-
EFFICIENCY	=	0.995	-
VE ROTATIVE EFFICIENCY	=	0.997	-
LER EFFICIENCY	=	0.508	-
ICAL EFFICIENCY	=	0.980	-
PROPELLSIVE EFFICIENCY	=	0.604	-
PROPELLSIVE EFFICIENCY	=	0.592	-

EM - MODULE F 1 VERSION V10

RESULTS PAGE 6

OPTION
- PT.PAL
- CARAKA JAYA 3 TAHAP II
- PM-JAN.25,1996

FNAM
CJ24
DATE - 25.01.96

ES AND SPEED PREDICTIONS

'S SERVICE SPEED = 13.79 KNOTS POWER REQUIRED = 2579. KW

'S TRIALS SPEED = 14.56 KNOTS POWER REQUIRED = 2623. KW

KNOTS)	POWER AT TRIALS(KW)	POWER AT SERVICE(KW)
00	210.	251.
50	259.	311.
00	315.	378.
50	330.	455.
00	453.	544.
50	538.	645.
00	630.	763.
50	747.	955.
00	879.	1055.
50	1033.	1239.
00	1198.	1433.
50	1404.	1685.
00	1674.	2009.
50	1970.	2375.
00	2270.	2724.

PLANT POWER = 1300. KW SPEED PREDICTION = 12.71 KNOTS

POWER ENGINE = 1222. KW SPEED PREDICTION = 11.61 KNOTS

OPTION
 - PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1995

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

BLADE CONTOUR GEOMETRY DEFINITION

R MM	THI MM	PHT DEG	PITCH MM	AE MM	SE MM	AS MM	SS MM
133.0	23.3	74.9	1775.7	54.1	320.3	78.7	190.0
250.7	48.9	57.9	1847.7	172.6	310.1	137.6	173.5
313.4	44.9	+7.7	1919.6	243.7	290.4	175.5	159.4
376.1	41.0	+0.8	1991.5	293.5	270.3	204.0	149.0
501.4	33.9	32.2	2135.4	356.1	233.9	248.4	136.2
675.2	27.7	-22.4	2229.8 -247.3	357.9 391.7	199.1 162.3	231.8 311.5	125.1 115.1

877.5	18.0	15.0	2247.8	256.5	128.5	336.5	106.6
1002.6	14.5	16.7	2247.8	301.0	92.2	352.5	97.9
1055.6	13.0	15.7	2247.8	250.9	72.4	370.3	97.3
1120.3	11.8	14.3	2247.8	135.1	50.9	344.7	85.0
1170.9	10.8	14.0	2247.8	101.0	27.2	215.2	48.2

W BLADE THICKNESS REQUIRED BY THE CLASSIFICATION SOCIETY:

T 0.25R	T25=	44.7
T 0.35R	T35=	30.0
T 0.50R	T50=	22.4
T 0.95R	T95=	3.0
T 1.00R	T100=	0.0

- PT.PAL
 - SAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1996

FNAM

CJ24

DATE - 25.01.96

BLADE SECTIONS GEOMETRY DEFINITION

SECTION DIMENSIONS.(DGL AND DMT REFERRED TO LEADING EDGE)

	CHORD MM	DGL MM	DMT MM	LNC MM	TND MM
	529.8	325.9	135.7	7.6	4.1
	574.6	354.5	201.1	6.0	3.8
	614.9	376.6	215.1	4.7	3.3
	650.7	390.9	227.7	3.6	3.8
	705.7	425.9	246.8	3.6	3.8
	744.0	436.0	264.1	3.6	3.8
	756.1	424.1	234.1	3.6	3.3
	741.2	388.4	328.4	3.6	3.8
	691.1	315.3	326.2	3.6	3.8
	644.4	261.1	316.8	3.6	3.8
	546.9	192.0	273.5	3.6	3.8
	325.1	104.6	154.3	3.6	3.6

DESCRIPTION
 - PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN-25,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

ON ASCII SAE DEFINITION SYSTEM REFERRED TO THE
 NUM THICKNESS LOCATION.(POSITIVE TO LEADING EDGE).
 NG AND TRAILING,FACE AND BACK COORDINATES REFERRED
 TCH LINE.(POSITIVE BACKWARDS).
 FIGURE DOCUMENTATION).

38.0 MM.

XL MM	YFL MM	YBL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	53.3	0.0	0.0	53.3
37.1	0.4	52.6	-63.8	1.8	51.9
74.3	1.3	49.6	-137.6	4.7	47.2
92.9	2.0	47.2	-172.1	6.3	43.7
11.4	4.0	44.2	-205.5	7.9	39.5
50.0	5.0	41.0	-240.9	9.6	34.7
48.6	5.5	35.3	-275.3	11.3	29.5
57.8	10.2	34.5	-309.7	13.0	23.7
67.1	12.1	31.5	-326.9	13.9	20.7
75.4	14.4	27.9	-344.1	14.7	18.9
35.7	17.0	25.2			

DESCRIPTION
 - PT.PAL
 - SARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.15,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

250.7 MM.

XL MM	YFL MM	YBL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	43.3	0.0	0.0	46.9
+0.2	0.2	43.1	-74.7	0.3	47.2
-0.4	1.3	43.4	-149.4	2.7	42.5
100.6	2.2	43.3	-165.7	4.0	39.3
120.7	3.0	40.7	-224.1	5.5	35.6
+0.8	3.1	37.3	-251.4	7.1	31.3
150.9	7.2	33.7	-296.8	8.9	26.5
-70.9	9.0	31.3	-336.1	10.3	21.2
131.0	10.1	23.3	-354.8	11.9	18.5
-91.1	12.1	24.3	-373.5	12.3	16.5
01.1	13.3	21.3			

13.4 MIL.

XL MM	YFL MM	YBL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	44.9	0.0	0.0	44.9
+3.0	0.1	44.0	-30.0	0.3	43.2
-35.0	0.3	41.3	-159.9	1.4	38.7
07.8	1.7	39.5	-199.9	2.4	35.7
-9.1	2.7	37.2	-239.9	3.7	32.3
50.6	4.1	34.3	-279.3	5.1	28.4
72.1	5.2	30.0	-319.3	6.8	23.8
32.3	7.0	23.2	-359.3	8.7	18.9
-33.6	9.3	23.2	-379.3	9.7	16.5
04.4	10.1	21.3	-399.3	10.7	14.4
-15.1	13.1	17.5			

REPTION
 - PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

376.1 MM.

XL MM	YFL MM	YS MM	XT MM	YFT MM	YST MM
0.0	0.0	41.0	0.0	0.0	41.0
45.5	0.1	40.2	-84.6	0.1	39.6
91.1	0.6	37.5	-109.2	0.8	35.3
113.9	1.1	35.3	-211.5	1.4	32.5
138.0	1.7	33.5	-253.8	2.3	29.1
159.4	2.9	30.9	-295.0	3.5	25.5
182.2	4.4	27.3	-338.3	5.0	21.2
193.6	5.4	25.0	-380.0	6.7	16.6
205.0	5.5	22.2	-401.8	7.5	14.3
216.3	3.1	19.9	-422.9	8.6	12.3
227.7	10.9	14.6			

501.4 MM.

XL MM	YFL MM	YS MM	XT MM	YFT MM	YST MM
0.0	0.0	33.9	0.0	0.0	33.9
49.8	0.0	33.2	-92.0	0.0	32.9
99.5	0.1	30.6	-184.0	0.1	29.3
124.4	0.3	29.2	-230.0	0.3	26.8
149.3	0.6	27.2	-275.0	0.6	23.6
174.1	1.1	24.7	-322.0	1.2	20.2
199.0	1.0	21.4	-369.0	1.9	16.2
211.5	2.5	19.4	-414.0	2.9	12.2
223.9	3.3	16.3	-437.0	3.6	10.1
236.3	4.4	14.0	-460.0	4.4	8.2
248.8	0.5	10.3			

DESCRIPTION
 - PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1996

FNAM

CJ24

DATE - 25.01.96

626.6 MM.

XL MM	YFL MM	YEL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	27.7	0.0	0.0	27.7
52.6	0.0	27.0	-95.0	0.0	26.9
105.6	0.0	25.1	-192.0	0.0	24.0
152.1	0.0	23.0	-239.9	0.3	22.2
158.5	0.1	21.3	-287.9	0.1	19.3
164.9	0.2	19.4	-335.9	0.2	16.3
211.3	0.5	15.3	-383.9	0.5	12.8
224.3	0.8	14.5	-431.9	0.8	9.0
237.7	1.2	12.3	-455.9	1.0	7.0
250.9	1.9	9.3	-479.9	1.3	5.0
264.1	3.1	5.3			

52.2 MM.

XL MM	YFL MM	YEL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	22.4	0.0	0.0	22.4
58.8	0.0	21.9	-92.4	0.0	21.7
17.6	0.0	20.2	-184.8	0.0	19.5
+7.1	0.0	15.9	-231.0	0.0	17.8
76.5	0.0	17.2	-277.2	0.0	15.7
05.9	0.0	15.1	-323.4	0.0	13.3
35.3	0.0	12.4	-369.6	0.0	10.5
50.0	0.0	10.5	-415.8	0.0	7.3
44.7	0.1	9.0	-433.9	0.0	5.6
79.4	0.3	5.3	-462.0	0.0	3.8
94.1	0.7	4.5			

DESCRIPTION
 - PT. PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

677.5 MM.

XL MM	YFL MM	YBL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	15.0	0.0	0.0	18.0
55.7	0.0	17.5	-52.5	0.0	17.4
131.3	0.0	15.1	-155.1	0.0	15.7
154.2	0.0	14.9	-205.4	0.0	14.4
177.0	0.0	13.5	-247.7	0.0	12.9
229.5	0.0	11.3	-289.0	0.0	11.0
252.7	0.0	9.7	-330.3	0.0	8.9
275.1	0.0	9.5	-371.5	0.0	6.5
295.5	0.0	7.1	-392.2	0.0	5.1
311.9	0.0	5.5	-412.9	0.0	3.8
328.4	0.0	3.8			

302.9 MM.

XL MM	YFL MM	YBL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	14.5	0.0	0.0	14.5
65.2	0.0	14.1	-71.0	0.0	14.0
130.5	0.0	12.9	-141.9	0.0	12.8
165.1	0.0	11.9	-177.4	0.0	11.8
195.7	0.0	10.3	-212.9	0.0	10.6
226.4	0.0	8.4	-245.4	0.0	9.2
251.0	0.0	7.3	-283.0	0.0	7.6
277.3	0.0	5.3	-319.4	0.0	5.8
293.6	0.0	5.9	-337.1	0.0	4.8
309.9	0.0	4.9	-354.3	0.0	3.8
316.2	0.0	3.6			

OPTION
 - PT.PAL
 - SARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

65.6 MM.

XL MM	YFL MM	YBL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	13.0	0.0	0.0	13.0
-53.4	0.0	12.7	-65.5	0.0	12.7
-66.7	0.0	11.5	-131.0	0.0	11.5
-63.4	0.0	10.3	-163.5	0.0	10.7
-60.1	0.0	9.7	-195.6	0.0	9.7
-51.8	0.0	8.5	-229.3	0.0	8.5
-53.4	0.0	7.2	-262.1	0.0	7.1
-59.3	0.0	5.4	-294.9	0.0	5.5
-55.1	0.0	5.0	-311.2	0.0	4.7
-51.0	0.0	4.7	-327.5	0.0	3.8
-56.8	0.0	3.3			

13.3 MM.

XL MM	YFL MM	YBL MM	XT MM	YFT MM	YBT MM
0.0	0.0	11.5	0.0	0.0	11.8
-4.7	0.0	11.5	-54.7	0.0	11.5
-9.4	0.0	10.5	-109.4	0.0	10.5
-5.7	0.0	9.5	-135.7	0.0	9.8
-4.1	0.0	8.9	-154.1	0.0	8.9
-1.4	0.0	7.9	-191.4	0.0	7.9
-3.8	0.0	5.7	-213.8	0.0	6.7
-2.4	0.0	5.0	-245.1	0.0	5.3
-5.1	0.0	5.3	-259.5	0.0	4.5
-9.3	0.0	4.5	-273.5	0.0	3.8
-3.5	0.0	3.5			

OPTION - PT.PAL
 - CIRAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

10.6 MM.

XL MM	YFL MM	ZL MM	XT MM	YFT MM	ZT MM
0.0	0.0	10.3	0.0	0.0	10.8
-2.9	0.0	10.5	-32.1	0.0	10.5
-5.7	0.0	9.7	-64.3	0.0	9.7
-2.2	0.0	9.0	-80.4	0.0	9.0
-8.6	0.0	8.3	-95.4	0.0	8.3
-5.0	0.0	7.4	-112.5	0.0	7.4
-1.5	0.0	6.3	-123.6	0.0	6.3
-3.7	0.0	5.7	-144.7	0.0	5.1
-7.9	0.0	5.1	-152.7	0.0	4.4
-5.1	0.0	4.4	-160.7	0.0	3.8
-4.3	0.0	3.6			

- PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1996

FNAM

JU24

DATE - 25.01.96

PROPELLER OPEN-WATER COEFFICIENTS
 (BEHIND SHIP CONDITIONS)

LESS RATIO = 0.45 +
 LESS NUMBER = .15532+03 +

ADVANCE RATIO	THRUST COEFF.	TORQUE COEFF.	EFFICIENCY
	KT	KG	ETAP
0.05	0.327	0.0476	0.051
0.10	0.344	0.0451	0.122
0.15	0.359	0.0445	0.182
0.20	0.364	0.0429	0.240
0.25	0.366	0.0412	0.298
0.30	0.291	0.0393	0.354
0.35	0.274	0.0374	0.408
0.40	0.265	0.0353	0.460
0.45	0.236	0.0331	0.510
0.50	0.210	0.0305	0.557
0.55	0.174	0.0263	0.601
0.60	0.153	0.0234	0.641
0.65	0.131	0.0207	0.676
0.70	0.105	0.0179	0.704
0.75	0.092	0.0147	0.723
0.80	0.089	0.0115	0.729
0.85	0.075	0.0087	0.709
0.90		0.0055	0.639
			0.425

OPTION
 - PT.PAL
 - CARAKA JAYA 3 TAHAP II
 - PM-JAN.25,1996

FNAM
 CJ24
 DATE - 25.01.96

OF RECOMMENDED PROPELLER HUB			
LENGTH OF PROPELLER HUB	=	514.3	MM.
DISTANCE AFTER OF MEAN POINT	=	227.5	MM.
DISTANCE FORWARD OF MEAN POINT	=	385.8	MM.
OF PROPELLER CAP	=	270.1	MM.
ROOT FORWARD OF PROPELLER CAP	=	42.2	MM.
ROOT FORWARD OF PROPELLER CAPS	=	51.6	MM.
TAIL FORWARD OF PROPELLER CAPS	=	55.3	MM.
NEAREST FORWARD OF THE MEAN SECTION	=	67.5	MM.
NEAREST FORWARD OF THE FORWARD SECTION	=	80.3	MM.
NEAREST FORWARD OF THE FORWARD SECTION	=	93.1	MM.
NEAREST FORWARD OF THE MEAN SECTION	=	127.2	MM.
NEAREST FORWARD OF THE FORWARD SECTION	=	145.1	MM.
	=	169.7	MM.

PROPELLER RESULTS

ELLER MASS

= 658. KG.

ELLER SHAFT DIAMETER

= 630. KG/M2.

= 185.2 MM.

CLEARANCES ACCORDING TO LLOYDS REGISTER

ANCE E : DISTANCE BETWEEN BLADE TIP AND HULL

ANCE F : DISTANCE BETWEEN BLADE SUCTION FACE AND BOSSINGS/STRUTTS

E 501.4 F 501.4

OF PROP. DIAM. E 20.0 F 20.0

Spesifikasi-spesifikasi tersebut diatas di maksudkan untuk memenuhi permintaan/syarat yang diperlukan dari bahan bakar minyak di berbagai tempat di seluruh dunia, sehingga dengan demikian mencakup batasan umum.

Bahan bakar minyak Pertamina yang diperdagangkan di Indonesia sifat-sifatnya tentunya disesuaikan dengan iklim Indonesia, sehingga ada beberapa sifat yang tidak cocok dengan spesifikasi tersebut di atas.

Sifat fisis dari bahan bakar minyak Pertamina.

Seperti tercantum dalam Tabel 1, data yang disajikan merupakan typical test figures yang diambil dari hasil pemeriksaan laboratorium atas contoh dari minyak Solar, Minyak Diesel dan Minyak Bakar, sedangkan Tabel 7 memberikan perkiraan calorific value (gross) dalam satuan Kcal/Kg dan Kcal/l menurut besarnya specific gravity 60/60°F.

Berikut ini adalah typical test figures bahan bakar minyak Pertamina dan spesifikasi-spesifikasi tersebut di atas dengan disertai jenis bahan bakar minyak Pertamina yang sifat-sifatnya mendekati spesifikasi tersebut di atas.

TABEL : 1

TYPICAL TEST FIGURES BAHAN BAKAR MINYAK PERTAMINA

Tests	MINYAK SOLAR	MINYAK DIESEL	MINYAK BAKAR
Strong Acid Number mg KOH/g	Nil	Nil	Nil
Flash Point PM cc °F	167	185	208
Pour Point °F	35	40	50
Sediment % wt	Nil	0.008	0.026
Specific Gravity 60/60°F	0.8373	0.8646	0.9492
Sulphur Content % wt	0.40	1.30	3.20
Viscosity Kin./100°F cS	4.50	—	—
Water Content % vol	Nil	0.02	0.10
Calorific Value, Gross kcal/ltr	9063	9270	9766
Visc. Redwood l, 100°F Second.	—	38.67	1160

ENGINE DATA IN SERVICE

TE

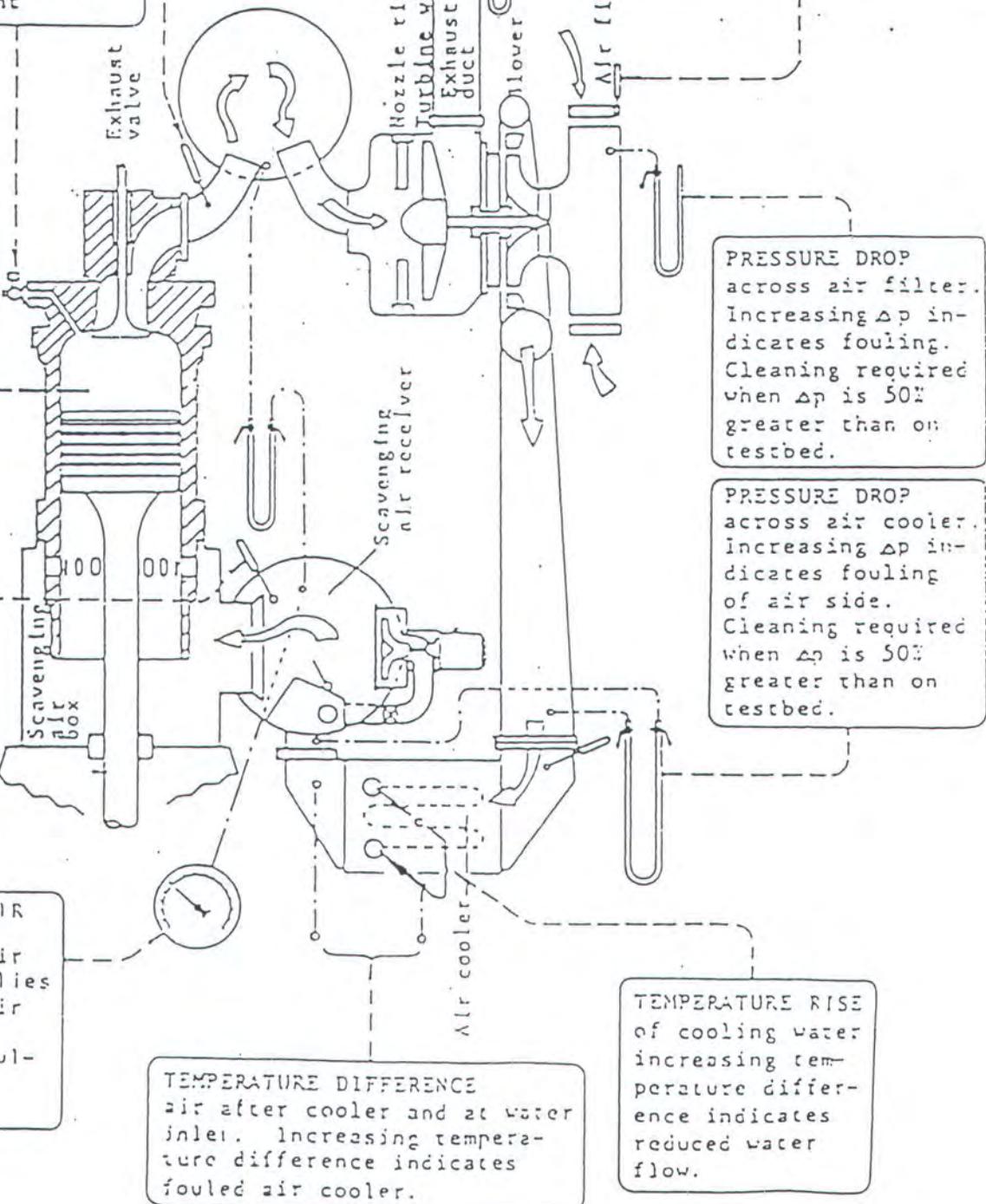
DE:		Date	Total Run. Hour	hrs
g condition	loading unloading	Turbocharger	1	2
speed	r.p.m.	Turbocharger speed	3	4
set air	kg/cm ²	Filter press. drop at blower side		
consumption	ton/day	Press. drop across air cooler		
Before filter	kg/cm ²	Scav. manifold	kg/cm ² (mmHg)	
After filter	kg/cm ²	Scav. - exhaust receiver differential press.	mmHg	
Piston cooling	kg/cm ²	Press. drop across protecting grid	mmWC	
Bearing	kg/cm ²	Exhaust gas press after turbocharger	mmWC	
Camshaft	kg/cm ²	Scav. air	Cooler inlet	°C
Turbo charger	kg/cm ²		Cooler outlet	°C
W.	kg/cm ²		Scav. manifold	°C
W.	kg/cm ²	Exh. gas	Turbine inlet	°C
W.	°C		Turbine outlet	°C
engine room (upper)	°C	S. W.	Air cooler inlet	°C
engine inlet Temp.	°C		Air cooler outlet	°C
specific gravity at 15°C			T.C inlet	°C
vis. at 50°C	csl	E. W.	T.C outlet	°C
sulphur content	wt%		T/C inlet	°C
calorific value	kcal/kg		Turbine outlet	°C
			Blower outlet	°C
		1	2	3
ress. in cylinder	bar (kg/cm ²)	4	5	6
ress. in cylinder	bar (kg/cm ²)	7	8	9
mp index		10	11	12
Exh. gas	°C			
W. inle:	°C			
W. outlet:	°C			
ton oil	inle: °C			
ton oil	outlet °C			
Box drain	L/day/cyl			
ox drain	L/day/cyl			

S RELATING TO THERMODYNAMIC CONDITIONS

TEMPERATURE increasing
in cylinder indicates:
valves need overhaul.
SSION pressure too low
to exhaust valve
e or blow-by passed
rings.

EXHAUST TEMPERATURE increasing
on all cylinders indicates:
a) Air system fouled.
(air filter/blower/cooler/
scavenging ports)
b) Exhaust system fouled.
(protection grid/nozzle ring/
turbine wheel/exhaust gas
boiler)

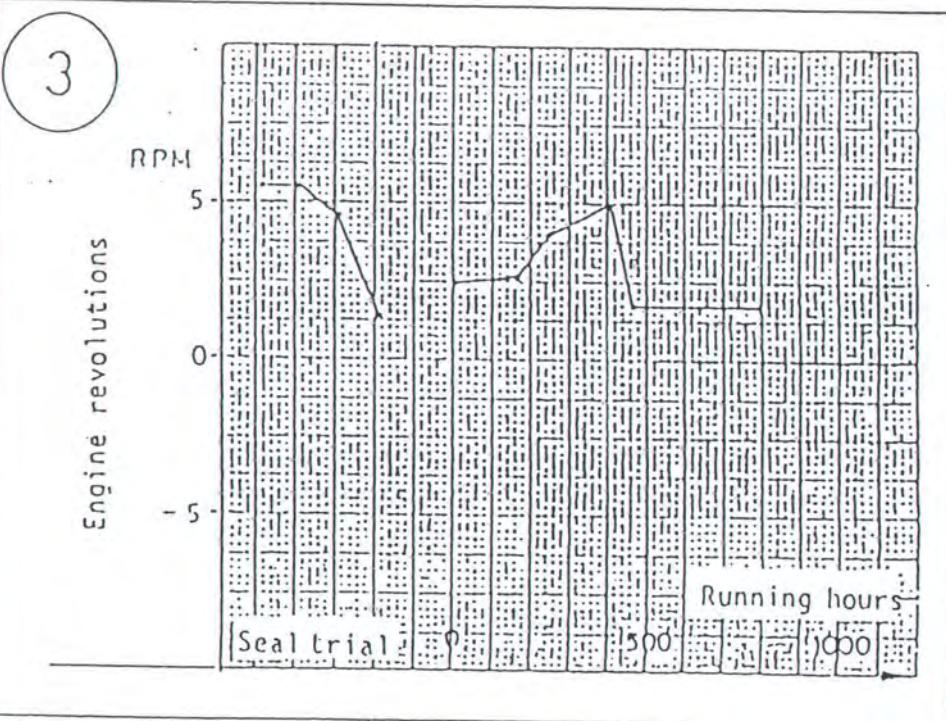
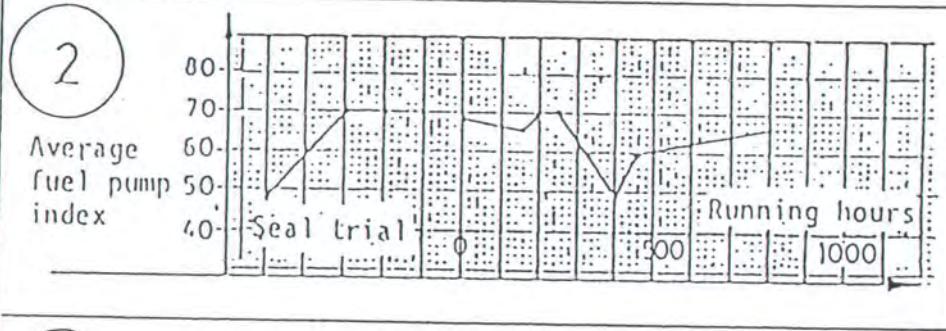
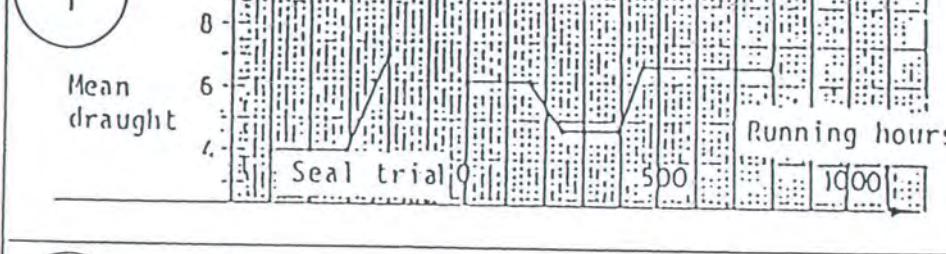
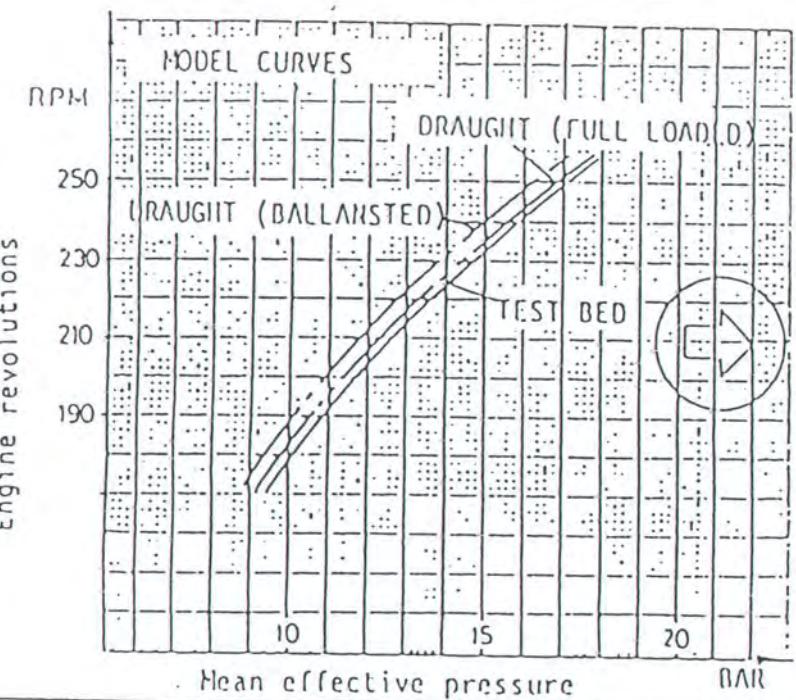
AND COMP-
URE FROM
ograms.
d pressure
ed by op-
nt



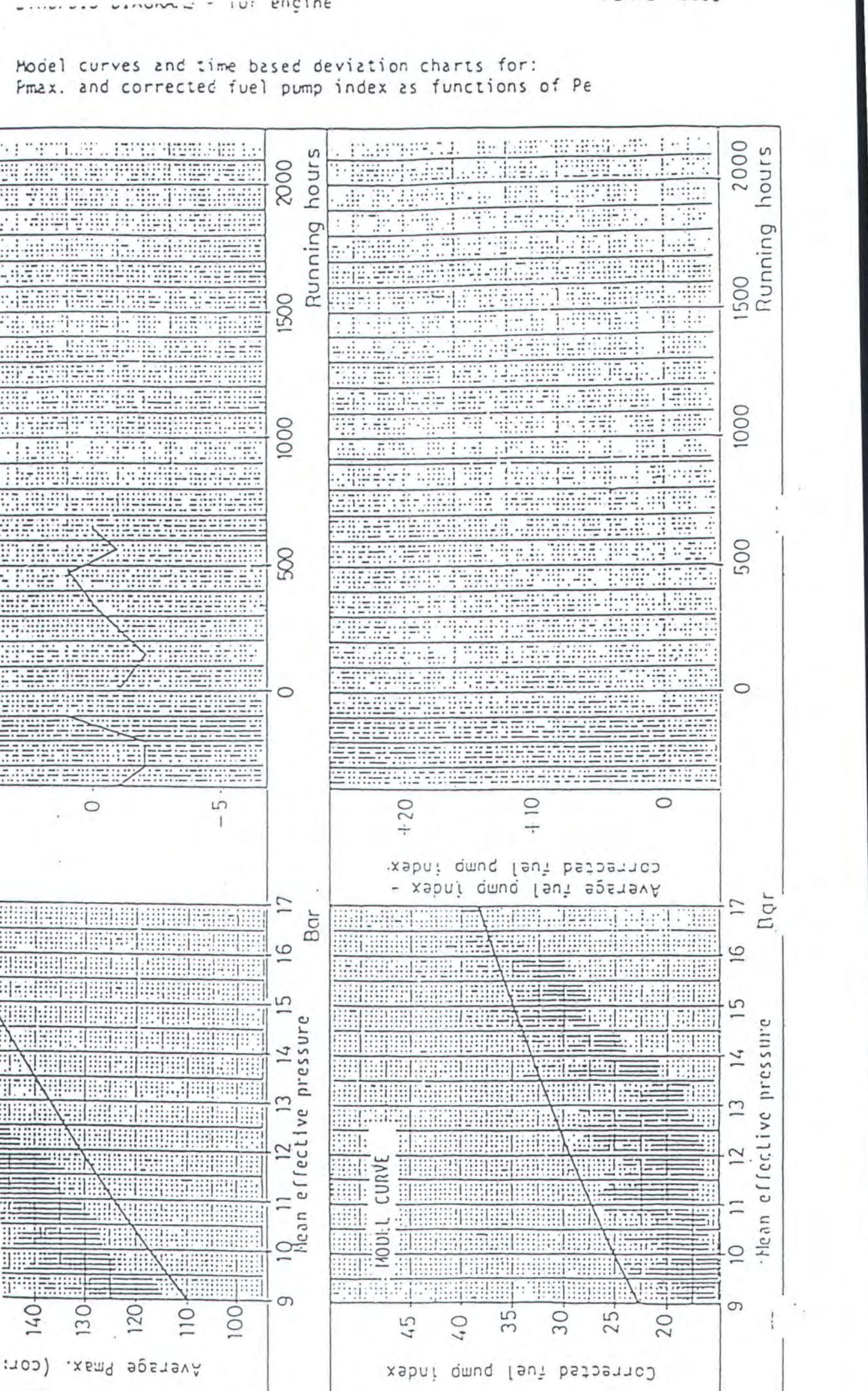
All the Model Curves are based on Test results from Shop-trial or trial trip.

Directions for use:

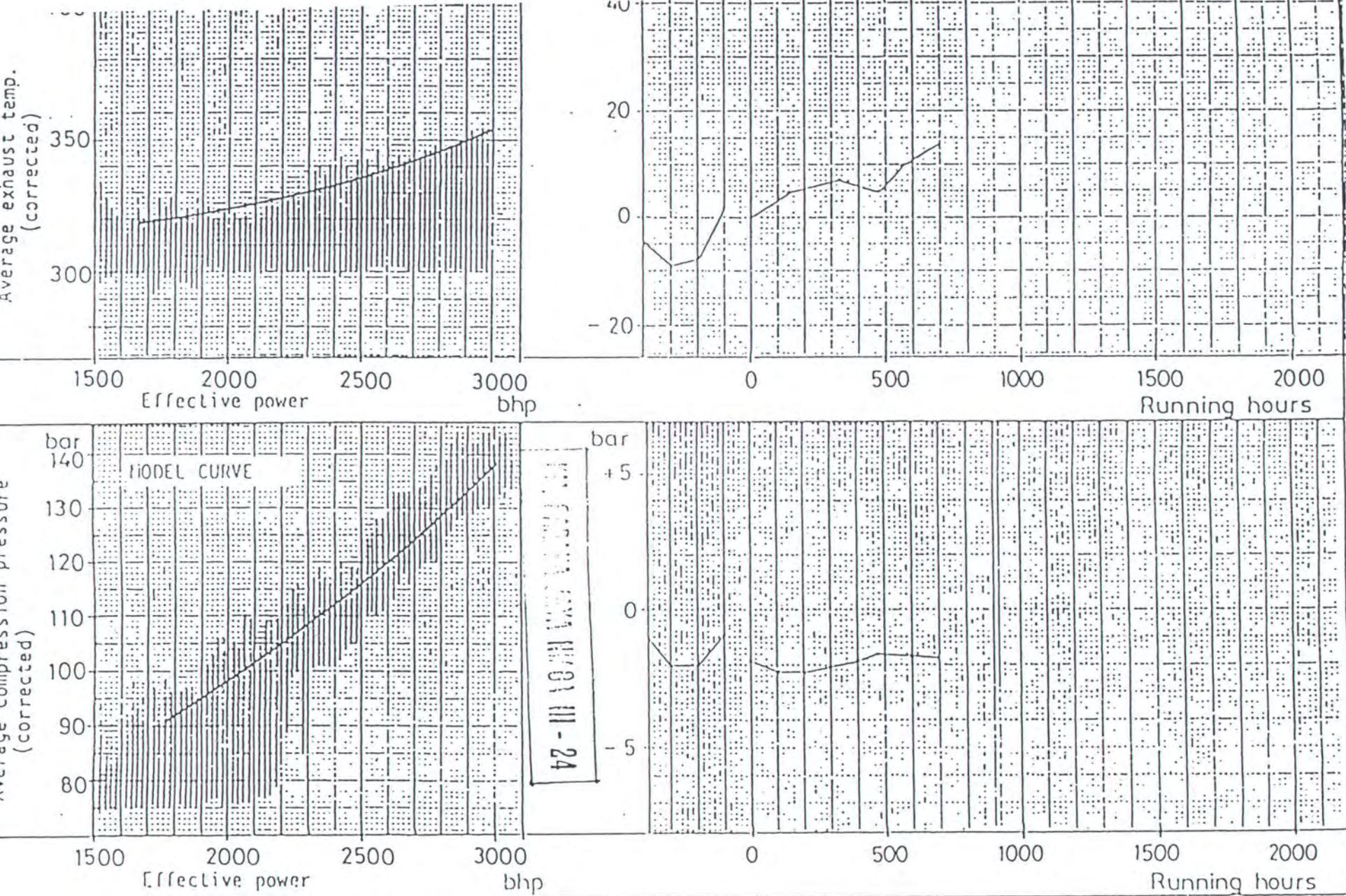
Service results are plotted faintly in the Model Curve diagrams. The vertical deviations are transferred to the pertaining Time based Deviation-chart (on the right hand side).



Time based deviation charts for mean draught and average fuel pump index (P_0) and model curves + time based deviation chart for RPM as a function of mean effective pressure (P_e)



Model curves and time based deviation charts for :
 t_{exhv} and P_{comp} as functions of P_b

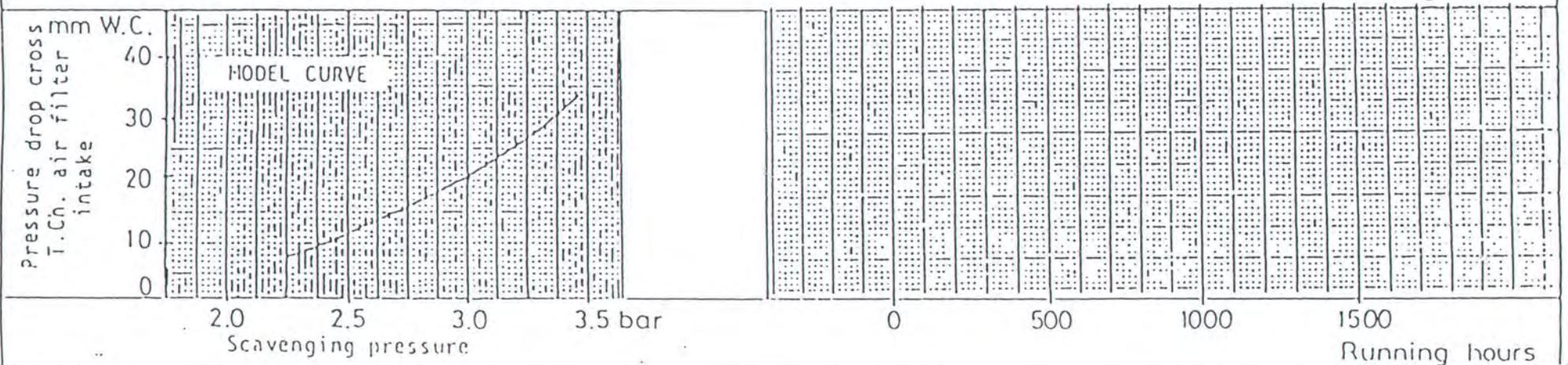
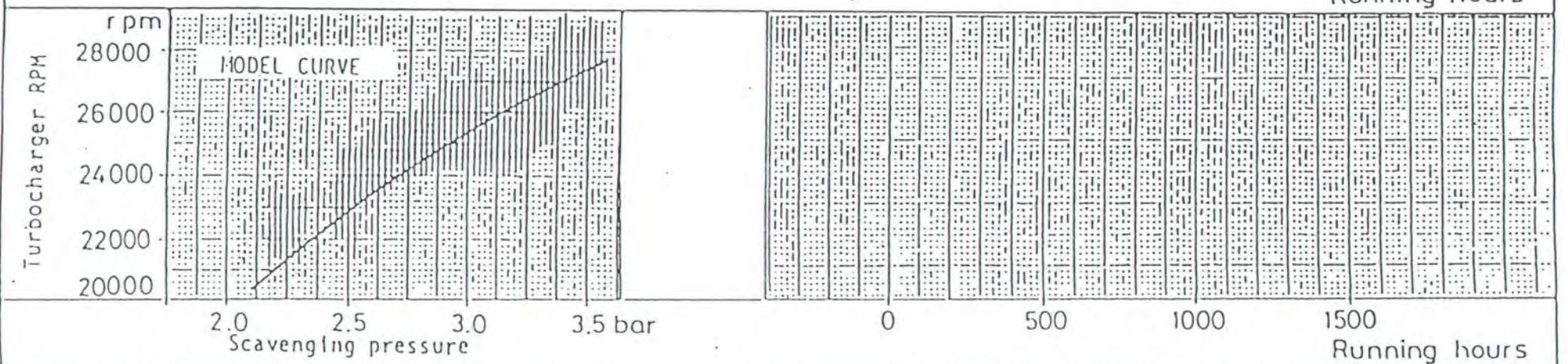
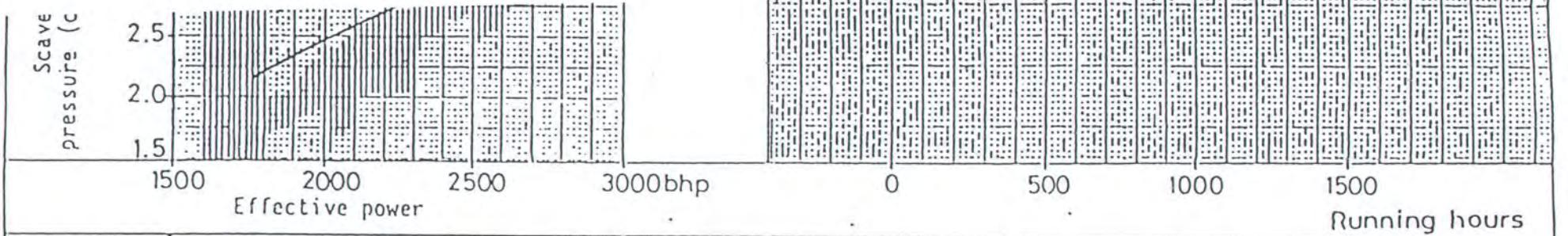


Model curves and time based deviation charts for:

- P_{scav} as a function of P_e

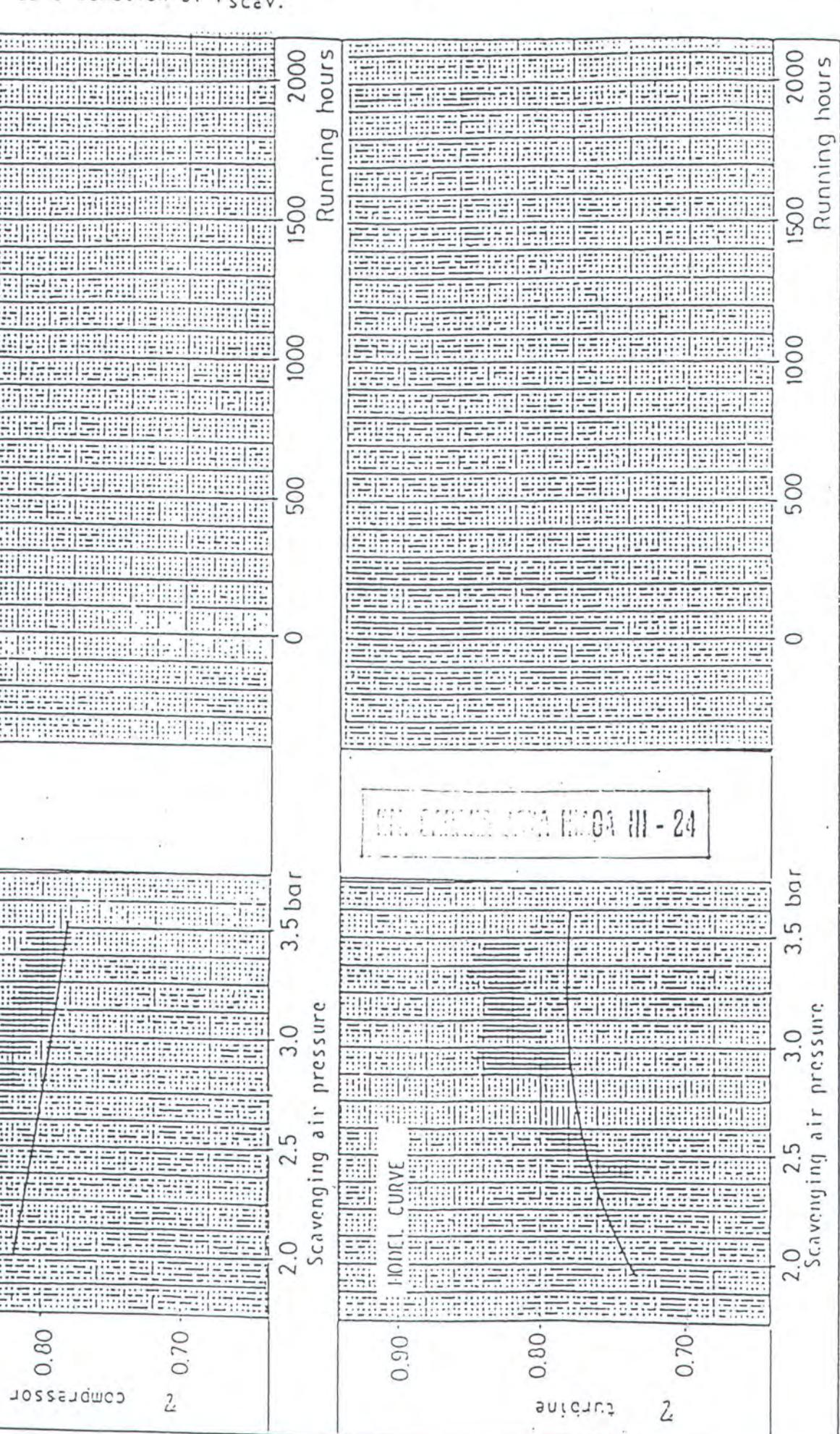
- T/C rpm and

ΔP_f as a function of P_{scav} .

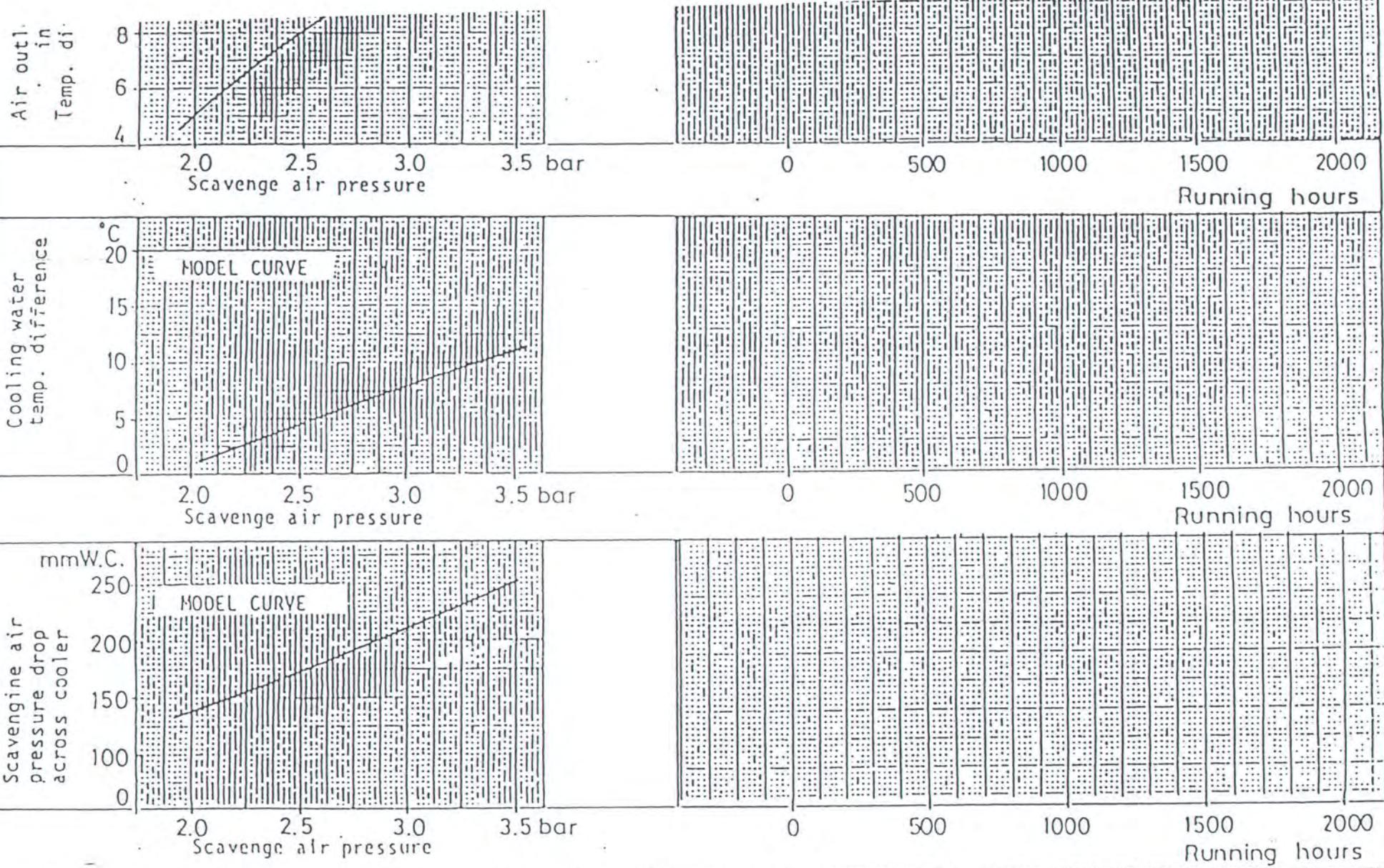


Model curves and time based deviation charts for:

- compressor and turbine efficiencies
- as a function of P_{scav} .



Model curves and time based deviation curves for:
 △ air-water, △ water, and △ pair
 as functions of P_{Scav} .



Example

Fuel oil characteristics

- Lower calorific value : 9700 kcal/kg
(If not provided, can be estimated from Sulphur Content and gravity)
- Specific gravity : 0.947 (δ 15°C)
- Preheated temp. : 104°C

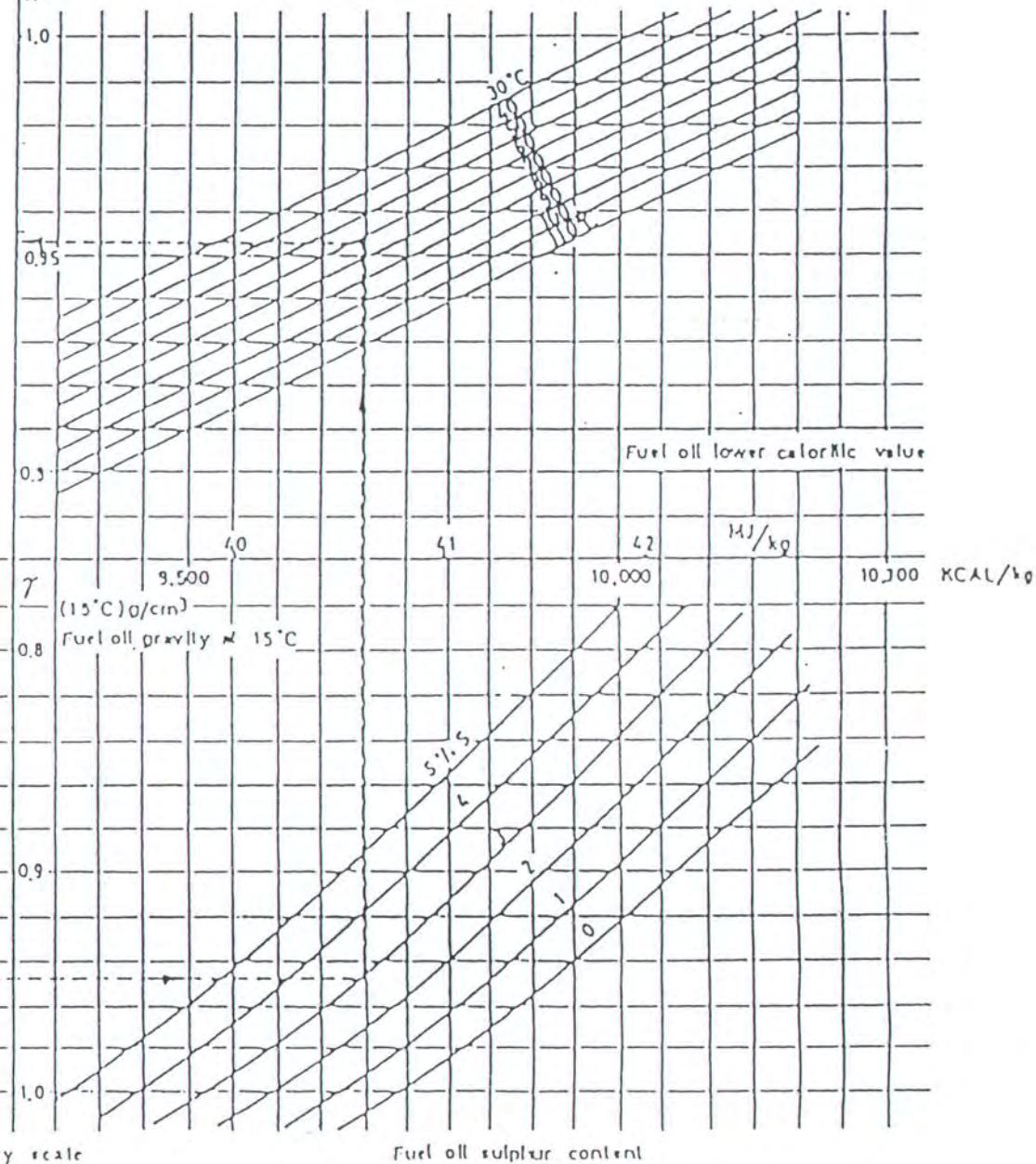
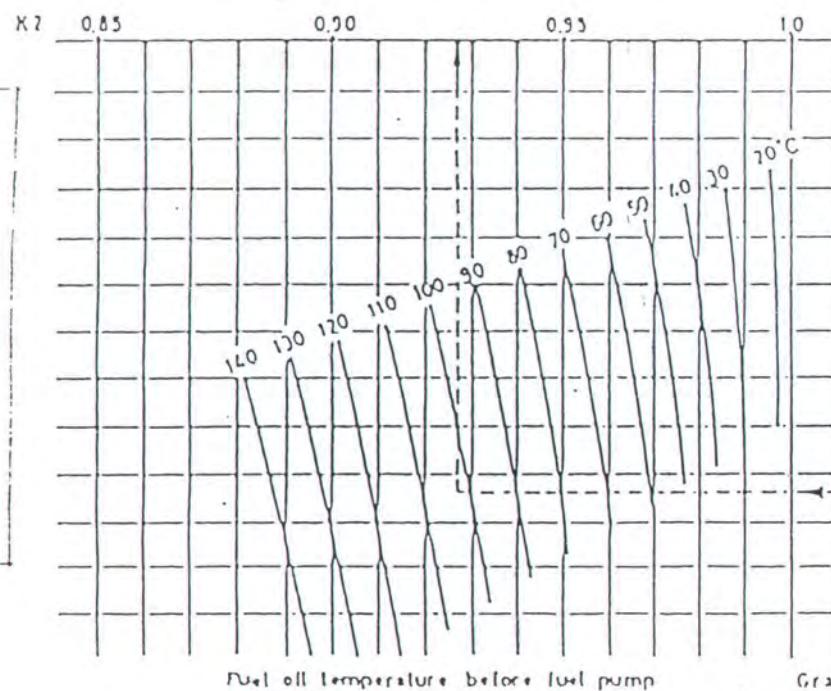
Ambient Condition

- Room temp. : 30°C
- Seav. air temp : 32°C

$$K_1 = 0.953$$

$$K = 0.953 \times 0.926 \times 0.947 = 0.836$$

Correction factor K2 for fuel oil gravity at preheated condition



MAN TURBOCHARGER

Set the engine load and operate for 15 min. receiver

NR20/R T/C rev. 6100 ~ 8100 rpm

NR26/R T/C rev. 4700 ~ 7000 rpm

The inlet gas temp. is to be 200 ~ 300°C

Open the drain cock. Check the hole of drain is not clogged.

Open the valve for water wash.

Wash for about 10 ~ 20 min.

The amount of water wash to be 6 ~ 8 l/min

Check the clogging of drain cock hole.

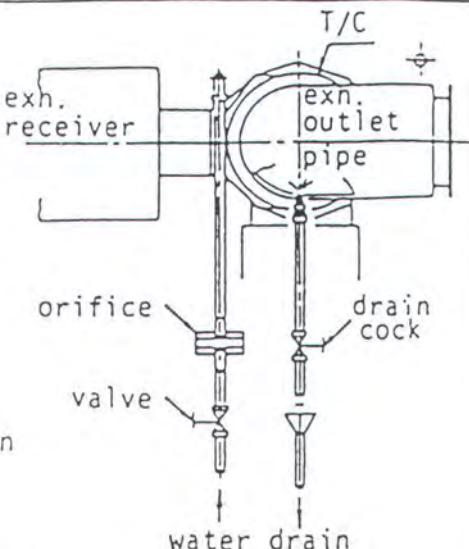
Close the valve for water wash.

Stop the engine by low load for abt. 10 min.

Water is taken away and T/C become dry.

Close the drain cock.

Release the engine load.



BBC VTR TURBOCHARGER

Cleaning turbocharger (turbine side)

Set the engine load to T/C RPM - and

Exhaust gas temperature before turbine 200°C.

About 3 minutes.

Open the drain cock B (pos. 1-3)

Open the valve D₁, then slowly open the valve E.

Set the water pressure at 1 ~ 2 kg/cm².

The same condition for 3 minutes after the confirmation of drain coming from drain pipe 3.

If no drain does not come yet after 6 minutes,

set the water pressure by 0.2 ~ 0.5 kg/cm² and keep the condition for 3 minutes.

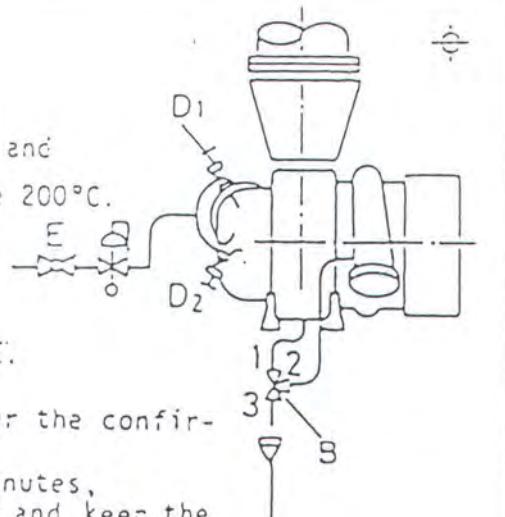
Close the valve D₂ and keep it for 10 minutes.

Open the valve D₂.

3 minutes, close the valve D₁.

Draining is stopped, close the drain cock B.

After completing the cleaning, operate at the same load for 3 minutes and increase the engine load slowly.



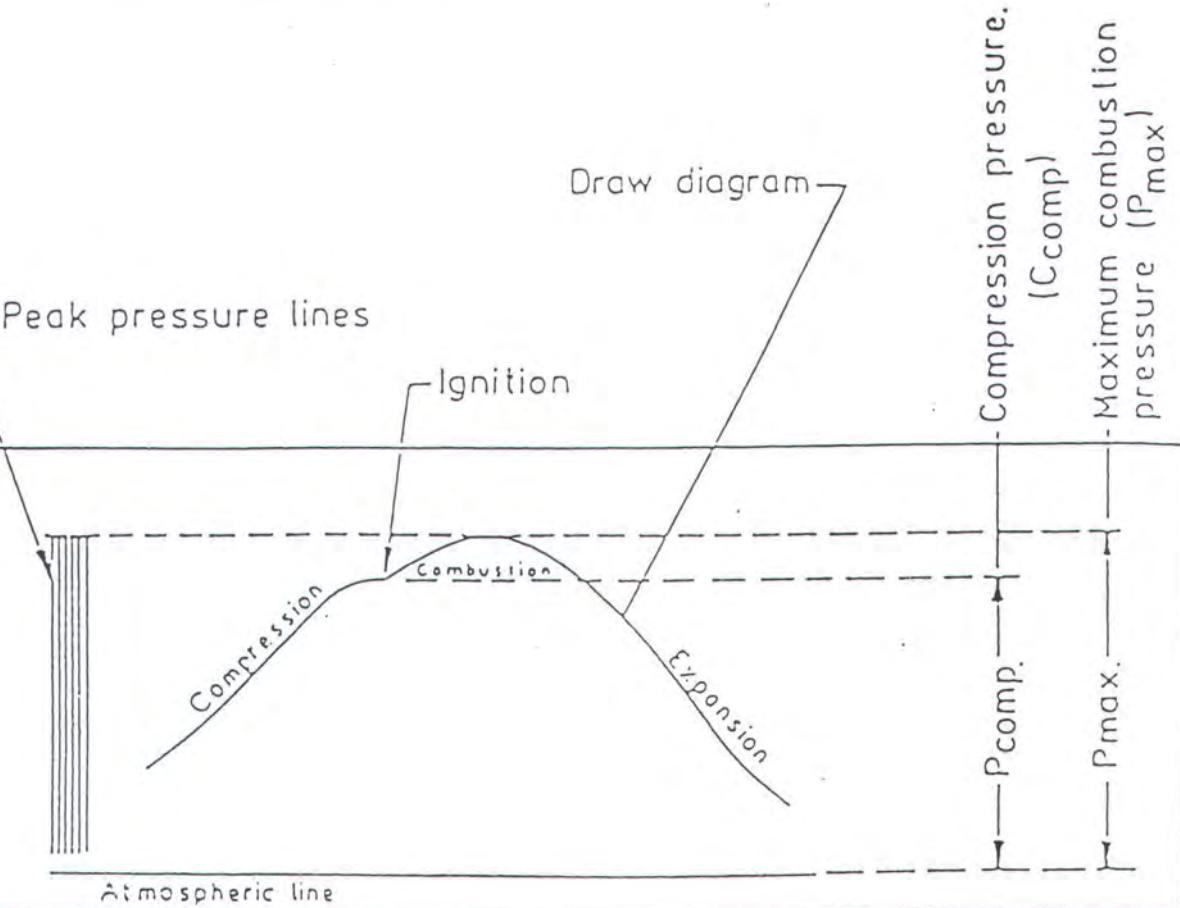
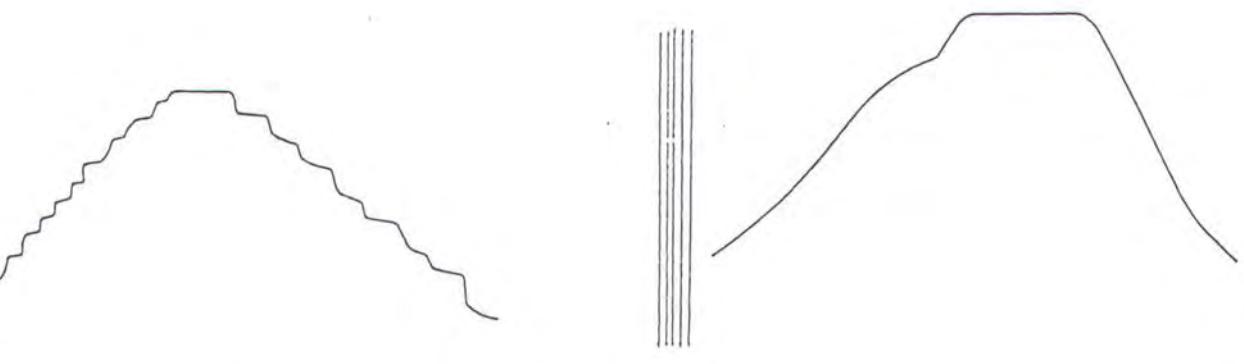
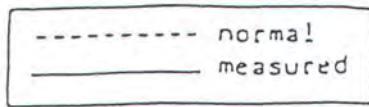


Fig. 1

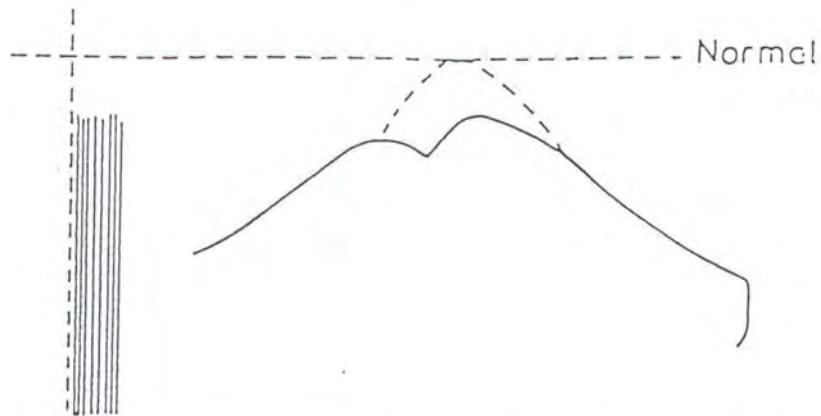


2. Friction in indicator piston.
maximum and compression pressure.

FIG. 3. Spring too weak. Indicator piston strikes top end of cylinder.
Maximum pressure = max. range for the indicator spring.

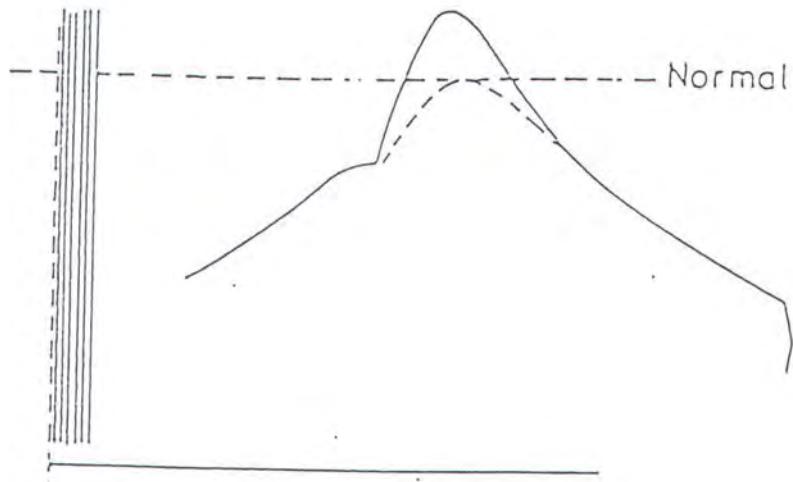


on too late.
valve, or
el pump suction
el pump lead



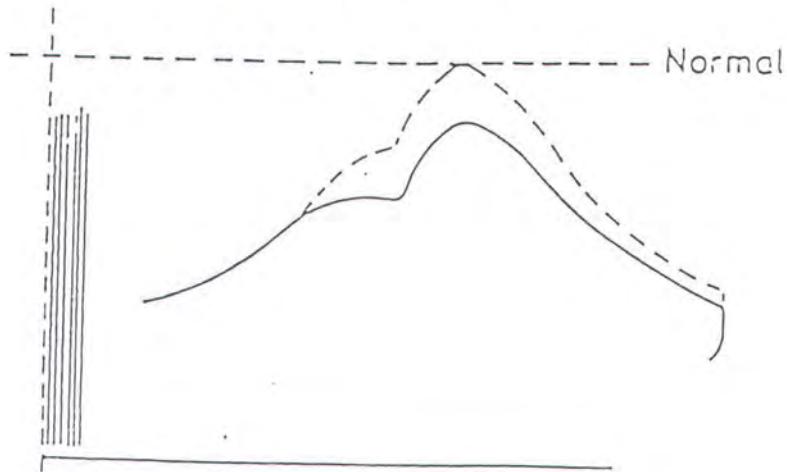
P_{comp} is normal, p_{max} is low.

on too early.
ed too large.



P_{comp} is normal, p_{max} is high.

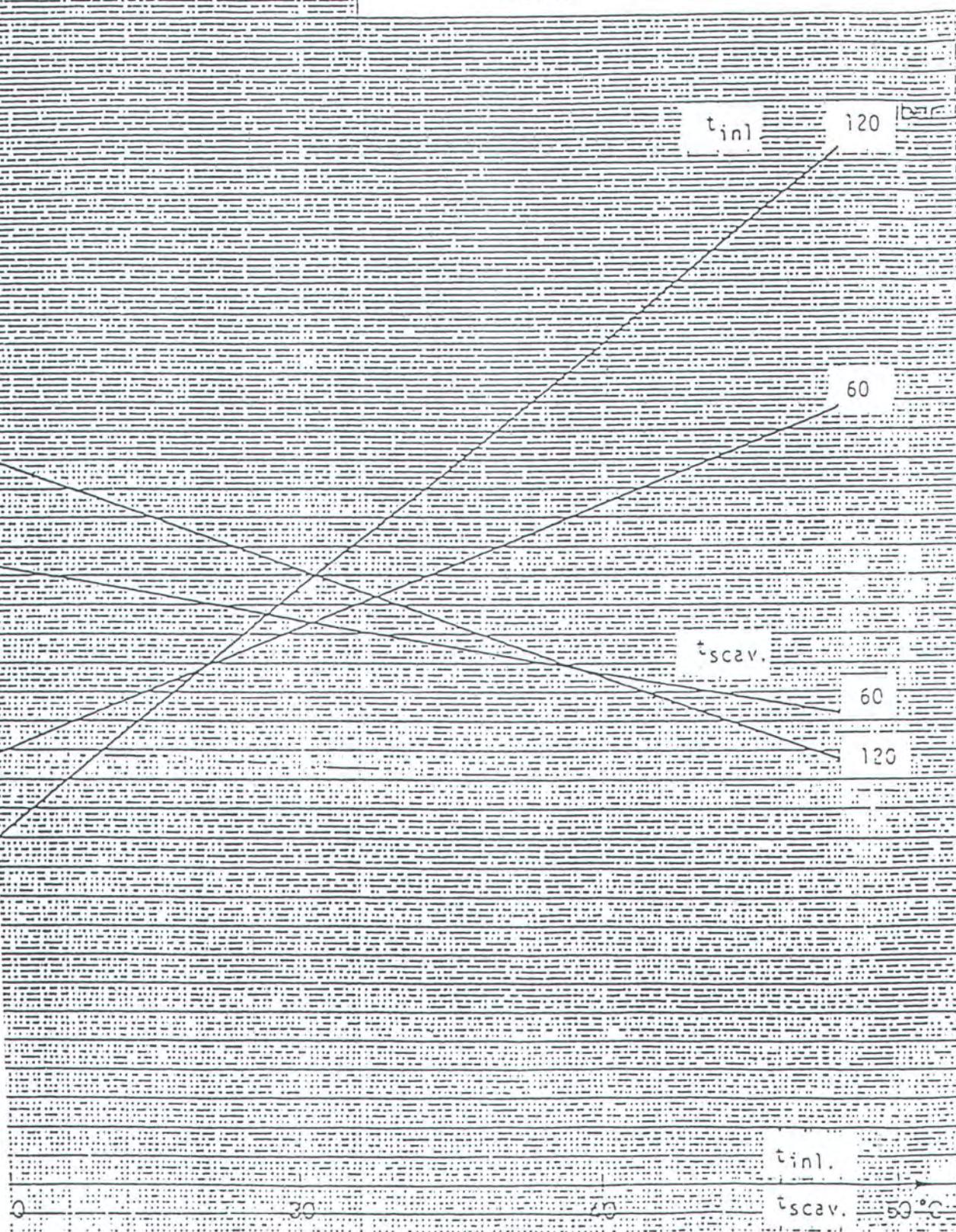
low-by.
leakage,
burnt.
g pressure,
haust and/or
cluding
avenging
c.



P_{comp} and p_{max} are low.

MAXIMUM PRESSURE

Correction to P_{max} owing
to tinlet and t_{scav} varia-
tions from standard condi-
tions.



EXHAUST TEMPERATURE

Correction to t_{exhv} owing to t_{inl} and t_{scav} variations from standard conditions.



t_{inl}

t_{scav}

t_{exhv}

250°C

300°C

350°C

400°C

450°C

30

40

t_{inl}

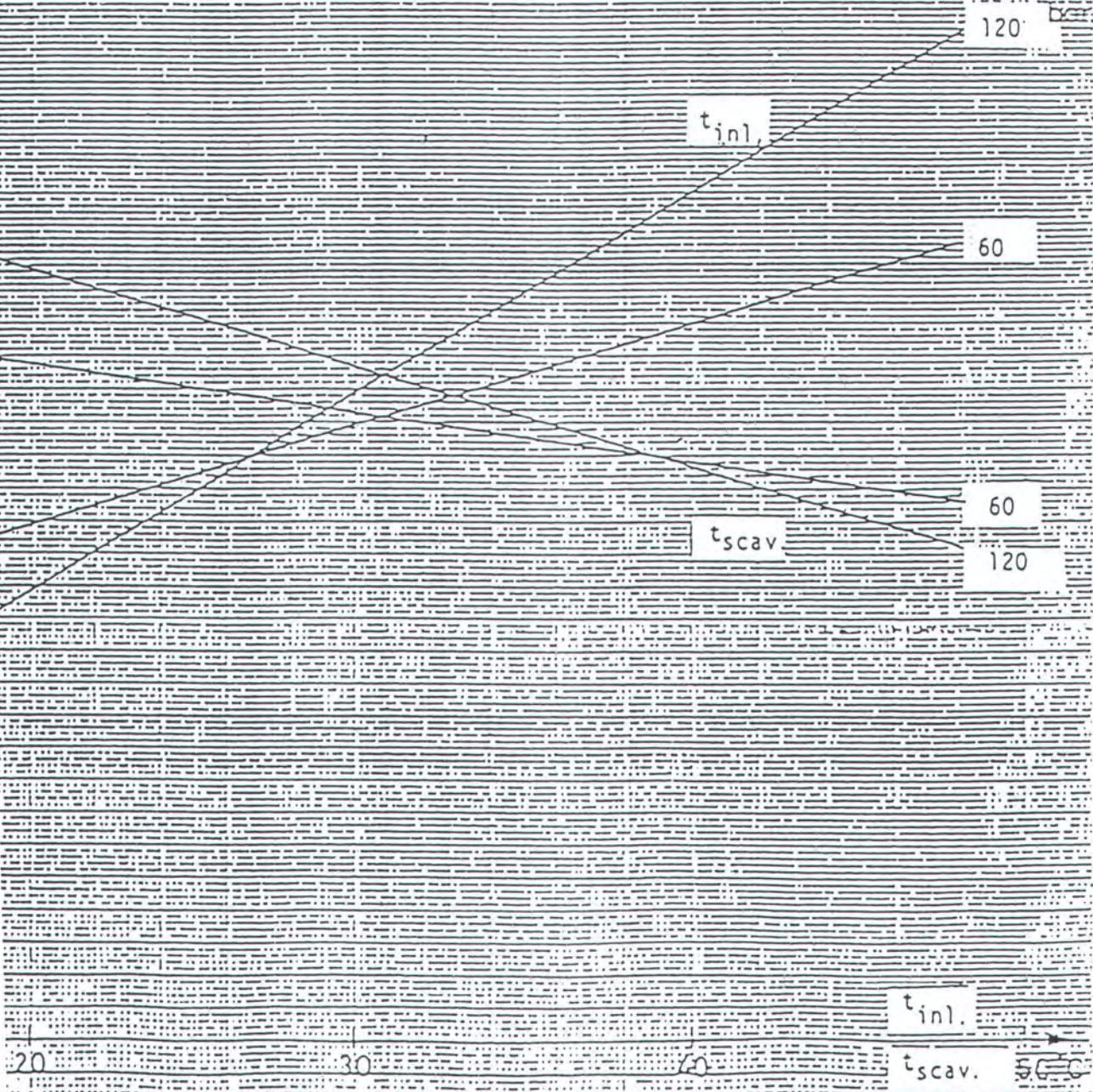
t_{scav}

50

KEL. GADING JAYA INDIA III - 24

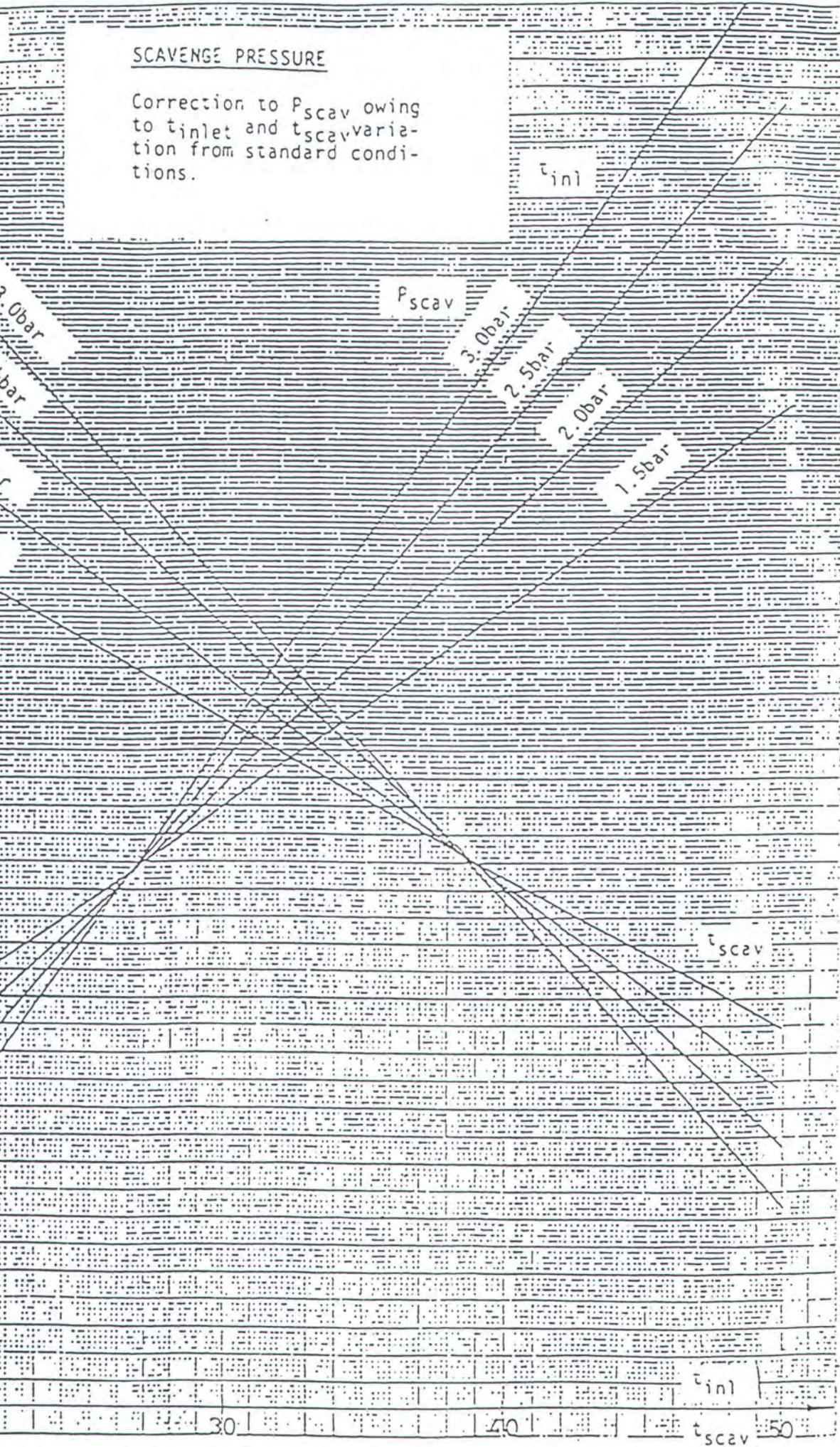
 $P_{comp.}$ COMPRESSION PRESSURE

Correction to P_{comp} owing
to t_{inlet} and t_{scav} varia-
tions from standard condi-
tions.

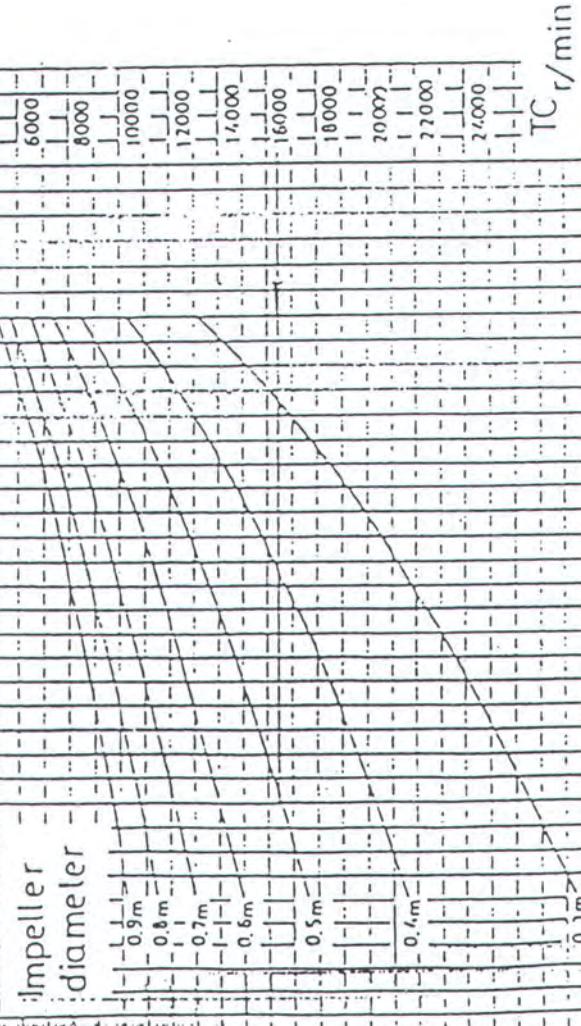
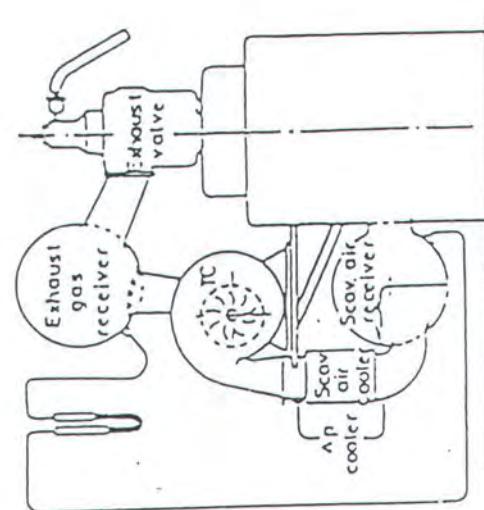
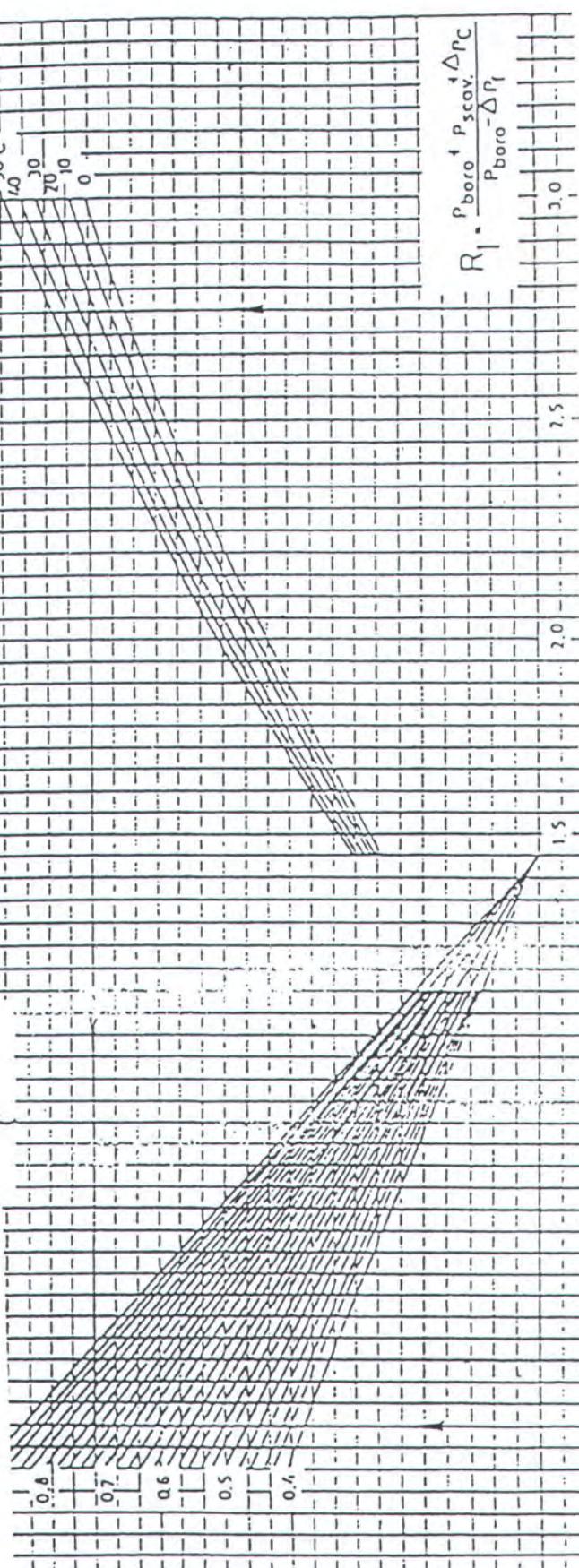


SCAVENGE PRESSURE

Correction to P_{scav} owing
to inlet and t_{scav} vari-
ation from standard condi-
tions.

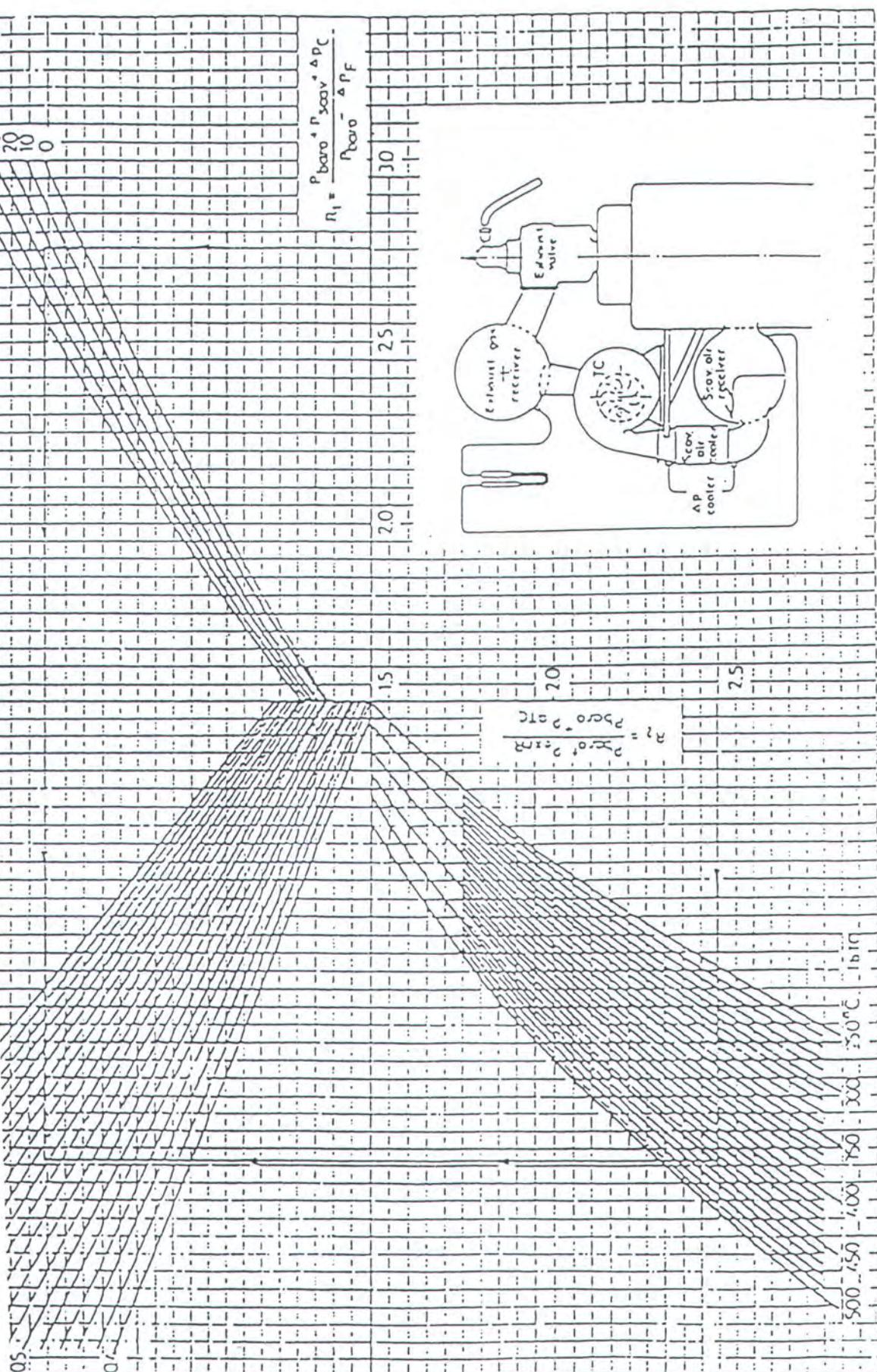


KM. GARAKA JAYA KM 03 III - 24



OVERALL TURBOCHARGER EFFICIENCY

PLATE 70620- 3





DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111. Telp. 5947254, 5947274
Pesw. 262, 5948757. Fax. 5947254

DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Karya Tulis :

tentang Matching Slow Speed Diesel Engine - Fixed Pitch Propeller pada kapal Caraka Niaga III - 24.

Pembimbing : Ir. Moch. Orianto BSE, MSc.
Dosen : Sukari Widodo
Nomer Pokok : 4914200274
Tanggal diberikan tugas :
Tanggal diselesaikan tugas :

TGL.	KEMAJUAN	TTD. DOSEN	NO.	TGL.	KEMAJUAN	TTD. DOSEN
20/95 /10	Perbaikan Pengaturan & Test		10			
5/96 /11	Perbaikan Dame scori		11			
11/96 /12	Penyolongan Dame		12			
10/96 /12	Perbaikan Prengaman		13			
6/1/96	—		14			
13/2/96	—		15			
7/3/96	—		16			
			17			
			18			

:	
untuk diujikan	<input checked="" type="checkbox"/>
siap untuk diujikan	<input type="checkbox"/>
tugas diperpanjang	<input type="checkbox"/>
dibatalkan	<input type="checkbox"/>

Surabaya,
Dosen Pembimbing

Ir. Moch. Orianto BSE, MSc.
Nip. 130786955