3100096008052

TUGAS AKHIR
(NE 1701)

ANALISA PROSES PEMBAKARAN UNJUK KERJA MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC YANG TERPASANG DI CARAKA JAYA NIAGA III - 24

Rske
623.87236
Muh
a-1
1996

Oleh :

AGUS MUHARNO
4914200282

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1996

PERPUSTAKAAN
I T S
Tgl. Terima 02-04-96
Terima Dari H

ANALISA PROSES PEMBAKARAN UNJUK KERJA MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC YANG TERPASANG DI CARAKA JAYA NIAGA III - 24

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi persyaratan menyelesaikan
Studi Strata Satu dan memperoleh Gelar Sarjana Teknik Sistem Perkapalan

Mengetahui / Menyetujui
Dosen Pembimbing

Ir. AGUK ZUHDI MF, M. Eng
NIP. 131 646 637

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1996

DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp.5947254, 5947274
Pesw.262, 5948757, Fax.5947254

TUGAS AKHIR (NE. 1701)

N a m a	:	AGUS MUHARNO
Nomor Pokok	:	4914200282
Tanggal diberikan tugas	:	20 September 1995
Tanggal diselesaikan tugas	:	12 Februari 1996

JUDUL KARYA TULIS :

ANALISA UNJUK KERJA PROSES PEMBAKARAN MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC YANG TERPASANG DI CARAKA JAYA NIAGA III

Surabaya, 6 Nopember 1995

Dosen Pembimbing,	Mahasiswa,	Ketua,
Ir. AGUK ZUHDY MF, M.Eng	AGUS MUHARNO	Ir. Moch. Orianto BSE, MSc
NIP : 131 646 637		NIP. 130 786 955

1 copy untuk : Arsip Jurusan
1 copy untuk : Arsip Dosen Pembimbing
1 copy untuk : Arsip Mahasiswa Ybs.
file:tabaru

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan rasa syukur kehadirat Allah SWT. Alhamdulilah, Tugas Akhir yang harus di tempuh oleh setiap mahasiswa Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS, untuk mencapai gelar kesarjanaan ini bisa terselesaikan.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini penyusun memilih materi tugas dengan judul Analisa Proses Pembakaran Unjuk Kerja Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC yang terpasang di Caraka Jaya Niaga III - 24, Penyusun telah berusaha semaksimal mungkin untuk menyusun Tugas Akhir ini sebaik-baiknya.

Kesabaran, kesungguhan hati serta keiklasan dalam menyampaikan ilmu yang telah diberikan oleh dosen pembimbing selama penyusunan Tugas Akhir ini tidak mungkin bisa terlupakan oleh penyusun.

Dengan segala kerendahan hati, penyusun mengucapkan terima kasih yang sedalam-dalamnya kepada yang terhormat :

1. Bapak Ir. M Orianto, BSE, MSc selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
2. Bapak Ir. Indrajaya Gerianto, MSc selaku Dosen Wali selama kuliah di Teknik Sistem Perkapalan , Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
3. Bapak Ir. Aguk Zuhdy MF , MSc, selaku Dosen Pembimbing selama penulis melakukan Tugas Akhir.
4. Bapak Ir. Sutak Dwi Hadi, P.T Pelayaran Meratus yang telah memberikan bimbingan dan data-data untuk penulisan Tugas Akhir.

4. Orang tuaku tercinta Bapak Suharto, Ibu Siti Mubaikah dan Saudara-saudaraku yang senantiasa membantu dengan doa serta memberikan semangat dan dorongan untuk dapat terselesaikannya Tugas Akhir ini.
5. Semua pihak yang telah membantu dan memberikan dorongan dalam penulisan Tugas Akhir ini.

Kami menyadari keterbatasan kami sebagai manusia dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat membangun sangat kami harapkan demi kebaikan penulisan ini.

akhir kata penulis mohon maaf apabila terdapat kesalahan-kesalahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.

Surabaya, Pebruari 1996

Penulis

Agus Muharno

DAFTAR ISI

halaman

Lembar Pengesahan i

Kata pengantar ii

Daftar Isi iv

Daftar Gambar ix

Daftar Lampiran x

Daftar Notasi xi

Bab I Pendahuluan

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Tujuan Penulisan 2

1.3 Batasan masalah 2

1.4 Metode Pengujian 3

1.5 Metode Perhitungan dan Analisa 3

Bab II Dasar Teori

2.1 Karakteristik Mesin Diesel 4

2.2 Mesin Diesel 2 langkah (two stroke Diesel Engine) 5

2.3 Proses Pembakaran 7

2.3.1 Periode Persiapan Pembakaran 10

2.3.2 Periode Pembakaran Cepat 10

2.3.3 Periode Pembakaran Terkendali ... 10

2.3.4 Periode Pembakaran Lanjutan 10

2.4 Injeksi Bahan Bakar 11

2.4.1 Penakaran Bahan Bakar 11

2.4.2 Pengaturan Waktu Injeksi Bahan Bakar 12

2.4.3 Pengabutan Bahan Bakar 12

2.4.4 Distribusi Bahan Bakar 13

2.5 Engine Rating (Pengaturan Putaran Mesin) 13

2.6 Parameter Unjuk Kerja 15

2.6.1 Tekanan rata-rata indikasi (IMEP) 15

2.6.2 Tenaga Mesin (Daya Mesin) 18

2.6.3 Daya Indikatif (Indicated Horse Power) 19

2.6.4 Daya Efektif (Brake Horse Power). 20

2.6.5 Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (Spesific Fuel Oil Consumption) . 21

2.6.6 Perbandingan Udara Bahan Bakar (Air Fuel Ratio) 22

2.6.7 Efisiensi Dari Mesin Diesel 23

2.6.8 Neraca Energi (Heat Balance) 24

2.7 Propeller Load Characteristic, Engine Layout Diagram dan Engine Load Diagram 27

2.7.1 Propeller Load Characteristic ... 27

2.7.2 Engine Layout Diagram dan Engine Load Diagram 29

Bab III Metode Pengujian

3.1 Fan Break Dinamometer 31

3.2 Instalasi Dan Peralatan Untuk Pengujian 32

3.3 Ukuran Utama Kapal, Motor Diesel Dan Turbocharge Yang Dipergunakan 33

3.4 Langkah-langkah Pengujian 34

3.5 Cara dan Contoh Perhitungan Parameter Unjuk Kerja 35

3.6 Perhitungan Tahanan Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 Sebagai Dasar Pembebanan Propeller 44

3.7 Engine Layout Diagram Untuk Kondisi Service (Aktual) 50

3.8 Engine Load Diagram Untuk Kondisi Service (Aktual) 51

3.9 Sea Margin Dan Engine Margin Motor Diesel Mitsui B&W 5 s 26 MC yang Dipakai 52

Bab IV Analisa

4.1 Analisa Parameter Prestasi (Unjuk Kerja)
Untuk Kondisi Service Kapal 54
4.1.1 Kecepatan Kapal 54
4.1.2 Tekanan Indikatif Rata-rata dan
Daya Indikatif 55
4.1.3 Tekanan Efektif Rata-rata dan
Daya Efektif 55
4.1.4 Pemakaian Bahan Bakar Spesific
(SFOC) dan daya Efektif 55
4.1.5 Efisiensi Termis, Efisiensi Mekanis
dari Mesin Diesel 56
4.2 Analisa Parameter Prestasi (Unjuk Kerja)
Untuk Kondisi Service Kapal dan Kondisi
Shop Test 56
4.2.1 Tekanan Efektif rata-rata 56
4.2.2 Daya Efektif 57
4.2.3 Pemakaian Bahan Bakar Spesifik ... 57
4.2.4 Efisiensi Termis 58
4.2.5 Temperatur Gas Buang 58

Bab V Pembahasan 59

Bab VI Kesimpulan 62

Daftar Pustaka 63

Penutup 64

Lampiran

DAFTAR GAMBAR

Gambar halaman

2.1 Karakteristik umum dari mesin diesel (*Schulz.1989*) 4

2.2 Prinsip kerja dari mesin diesel 2 langkah (*Schulz,1989*) 5

2.3 Siklus mesin diesel 2 langkah (*Wiranto,A,1985*) 6

2.4 Diagram pembakaran bahan bakar (*Wiranto,1985*) 9

2.5 Karakteristik mesin diesel berdasarkan putaran (*1.Haringtон*) 14

2.6 Diagram indikator 15

2.7 Diagram indikator untuk putaran 150 rpm 16

2.8 Peralatan Planimeter (*Sotherns,1986*) 17

2.9 Daya yang terdapat pada sistem propulsi kapal..... 18

2.10 Neraca energi motor diesel (*petrovsky,1968*) 25

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran A Hal Pengujian Motor Diesel

Lampiran A1 Spesifikasi Motor Diesel Mitsui B&W S 26 MC

Lampiran A2 Spesifikasi Alat-alat Ukur

Lampiran A3 Tabel Pengujian Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC Pada Kondisi Service

Lampiran A4 Tabel Data Pengujian Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC Pada Kondisi Shop Test

Lampiran A5 Tabel Prestasi Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC Pada Kondisi Service

Lampiran A6 Tabel Prestasi Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC Pada Kondisi Shop Test

Lampiran A7 Grafik Parameter Prestasi Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC Pada Kondisi Service

Lampiran A8 Grafik Parameter Prestasi Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC Pada kondisi Shop Test

Lampiran A9 Grafik Parameter Prestasi Motor Diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC Pada Kondisi Service dan Shop Test

DAFTAR NOTASI

ρ_{bb} = kerapatan massa bahan bakar
∇ = Volume Displacement kapal
ρ_{ap} = Kerapatan masa air pendingin
Λ = Displacment kapal.
η_t = Efisiensi termis
ρ_u = Kerapatan massa udara
ξ_r = Koefisien Tahanan Sisa Kapal
$\Delta\xi_3$ = Koreksi untuk [illegible] resistance
$\overline{R}$ = Kerapatan massa air adalah fungsi dari temperatur air
$\Delta\xi_1$ = Koreksi untuk lambung dengan pengelasan
$\Delta\xi_2$ = Koreksi untuk steering resistance
$\Delta\xi_4$ = Koreksi untuk air resistance
ξf = Koefisien tahanan gesek
$\Delta\xi$ = Koefisien tahanan tambahan
A/F = Air/fuel ratio
A = Luas penampang torak
B = Lebar
ρ_{bb} = Kerapatan massa bahan bakar
BHP = Brake Horse Power
C = Nlai konstan untuk mesin diesel 5 S 26 MC (0,578)
C_a = 4,18 KJ / Kg.^{0} K
Cb = Koefisien Blok
Cm = Koefisien Midship
Cp = Kofisien Prismatik
DHP = Deliveri Horse Power
EHP = Effective Horse Power
EHP tr = Tenaga efektif pada kondisi percobaan
EHPs = Tenaga efektif pada kondisi service
EM = Engine Margin
H = Tinggi kapal
h_{gp} = Entalpi jenis udara pembakaran
hu = Entalpi jenis udara
IHP = Indicated Horse Power
IMEP = Tekanan indikatif rata-rata
J_{ap} = Kecepatan aliran energi air pengdingin
J_{bb} = Kecepatan aliran energi bahan bakar
J_{gp} = Kecepatan aliran energi gas pembakaran
J_u = Kecepatan aliran energi udara
K = Faktor koreksi untuk fuel pump index
K_1 = Faktor koreksi untuk bahan bakar dan perubahan temperatur sekelilingnya
K_3 = Faktor koreksi untuk berat jenis bahan bakar, kondisi pemanasan
L = Langkah torak

LCV = Nilai panas rendah bahan bakar
LOA = Panjang keseluruhan
LPP = Panjang diantara garis tegak
LWL = Panjang garis air
M_{ap} = Kecepatan aliran air pendingin
M_{bb} = Kecepatan laju aliran bahan bakar
M_{gp} = Kecepatan aliran gas pembakaran
M_u = Kecepatan aliran udara
M_u = Kecepatan aliran udara
M_{ust} = Kecepatan aliran udara teori
m_{ust} = Kebutuhan udara pembakaran teori
N = Putaran mesin
N_i = Daya indikator
P = Prosentase overload pada tank condition
$P\theta'$ = Rata-rata fuel pump index
Pe , BMEP = Kekanan efektif rata-rata rem
P_i = Tekanan indikatif rata-rata
Q = Kecepatan aliran energi konveksi
q = - 1/3 % untuk setiap 10% overload .
r2 = Koreksi untuk kerugian gesekan pada sistem transmisi
r3 = Koreksi pada perubahan B/T kapal terhadap B/T standart (B/T = 2,4),
R_u = 2867 J / Kg ^{0} K
SG = Specific Grafity 15^0 C
SFOC = Spesific fuel oil consumption
SHP = Shaft Horse Power
SM = Sea Margin
T_{gp} = Temperatur gas buang
T = Draft
T_{ak} = Temperatur air keluar
T_{am} = Temperatur air masuk
t_{ak} = Temperatur air keluar
t_{am} = Temperatur air masuk
t_{ap} = Waktu pemakaian air pendingin
t_{bb} = Waktu aliran bahan bakar
T_{km} = Temperatur ruang percobaan
Tsca = Temperatur scavenging air
V_{ap} = Volume air pendingin
V_{bb} = Volume bahan bakar
Vs = Kecepatan kapal
V_u = Volume aliran udara hisap
WSA = Luas permukaan basah kapal
Z = Jumlah silinder mesin

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I
PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Pengamatan dan pengujian dari motor penggerak utama kapal khususnya mengenai unjuk kerja (*performance*) adalah merupakan bagian dari proyek konservasi energi, dimana unjuk kerja mesin diesel sangat berpengaruh pada proses pembakaran bahan bakar dan berkaitan dengan efisiensi pemakaian bahan bakar, yang diperlukan dalam operasi pelayaran kapal.

Pengujian unjuk kerja motor diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC yang terpasang pada kapal Caraka Jaya Niaga III - 24, diperlukan untuk mengetahui kondisi mesin diesel yang berkaitan dengan fungsinya sebagai tenaga penggerak utama kapal.

Dengan alasan itu diperlukan adanya analisa mengenai proses pembakaran bahan bakar pada mesin diesel untuk diketahui berapa daya yang dihasilkan, baik dilihat dari karakteristik bahan bakar yang dipakai ataupun kondisi mesin diesel itu sendiri, setelah terpasang di kapal Caraka Jaya Niaga III - 24. Bagaimana unjuk kerja sistem penggerak utamanya (*main diesel engine*) yang kemudian diperbandingkan dengan dasar-dasar teori yang sudah ada, dasar-dasar teori diambil dari data *shop test, sea trial, dan towing tank.*

Dengan analisa ini nantinya diharapkan dapat diketahui apa yang terjadi terhadap unjuk kerja dari mesin diesel, agar dapat dilakukan pengawasan dan penanganan lebih lanjut baik pada mesin diesel ataupun terhadap pemakaian bahan bakar.

1.2. TUJUAN PENULISAN

Dalam penulisan tugas akhir ini, tujuan yang diharapkan adalah :

- Mengetahui unjuk kerja mesin diesel yang digunakan di kapal Caraka Jaya Niaga III - 24, dan berkaitan dengan fungsinya sebagai tenaga penggerak utama kapal (*main diesel engine*).
- Mengetahui proses pembakaran bahan bakar yang berhubungan dengan efisiensi pemakaian bahan bakar dalam operasi pelayaran kapal dan daya *out-put* yang dihasilkan.

1.3. BATASAN MASALAH

Untuk mencapai sasaran yang diharapkan, diberikan batasan batasan dalam melakukan pengujian dan memperoleh data-data pengujian.

- Kondisi kecepatan kapal diukur dengan alat ukur kecepatan kapal yaitu *log speed* yang telah terpasang di kapal Caraka Jaya Niaga III - 24.
- Pengujian dilakukan pada kondisi putaran engine yang berbeda-beda yaitu : 85 rpm, 90 rpm, 105 rpm, 121 rpm, 150 rpm, 164 rpm, 188 rpm, dan 191 rpm (*variabel speed*).
- Tidak menganalisa komposisi zat kimia yang terkandung di dalam gas buang.
- Tidak membahas adanya pengaruh tahanan angin (*wind force*) serta pengaruh air laut (*sea force*) terhadap kapal yang terjadi dalam beberapa kondisi.

1.4. METODE PENGUJIAN

Dalam upaya untuk memperoleh unjuk kerja dan proses pembakaran bahan bakar dari mesin diesel yang dipergunakan kapal Caraka Jaya Niaga III-24, diperlukan suatu metode pengujian yaitu dengan menggunakan metode *fan brake dinamometer.* Mesin diesel diberi pembebanan sesuai dengan sarat kapal pada waktu pelayaran Surabaya-Ujung Pandang dengan cara mengatur putaran mesin diesel, mesin diesel diputar pada 85 rpm, 90 rpm, 105 rpm, 121 rpm, 150 rpm, 164 rpm, 188 rpm dan 191 rpm pada sarat kapal (T) = 4,875 m, *Dead Weight tigh* (DWT) = 3020 ton dan D*isplacement* (Δ) = 5000 ton.

1.5. METODE PERHITUNGAN DAN ANALISA

Setelah mendapatkan hasil pengujian dan untuk mempermudah perhitungan data dari tugas akhir dipergunakan program bantu dari komputer yaitu *software microsoft Excel 5.0* untuk mendapatkan parameter prestasi atau unjuk kerja dari mesin diesel yaitu tekanan rata-rata indikatif, tekanan rata-rata efektif, daya indikatif, daya efektif, pemakaian bahan bakar, kebutuhan udara pembakaran, efisiensi termal, efisiensi mekanis serta parameter prestasi lainnya, kemudian dari proses pembakaran serta unjuk kerja mesin diesel pada pengujian ini dianalisa dan diperbandingkan dengan unjuk kerja standart pabrik pembuatnya, hasil perbandingannya bisa dalam prosentase, dan bagaimana unjuk kerja dari mesin diesel tersebut terhadap pemakaian bahan bakar yang sebenarnya.

BAB II

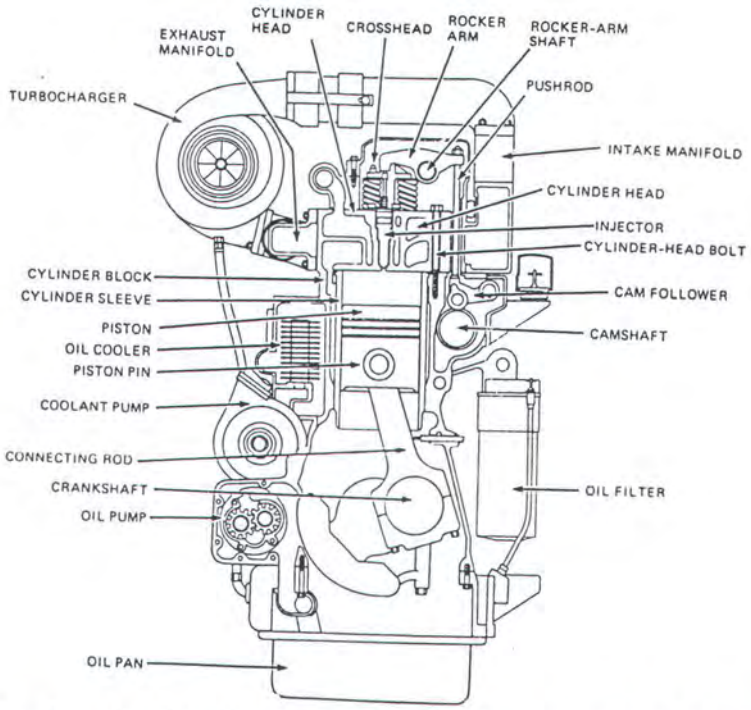
DASAR TEORI

BAB II

DASAR TEORI

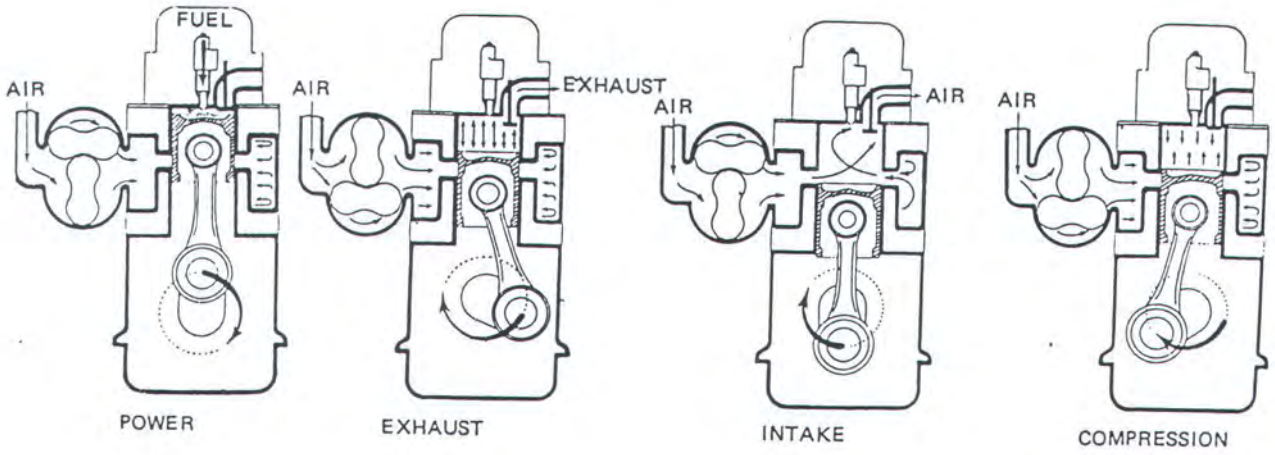
2.1. KARAKTERISTIK MESIN DIESEL

Karakteristik utama dari suatu mesin diesel adalah metode penyalaan bahan bakar, dalam mesin diesel bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder yang berisi udara bertekanan tinggi akibat proses kompresi. Udara di dalam silinder akan meningkat suhunya, sehingga ketika bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder dalam bentuk kabut halus yang bersinggungan dengan udara panas, maka bahan bakar akan menyala atau terbakar, proses penyalaan bahan bakar yang tidak membutuhkan alat penyalaan lain dari luar inilah yang membedakan dengan motor bakar lainnya. Karena alasan ini mesin diesel juga disebut mesin penyalaan kompresi.(Marleev,1964)



Gambar.2.1. Karakteristik umum dari mesin diesel.**(Schulz.1989)**

2.2. MESIN DIESEL 2 LANGKAH (*TWO STROKE DIESEL ENGIN*)



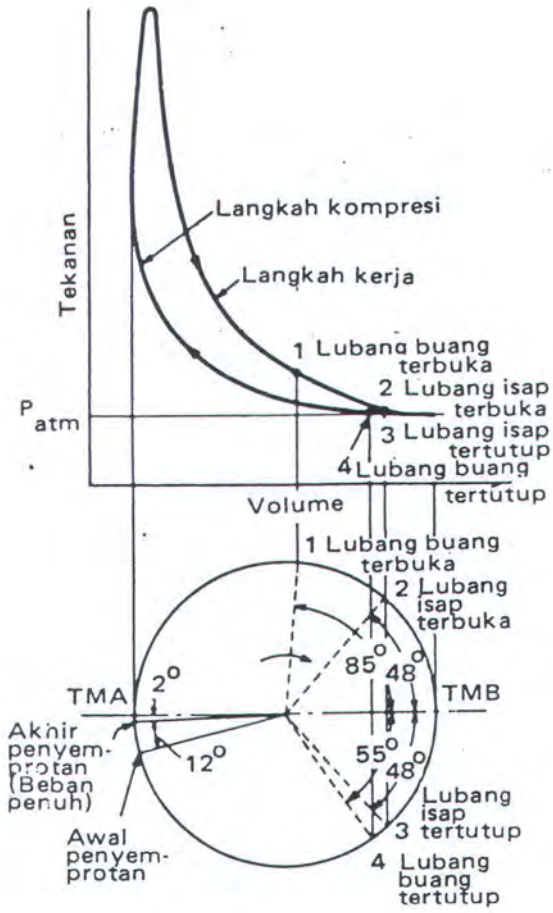
Gambar.2.2. Prinsip kerja dari mesin diesel 2 langkah.(Schulz,1989)

Satu siklus kerja (*working cycle*) dari mesin diesel 2 langkah terdiri dari 2 proses, masing-masing adalah :

- Proses kompresi (*compresion stroke*).
- Proses pembakaran dan ekspansi (*combustion and exspansion stroke*).

Berbeda dengan mesin diesel 4 langkah untuk mesin diesel 2 langkah dilengkapi dengan jendela-jendela bilas dan jendela buang pada sisi dinding silinder sebagai pengganti katup-katup masuk dan katup-katup buang yang terdapat pada mesin diesel 4 langkah.

Prinsip kerja dari diagram siklus mesin diesel 2 langkah :



Gambar.2.3. Siklus mesin diesel 2 langkah.(Wiranto,A,1985)

Satu siklus kerja untuk mesin diesel 2 langkah diselesaikan dalam 2 kali langkah torak yaitu naik dan turun atau dalam satu putaran poros engkol (*crankshaft*) .

Perbedaan utama antara mesin diesel 2 langkah dengan mesin diesel 4 langkah adalah metode pengeluaran gas yang telah terbakar dan pengisian silinder dengan udara bersih, dalam mesin diesel 4 langkah proses pengeluaran gas dan pengisian udara dilakukan oleh gerakan torak mesin selama langkah buang dan langkah hisap sedang pada mesin 2 langkah proses pengeluaran gas dan pengisian udara dilakukan di

dekat titik mati bawah (*tmb*) oleh penghembus udara baik yang digerakkan oleh mesin diesel sendiri (*supercharge*) atau yang digerakkan oleh gas buang (*turbocharge*).

Kejadian kompresi, pembakaran dan ekspansi tidak berbeda dengan kejadian pada mesin diesel 4 langkah. Pengeluaran gas sisa pembakaran dan pengisian silinder dengan udara bersih dilakukan sebagai berikut, apabila torak telah menjalani 80% sampai 85% dari langkah ekspansi, maka katup gas buang terbuka dan gas buang keluar dari dalam silinder, akibatnya tekanan dalam silinder mulai turun, torak meneruskan gerak menuju tmb dan akhirnya membuka katup pemasukan udara bersih (katup pengeluaran dan katup pemasukan gas berada di samping silinder). Udara yang masuk tekanannya agak lebih tinggi dari pada gas panas di dalam silinder dan dilakukan pembilasan dengan cara mendesak sisa gas pembakaran yang berada dalam silinder untuk di keluarkan, kira-kira pada saat torak pada langkah naik dan menutup katup pemasukan udara dan katup gas buang maka langkah kompresi dimulai.(Marleev,1964)

Sebelum torak mencapai titik mati atas (*tma*), sejumlah bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder yang memiliki tekanan dan temperatur tinggi sehingga timbul pembakaran, karena tekanan gas-gas pembakaran, torak bergerak ke bawah untuk menghasilkaan kerja (*working stroke*).

2.3. PROSES PEMBAKARAN

Proses pembakaran adalah suatu reaksi kimia cepat antara bahan bakar dengan oksigen dari udara di dalam sebuah ruang bakar, yaitu ruangan yang dibatasi oleh dinding silinder, kepala torak dan kepala silinder. Oleh karena udara di dalam silinder pada saat tersebut tekanan dan temperaturnya tinggi, maka butir-butir bahan bakar yang

disemprotkan akan menguap, uap bahan bakar yang terjadi selanjutnya bercampur secara berangsur-angsur dimana pada saat itu terjadi proses pembakaran bahan bakar.

Pembakaran pada dasarnya merupakan suatu proses oksidasi dari *combostible* material dengan disertai pancaran panas , sehingga menghasilkan suatu panas serta sisa pembakaran berupa gas buang. Elemen mampu bakar (Combostible) material didalam bahan bakar terutama terdiri dari unsur karbon (C) dan unsur hidrogen (H), dalam motor diesel kualitas bahan bakarnya diukur dengan bilangan setana (C_xH_y), yaitu suatu bilangan yang ditentukan oleh persen volume dari setana dalam campuran setana dan alfa-metil-naftalen. Dimana dengan bilangan setana ini dapat ditentukan jumlah udara yang dibutuhkan untuk membakar dengan sempurna, yaitu dengan melihat campuran stokiometriknya antara bahan bakar dan udara. **(Priambodo,1968)**

Pembakaran dikatakan sempurna apabila semua combostible material yang terkandung didalam bahan bakar teroksidasi sempurna, dimana seluruh karbon yang ada teroksidasi menjadi gas karbon dioksida (CO_2) dan unsur hidrogen menjadi uap air (Condensat H_2O)

$$C_xH_y + a\ O_2 \longrightarrow b\ CO_2 + c\ H_2O + Q\ \text{cal}$$

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

$$2H + O_2 \longrightarrow 2\ H_2O$$

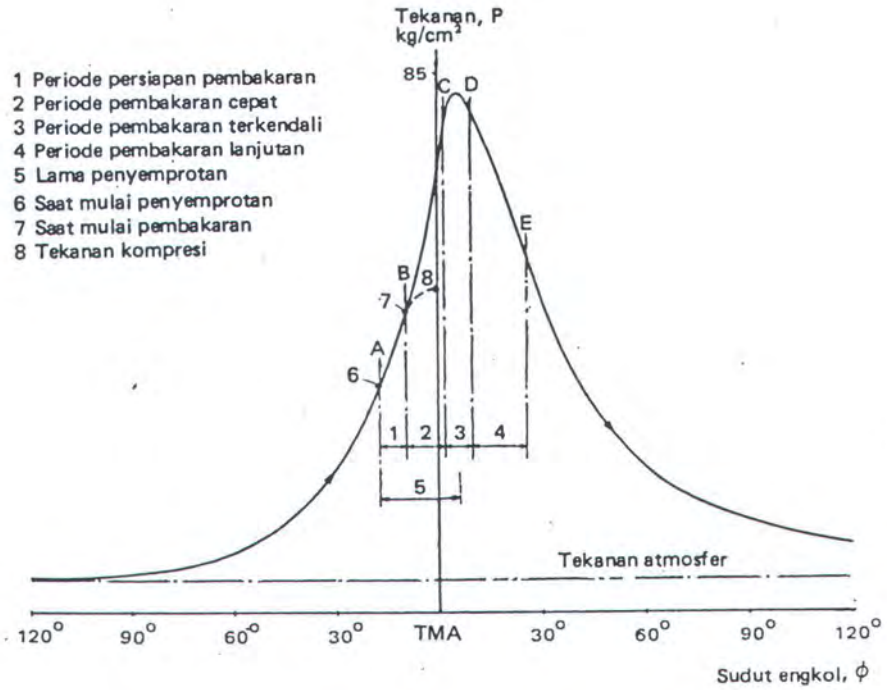
Namun dalam kenyataanya pembakaran tidak akan mudah sempurna, sehingga seluruh unsur karbon tidak teroksidasi semuanya menjadi CO_2 , akan tetapi ada sebagian yang menjadi gas karbon monoksida (CO). Begitu pula dengan unsur hidrogen, sebagian unsur ini akan tetap menjadi hidrogen bebas.

$$2C + O_2 \qquad 2CO$$

$$4H + O_2 \qquad 2H_2O + 2H_2$$

Salah satu penyebab dari hal tersebut diatas adalah tidak cukupnya unsur oksigen di dalam udara yang digunakan untuk pembakaran, sehingga nantinya pembakaran tidak akan menghasilkan panas yang tinggi. Tetapi dengan adanya pemakaian turbocharge , maka dapat diperoleh udara yang cukup untuk proses pembakaran yang sempura sehingga diperoleh panas yang cukup tinggi. **(Harlington,1992)**

Adapun periode pembakaran bahan bakar dapat dilihat pada diagram indikator proses pembakaran.



Gambar.2.4. Diagram pembakaran bahan bakar.(Wiranto,1985)

2.3.1. PERIODE PERSIAPAN PEMBAKARAN

Waktu yang diambil untuk memanaskan partikel bahan bakar sampai berubah menjadi uap, dan mulai pembakaran disebut periode persiapan pembakaran (*ignition delay*), ini tergantung pada mutu penyalaan bahan bakar, kecepatan masuk dan perbandingan kompresi. Periode ini dimulai pada titik A ketika bahan bakar mulai diinjeksikan ke dalam silinder dan berakhir sampai titik B, selama periode tersebut tidak terdapat kenaikan tekanan melebihi yang dihasilkan dengan kompresi udara oleh torak.

2.3.2. PERIODE PEMBAKARAN CEPAT

Bahan bakar akan dinyalakan pada titik B dengan cepat yang mengakibatkan kenaikan tekanan mendadak sampai titik C. Pada periode ini bahan bakar akan terbakar padaa volume konstan dengan diikuti kenaikan tekanan yang sangat cepat, kira-kira 5 sampai 8 kg/cm^2 untuk setiap 1^0 perubahan sudut engkol.

2.3.3. PERIODE PEMBAKARAN TERKENDALI

Setelah titik C, bahan bakar yang belum terbakar dan yang masih tetap diinjeksikan akan terbakar pada tekanan konstan, kecepatan pembakaran akan tergantung pada kecepatan injeksi dan jumlah oksigen yang masih ada dalam udara pengisian. Periode ini berakhir pada titik D dengan berhentinya injeksi.

2.3.4. PERIODE PEMBAKARAN LANJUTAN

Periode ini diawali dengan akhir dari injeksi bahan bakar yaitu titik D. Bahan bakar sisa dalam silinder ketika injeksi berhenti akhirnya terbakar, karena penurunan

torak mengakibatkan turunnya tekanan meskipun panas ditimbulkan oleh pembakaran terakhir dari bahan bakar masih ada, proses ini akan berakhir saat terjadi *overlaping* dengan langkah buang. Maka untuk tiap-tiap silinder diharapkan terjadi pembakaran sempurna sehingga daya yang dihasilkan dapat semaksimal mungkin dan pemakaian bahan bakar seefisien mungkin.

2.4. INJEKSI BAHAN BAKAR

Salah satu sasaran utama untuk meningkatkan unjuk kerja (performance) mesin diesel sebagai penggerak utama kapal yaitu di samping kondisi mesin diesel itu sendiri, juga perlu diperhatikan karakteristik dan penginjeksian bahan bakar yang di gunakan.

Persyaratan-persyaratan utama yang harus dipenuhi oleh sistem penginjeksian bahan bakar adalah sebagai berikut : **(Priambodo,1968)**

- Penakaran yang teliti dari minyak bahan bakar.
- Pengaturan waktu yang baik dari injeksi bahan bakar.
- Kecepatan penginjeksian bahan bakar yang sesuai.
- Pengabutan yang baik dari bahan bakar.
- Distribusi yang baik dari bahan bakar ke dalam ruang pembakaran.

2.4.1. PENAKARAN BAHAN BAKAR

Penakaran yang teliti dari bahan bakar berarti bahwa banyaknya bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder untuk tiap siklus harus disesuaikan dengan beban mesin dan jumlah bahan bakar yang diterima tiap-tiap silinder harus sama untuk setiap

langkah daya mesin, dengan cara ini mesin diesel akan beroperasi pada kecepatan yang seragam.

2.4.2. PENGATURAN WAKTU INJEKSI BAHAN BAKAR

Pengaturan waktu yang benar berarti mengawali injeksi bahan bakar pada saat yang diperlukan agar diperoleh daya maksimum serta pembakaran yang sempurna, sehingga didapatkan efisiensi pemakaian bahan bakar. Kalau bahan bakar diinjeksikan terlalu awal dalam siklus, maka penyalaannya akan diperlambat karena suhu udara pada titik ini tidak cukup tinggi. Keterlambatan yang berlebihan akan memberikan operasi mesin diesel yang kasar dan berisik serta memungkinkan kerugiaan bahan bakar karena pembasahan dinding silinder dan kepala torak, akibatnya borosnya bahan bakar dan timbulnya asap berlebihan dalam gas buang.

Kalau bahan bakar diinjeksikan terlambat dalam siklus, maka sebagian bahan bakar akan terbakar pada saat torak telah jauh melampaui titik mati atas (*tma*) kalau ini terjadi, maka mesin diesel tidak dapat membangkitkan daya maksimumnya, gas buang akan berasap berlebihan, dan pemakaian bahan bakar yang boros.

2.4.3. PENGABUTAN BAHAN BAKAR

Bahan bakar diinjeksikan oleh *nozzel* berupa *spray* atau kabut halus yang disesuaikan dengan jenis ruang bakar, beberapa ruang bakar memerlukan kabut yang sangat halus, ruang bakar yang lain dapat beroperasi dengan kabut yang lebih besar. Pengabutan yang baik akan mempermudah pengawalan pembakaran dan menjamin bahwa setiap partikel bahan bakar akan berdifusi dengan baik oleh oksigen.

2.4.4. DISTRIBUSI BAHAN BAKAR

Distribusi bahan bakar harus sedemikian rupa sehingga bahan bakar akan menyusup ke seluruh bagian ruang bakar yang berisi oksigen untuk pembakaran. Kalau bahan bakar tidak di distribusikan dengan baik, maka sebagian dari oksigen yang tersedia tidak akan dimanfaatkan sehingga keluaran daya mesin diesel akan rendah.

2.5. ENGINE RATING (PENGATURAN PUTARAN MESIN)

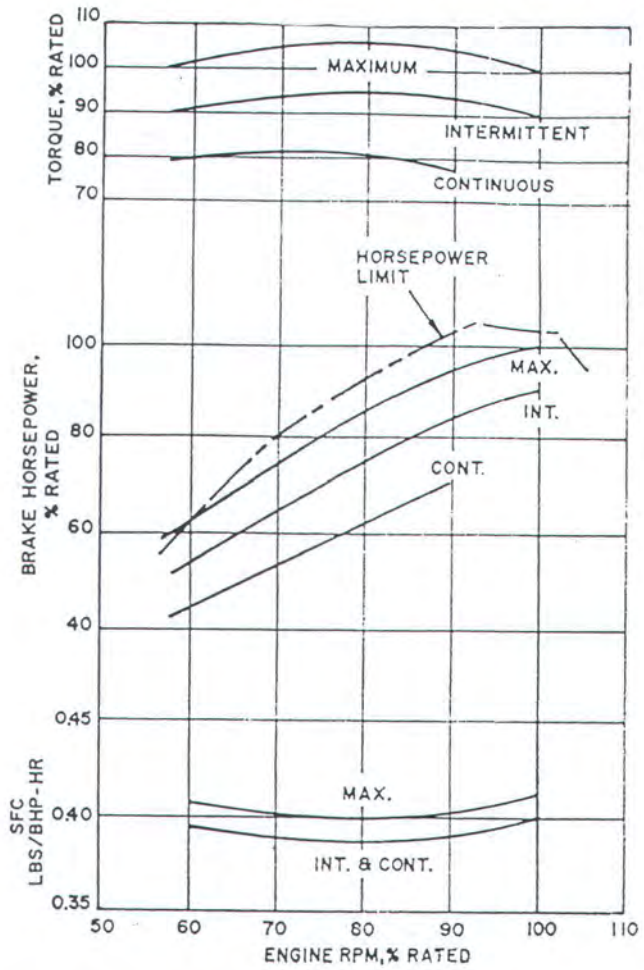
Yang dimaksud dengan daya (HP) terukur dari suatu mesin diesel adalah kemampuan daya keluaran mesin tersebut pada kecepatan yang telah ditentukan sesuai batasan-batasan kondisi, siklus kerja dan umur mesin dimana semuanya dapat ditunjukkan melalui performansi, ketahanan dan kemanpuan ujinya terhadap sistem lain.

Dalam pengujian untuk memperoleh data-data tugas akhir ini maka putaran mesin (*derating*) diatur dengan beberapa macam kecepatan untuk diambil datanya mengenai unjuk kerja mesin diesel itu sendiri, adapun putaran mesin diesel diatur dengan kecepatan 85 rpm, 90 rpm, 105 rpm, 121 rpm, 150 rpm, 164 rpm,188 rpm dan 191 rpm.

Untuk kemudahan dalam pemilihan suatu mesin diesel yang benar-benar sesuai dengan kemampuan yang diinginkan, pabrik pembuat mesin diesel tersebut telah menyertakan diagram kurva unjuk kerja mesin diesel tersebut sesuai dengan jenis mesin diesel yang diproduksi.

Kurva pembatasan daya pada diagram tersebut adalah berfungsi sebagai pembanding. Daya (HP) maksimum digunakan untuk kondisi dimana diperlukan tenaga

besar dengan selang waktu kerja singkat, daya maksimum ini adalah sebagai dasar dalam pemilihan ukuran yang sesuai dengan kondisi tertentu dan sebagai penentu dalam pengujian mesin diesel dengan dinamometer di pabrik pembuatnya menurut kondisi ideal. Pada kenyataannya sangat sedikit dari kondisi ideal tersebut yang dapat dipenuhi.



Gambar.2.5. Karakteristik mesin diesel berdasarkan putaran.(l..Harlington)

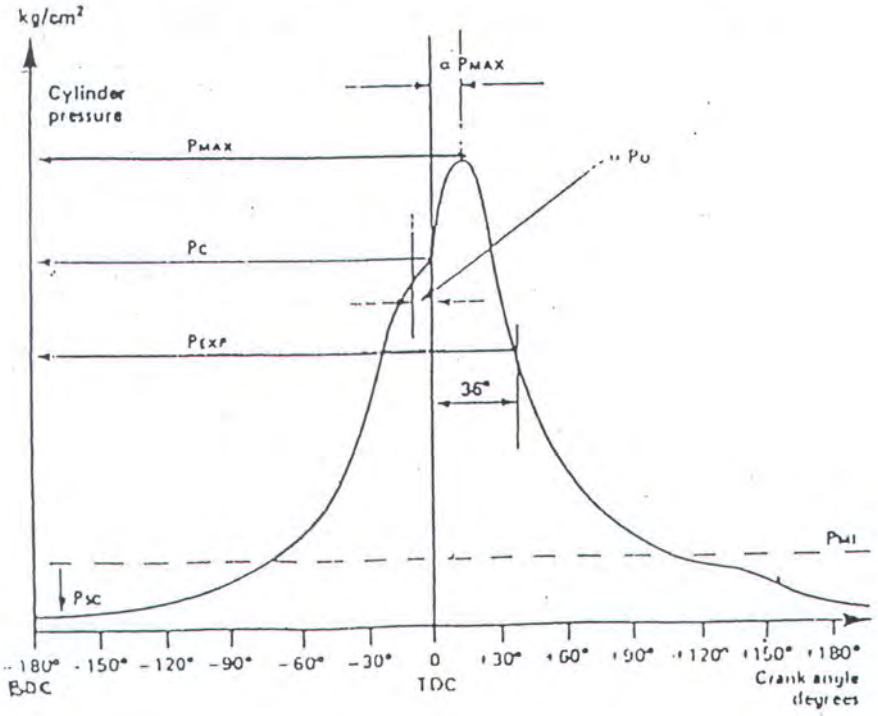
Dalam pemenuhan injuk kerja pada pelayanannya, suatu mesin diesel biasanya distandarkan pada tingkat unjuk kerja yang lebih rendah dari tingkat maksimumnya. Untuk kerja kontinyu dimana mesin akan beroperasi pada jangka waktu lama dengan tempo istirahat yang singkat, berkisar antara 70 % sampai 85 % dari HP

maksimumnya dengan kecepatan terukur disekitar 90 % dari tingkat maksimum.(L. Harlington, 1977)

2.6. PARAMETER UNJUK KERJA MESIN

2.6.1. TEKANAN RATA - RATA INDIKASI (IMEP)

Tenaga yang dihasilkan oleh mesin diesel dapat diketemukan dengan terlebih dahulu mendapatkan tekanan rata-rata yang berguna yang didapat dari suatu diagram yaitu tekanan rata-rata terindikasi (*indicated mean effektif pressure*). Diagram indikator adalah diagram yang menunjukkan naik turun tekanan campuran bahan bakar udara dan gas dalam silinder selama satu siklus. Suatu indikator mekanis (*mechanical indicating device*) yang dipasang pada silinder menghasilkan goresan naik turunnya tekanan dalam silinder selama satu siklus lengkap. **(Obert,1972)**



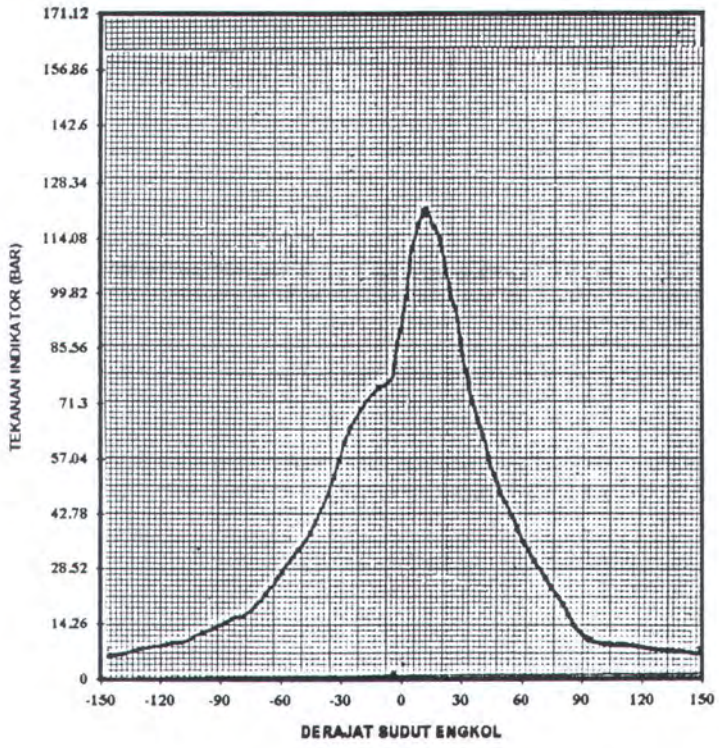
Gambar. 2.6. Diagram indikator

Pemahaman tentang apa yang terjadi di dalam silinder mesin diesel, terutama sehubungan dengan proses pembakaran, dapat sangat dibantu dengan penyajian secara grafis yang disebut diagram tekanan - volume atau diagram P-V, diagram ini bisa diperoleh dari penggambaran kembali diagram indikator. Dalam diagram tersebut ordinat atau jarak vertikal menunjukkan tekanan gas dan absis atau jarak horisontal menunjukkan volume yang ditempati oleh gas yaitu volume kepala silinder dan torak pada saat itu. **(Priambodo,1968)**

IMEP dapat dihitung pertama-tama mengukur tekanan gas yang digambarkan pada diagram indikator. Pengukuran imep dilakukan dengan cara sebagai berikut :

Contoh :

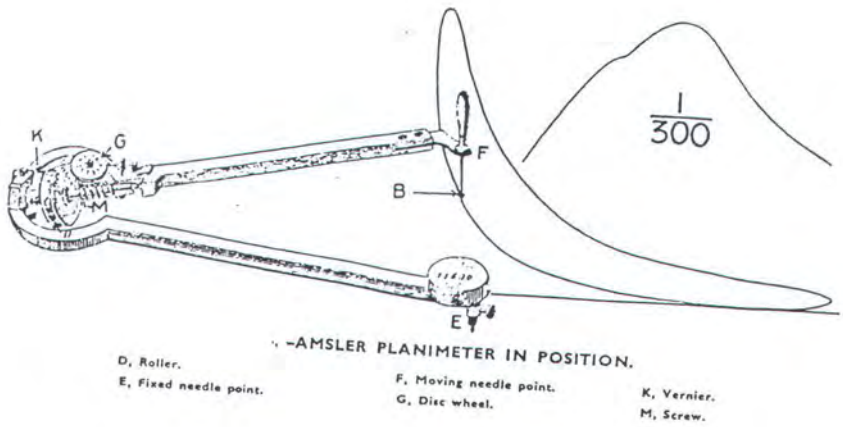
Perhitungan imep untuk putaran 150 rpm dengan sarat kapal (T) = 4,875 m.



Gambar.2.7. Diagram indikator untuk putaran 150 rpm

Cara perhitungan untuk mendapatkan Pcomp, Pmaks, IMEP.

- Setelah diagram indikator didapatkan, maka kita harus mencari luasan dari diagram yaitu dengan menggunakan alat *planimeter,* ditemukan luasan sebesar 7,88 cm^2



Gambar.2.8. Peralatan Planimeter.(Sotherns, 1986)

- Panjang diagram alasnya (sumbu x) = 7,3 cm

- Lebar ketinggian rata-rata = $\frac{7{,}88\ cm^2}{7{,}3\ cm} = 1{,}07945\ cm$

- Sedang alat ukur mechanical indikator memiliki skala yaitu 0,025 mm = 1 Bar: .

- Maka tekanan rata-rata indikasi (imep) = $\frac{10{,}7945\ mm}{0{,}025\ mm} = 42{,}3314$ Bar.

atau, Tekanan rata-rata indikasi (imep) .

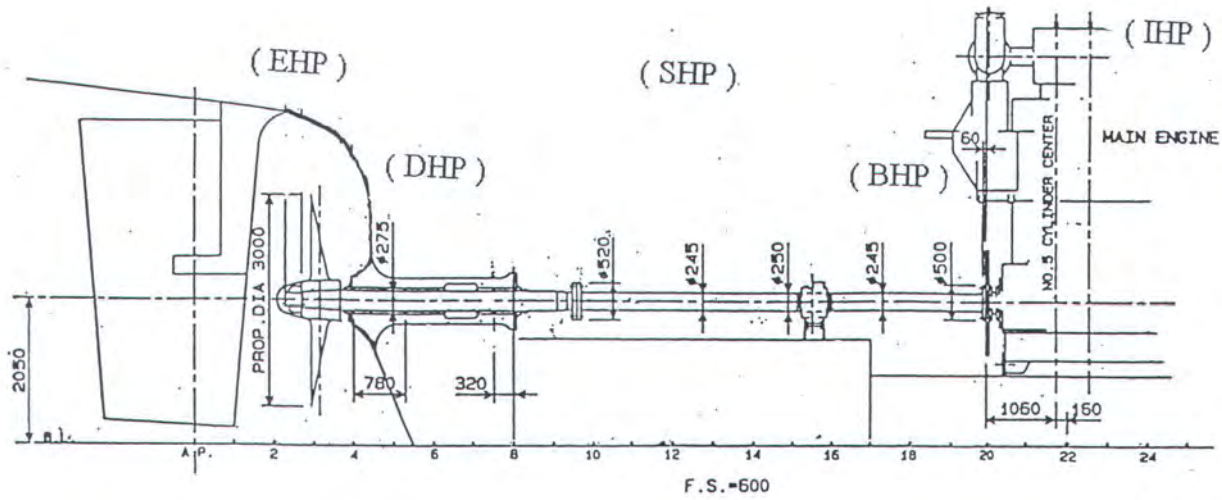
$$imep = 42{,}3314 \text{ Bar}$$

$$= 42{,}3314 \times 1{,}01972 = 43{,}1661\ Kg / cm^2$$

untuk 1 Bar = 1,01972 Kg / cm^2

2.6.2. TENAGA MESIN (DAYA MESIN)

Yang dimaksud dengan tenaga (HP) terukur dari suatu mesin diesel adalah kemampuan daya keluaran mesin diesel tersebut pada kecepatan yang telah ditentukan sesuai batasan-batasan kondisi, siklus kerja dan umur mesin dimana semuanya dapat ditunjukkan melalui unjuk kerja (*performance*).



Gambar.2.9. Daya yang terdapat pada sistem propulsi kapal

Adapun daya dari mesin diesel adalah :

IHP = *Indicated Horse Power* (**Kw**)

BHP = *Brake Horse Power* (**Kw**)

SHP = *Shaft Horse Power* (**Kw**)

DHP = *Deliveri Horse Power* (**Kw**)

EHP = *Effective Horse Power* (**Kw**)

2.6.3. DAYA INDIKATIF (INDICATED HORSE POWER)

Tenaga yang diindikasikan ini adalah tenaga yang terjadi dalam ruang bakar (*combustion camber*) dalam silinder tanpa menghiraukan kehilangan-kehilangan tenaga karena gesekan yang terjadi dalam mesin diesel. Rumus ini dapat diterangkan sebagai berikut :

$$\text{Daya} = \frac{Usaha}{Satuan\ waktu} \quad \text{..... (2.1)}$$

$$= \frac{\text{Gaya} \times \text{jarak}}{\text{detik}} \quad (\text{Kg m / detik})$$

$$= \frac{(imep) \times A \times L \times}{s} \quad (\text{Kg m / detik})$$

Apabila dalam suatu mesin diesel terdapat, Z buah silinder, mesin berputar N rpm dan 1 HP = 75 Kg m / detik, maka untuk mesin 2 langkah :

$$IHP = \frac{Z \times (imep) \times A \times L \times N}{60 \times 75} \quad (\text{HP}) \text{ ..... (2.2)}$$

Dimana : Z = jumlah silinder mesin

IMEP = tekanan indikatif rata-rata (Kg / cm^2 .)

A = luas penampang torak ($cm.^2$).

L = langkah torak (m)

N = putaran mesin (Rpm)

Atau dapat dibuat rumus umum berlaku untuk mesin 2 tak dan 4 tak.

$$IHP = \frac{Z \times (\text{imep}) \times A \times L \times N}{c \times 4500} \quad (\text{HP}) \text{ ..... (2.3)}$$

c = 1 untuk mesin 2 tak, dan 2 untuk mesin 4 tak

2.6.4. DAYA EFEKTIF (BRAKE HORSE POWER)

Brake horse power atau daya efektif adalah daya sebenarnya yang berguna untuk memutar baling-baling, daya ini diperoleh dari daya IHP dikurangi dengan tenaga untuk melawan gesekan (*friction*) selisih antara IHP dengan BHP dikenal dengan nama tenaga gesekan atau friction horse power (IHP).

Tenaga gesekan adalah tenaga yang hilang untuk melawan gesekan, menggerakkan piston pada gerakan pemompaan dan untuk melawan gesekan bagian lain yang bergerak.

Jadi : BHP = IHP - FHP ..... (2.4)

BHP = Pe × C × N (HP) ..... (2.5)

Dimana : Pe = BMEP , tekanan efektif rata-rata rem (Kg / cm^2)

C = Nilai konstan untuk mesin diesel 5 S 26 MC (0,578)

N = putaran mesin (Rpm)

Cara mencari Pe = BMEP , tekanan efektif rata-rata rem (Kg / cm^2)

contoh :

koreksi untuk fuel pump index $P\theta' = P\theta \times K$ ..... (2.6)

$K = K_1 + K_2$ x Specific Grafity 15^0 C ..... (2.7)

Dimana : $P\theta$ = rata-rata fuel pump index

K = faktor koreksi untuk fuel pump index

K_1 = faktor koreksi untuk bahan bakar dan perubahan temperatur sekelilingnya

K_2 = faktor koreksi untuk berat jenis bahan bakar, kondisi pemanasan

---

(2.4) s/d (2.7) Project Guide Mitsui B&W S 26 MC Performance Evaluation & General

Fuel oil characteristic :

lower calorific value of oil : 9700 kcal / Kg

sulfur content : 2,9 %

spesific gravity : 0,947 (15^0 C)

Ambient conditon :

Room temperatur : 30^0 C

Scavenging air temperatur : 32^0 C

Dari lampiran : *corection factor for fuel pump index.*(Project guide S 26 MC)

$K_1 = 0.953 \qquad K_2 = 0,926$

$K = K_1 \times K_2 = 0,953 \times 0.926 \times 0,947 = 0,836$

jadi koreksi untuk fuel pump index : $P\theta'$

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

$$= 40 \times 0,836 = 33$$

dari koreksi diatas dapat ditemukan mean effective pressure (Pe) dengan menggunakan model curve dari manual book 5 S26 MC sebesar 14 Bar = 14,276 Kg /cm^2 (1 Bar = 1,01972 Kgf / cm^2).

2.6.5. PEMAKAIAN BAHAN BAKAR SPESIFIK (SPESIFIC FUEL OIL CONSUMPTION)

Spesific fuel oil consumption (SFOC) adalah kebutuhan laju aliran massa bahan bakar saat engine bekerja tiap satuan waktu dan daya yang dihasilkan pada putaran tertentu.

$$SFOC = \frac{M_{bb}}{N_e} \times 3{,}6 \cdot 10^6 \quad (g / Kw.h) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2.8)$$

Dimana :

SFOC = spesific fuel oil consumption (g / Kw. h)

M_{bb} = kecepatan laju aliran bahan bakar (Kg / s)

$$= (\gamma_{bb} \times V_{bb}) / t_{bb} \quad (Kg/s) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2.9)$$

γ_{bb} = kerapatan massa bahan bakar (Kg / m^3)

V_{bb} = volume bahan bakar (m^3)

t_{bb} = waktu aliran bahan bakar (s)

N_e = daya efektif (Kw)

2.6.6. PERBANDINGAN UDARA - BAHAN BAKAR (AIR FUEL RATIO).

Secara teoritis, sekitar 14,5 Kg udara diperlukan untuk pembakaran 1 Kg minyak bahan bakar. Tetapi, dalam keadaan seperti itu, sebagian partikel dari oksigen , yang tercampur nitrogen dan hasil pembakaran , tidak akan mampu berperan serta dalam proses pembakaran, karena sangat singkatnya waktu yang digunakan untuk pembakaran , sejumlah karbon monoksida kemudian akan terbentuk atau partikel karbon tetap belum terbakar maka, utuk menjamin pembakaran yang sempurna dari bahan bakar dan menghindarkan rugi panas karena pembentukan karbon monoksida dan karbon yang tidak terbakar, harus terdapat kelebihan udara dalam silinder. Perbandingan berat udara yang ada terhadap berat bahan bakar yang diinjeksikan selama tiap langkah daya disebut perbandingan udara - bahan bakar. (Marleev,1964)

(2.8). John B. Heywod. Internal Combustion Engine Fundamental. 1989. p.52

$$\text{Air / fuel ratio } (A/F) = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2.10)$$

$$\text{Air / fuel ratio } (A/F) = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3} \times 0,8649 + 8 \times 0,1351 \right)$$

$$= 14,7269$$

2.6.7. EFISIENSI DARI MESIN DIESEL

Proses perubahan panas menjadi kerja (*heat work process*) pada mesin diesel atau *internal combustion engine* lainnya mengalami 2 macam kerugian (*losses*) yang tidak dapat di hindari, yaitu

- Kerugian mekanis (*Mechanical losses*)
- Kerugian termis (*Thermal losses*)

Kerugian ini diketahui dari efisiensi mekanis dan efisiensi termis dari mesin diesel itu sendiri.

- EFISIENSI MEKANIS (MEKANIS EFFISIENCY)

Efisiensi mekanis secara umum didifinisikan sebagai perbandingan dari keluaran terhadap masukan. Dalam mesin diesel maka keluaran adalah daya yang dikeluarkan dan masukan adalah panas yang disediakan dalam pembakaran bahan bakar, atau arti lain dari efisiensi mekanis adalah perbandingan dari daya efektif terhadap daya indikator.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2.11)$$

Dimana : N_e = Daya efektif (Kw)

N_i = Daya indikator (Kw)

atau :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{.....(2,12)}$$

Dimana : P_e = Tekanan efektif rata-rata (Kg / cm^2)

P_i = Tekanan indikatif rata-rata (Kg / cm^2)

- **EFISIENSI TERMIS (THERMAL EFFISIENCY)**

Efisiensi termis adalah merupakan perbandingan dari panas yang dirubah menjadi tenaga dengan energi panas dari hasil proses pembakaran bahan bakar.

$$\eta_t = \frac{\text{Panas yang dirubah menjadi tenaga per detik}}{\text{Panas yang diberikan per detik}}$$

$$\eta_t = \frac{\text{Daya efektif}}{\text{Pemakaian bahan bakar per detik} \times \text{nilai kalor}}$$

$$\eta_t = \frac{\text{Joule / detik}}{\text{Kg / detik} \times \text{Joule / Kg}}$$

$$\eta_t = \frac{Ne}{M_{bb \times LCV}} \quad \text{..... (2.13)}$$

Dimana : Ne = daya efektif (Kw)

M_{bb} = Kecepatan laju aliran bahan bakar (Kg/s)

2.6.8. NERACA ENERGI (HEAT BALANCE)

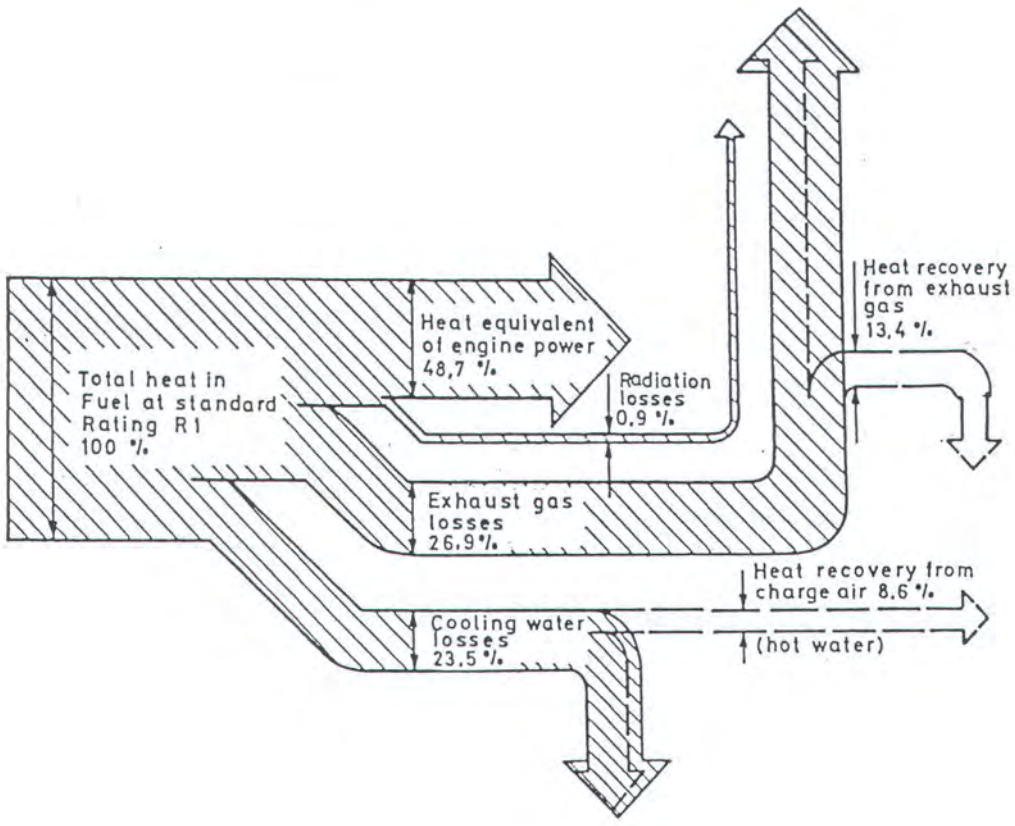
Hukum termodinamika menjelaskan bahwa energi yang masuk ke dalam silinder mesin diesel harus sama dengan energi yang keluar dari silinder. Dalam mesin diesel terlihat tidak semua nilai energi hasil pembakaran dirubah menjadi daya indikator yang selanjutnya menjadi daya efektif, setelah dikurangi dengan

kerugian-kerugian gesekan pada dinding silinder, bantalan-bantalan, roda gigi dan kerugian untuk menggerakkan supercharge. Dari grafik prestasi dapat terlihat bahwa paling banyak 50 % dari nilai energi yang dirubah menjadi daya indikator. Secara umum prosentase kerugian panas adalah sebagai berikut : (Petovsky,1968)

Neraca energi untuk kondisi beban penuh (fuul load) :

- Panas yang dipergunakan untuk daya efektif .....32 % - 40 %
- Panas yang diserap oleh fluida pendingin

  baik oleh jacket water cooling maupun lubricating oil. .....30 % - 33 %
- Panas yang terbuang melalui gas buang. .....23 % - 32 %
- Panas umtuk residual komponen .....2 % - 3 %



Gambar 2.10. Neraca energi motor diesel. (Petrovsky, 1968)

Adapun dasar-dasar perhitungan dari neraca energi adalah :

- **Kecepatan aliran energi bahan bakar (J_{bb})**

$$J_{bb} = M_{bb} \times LCV \quad (KJ/s) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2.14)$$

Dimana :

M_{bb} = Kecepatan aliran bahan bakar (Kg / s)

LCV = Nilai panas rendah bahan bakar (KJ /Kg)

- **Kecepatan aliran energi udara (J_u)**

$$J_u = M_u \times h_u \quad (KJ/s) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2.15)$$

Dimana :

M_u = Kecepatan aliran udara (Kg / s)

h_u = entalpi jenis udara (KJ / Kg)

- **Kecepatan aliran energi air pengdingin (J_{ap})**

$$J_{ap} = M_{ap} \times C_a \times (T_{ak} - T_{am}) \quad KJ/s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2.16)$$

C_a = 4,18 KJ / Kg.^{0} K

Dimana :

M_{ap} = Kecepatan aliran air pendingin (Kg / s)

T_{ak} = Temperatur air keluar (^{0}K)

T_{am} = Temperatur air masuk (^{0}K)

- **Kecepatan aliran energi gas pembakaran (J_{gp})**

$$J_{gp} = M_{gp} \times h_{gp} \quad KJ/s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2.17)$$

Dimana :

M_{gp} = Kecepatan aliran gas pembakaran (Kg / s)

h_{gp} = entalpi jenis gas pembakar (KJ / Kg)

- **Kecepatan aliran energi konveksi (Q)**

$$Q = |J_{bb}| + |J_u| - (|Ne| + |J_{ap}| + |J_{gp}|) \text{ KJ / s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.18)$$

Dimana :

J_{bb} = Kecepatan aliran energi bahan bakar (Kg / s)

J_u = Kecepatan aliran energi udara (Kg / s)

N_e = Daya efektif

J_{ap} = Kecepatan aliran energi air pendingin (Kg / s)

J_{gp} = Kecepatan aliran energi gas pembakaran (Kg / s)

2.7. PROPELLER LOAD CHARACTERISTIC, ENGINE LAYOUT DIAGRAM, DAN ENGINE LOAD DIAGRAM.

Untuk mengetahui kondisi operasi mesin diesel yang sebenarnya maka kita perlu mengetahui kondisi mesin diesel tersebut setelah dipetakan kembali dengan kondisi yang ada, diantaranya adalah kondisi badan kapal, propeller, dan mesin diesel itu sendiri yaitu dengan cara mengetahui kondisi *propeller load characteristic, engine layout diagram*, dan *engine load diagram.*

Jika biaya operasi yang murah merupakan faktor yang terpenting dalam prosedure perancangan maka sistem propulsi yang sesuai adalah sistem yang memakai mesin diesel 2 langkah berkecepatan rendah.(Sv. Harvald,1983)

2.7.1. PROPELLER LOAD CHARACTERISTIC

Kurva karakteristik beban untuk propeller dipengaruhi oleh beberapa kondisi operasi kapal, diantaranya : **(Word,1989)**

- **Displacement Kapal**

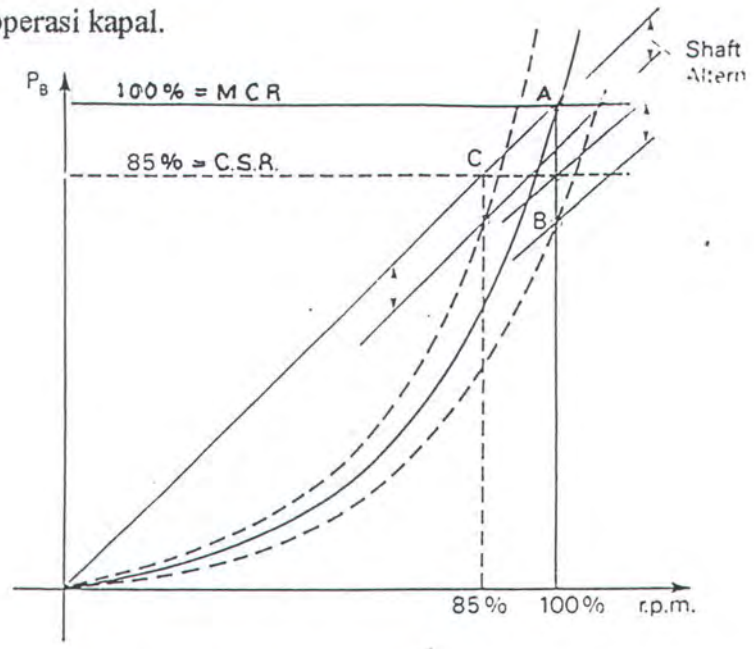
Displacement, *draft* (sarat), dan juga kondisi trim dari kapal adalah merupakan faktor yang menentukan beban propeller, dari beban propeller ini juga akan mengakibatkan adanya beban pada mesin diesel.

- **Pengotoran badan kapal dan pengotoran propeller**

pengotoran badan kapal dan propeller akan menaikkan tahanan kapal dan berpengaruh pada efisiensi dari propeller.

- **Sea Margin**

Tahanan kapal akan tergantung dari sea margin yaitu persyaratan penambahan daya efektif yang dipergunakan untuk mengatasi kenaikan beban atau kenaikan tahanan pada kondisi operasi kapal.



Gambar.2.11. Propeller load diagram.

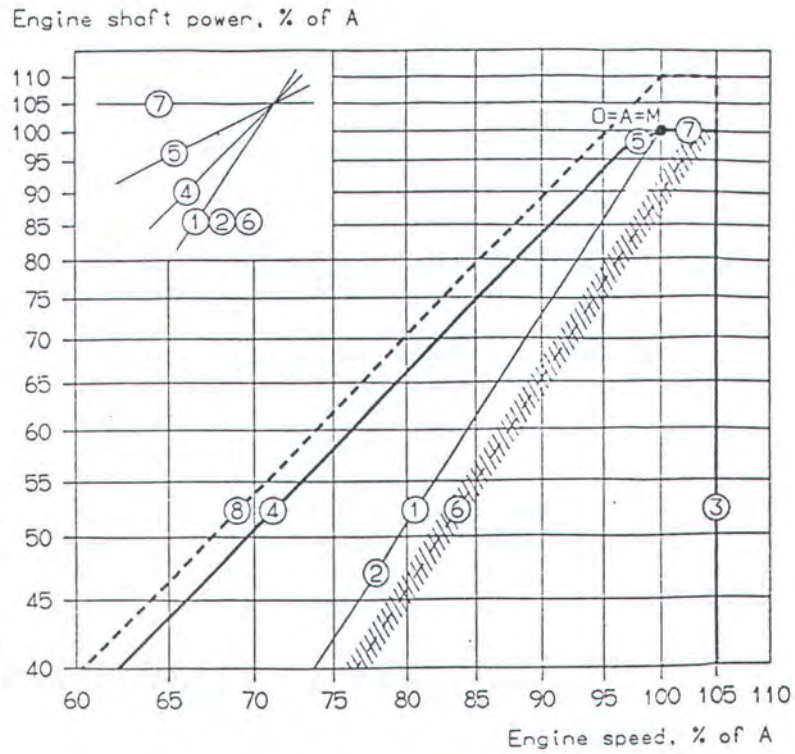
2.7.2. ENGINE LAYOUT DIAGRAM DAN ENGINE LOAD DIAGRAM

Dari segi kerja, mesin diesel 2 langkah memiliki luasan daerah kerja yang dibatasi putaran mesin (N) dan daya efektif (Ne), yaitu batas luas daerah bekerjanya mesin diesel pada *engine layout diagram* dan *engine load diagram.*(*Project guide* S26 MC, 1991)

Batasan-batasan (daerah kerja) yang perlu diperhatikan untuk mendapatkan engine layout diagram adalah :

- Putaran mesin maksimum (n_{maks}), putaran ini perlu dibatasi karena pengaruh dinamis pada mesin (garis L_1 - L_2).
- Tekanan efektif rata-rata maksimun (Pe_{maks}), tekanan efektif rata-rata ini perlu dibatasi dengan mempertimbangan beban termis, sistem turbocharge dan pengalaman umum dari pabrik pembuat mesin diesel (garis L_1 - L_3).
- Daya efektif maksimum (Ne_{maks}), Daya efektif ini perlu dibatasi pada putaran mesin diesel tertentu, mengingat terbatasnya kemampuan turbocharge dalam memberikan udara bilas untuk pembakaran (titik L_1).
- Tekanan efektif rata-rata minimum (Pe_{min}), mengingat bahwa tekanan yang sangat rendah, minyak pelumas akan dirusak oleh bahan bakar dan menimbul kan karbon di dalam silinder (garis L_2 - L_4).

Semua harga tersebut dinyatakan dalam prosentase kuantitas yang bersangkutan dengan daya efektif maksimum dan putaran mesin diesel maksimum. Disamping diagram layout (engine layout diagram) , mesin diesel juga memiliki diagram beban (engine load diagram).



A 100% reference point
M Specified MCR
O Optimising point

Line 1 Propeller curve though optimising point (i = 3)
Line 2 Propeller curve, fouled hull – heavy running (i = 3)
Line 3 Speed limit
Line 4 Torque/speed limit (i = 2)
Line 5 Mean effective pressure limit (i = 1)
Line 6 Propeller curve, clean hull – light running
Line 7 Power limit for continuous running (i = 0)
Line 8 Overload limit

Gambar.2.13. Load diagram untuk mesin diesel.
(Project guide S26 MC,1991)

Diagram ini digambar untuk kondisi batas pelayaran percobaan (*sea trial*) dan beberapa kondisi dinas. Pengukuran mesin dilakukan di atas bangku uji (*shop test*), umumnya demikian rupa hingga mengikuti garis untuk kondisi pelayaran dinas yaitu dengan beban 25 %, 50 %, 75 %, 85 %, 100 % dan 110 %. Untuk mengamati proses pembakaran diperlukan diagram indikator dan besarnya daya efektif dapat diketahui dengan memakai rem air (*water brake*). Harga pemakaian bahan bakar spesifik (*SFOC*) di tentukan sebagai fungsi dari beban.(Harvald,1993)

BAB III

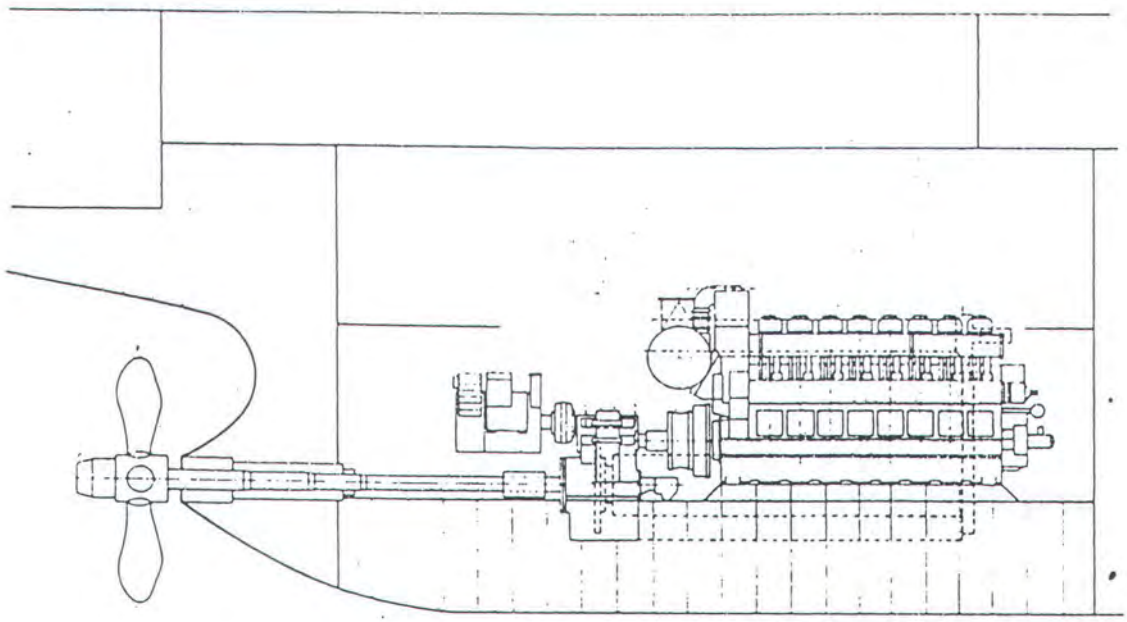
METODE PENGUJIAN

BAB III

METODE PENGUJIAN

3.1. FAN BREAK DINAMOMETER

Untuk mengetahui unjuk kerja atau prestasi mesin diesel yang terpasang di kapal dilakukan pengujian pembebanan dengan peralatan dinamometer, jenis dinamometer yang digunakan adalah jenis *fan break dinamometer*, *fan* yang dipakai disini adalah *propeller* kapal itu sendiri yaitu daya dari motor diesel diteruskan oleh poros untuk disalurkan ke propeller, yang kemudian propeller ditahan oleh air laut.



Gambar. 3.1. Pengujian mesin diesel dengan fanbreak dinamometer.

(Gallin,1983)

3.2. INSTALASI DAN PERALATAN UNTUK PENGUJIAN

Instalasi untuk pengujian ini, merupakan bagian dari sistem-sistem yang sudah ada di kapal yaitu sistem pelayanan penggerak utama kapal.

Adapun instalasi pengujian meliputi :

- *Fuel oil service* (sistem bahan bakar).
- *Lubricating oil cooler* (sistem pendinginan oli untuk mesin diesel).
- *Cooling fresh water* (sistem air pendinginan untuk mesin diesel).
- *Air intek dan exhaust gas* (sistem kebutuhan udara dan gas buang).

(instalasi pengujian bisa dilihat pada **lampiran**).

Peralatan alat ukur yang dipergunakan dalam pengujian adalah :

- *Stopwatch* yang dipergunakan untuk mengukur waktu pengujian.
- *Tachometer* untuk mengetahui putaran mesin (rpm) yang bekerja secara otomatis.
- *Flowmeter bahan bakar* untuk mengetahui banyaknya bahan bakar yang dipakai.
- *Termometer* untuk mengukur suhu kamar mesin, suhu oli pelumas, suhu bahan bakar yang masuk mesin, suhu air tawar untuk pendinginan mesin dan suhu gas buang.
- *Pressure gauge* untuk mengukur tekanan minyak pelumas, tekanan udara masuk (*scavenging air*), dan tekanan yang terdapat pada sistem turbocharge.
- *Mechanical indicating device* untuk pengukur tekanan maksimum pembakaran dan tekanan kompresi dalam tiap-tiap silinder.
- *Log speed ship* untuk mengetahui kecepatan kapal.

3.3. UKURAN UTAMA KAPAL, MOTOR DIESEL DAN TURBOCHARGE YANG DIPERGUNAKAN

- **Ukuran utama kapal :**

Nama kapal	:	**Caraka Jaya Niaga III - 24**
Type kapal	:	Semi container
LOA	:	98,00 m
LWL	:	93,99 m
LPP	:	92,15 m
B	:	16,50 m
H	:	7,80 m
T	:	5,498 m
Vs (Kecepatan kapal)	:	12,5 Knot

- **Main diesel engine :**

Maker	:	**Mitsui - MAN - B&W**
Type	:	5 S 26 MC , 2 stroke turbocharged
Cylinder number	:	5
HP	:	2050
Rpm	:	207
Bore	:	260 mm
Stroke	:	980 mm
Firing order	:	1-4-3-2-5

- **Turbocharger :**

Type : **Mitsubishi MET 26 SR**

Turbocharge no : 5524

Max gas inlet : 580 ^{0} C

Revolution TC : 35700 Rpm

3.4. LANGKAH - LANGKAH PENGUJIAN

a. Pengujian dilakukan pada sarat kapal yang bekerja dengan beban muatan tertentu (sarat kapal) yaitu pada sarat **(T)** = 4,875 m dengan dead weight tigh **(DWT)** = 3020 ton dan *Displacement* (Δ) = 5000 ton.

b. Pengujian yang akan dilakukan adalah *variabel speed*, putaran mesin yang berbeda yaitu pada putaran 85 rpm, 90 rpm, 105 rpm, 121 rpm, 150 rpm, 164 rpm, 188 rpm dan 191 rpm.

c. Untuk pengujian pertama kali putaran engine diatur dengan kecepatan 85 rpm.

d. Setelah selang 10 menit dilakukan pencatatan untuk kondisi mesin diesel tersebut.

e. Kondisi kecepatan kapal juga diperhatikan, berapa kecepatan yang dihasilkan diambil 5 x pencatatan untuk tiap putaran mesin diesel yang tetap.

f. Pengujian akan diulang seperti pada langkah (b) sampai dengan langkah (e) untuk tiap-tiap putaran mesin diesel yang berbeda yaitu 90 rpm, 105 rpm, 121 rpm, 150 rpm, 164 rpm, 188 rpm, sampai putaran mesin diesel 191 rpm.

3.5. CARA DAN CONTOH PERHITUNGAN PARAMETER UNJUK KERJA

Untuk contoh perhitungan digunakan data-data hasil pengujian pada putaran 191 rpm, yang dipakai sebagai kondisi *Service Continous Rating* (*CSR*).

- TEKANAN INDIKATIF RATA - RATA

- Tekanan kompresi (P comp) = 120 Bar.
- Tekanan pembakaran maksmum (Pmaks) = 150 Bar.
- Tekanan rata-rata indikasi (imep) :

Dari pengambilan diagram indikator untuk putaran 191 rpm pada kondisi service dapat dicari luasan dari diagram tersebut dengan menggunakan alat ukur yaitu Planimeter. Luasan diagram indikator 7,88 cm^2, panjang diagram indikator (sumbu x) sebesar 7,3 cm^2 , maka lebar dari diagram atau ketinggian rata-rata = (7,88 : 7,3) = 1,07945 cm^2

Sedang alat ukur diagram indikator (mechanikal indicating device) memilik skala untu tekanan yaitu, skala 0,025 mm = 1 Bar.

- Jadi tekanan rata-rata indikasi (imep) = (10,7945 : 0,0025) = 42,3314 Bar.

maka tekanan rata-rata indikasi = 42,3314 x 0,01972 = 43,1661 Kg / cm^2 .

- DAYA INDKATIF

1 HP = 0,7457 Kw

$$N_i = \frac{Z \times (imep) \times A \times L \times N}{60 \times 75} \quad (\text{HP})$$

$$N_i = \frac{Z\,x\,(ime)\,x\,A\,x\,L\,x\,N}{60\,x\,75} \quad (0{,}7457) \quad (\text{Kw})$$

Dimana : Z = jumlah silnder mesin diesel = 5

IMEP = Tekanan indikatif rata-rata = 43,1661 Kg / cm^2

A = Luasa penampang silinder = 530,93 cm^2

L = Langkah torak = 0980 m

N = Putaran mesin per menit = 191 rpm

$$N_i = \frac{5 \times (43,1661) \times 530,93 \times 0,980 \times 191 \, x \, (0,7457)}{60 \, x \, 75} \quad \text{(Kw)}$$

= 3554,36 Kw

- TEKANAN EFEKTIF RATA - RATA

- Putaran mesin diesel 191 rpm, tekanan kompresi (Pcomp) = 120 Bar, tekanan pembakaran naksimum (Pmaks) = 150 Bar, Fuel pump indek rata-rata = 37,8

Cara mencari Pe = BMEP , tekanan efektif rata-rata rem (Kg / cm^2)

contoh : Koreksi untuk fuel pump index $P\theta' = P\theta \times K$

$K = K_{1+} + K_2$ x Specific Grafity 15° C

Dimana : $P\theta$ = rata-rata fuel pump index

K = faktor koreksi untuk fuel pump index

K_1 = faktor koreksi untuk bahan bakar dan perubahan temperatur sekelilingnya

K_2 = faktor koreksi untuk berat jenis bahan bakar, kondisi pemanasan

Fuel oil characteristic :

lower calorific value of oil : 10200 kcal / Kg

sulfur content : 1,3 %

spesific gravity : 0,9364 (15° C)

Ambient conditon :

Room temperatur : $37{,}5^0$ C

Scavenging air temperatur : 36^0 C

Dari lampiran : *corection factor for fuel pump index.* (Project guide S 26 MC)

$K_1 = 0.968 \qquad K_2 = 0{,}973$

$K = K_1 \times K_2 \times 0{,}9364 = 0{,}968 \times 0.977 \times 0{,}9364 = 0{,}8819$

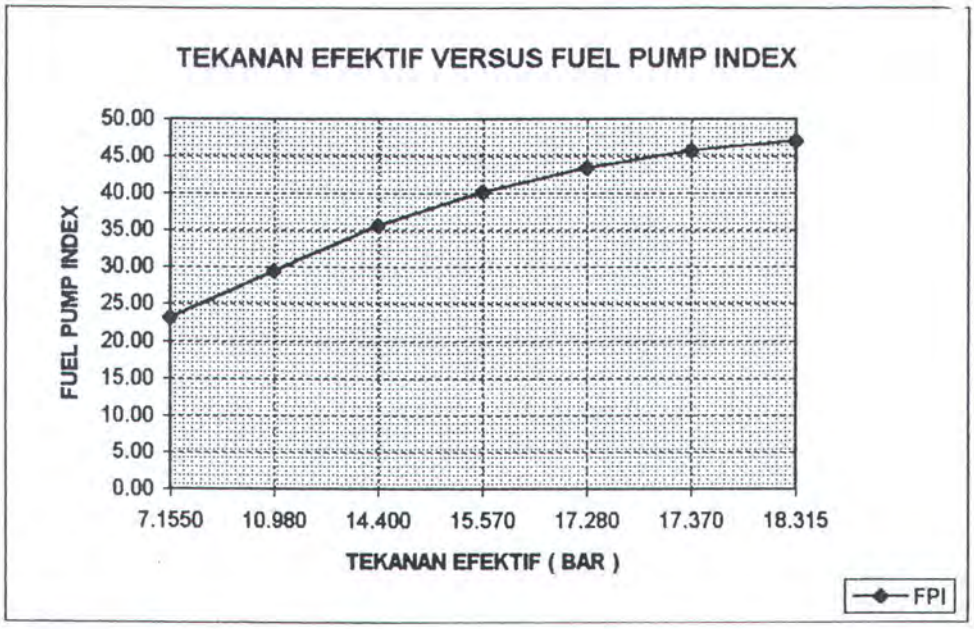
jadi koreksi untuk fuel pump index :

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

$$= 37{,}8 \times 0{,}8819 = 33{,}337$$

dari koreksi diatas dapat ditemukan mean effective pressure (Pe) dengan menggunakan model curve dari manual book 5 S26 MC sebesar 13,1174 Bar = 14,3761 Kg /cm^2 .

(1 Bar = 1,01972 Kgf / cm^2).



Perhitungan Daya Efektif
Pb = c x RPM x Pe (bhp)

dimana : c = konstanta silinder (0.578)
RPM = Putaran mesin
Pe = Tekanan Efektif Rata - rata

- DAYA EFEKTIF (N_e)

- Koreksi fuel pump indek = 33,3373
- Tekanan efektif rata- rata (Bmep) = 13,1174 Bar.
- Tekanan efktif rata-rata (Bmep) = 13,1174 x 1,01972 = 13,3761 Kg / cm^2

  1 Bar = 1,01972 Kg cm^2
- Tekanan konstan mesin diesl Mitsui b&W 5 S 26 MC, C = 0,5778

DAYA EFEKTIF (N_e) = Bmep x C x Rpm

N_e = 13,1174 x 0,5778 x 191 = 1447,63 HP

N_e = 1447,63 x 0,7457

= 1079,50 Kw

- EFISIENSI MEKANIS η_m

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Dimana : N_e = Daya efektif rata-rata (Kw)

Ni = Daya indikatif (Kw)

$$= \frac{1079,50\ Kw}{3554,36\ Kw} = 0,3037$$

- PEMAKAIAN BAHAN BAKAR

- Putaran mesin diesel (N) = 191 rpm
- Waktu pemakaian bahan bakar untuk 1 liter., waktu yang diperlukan untuk putaran 191 rpm sebesar (L_s) = 12, 4 detik
- Waktu pemakaian bahan bakar (t_{bb}) = 10 menit.

- Kerapatan massa bahan bakar $\rho_{bb} = 936,4 \text{ Kg / m}^3$

- Volume bahan bakar (V_{bb})

$$1 \text{ liter} = 10.^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{bb} = \frac{t_{bb}}{L_s} . 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{bb} = \frac{600}{12,4} . 10^{-3} \text{ m}^3 = 0,0484 \text{ m}^3$$

- Kecepatan aliran bahan bakar (M_{bb})

$$M_{bb} = \frac{\rho_{bb} \times V_{bb}}{t_{bb}} = \frac{936,4 \times 0,0484}{600}$$

$$= 0,0755 \text{ Kg / s}$$

- Pemakaian bahan bakar spesifik (SFOC)

$$SFOC = \frac{M_{bb}}{N_e} \text{ x } 3,6 . 10^6 \quad (\text{Kg / Kw h})$$

$$= \frac{600}{12,4} \text{ x } 3,6. 10^6 \quad (\text{Kg / Kw h})$$

$$= 251,84 \quad (\text{Kg / Kw h})$$

- Nilai panas rendah dari bahan bakar (LCV) = 42700 Kj / Kg

- AIR PENDINGIN

- Temperatur air masuk (t_{am}) = $58\,^0$C + 273 = $331\,^0$K

- Temperatur air keluar (t_{ak}) = $70,4\,^0$C + 273 = $343,4\,^0$ K

- Waktu pemakaian air pendingin (t_{ap}) = 600 detik

- Volume air pendingin (V_{ap}) konstan sesuai dengan kapasitas pompa main cooling fresh water yaitu dengan kapsasitas = 20 m^3 / h

V_{ap} = kapasitas x waktu = 20 m^3 / h x 600 detik = 3,333 m^3

- Kerapatan masa air pendingin (melihat daftar lampiran untuk air pendingin)

$\rho_{ap} = f(t_{ap})$, kerapatan massa air adalah fungsi dari temperatur air

- Kecepatan aliran air pendingin (M_{ap})

$$M_{ap} = \frac{\rho_{ap} \times V_{ap}}{t_{ap}}$$

$$= \frac{998,4 \times 3,333}{600} \quad (\text{Kg/s})$$

- UDARA PEMBAKARAN

- Putaran mesin diesel (N) = 191 rpm
- Temperatur ruang percobaan (T_{km}) = 37,5 °C + °273 = 310,5° K
- Temperatur gas buang (T_{gp}) = 374° C + 273 °K = 647° K
- Volume aliran udara hisap (V_u)

L = 0,98 m , A = 1/4 x 3,14 x $(0,26)^2$ = 0,053066 m^2

V_u = (L x A x Rpm x 60) x Z = 2981,3763 m^3 / h

= (2981,3763 / 3600) = 0,8282 m^3 / s

- Tekanan hisap udara (Psca)

Psca = 2,2 x 9,80665 . 10^5 = 215746,3 N / m^3

- Temperatur scavenging air Tsca = 36° C + 273 = 309° K
- Kerapatan massa udara (ρ_u)

$$\rho_u = \frac{P_{sc}}{T_{sc} \times R_u} \qquad R_u = 2867 \text{ J/Kg}^0\text{K}$$

$$= \frac{215746,13}{309 \times 287} \quad = 2,4\,328 \text{ Kg/m}^3$$

- Kecepatan aliran udara (M_u)

$$M_u = V_u \times \rho_u$$

$$= 0{,}8282 \times 2{,}4328 = 2{,}01475 \text{ Kg/s}$$

- GAS PEMBAKARAN

- Kebutuhan udara pembakaran teori (m_{ust})

$$A/F = \frac{100}{23}\left(\frac{8}{3} + 8H + S - O\right)$$

$$A/F = \frac{100}{23}\left(\frac{8}{3} \times 0{,}8649 + 8 \times 0{,}1351\right)$$ untuk S dan O kecil sekali nilainya

- Kecepatan aliran udara teori M_{ust}

$$M_{ust} = m_{ust} \times M_{bb}$$

$$= 14{,}7269 \times 0{,}0755 = 1{,}1101 \text{ Kg/s}$$

- Faktor kelebihan udara λ

$$\lambda = M_u / M_{ust}$$

$$= \frac{2{,}01475}{1{,}1101} = 1{,}8149$$

- $\frac{Cp}{R} = f(T)$, untuk udara

$$\frac{Cp}{R} = 3{,}54 \text{ untuk } T_u = 309^0 \text{ K}$$

- Entalpi jenis udara (hu)

$$hu = \frac{Cp}{R} \times Ru \times Tu \qquad Ru = 0{,}287 \text{ Kj/Kg}^0\text{K}$$

$$= 3{,}54 \times 0{,}287 \times 309 = 313{,}938 \text{ Kj/Kg}^0\text{K}$$

- Kecepatan aliran gas pembakaran (M_{gp})

$$M_{gp} = M_u + M_{bb}$$

$$= 2{,}01475 + 0{,}0755 = 2{,}09025 \text{ Kg/s}$$

- $\frac{CP}{R} = f(T)$, untuk gas pembakaran

$T_{gp} = 647\ ^0\text{K}$, maka $\frac{Cp}{R} = 3{,}7$

- Entalpi jenis udara pembakaran h_{gp}

$$h_{gp} = \frac{Cp}{r} \times R_u \times T_{gp}$$

$$= 3{,}7 \times 0{,}287 \times 647 = 687{,}0493 \text{ Kj / Kg}$$

- NERACA ENERGI

- Putaran mesin diesel (N) = 191 rpm
- Daya efektif (Ne) = 1079,50 Kw
- Temperatur air masuk (T_{am}) = 331 ^{0}K
- Temperatur air keluar (T_{ak}) = 343,4 ^{0}K
- Nilai panas rendah bahan bakar (LCV) = 42700 KJ /Kg
- Kecepatan aliran bahan bakar (M_{bb}) = 0,0755 Kg / s
- Kecepatan aliran energi bahan bakar (J_{bb})

$$|J_{bb}| = M_{bb} \times (LCV)$$

$$= 0{,}0755 \times 42700 = 3224{,}539 \text{ Kg / s}$$

- Efisiensi efektif (Efisiensi termis) (η_t)

$$\eta_t = \frac{Ne}{J_{bb}} = \frac{1079{,}50}{3224{,}539} = 0{,}3348$$

- Kecepatan aliran energi air pengdingin (J_{ap})

$$J_{ap} = M_{ap} \times C_a \times (T_{ak} - T_{am}) \quad KJ/s$$

$$C_a = 4{,}18 \quad KJ / Kg.^0 K$$

$$= 5{,}5467 \times 4{,}18 \times (343{,}4 - 331) = 287{,}4966 \quad KJ/s$$

- Kecepatan aliran energi udara (J_u)

$$(J_u) = M_u \times h_u \quad KJ/s$$

$$= 2{,}01475 \times 313{,}938 = 632{,}506 \quad KJ/s$$

- Kecepatan aliran energi gas pembakaran (J_u)

$$(J_{gp}) = M_{gp} \times h_{gp} \quad KJ/s$$

$$= 2{,}09025 \times 687{,}0493 = 1436{,}105 \quad KJ/s$$

- Kecepatan aliran energi konveksi (Q)

$$Q = |J_{bb} + J_u| - (|Ne| + |J_{ap}| + |J_{gp}|) \quad KJ/s$$

$$= 3224{,}539 + 632{,}506 - (1079{,}5 + 287{,}4966 + 1436{,}105)$$

$$= 3857{,}045 - (2803{,}102)$$

$$= 1053{,}9434 \quad KJ/s$$

3.6. PERHITUNGAN TAHANAN KAPAL CARAKA JAYA NIAGA III-24 SEBAGAI DASAR PEMBEBANAN PROPELLER .

Data-data kapal :

- Nama Kapal : **KM. CARAKA JAYA NIAGA III- 24**
- Jenis Kapal : Semi container
- Rute pelayaran : Surabaya - Ujung Pandang
- LOA : 98,00 m
- LWL : 93,993 m
- LPP : 92,15 m
- Bmld : 16,50 m
- Hmld : 7,80 m
- T : 4,875 m
- Vs : 12,5 knot = 6,43 m/s
- Displacement (Δ) : 5000 Ton
- Koefisien Blok (Cb / δ) = $\dfrac{\nabla}{Lwl \times B \times T}$

$$= \frac{4863,458}{93,993 \times 16,5 \times 4,875} = 0,643$$

- Koefisien Midship (Cm / β) = $0,9 + 0,1\ (\delta)^{1/2}$

maka $\beta = 0,9 + 01\ (0,643)^{1/2} = 0,98$

- Koefisien Prismatik (Cp / φ) = $\dfrac{\delta}{\beta} = \dfrac{0,643}{0,98} = 0,656$

Perhitungan Daya Motor Penggerak Utama Kapal Dengan Metode LAP

1. Perhitungan Letak LCB (untuk single screw ships) :

Ditentukan oleh diagram NSP

Ldisplacement = 1/2 x (LWL x LPP) = 1/2 (93,993 + 92,15) = 93,072 m

Pada δ = 0,643 didapat LCB = - 1,1 % Ldisplacement (di belakang mindship)

sehingga LCB = 1,024 m (di belakang mindship)

$$\frac{a}{LPP} = \frac{-1,1}{Ldisplacment}$$

$$a = -1,18 \ \% \text{ LPP}$$

2. Koefisien Tahanan Sisa Kapal (m) :

$$\mu = \frac{Vs}{(\varphi \times LPP)^{1/2}} = \frac{6,43}{(0,656 \times 92,15)^{1/2}} = 0,827$$

3. Volume Displacement kapal (D) :

$$\nabla = \frac{\Delta}{\rho \times c}$$

ρ = massa jenis air laut = 1,025 Kg / m^3,

c = faktor koreksi untuk tonjolan kulit luar = 1,003

$$\nabla = \frac{5000}{1,025 \times 1,003} = 4863,458 \ m^3$$

4. Displacment kapal adalah sesuai dengan syarat kapal 4,875 m adalah 5000 ton.

5. Luas permukaan basah kapal (WSA) :

WSA = LWL (2 T + 1,37 (Cb - 0,274) B)

= 93,993 x (2 x 4,875 + 1,37 x (0,643 - 0,274) x 16,5) = 1700,45 m

6. Tahanan sisa spesifik (Residuary Resistance Koef.) :

Group A $\longrightarrow$ a = 13,46 x φ - 8,48 = 0,34976

Group B $\longrightarrow$ a = 13,46 x φ - 8,88 = - 0,05024

Group C $\longrightarrow$ a = 13,46 x φ - 9,28 = - 0,45024

Group D $\longrightarrow$ a = 13,46 x φ - 9,68 = - 0,85024

Group E $\longrightarrow$ a = 13,46 x φ - 10,08 = -1,25024

Untuk a = LCB kapal = - 1,18 % LPP maka kapal terletak antara Group D dan Group E.

7. Mencari Koefisien Tahanan Sisa (ξr) :

pada μ = 0,827 dan φ = 0,656, harga $10^3 \xi r$

pada Group D = 16,5 dan pada Group E = 18

maka secara interpolasi didapat :

$$10^3 \xi r = 16,5 + \frac{(-1,18-(-0,85024))}{(-1,25024-(-0,85024)} \ (18 - 16,5) = 17,7366$$

Jadi ξr = 0,0177366

8. Koefisien tahanan gesek (ξ_f) :

Pada Vs = 6,43 knot dan LPP = 92,15 m didapat $10^3 \xi_f$.

untuk LPP = 80 m didapat $10^3 \xi_f$ = 1,702

untuk LPP = 76 m, maka harga $10^3 \xi_f$ = 1,654

dengan interpolasi untuk Vs = 6,43 pada LPP 92,15 m didapatkan

$$10^3 \xi_f = 1,702 + \frac{(92,15 - 80)}{(100 - 80)} \ (1,654 - 1,702) = 1,67284$$

Maka ξ_f = 0,00167284

9. Koefisien tahanan tambahan ($\Delta \xi$) :

Koreksi untuk lambung dengan pengelasan	$\Delta\xi_1 = 0{,}00035$
Koreksi untuk steering resistance	$\Delta\xi_2 = 0{,}00004$
Koreksi untuk bilge keel resistance	$\Delta\xi_3 = 0{,}00004$
Koreksi untuk air resistance	$\Delta\xi_4 = 0{,}00008$
	$\Sigma\ \Delta\xi = 0{,}00051$

10. Tenaga efektif pada kondisi percobaan (EHP tr) :

$$\textbf{EHP tr} = \left(\xi f + \Sigma\Delta\xi + \xi r \frac{Am}{WSA}\right) 0{,}6933 \times Vs^3 \times WSA$$

$= (0{,}00167284 + 0{,}00051 + 0{,}0177366 \times 0{,}0464) \times 0{,}6933 \times 6{,}43^3 \times 1700{,}45$

$= 942{,}065$ HP

dimana $Am = \beta \times B \times T = 0{,}98 \times 16{,}5 \times 4{,}875 = 0{,}0464$ m

$WSA = 1700{,}45\ m^2$

11. Tenaga efektif pada kondisi service (EHPs) :

Untuk East Asiatic Route diberikan penambahan sebesar 25% - 30%, diambil koreksi 25%, sehingga $r_1 = 1 + 0{,}26$

$EHP\ s = r_1 \times EHP\ tr = 1{,}25 \times 942{,}065 = 965{,}3675$ HP

12. Perhitungan BHP :

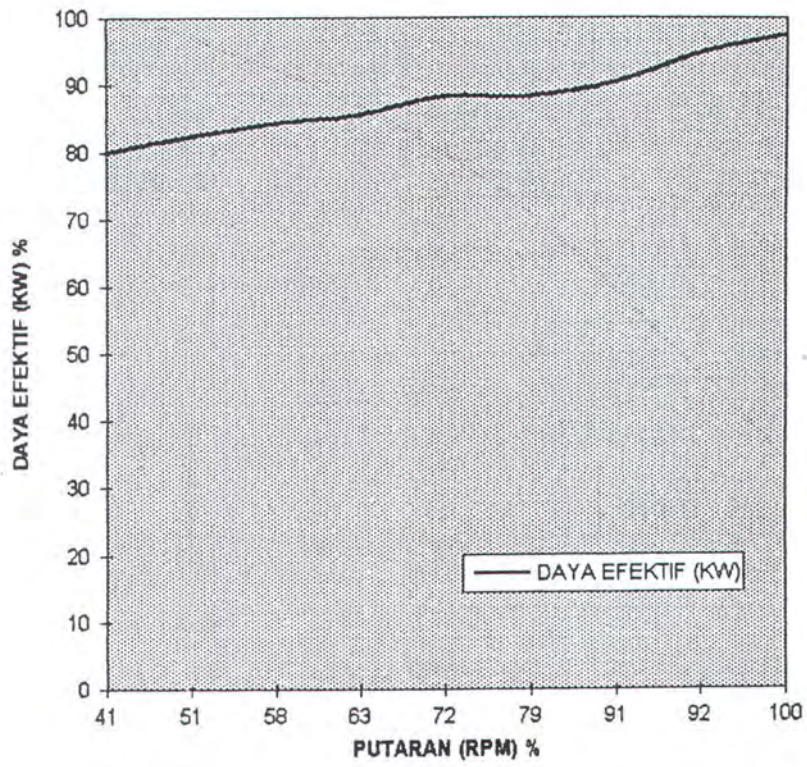
Dengan menggunakan RPM propeller pada tank condition

yaitu : $N = Ns \times (1 - 0{,}0025 \times P)$

dimana P = prosentase overload pada tank condition

Perhitungan daya yang dihasilkan akibat perubahan putaran mesin diesel dan koefisien propulsi.

N_s	N	ξ_0	SHP_s (HP)	BHP_s (HP)	SHP_s (Kw)	BHP_s (Kw)
85	84,947	0,7871	1512,018	1634,157	1,218.59	1218,590
105	104,934	0,7641	1558,080	1683,940	1161,860	1255,714
120	119,925	0,7469	1594,511	1723,314	1,218.59	1285,074
130	129,919	0,7353	1619,761	1750,603	1207,855	1305,424
150	149,906	0,7123	1672,736	1807,858	1247,359	1348,119
164	163,898	0,6962	1711,929	1850,217	1247,359	1348,
188	187,883	0,6686	1783,569	1927,644	1276,585	1379,706
191	190,881	0,6651	1792,947	1937,780	1330,007	1445,002
207	206,871	0,6467	1844,681	1993,693	1337,00	1486,626



Gambar.4.1. Propeller load diagram untuk kondisi service.

$$= \frac{EHP_s - EHP_{tr}}{EHP_{tr}} \times 100\%$$

$$= \frac{965,3675 - 942,065}{942,065} \times 100\% = 25\% \text{ (dipakai 25\%)}$$

maka dapat diperkirakan besarnya koefisien propulsif,

yaitu $\xi o = 0,885 - 0,00012 \times N \times (LPP)^{1/2}$

- Penentuan SHPs :

$$SHPs = \frac{EHP_s}{\xi_0 + q}$$

dimana q = - 1/3 % untuk setiap 10% overload.

P = 30% maka q = 2,5 x (- 1/3 %) = - 0,008333

- Penentuan BHPs :

BHPs = r2 x r3 x SHPs

dimana :

r2 = koreksi untuk kerugian gesekan pada sistem transmisi

= 1,02 - 1,04 diambil 1,03

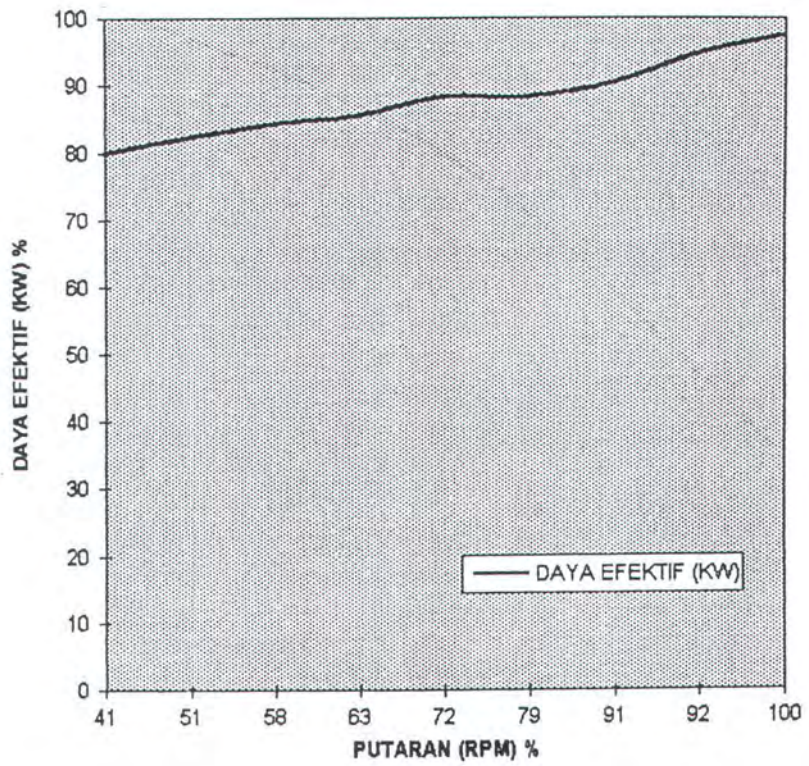
r3 = koreksi pada perubahan B/T kapal terhadap B/T standart (B/T = 2,4),

B/T kapal = 3,385 , untuk setiap perubahan B/T kapal yang meningkat 0,1 maka terjadi penambahan 0,5 % sehingga :

$$r3 = 1 + \left[\frac{3,385-2,4}{0,1} \right] \times 0,5\% = 1,0493$$

Perhitungan daya yang dihasilkan akibat perubahan putaran mesin diesel dan koefisien propulsi.

N_s	N	ξ_0	SHP_s (HP)	BHP_s (HP)	SHP_s (Kw)	BHP_s (Kw)
85	84,947	0,7871	1512,018	1634,157	1,218.59	1218,590
105	104,934	0,7641	1558,080	1683,940	1161,860	1255,714
120	119,925	0,7469	1594,511	1723,314	1,218.59	1285,074
130	129,919	0,7353	1619,761	1750,603	1207,855	1305,424
150	149,906	0,7123	1672,736	1807,858	1247,359	1348,119
164	163,898	0,6962	1711,929	1850,217	1247,359	1348,
188	187,883	0,6686	1783,569	1927,644	1276,585	1379,706
191	190,881	0,6651	1792,947	1937,780	1330,007	1445,002
207	206,871	0,6467	1844,681	1993,693	1337,00	1486,626



Gambar.4.1. Propeller load diagram untuk kondisi service.

3.7. ENGINE LAYOUT DIAGRAM UNTUK KONDISI SERVICE (AKTUAL)

- Untuk kondisi *Service Continous Rating* (*CSR*), mesin diesel diputar dengan 191 rpm dan daya efektif yang dapat dibangkitkan sebesar 1079,50 Kw.
- Kondisi *Maksimum Continous Rating* (*MCR*) yang dimiliki mesin diesel 5 S 26 MC adalah putaran maksimum 207 rpm, daya efektif maksimum 1523,52 Kw.
- Engine Speed % dari L_1 untuk kondisi $CSR_{service}$

$$\text{Engine Speed \%} = \frac{CSR_{speed}}{MCR_{speed}} \times 100\ \% \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3.1)$$

$$= \frac{191\ rpm}{207\ rpm} \times 100\ \% = 92{,}27\ \%$$

- Power % dari L_1 untuk kondisi $CSR_{service}$

$$\text{Power \%} = \frac{CSR_{power}}{MCR_{power}} \times 100\% \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3.2)$$

$$= \frac{1079{,}50}{1523{,}52} \times 100\% = 70{,}86\ \%$$

Dari Project Guide S 26 MC, engine margin yang diberikan dari kondisi CSR ke MCR sebesar !0 %, maka untuk kondisi $MCR_{service}$

$$\text{Engine power \%} = 1{,}1 \text{ x CSR} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3.3)$$

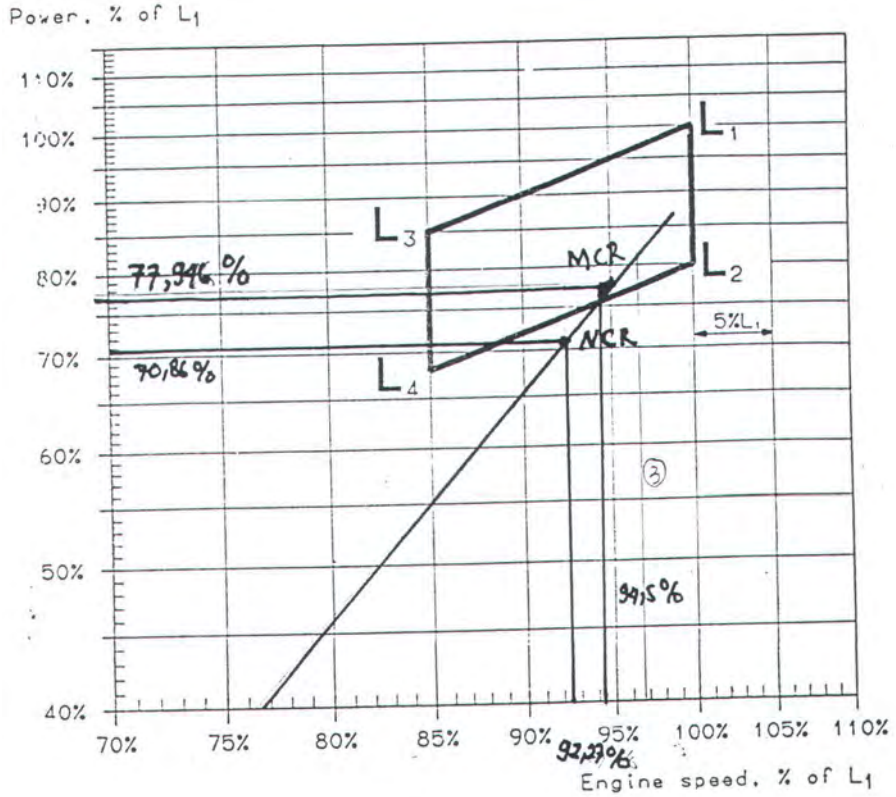
$$= 1{,}1 \text{ x } 70{,}86\ \%$$

$$= 77{,}946\ \%$$

Apabila ditarik garis vertikal ke bawah dari titik kondisi MCR maka akan di dapat

engine speed % untuk kondisi $MCR_{service}$ yaitu :

Engine Speed % = 94,5 %



Gambar.3.3. Layout diagram untuk kondisi service

3.8. ENGINE LOAD DIAGRAM UNTUK KONDISI SERVICE (AKTUAL)

- Dari engine layout diagram untuk kondisi $MCR_{service}$ diperoleh :

Engine power % = 1,1 x CSR.

Engine Speed % = 94,5 %

- Mencari batas kecepatan maksimum (rpm) untuk load diagram

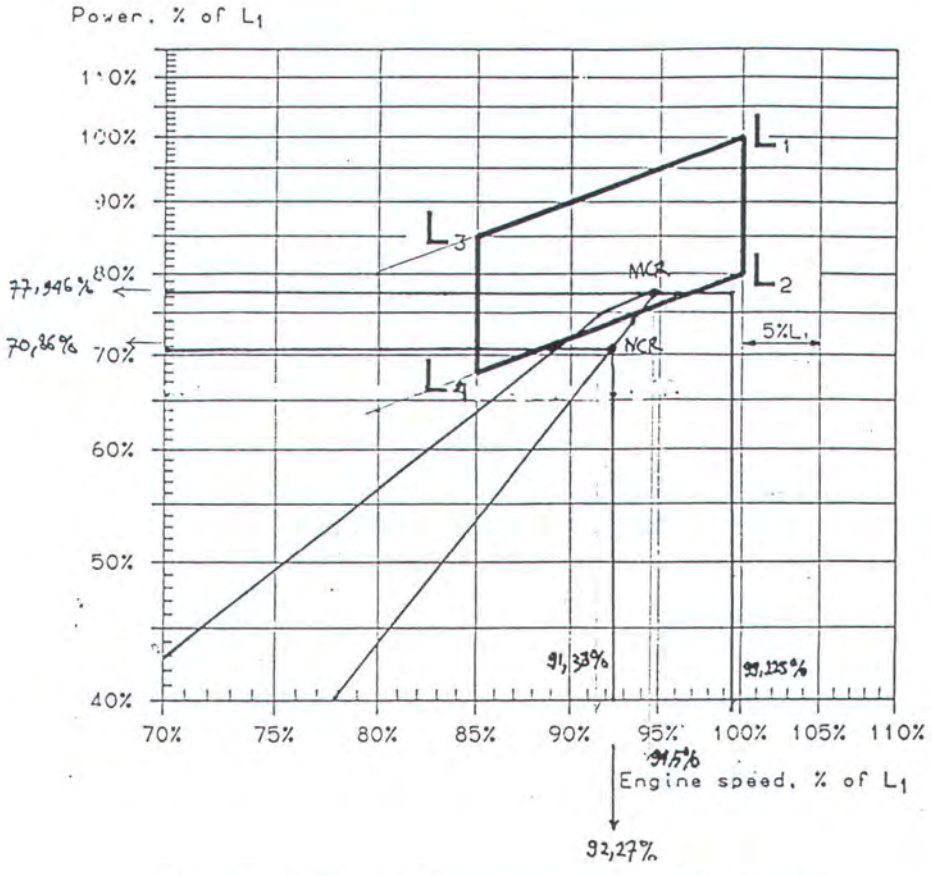
Garis 3 = Engine Speed % x 1,05 ..... (3.4)

= 94,5 % x 1,05 = 99,225 %

- Mencari tekanan efektif maksimum (Pe) untuk load diagram

Garis 5 = Engine Speed % x 0,967 ..... (3.5)

= 94,5 % x 0,967 = 91,3815 %



Gambar.3.4. Load diagram untuk kondisi service

3.9. SEA MARGIN DAN ENGINE MARGIN MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC YANG DIPAKAI.

Pembahasan mengenai kondisi pemakaian mesin diesel untuk operasi pelayaran kapal antara Surabaya - Ujung Pandang adalah sebagai berikut :

Sea margin adalah merupakan persyaratan tambahan yang diberikan pada mesin diesel mengenai tambahan daya efektif yang dipergunakan untuk mengatasi faktor-faktor dari luar yaitu adanya penambahan tahanan kapal dikarenakan sarat kapal, cuaca buruk, baik yang disebabkan oleh angin ataupun gelombang air laut. Nilai yang umum untuk sea margin adalah sebesar 1,1 sampai dengan 1,25. **(Word,1989)**

$$\text{Sea Margin (SM)} = \frac{\textit{Tahanan pada kondisi service}}{\textit{Tahanan pada kondisi trial}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3.6)$$

Atau dapat juga dipergunakan :

$$\text{SM} = \frac{CSR_{power}}{Trial_{power}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3.7)$$

$$= \frac{1079,50\ \text{Kw}}{1404\ \text{Kw}} = 0,769$$

Dimana : CSR_{power} = Daya efektif yang dibutuhkan untuk kondisi service (Kw)

$Trial_{power}$ = Daya efektif yang dibutuhkan untuk kondisi sea trial (Kw)

Sea margin yang dipersyaratkan yaitu 1,1 1 sampai dengan 1,25.

Engine margin adalah merupakan perbandingan daya efektif antara daya efektif service pada CSR dan daya efektif pada MCR yang dipunyai mesin diesel 5 S 26 MC. Nilai yang umum untuk engine margin adalah sebesar 0,8 sampai dengan 0,9. (Word,1989)

$$\text{Engine Margin (EM)} = \frac{CSR_{power}}{MCR_{power}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3.8)$$

$$= \frac{1079,5\ \text{Kw}}{1523,52\ \text{Kw}} = 0,7086$$

(3.6), (3.7) : L.Klein Wood, Matching Ship, Propeller and Prime Moyr, 1995, p.12

BAB IV

ANALISA

BAB IV

ANALISA

4.1. ANALISA PARAMETER PRESTASI (UNJUK KERJA) UNTUK KONDISI SERVICE KAPAL.

Hasil pengujian yang telah dilakukan dapat dilihat pada lampiran A, yaitu lampiran A5 mengenai tabel prestasi motor diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC, lampiran A7 mengenai grafik parameter prestasi motor diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC pada kondisi service dan lampiran A9 mengenai grafik perbandingan parameter prestasi kondisi service dengan kondisi shop test yang dinyatakan dalam prosentase kenaikan atau penurunan, artinya kemampuan daya efektif yang dimiliki pada kondisi shop test tidak dipergunakan sepenuhnya melainkan hanya sebagian saja. Pada kondisi service dapat dilihat parameter prestasi yaitu kecepatan kapal, tekanan indikatif, daya indikatif, tekanan efektif, daya efektif, pemakaian bahan bakar spesifik, efisiensi termis, efisiensi mekanis, temperatur gas buang dan neraca energi.

4.1.1. Kecepatan kapal.

Untuk kecepatan kapal pada kondisi service yang terbesar dapat dicapai pada putaran mesin diesel 191 rpm dengan kecepatan 12,5 knot (grafik.1), kecepatan kapal untuk kondisi ini mudah dicapai akan tetapi pemakaian bahan bakar spesifik mengalami kanaikan.

4.1.2. Tekanan indikatif rata-rata dan daya indikatif.

Pada grafik.2 dan grafik.3 terlihat bahwa baik tekanan indikatif rata-rata maupun daya indikatif tergantung dari putaran mesin diesel, pada putaran 164 rpm grafik tekanan indiatif rata-rata naik dengan tajam sekali, ini berarti sekitar putaran 164 rpm terjadi percampuran bahan bakar dan udara yang cukup baik, sehingga pembakaran bahan bakar juga baik akibatnya tekanan indikatif rata-rata disekitar putaran 164 rpm keatas naik dengan tajam sekali. Pada tabel.6 untuk gas pembakaran dapat dilihat putaran mesin 164 rpm memiliki faktor kelebihan udara (exces air coefesien) sebesar 1,5174 untuk putaran 150 rpm sebesar 0,9845 kurang memenuhi syarat, sedang faktor kelebihan udara yang dianjurkankan sebesar 1,7 sampai dengan 2 untuk mesin diesel putaran rendah dengan turbocharge.(Petrovsky,1968)

Sedang daya indikatif fungsi dari tekanan indikatif, kalau tekanan indikatif naik maka daya indikatif juga naik. Pada putaran 191 rpm, tekanan indikatif sebesar 43,1661 Kg/cm^2 dan daya indikatif 3554,36 Kw.

4.1.3. Tekanan efektif rata-rata dan daya efektif

Tekanan efektif rata-rata dan daya efektif pada kondisi service menunjukkan kenaikan yang praktis linier sampai putaran 188 rpm, kemudian putaran 188 rpm ke 191 rpm laju kenaikannya menjadi lebih kecil. Tekanan efektif yang diperoleh pada putaran 191 rpm sebesar 13,3761 Kg/cm^2 dan daya efektif sebesar 1079,50 Kw (grafik.4 dan grafik.5).

4.1.4. Pemakaian bahan bakar spesifik (SFOC) dan daya efektif

Pada grafik.6 dan grafik.7, pemakaian bahan bakar pada putaran-putaran

rendah yaitu 85 rpm, 105 rpm, 120 rpm sangat besar sekali, tetapi karena kurangnya udara yang dibutuhkan untuk pembakaran bahan bakar maka pembakaran tidak dapat sempurna, akibatnya daya efektif yang dihasilkan juga kurang. Faktor kelebihan udara dapat dilihat pada tabel 6, pembakaran bahan bakar dapat sempurna apabila faktor kelebihan udara (exces air coefesien) sebesar 1,7 sampai dengan 2. (Petrovsky,1968) Pemakaian bahan bakar spesifik terendah pada kondisi service yaitu pada putaran 164 rpm sebesar 219,49 g / Kw.h. dengan daya efektif pada putaran 164 rpm sebesar 756,58 Kw sedang daya efektif maksimal pada putaran 191 rpm sebesar 1079,50 Kw. dengan pemakaian bahan bakar spesifik sebesar 251,84 g / Kw.h.

4.1.5. Efisiensi Termis, Efisiensi Mekanis dari mesin diesel

Grafik.8 dan grafik.9, efisiensi termis dan efisiensi mekanis naik sebanding dengan bertambahnya putaran mesin sampai putaran 164 rpm, setelah putaran 164 rpm baik efisiensi termis dan efisiensi mekanis mengalami penurunan, efisiensi termis maksimum sebesar 0,384 dan efisiensi mekanis maksimum 0,365 terdapat pada putaran 164 rpm. Sedang untuk putaran 191 rpm, efisiensi termis yang dapat dicapai sebesar 0,335 dan efisiensi mekanis sebesar 0,30337

4.2. ANALISA PARAMETER PRESTASI (UNJUK KERJA) UNTUK KONDISI SERVICE KAPAL DAN KONDISI SHOP TEST.

4.2.1. Tekanan efektif rata-rata

Dari grafik.39 dapat dilihat bahwa tekanan efektif pada kondisi service yang dapat dihasilkan untuk sarat kapal 4,875 m, Displacement 5000 ton, adalah sebesar 10,9181 Kg/cm^2 yaitu pada putaran 164 rpm dan untuk putaran yang sama 164 rpm

pada kondisi shop test tekanan efektif yang dihasilkan 10,99 Kg/cm^2 , sehingga tekanan efektif pada kondisi service bila dibandingkan dengan tekanan efektif shop test mengalami penurunan sebesar 0,65 %. Sedang pada putaran 191 rpm yaitu sebagai service continous rating tekanan efektif yang dihasilkan pada kondisi service sebesar 13,3761 Kg/cm^2, sedang pada kondisi shop test 14,8675 Kg/cm^2 akan mengalami penurunan 10,03 %.

4.2.2. Daya efektif

Untuk putaran dibawah 164 rpm, turbocharge belum dapat bekerja secara efektif sehingga putaran kompresor menghambat aliran udara yang lewat dan menyebabkan berkurangnya udara yang masuk ke ruang bakar sehingga daya efektif yang dihasilkan berkurang, sedang untuk putaran 164 rpm ke atas kebutuhan udara sudah cukup. Pada grafik.40 daya efektif pada kondisi service apabila diperbandingkan dengan kondisi shop test juga mengalami penurunan, untuk putaran 164 rpm, daya efektif service 756,58 Kw dan daya efektif shop test 766,176 Kw sehingga daya efektif mengalami penurunan 1,25 %, untuk putaran service continous rating 191 rpm pada kondisi service 1079,50 Kw dan daya efektif pada shop test 1209,89 Kw. Jadi daya efektif service dibandingkan shop test turun 10,78 %.

4.2.3. Pemakaian bahan bakar spesifik (SFOC)

Pemakaian bahan bakar terendah pada kondisi service sebesar 219,49 g/Kw.h terdapat pada putaran 164 rpm, sedang pada shop test 179,0264 g/Kw h, sehingga untuk kondisi service kapal maka pemakaian bahan bakar mengalami kenaikan 22,6 %, sedang untuk putaran service continous rating 191 rpm pada kondisi service pemakaian

bahan bakar 251,84 g/Kw h, sedang pada shop test 175,154 g/KW h sehingga untuk kondisi service kapal pemakaian bahan bakar mengalami kanaikan 43,78 %.

4.2.4. Efisiensi Termis

Efisiensi termis maksimum pada kondisi service kapal dicapai pada putaran 164 rpm sebesar 0,384 apabila dibandingkan dengan kondisi shop test dapat dicapai 0,471 maka mengalami penurunan 18,46 %. Apabila putaran service continous rating pada kondisi service kapal memiliki putaran 191 rpm, maka efisiensi termis yang dihasilkan 0,335 dan mengalami penurunan 30,397 % apabila dibandingkan dengan kondisi shop test.

4.2.5. Temperatur Gas buang

Temperatur gas buang diukur tepat pada pangkal saluran gas buang sebelum masuk turbocharge. Temperatur gas buang merupakan energi yang dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar, maka dengan bertambah besarnya temperatur gas buang semakin banyak pula bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar.

Dari penjelasan tersebut jelaslah bahwa pada kondisi service kapal, bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar mempunyai kemungkinan terbakar secara efisien lebih besar dari kondisi shop test. Pada putaran service continous rating 191 rpm untuk kondisi service kapal temperatur gas buang sebesar 647 ^{0}K dan mengalami kenaikan 9,7 % dari kondisi shop test.

BAB V

PEMBAHASAN

BAB V

PEMBAHASAN

Mesin penggerak kapal (*main diesel engine*) harus dipilih sedemikian rupa hingga dicapai penyelesaian yang optimal dari kombinasi Dead Weight tight (DWT), Displacement, sarat kapal dan berbagai faktor lainnya. Mesin diesel tersebut dipilih demikian rupa sehingga daya yang diperoleh untuk menggerakkan kapal akan dihasilkan dengan biaya yang semurah mungkin, yaitu biaya operasi yang terkait dengan pemakaian bahan bakar, minyak pelumas dan pemeliharaan (*maintenance*).

Untuk megetahui kurva karakteristik dari propeller pada saat kondisi pelayaran maka telah dilakukan perhitungan tahanan kapal dengan menggunakan metode Ir. A. J. W Lap. Kemudian untuk mengetahui kondisi mesin diesel tersebut saat kondisi operasi pelayaran kapal dipergunakan suatu diagram yang ada yaitu engine layout diagram dan engine load diagram.

Dengan adanya daerah kerja dari mesin diesel baik engine layout diagram dan engine load diagram maka kita dapat membuat daerah kerja dari mesin diesel untuk kondisi service kapal (aktual) dalam operasi pelayaran Surabaya - Ujung Pandang dengan sarat 4,875 m, Displacement 5000 ton, DWT sebesar 3020 ton, bagaimana kondisi motor diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC sebenarnya yang dipakai pada saat operasi pelayaran kapal Surabaya - Ujung Pandang, Kemudian dari parameter prestasi tersebut dapat diketahui kondisi daya efektif yang dihasilkan, dan bagaimana pemakaian bahan bakar spesifik yang sebenarnya.

Sea margin pada kondisi pelayaran Surabaya - Ujung Pandang adalah 0,769 angka ini lebih kecil dari yang dianjurkan yaitu 1,1 sampai 1,25 (Word,1989) kondisi tersebut menandakan bahwa beban atau tahanan kapal yang dikenakan pada motor diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC lebih rendah yaitu 30,03 % dari sea margin yang dianjurkan yaitu 1,1 sampai dengan 1,25. Sedang kapal dan motor diesel tersebut seharusnya masih mampu untuk diberi beban atau dispalecment kapal tersebut masih mampu untuk ditambah sampai sea margin sebesar 1,25.(persamaan3.6 dan 3.7,hlm53)

Untuk ekonomis pemakaian mesin diesel maka engine margine dianjurkan berada pada nilai 0,8 - 0,9. Jadi dengan engine margine sebesar 0,7086 (persamaan 3.8,hlm53) maka pemakaian mesin diesel tidak terlalu berat untuk kondisi servicenya 30 % di bawah kemampuan daya efektif yang dimiliki mesin diesel tersebut. Sehingga untuk operasi pelayaran Surabaya - Ujung Pandang, motor diesel Mitsui B&W S 26 MC yang dimiliki terlalu besar dayanya dari daya yang dipergunakan untuk operasi pelayaran tersebut sehingga ada kemungkinan untuk mencari alternatif mesin diesel yang lain, mungkin yang lebih kecil dayanya sehingga engine margin pada kondisi operasi tersebut bisa terletak diantara 0.8 sampai dengan 0.9.(Word,1989) disamping daya yang berlebihan, dilihat dari harga pembelian mesin diesel jelas akan lebih mahal disebaban harga beli per HP yang tinggi, bobot ekstra dari mesin diesel itu sendiri . (Mulyohandoko,1994)

Pada pengoperasian mesin diesel yang kurang sesuai dengan daerah ekonomis maka akan terjadi kanaikan pemakaian bahan bakar atau akibat pembebanan yang rendah akan menaikkan pemakaian bahan bakar pesifik.

Karena beban yang diberikan pada mesin diesel lebih rendah mengakibatkan

tekanan efektif yang dihasilkan juga rendah hal ini akan mengakibatkan daya yang dihasilkan juga rendah.

Efisiensi termis pada kondisi beban dengan sarat kapal (T) = 4,875 m, *Dead Weight tigh* (DWT) = 3020 ton dan *Displacement* (Δ) = 5000 ton, hanya lebih cocok untuk putaran 164 rpm sedang apabila putaran mesin ditingkatkan dengan putaran 191 rpm maka efisiensinya, menurun hal ini dapat dilihat untuk putaran 164, kecepatan aliran energi untuk konveksi lebih rendah dibandingkan untuk putaran 191 rpm.(grafik.8)

BAB VI

KESIMPULAN

BAB VI

KESIMPULAN

Dari hasil pengujian, analisa dan pembahasan terhadap unjuk kerja (performance) motor diesel MITSUI B&W 5 S 26 MC dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

Kondisi motor diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC pada operasi pelayaran kapal dari Surabaya ke Ujung Pandang dioperasikan dengan engine margin sebesar 0,7086 yaitu dibawah kondisi ekonomis pengoperasian mesin diesel, biasanya dianjurkan engine margin sebesar 0,8 sampai dengan 0,9 (Word,1989) hal ini akan berakibat pada kurang ekonomisnya dalam pengoperasian mesin diesel baik ditinjau dari daya yang dipakai ataupun pemakaian bahan bakar spesifik akan mengalami kenaikan. Sea margin yang dipakai pada kondisi operasi pelayaran Surabaya - Ujung Pandang sebesar 0,769 angka ini lebih kecil dari yang dianjurkan yaitu 1,1 sampai 1,25 (Word,1989) kondisi ini menandakan bahwa beban atau tahanan kapal yang dialami oleh kapal dan motor diesel Mitsui B&W 5 S 26 MC lebih rendah 30,03 % dari kemampuan kapal dan mesin diesel yang dianjurkan sampai sea margin sebesar 1,25 berarti faktor keamanan untuk kondisi ini sangat besar.

Kurang tepatnya dalam pengoperasian suatu mesin diesel akan mengakibatkan kerugian baik pada parameter prestasi mesin diesel yaitu tekanan indikatif, daya indikatif , tekanan efektif, daya efektif yang tidak dapat dimanfatkan dengan maksimal sedangkan terhadap pemakaian bahan bakar spesifik mengalami kenaikan.

Jadi kondisi mesin diesel yang dioperasikan pada pelayaran tersebut adalah beban mesin diesel terlalu ringan atau daya yang dipakai terlalu rendah dari pada daya yang disediakan oleh mesin diesel dan ini akan berkaitan dengan kenaikan pemakaian bahan bakar spesifik.

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. Bustani Mustofa, Pengaruh Bahan Bakar Terhadap Rendemen dan Unjuk Kerja Mesin Diesel, Lembaran Publikasi Lemigas, No 4/1987.

2. Bambang Priambodo, Operasi dan Pemeliharaan Mesin Diesel, Erlangga, 1986.

3. DEMA, Marine Diesel Standart Practices, Diesel Engine Manufacture Association, New York, 1971.

4. Edgar J. Kates, Diesel and High Compression Gas Engines, American Technical Society, Chicago,1975.

5. Edward F, Obert, Internal Combustion Engine and Air Pollution,3th, Internal Texbook Company, Pensylvania, 1973.

6. Kent W. Stinson, Diesel Engineering Hand Book, 12th Edition, 1972.

7. Nur Ahadiat, Pengaruh Kwalitas Minyak Solar Pada Proses Pembakaran, Lembaran Publikasi Lemigas, No 1/1994.

8. Nakoela Soemarto, Motor Serbaguna, PT. Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.

9. Petrovsky,N. Prof. D. Sc. Marine Internal Combution Engine, Mir Publishets, Moscow, 1968.

10. Petunjuk Praktikum Mesin Kapal, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

11. Marlev, ME, DR, AM, Internal Combution Engine, Second Edition, Mc Growhill Book Company Inc, 1964.

12. Wiranto Arismunandar, Motor Diesel Putaran Tinggi, Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.

LAMPIRAN

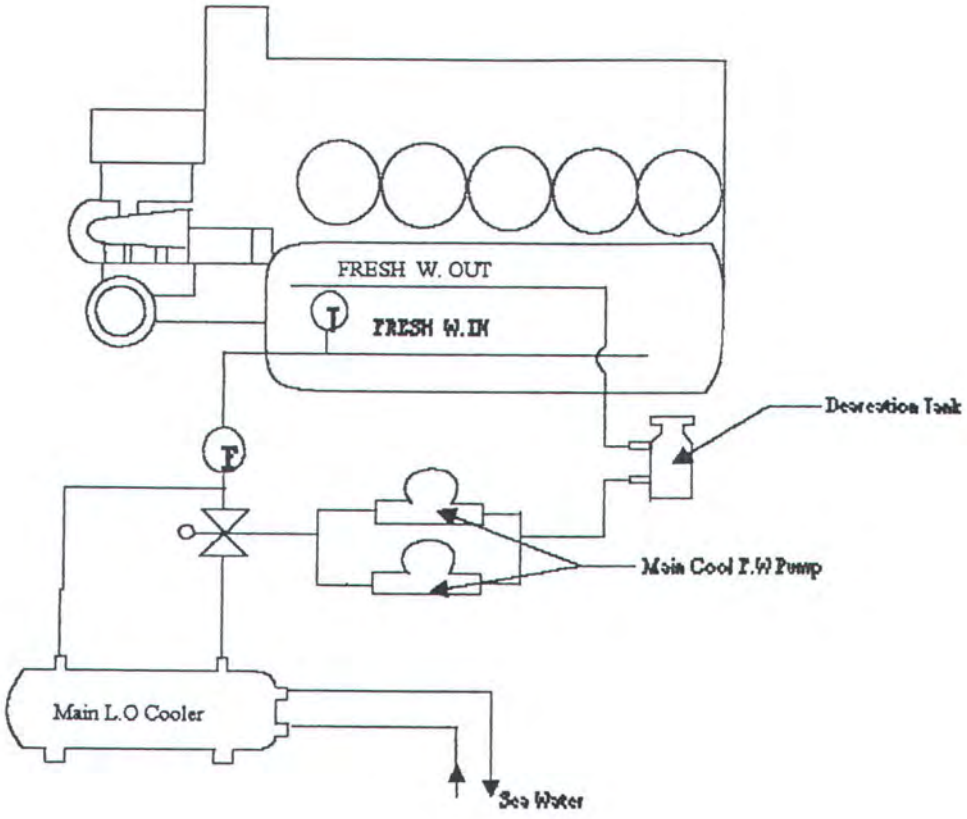
LAMPIRAN A

HAL PENGUJIAN MOTOR DIESEL

LAMPIRAN A1

SPESIFIKASI MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC

COOLING FRESH WATER



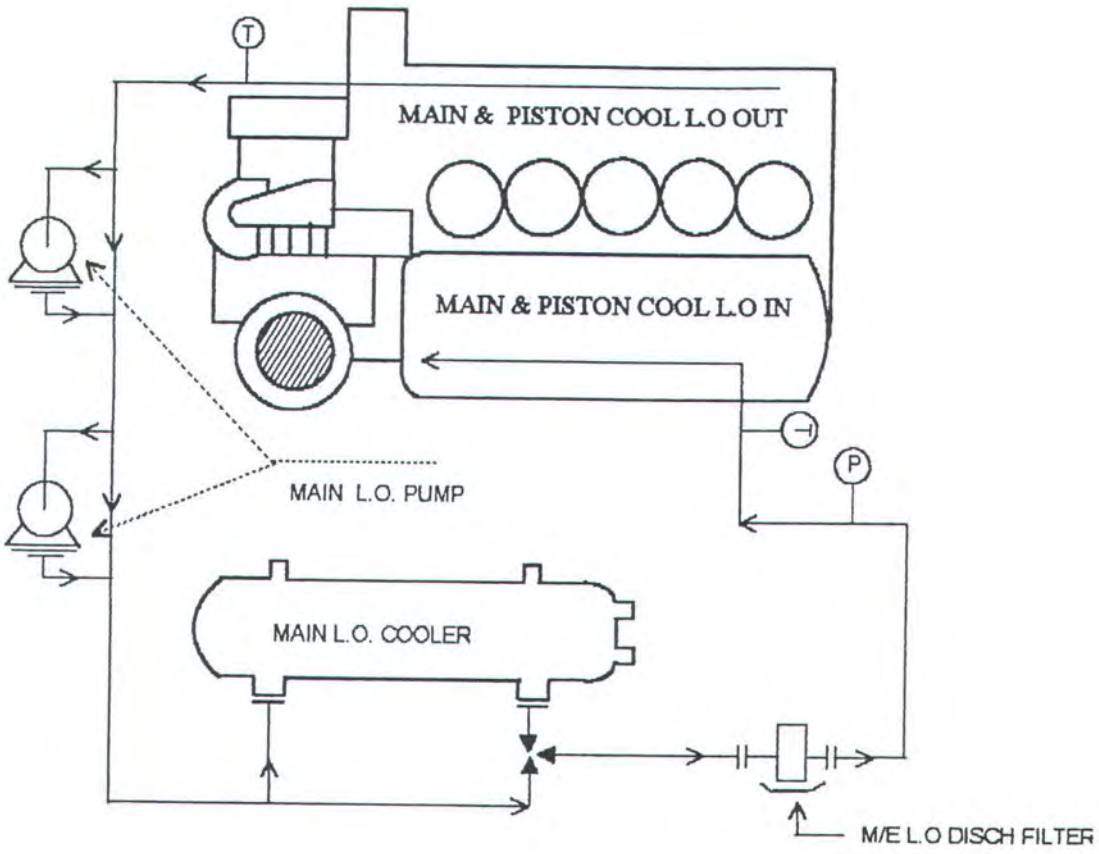
PARAMETER YANG DIUKUR

- TEMPERATUR AIR KELUAR
- TEMPERATUR AIR MASUK
- LAJU ALIRAN AIR PENDINGIN

ALAT UKUR YANG DIPERLUKAN

- FLOW METER AIR MASUK ENGINE
  (ALIRAN KONSTAN DARI POMPA SUPPLY AIR PENDINGIN)
- TEMPERATUR AIR MASUK
- TEMPERATUR AIRR KELUAR

LUBRICATING OIL COOLIER



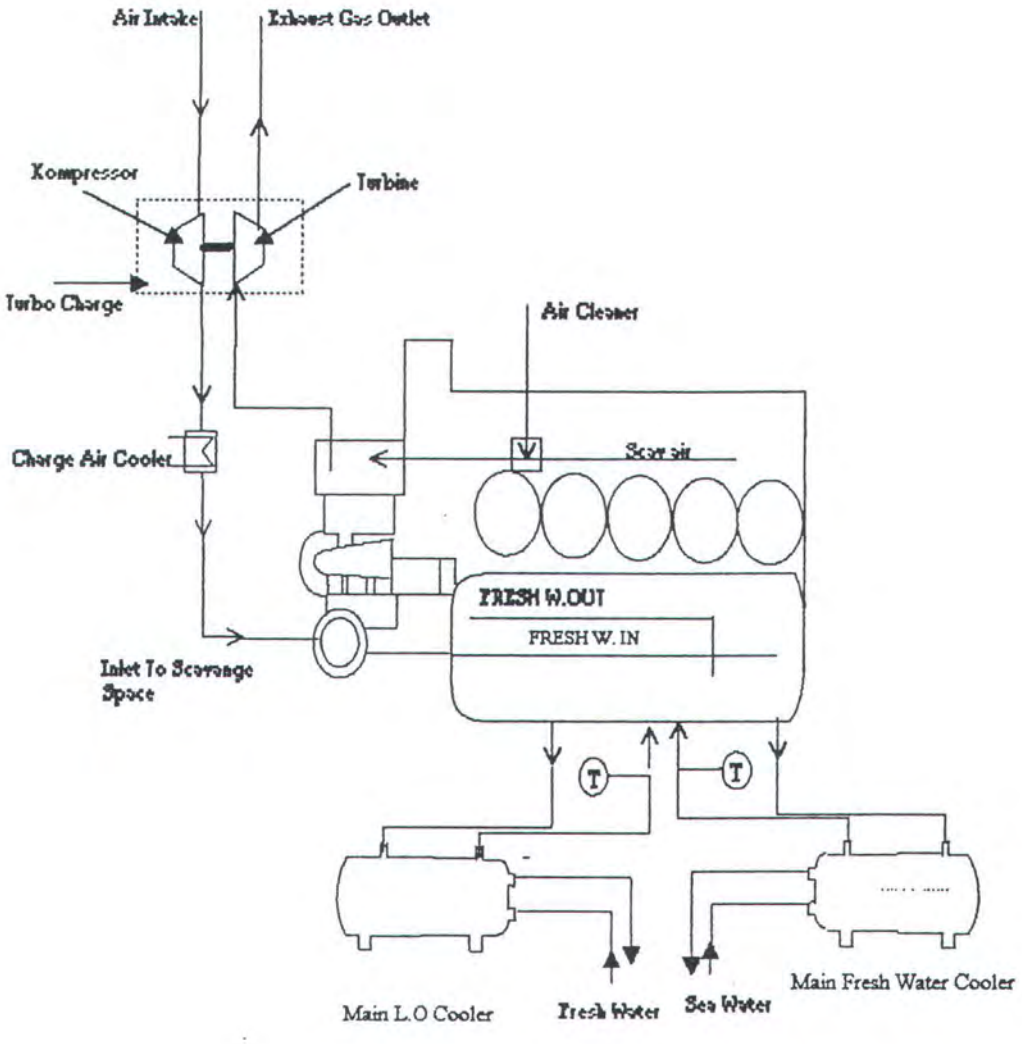
PARAMETER YANG DIUKUR

- Temp. Oli Masuk
- Temp. Oli Keluar
- Tekanan Oli

ALAT UKUR YANG DIPAKAI

-Termometer
- Pressure Gauge

DIAGRAM AIR INTAK DAN EXHAUST GAS



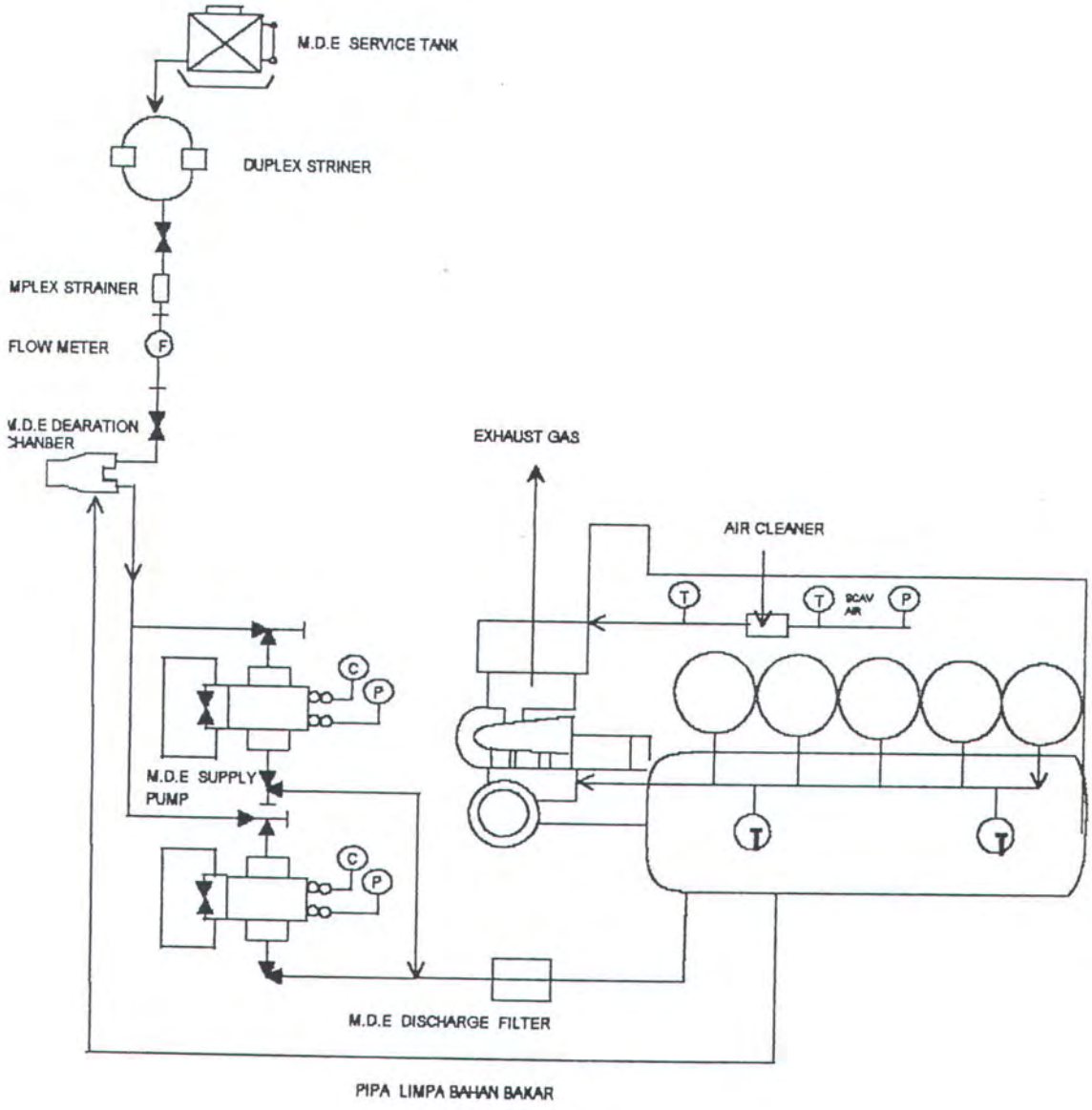
PARAMETER

- Kecepatan putaran mesin (Rpm) dan kecepatan TurboCharge
- Tekanan udara luar (Barometer)
- Temperatur kamar mesin
- Penurunan tekanan melalui saringan udara (ΔPF)
- Tekanan udara bilas (PSCAV)
- Penurunan tekanan yang melalui pendingin udara (ΔPC)
- Penurunan tekanan yang melalui mesin (ΔP1)
- Exhaust receiver pressure
- Tekanan setelah melalui turbin (Pate)
- Temperatur udara masuk (Time)
- Temperatur sebelum turbin (Tbtc)

PERALATAN UNTUK PENGUKURAN

- Barometer
- Pressure Gauge

FUEL OIL SERVICE



PARAMETER

- Kecepatan putaran mesin (Rpm)
- Tekanan udara luar
- Temperatur kamar mesin
- Aliran bahan bakar
- Air pendingin
  - Kecepatan aliran masuk
  - Temp masuk air
  - Temp keluar air
- Oli pendingin
  - Temp masuk oli
  - Temp keluar oli
- Temp gas buang

- Waktu pemakaian bahan bakar

PERALATAN UNTUK PENGUKURAN

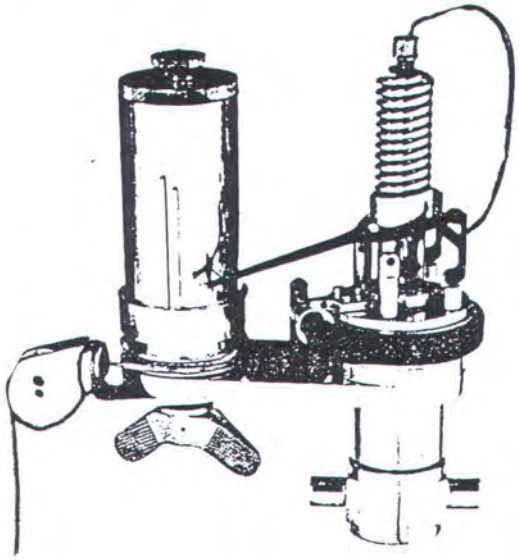
- Termometer
- Pressure Gauge
- Flow Meter Bahan bakar
- Stop Watch

LAMPIRAN A2

SPESIFIKASI ALAT-ALAT UKUR

SPESIFIKASI ALAT- ALAT UKUR

1. Mechanical indikator device



Type	:	M 2 L
Skala	:	0.255 mm = 1 Bar
No	:	98326
Date	:	7 - 1991
Maker	:	Nagano keiki seisakusho, Ltd

2. Flowmeter bahan bakar

Merk	:	Tokico
Ketelitian	:	0.01 Liter

3. Main cooling fresh water pump I / II

Type	:	Naniwa BHR - 65
Size	:	65 m/m
Capacity	:	20 m^3 /hr
Rotation	:	2900 rpm
Modive No	:	91 - 2109 / 91 - 2410

4. Main lube oil pump I / II

Type	:	Naniwa ALGV - 125 B
Size	:	180/125 m/m
Capacity	:	58 m^3 /hr
Total head	:	4,5 m
Rotation	:	950 rpm
Modive No	:	91 - 2470 / 91 - 2469

5. Main cooling sea water pump I / II

Type	:	Naniwa FEV - 125 E
Size	:	125 m/m
Capacity	:	120 m^3 /hr
Total head	:	20 m
Rotation	:	1450 rpm
Modive No	:	91 -2433 / 91 - 2434

6. Auxiliary cooling sea water pump

Type	:	Naniwa FEV - 80 E
Size	:	80 m/m
Capacity	:	42 m^3 /hr
Total head	:	20 m
Rotation	:	1450 rpm
Modive No	:	91 - 2454

7. Fuel oil suply pump I / II

Type	:	Naniwa Tlg - 3L
Size	:	40 x 32 m/m
Capacity	:	2,7 m^3 /hr
Rotation	:	950 rpm
Modive No	:	91 - 2517 / 91 - 2518

8. Main lubricating cooler

Cooling surface	:	62 m^2
Lube iol pressure	:	5 Kg/cm^2
Cool. water pressure	:	2,5 Kg/cm^2
Weight	:	1100 Kg

9. Main fresh water cooler

Fresh water pressure	:	4 Kg/cm^2
Coling fresh water pressure	:	2,5 Kg/cm^2
Weight	:	420 Kg
Number	:	031 - 6716
By	:	Sasakura Engineering Osaka, Japan

LAMPIRAN A3

TABEL PENGUJIAN MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC PADA KONDISI SERVICE

MESIN DIESEL :	DATE : 15 JANUARY 1996
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 10 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 36 °C	HUMIDITY : % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (MDF)	TURBO CHARGE REVOLUTION
85 rpm	71 Litre / Sec.	6500 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	2,5	9,3	2,2	1	0,2
TEMP. °C	42	47	56	30	33

P max. bar	65
P comp. bar	45

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
PUMP MARK INDEX	13	14	12	17	16	14.4
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	160	165	160	170	175	166
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	65	65	65	68	65	65,5
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	45	46	46	47	47	46,2

MESIN DIESEL :	DATE : 15 JANUARY 1996
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 10 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 36,5 °C	HUMIDITY : % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (MDF)	TURBO CHARGE REVOLUTION
105 rpm	61,2 Litre / Sec.	12000 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	2,5	9,3	2,2	1	0,25
TEMP. °C	45	48	56	30	33

P max. bar	65.5
P comp. bar	45.5

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
PUMP MARK INDEX	16	17	14	16	18	16.2
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	254	260	250	260	270	258,8
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	65	65	66	68	68	66,4
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	47	48	49	50	52	49,2

MESIN DIESEL :	DATE : 15 JANUARY 1996
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 10 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 36,5 °C	HUMIDITY : % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (MDF)	TURBO CHARGE REVOLUTION
120 rpm	40,6 Litre / Sec.	14000 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm²	2,5	9,3	2,2	1	0,45
TEMP. °C	46	48	59	30	34

P max. bar	80
P comp. bar	55

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
PUMP MARK INDEX	19	20	19	22	23	20.6
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	260	265	260	270	275	266
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	65	65	68	68	70	67,2
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	47	49	49	52	52	49,8

MESIN DIESEL :	DATE : 15 JANUARY 1996
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 10 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 36,5 °C	HUMIDITY : % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (MDF)	TURBO CHARGE REVOLUTION
150 rpm	23,4 Litre / Sec.	25500 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm²	2,5	9,3	2,2	1	0,8
TEMP. °C	46	48,5	59	30	34

P max. bar	120
P comp. bar	75

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
PUMP MARK INDEX	25	24	24	33	30	27.2
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	280	290	270	300	310	290
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	65	65	70	68	70	67,6
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	49	50	50	53	53	51

MESIN DIESEL :	DATE : 15 JANUARY 1996
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 10 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 37 °C	HUMIDITY : % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (MDF)	TURBO CHARGE REVOLUTION
164 rpm	20,3 Litre / Sec.	27000 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm²	2,7	9,3	2,2	1	1.3
TEMP. °C	50	50	58	31	34

P max. bar	135
P comp. bar	90

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
PUMP MARK INDEX	32	33	30	35	34	32,8
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	325	320	325	330	305	321
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	65	65	71	68	70	67,8
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	53	56	53	53	52	53,4

MESIN DIESEL :	DATE : 15 JANUARY 1996
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 10 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 37 °C	HUMIDITY : % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (MDF)	TURBO CHARGE REVOLUTION
188 rpm	13 Litre / Sec.	31500 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	2,7	9,3	2,2	1	2,18
TEMP. °C	48	50	58	31	36

P max. bar	150
P comp. bar	115

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
PUMP MARK INDEX	36	37	34	39	39	37
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	365	375	360	375	380	371
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	65	70	75	70	71	70,2
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	55	58	56	55	54	55,6

MESIN DIESEL :	DATE : 15 JANUARY 1996
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 10 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 37,5 °C	HUMIDITY : % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (MDF)	TURBO CHARGE REVOLUTION
191 rpm	12,4 Litre / Sec.	32000 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	2,7	9,3	2,2	1	2,2
TEMP. °C	48	50	58	31	36

P max. bar	150
P comp. bar	120

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
PUMP MARK INDEX	37	38	35	40	39	37,8
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	375	370	375	390	360	374
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	66	70	75	70	71	70,4
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	57	58	56	56	54	56,2

LAMPIRAN A4

TABEL DATA PENGUJIAN MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC PADA KONDISI SHOP TEST

MESIN DIESEL :	DATE : 27 JUN 1991
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 30 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 29 °C	HUMIDITY : 70 % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (SFOC)	TURBO CHARGE REVOLUTION
130,2 rpm	143.4 g/BHP/hr	16900 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	3.,0	8,O	2,2	0,5	0,49
TEMP. °C	39	36	67	22	36

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
P max. bar	100	102	102	104	100	101.6
P comp. bar	57	58	58	59	57	57.8
PUMP MARK INDEX	23	23	23	23	24	23,2
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	220	230	220	220	230	224
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	65	67	66	66	65	65,8
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	47	45	47	46	45	46

MESIN DIESEL :	DATE : 27 JUN 1991
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 30 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 30 °C	HUMIDITY : 72 % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (SFOC)	TURBO CHARGE REVOLUTION
164 rpm	133 5 g/BHP/hr	24400 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	3,0	8,0	2,2	0,4	1,11
TEMP. °C	39	36	68	22	370

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
P max. bar	122	123	125	122	125	123.4
P comp. bar	82	83	85	84	83	83.4
PUMP MARK INDEX	29	29	29	30	30	29,4
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	270	280	280	270	280	276
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	76	78	76	77	76	76,6
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	50	49	51	50	49	49,8

MESIN DIESEL :	DATE : 27 JUNI 1991
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 30 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 30.5 °C	HUMIDITY : 73 % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (SFOC)	TURBO CHARGE REVOLUTION
188.1 rpm	130.8 g/BHP/hr.	30000 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	3.0	8.0	2.2	0.42	1.88
TEMP. °C	40	37	68	22	39

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
P max. bar	150	150	151	151	151	150.6
P comp. bar	114	114	115	116	114	114.6
PUMP MARK INDEX	36	36	36	37	37	36.4
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	300	320	310	310	310	310
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	77	79	77	78	77	77.6
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	51	51	52	51	50	51

MESIN DIESEL : **MITSUI B&W 5 S26 MC**	DATE : 27 JUNI 1991 MEASUREMENT TIME : 30 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 30 °C	HUMIDITY : 75 % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (SFOC)	TURBO CHARGE REVOLUTION
196.3 rpm	129.7g/BHP/hr.	31600 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	3.0	8.0	2,2	0.4	2.15
TEMP. °C	40	39	68	22	42

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
P max. bar	158	157	159	159	159	158.4
P comp. bar	125	127	127	127	125	126.2
PUMP MARK INDEX	38.5	38.5	38.5	39	39	38.7
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	320	340	325	330	325	328
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	77	78	77	78	77	77.4
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	51	51	53	52	51	51.6

MESIN DIESEL :	DATE : 27 JUNI 1991
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 30 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 32.5 °C	HUMIDITY : 75 % BAROMETRIC PRESS. : 1011 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (SFOC)	TURBO CHARGE REVOLUTION
207.0 rpm	129.9 g/BHP/hr	33700 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	2,9	8.0	2.2	0.4	2.58
TEMP. °C	41	40	67	23	46

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
P max. bar	170	170	170	170	171	170.2
P comp. bar	144	144	145	146	144	144.6
PUMP MARK INDEX	43	43	43	44	44	43.4
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	330	340	340	340	335	337
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	78	80	79	79	78	78.8
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	53	53	54	54	53	53.4

MESIN DIESEL :	DATE : 27 JUNI 1991
MITSUI B&W 5 S26 MC	MEASUREMENT TIME : 30 MIN.
AMBIENT CONDITION ROOM TEMPERATURE : 32 °C	HUMIDITY : 78 % BAROMETRIC PRESS. : 1009 mbar

ENGINE SPEED (RPM)	FUEL OIL (SFOC)	TURBO CHARGE REVOLUTION
214.1 rpm	131.4 g/BHP/hr	35000 rpm

INLET	PISTON COOLING OIL	FUEL OIL	COOLING FRESH WATER	COOLING SEA WATER	SCAVENGING AIR
PRESS Kg/cm^2	2,7	8.0	2,2	0.4	2.86
TEMP. °C	40	45	67	24	48

CYLINDER NUMBER	1	2	3	4	5	AVE
P max. bar	174	174	176	175	175	174.8
P comp. bar	157	158	158	157	156	157.2
PUMP MARK INDEX	47	47	46.5	47	47.5	47
EXH. GAS TEMP. CYL. OUTLET °C	350	350	350	350	350	350
CYL. FRESH WATER TEMP. CYL. OUTLET °C	78	80	79	80	79	79.2
PISTON COOL. OIL TEMP. CYL. OUTLET °C	54	54	55	54	54	54.2

LAMPIRAN A5

TABEL PRESTASI MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC PADA KONDISI SERVICE

TABEL 1. DAYA
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

No	Putaran Motor (Rpm)	Tekanan Pembakaran Maksimum (Pmax) Bar	Fuel Pump Indek	Koreksi Fuel Pump Indek	Tekanaan Efektif Rata2 (Bar)	Tekanaan Efektif Rata2 (Kg/cm2)	Silinder Constan Mesin 5 S26MC	Daya Efektif (HP)	Daya Efektif (Kw)
1	85	65.00	14.4	12.752	0.7094	0.7234	0.5778	34.84	25.98
2	105	65.50	16.2	14.324	1.6793	1.7124	0.5778	101.88	75.97
3	120	80.00	20.6	18.215	4.0795	4.1599	0.5778	282.85	210.92
4	150	120.00	27.2	24.026	7.6645	7.8156	0.5778	664.28	495.36
5	164	135.00	32.8	28.958	10.7070	10.9181	0.5778	1014.59	756.58
6	188	150.00	37	32.649	12.7436	12.9949	0.5778	1384.29	1032.27
7	191	150.00	37.8	33.337	13.1174	13.3761	0.5778	1447.63	1079.50

TABEL 2. DAYA INDIKATIF
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

No	Putaran Motor (Rpm)	Tekanan Compresi (Pcom) Bar	Tekanan Pembakaran Maksimum (Pmax) Bar	Tekanan Rata-rata Indikasi (IMEP) Bar	Tekanan Rata-rata Indikasi (IMEP) (Kg/cm2)	Daya Indikatif (Kw)	Daya Efektif (Kw)	Efesiensi Mekanis
1	85	45.00	65.00	18.2941	18.6549	683.59	25.98	0.0380
2	105	45.50	65.50	20.5882	20.9942	950.33	75.97	0.0799
3	120	55.00	80.00	21.3804	21.8020	1127.88	210.92	0.1870
4	150	75.00	120.00	22.9961	23.4496	1516.39	495.36	0.3267
5	164	90.00	135.00	29.0902	29.6639	2097.28	756.58	0.3607
6	188	115.00	150.00	38.8235	39.5891	3208.62	1032.27	0.3217
7	191	120.00	150.00	42.3314	43.1661	3554.36	1079.50	0.3037

TABEL 3. BAHAN BAKAR
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

NO	Putaran Motor (Rpm)	Bahan Bakar 1 Liter	Waktu Pemakaian B. bakar (s)	Kerapatan Massa (Kg/m3)	Volume Bahan Bakar (m3)	Kecepatan Aliran B. bakar (Kg/s)	Pemakaian B. bakar Spesifik (g/KW h)	Nilai Panas Rendah (KJ/Kg)
1	85	71	600	936.4	0.0085	0.0132	1827.38	42700
2	105	61.2	600	936.4	0.0098	0.0153	725.03	42700
3	120	40.6	600	936.4	0.0148	0.0231	393.65	42700
4	150	23.4	600	936.4	0.0256	0.0400	290.82	42700
5	164	20.3	600	936.4	0.0296	0.0461	219.49	42700
6	188	13	600	936.4	0.0462	0.0720	251.21	42700
7	191	12.4	600	936.4	0.0484	0.0755	251.84	42700

TABEL 4. AIR PENDINGIN
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

NO	Putaran Motor (Rpm)	Temperatur Air Masuk (K)	Temperatur Air Keluar (K)	Waktu Pemakaian Air (s)	Volume Air (m3)	Kerapatan Massa Air (Kg/m3) x 1000	Kecepatan Aliran Air (Kg/s)
1	85	329	338.5	600	3.3333	0.9985	5.5472
2	105	329	339.4	600	3.3333	0.9985	5.5472
3	120	332	340.2	600	3.3333	0.9984	5.5464
4	150	332	340.6	600	3.3333	0.9984	5.5464
5	164	331	340.8	600	3.3333	0.9984	5.5467
6	188	331	343.2	600	3.3333	0.9984	5.5467
7	191	331	343.4	600	3.3333	0.9984	5.5467

TABEL 5. UDARA PEMBAKARAN
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

NO	Putaran Motor (Rpm)	Temperatur Ruang Percobaan (K)	Volume Aliran Udara hisap (m3/h)	Volume Aliran Udara hisap (m3/s)	Tekanan Hisap Udara (N/m2)	Temperatur Scavenging Air (K)	Kerapatan Massa Udara (Kg/m3)	Kecepatan Aliran Udara (Kg/s)
1	85	309	1326.7905	0.3686	19613.3	306	0.2233	0.0823
2	105	309.5	1638.9765	0.4553	24516.6	306	0.2792	0.1271
3	120	309.5	1873.116	0.5203	44129.9	307	0.5009	0.2606
4	150	310	2341.395	0.6504	78453.2	307	0.8904	0.5791
5	164	310	2559.9252	0.7111	127486.5	307	1.4469	1.0289
6	188	310	2934.5484	0.8152	213784.9	309	2.4107	1.9651
7	191	310.5	2981.3763	0.8282	215746.3	309	2.4328	2.0147

TABEL 6. GAS PEMBAKAR
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

Kebutuhan Udara Pembakar Teori (m3)	Kecepatan Aliran Udara Teori (Kg/s)	Faktor Kelebihan Udara	Cp/R=f(T) Untuk Udara	Entalphi Jenis Udara	Temperatur Gas Buang (K)	Kecepatan Aliran Gas Pembakar (Kg/s)	Cp/R=f(T) Untuk Gas Pembakar	Entalphi Jenis Gas Pembakar
14.7269	0.1939	0.4245	3.505	307.816	439	0.0955	3.55	447.275
14.7269	0.2249	0.5651	3.505	307.816	531.8	0.1424	3.61	550.982
14.7269	0.3390	0.7686	3.51	309.263	539	0.2837	3.62	559.989
14.7269	0.5883	0.9845	3.51	309.263	563	0.6191	3.64	588.155
14.7269	0.6781	1.5174	3.51	309.263	594	1.0750	3.66	623.949
14.7269	1.0589	1.8558	3.515	311.721	644	2.0371	3.69	682.015
14.7269	1.1101	1.8149	3.515	311.721	647	2.0902	3.7	687.049

TABEL 7. NERACA ENERGI
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

NO	Putaran Motor (Rpm)	Daya Efektif (Kw)	Temperatur Air Masuk (K)	Temperatur Air Keluar (K)	Kecepatan Aliran B.bakar (Kg/s)	Nilai Panas Rendah (KJ/Kg)	Kecepatan Aliran Energi B.bakar (Kj/s)	Efesiensi Efektif Atau Termis
1	85	25.98	329	338.5	0.0132	42700	563.159	0.046
2	105	75.97	329	339.4	0.0153	42700	653.338	0.116
3	120	210.92	332	340.2	0.0231	42700	984.834	0.214
4	150	495.36	332	340.6	0.0400	42700	1708.730	0.290
5	164	756.58	331	340.8	0.0461	42700	1969.669	0.384
6	188	1032.27	331	343.2	0.0720	42700	3075.714	0.336
7	191	1079.50	331	343.4	0.0755	42700	3224.539	0.335

TABEL 8. NERACA ENERGI 2
PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 M
VARIABLE SPEED

Kecepatan Aliran Air (Kg/s)	Kecepatan Aliran Udara (Kg/s)	Entalphi Jenis Udara	Kecepatan Aliran Gas Pembakar (Kg/s)	Entalphi Jenis Gas Pembakar	Kecepatan Aliran Energi Air Pendingin (KJ/s)	Kecepatan Aliran Energi Udara (KJ/s)	Kecepatan Aliran Energi Gas Pembakaran (KJ/s)	Kecepatan Aliran Energi Konveksi (KJ/s)
5.547	0.082	307.816	0.0955	447.275	220.280	25.336	42.714	299.519
5.547	0.127	307.816	0.1424	550.982	241.149	39.122	78.457	296.881
5.546	0.261	309.263	0.2837	559.989	190.108	80.594	158.849	505.548
5.546	0.579	309.263	0.6191	588.155	199.382	179.098	364.144	828.947
5.547	1.029	309.263	1.0750	623.949	227.214	318.197	670.757	633.318
5.547	1.965	311.721	2.0371	682.015	282.858	612.549	1389.326	983.813
5.547	2.015	311.721	2.0902	687.049	287.495	628.034	1436.103	1049.474

LAMPIRAN A6

TABEL PRESTASI MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S 26 MC
PADA KONDISI SHOP TEST

TABEL 9. DAYA
PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL
MITSUI B&W 5 S26 MC
VARIABLE SPEED

No	Putaran Motor (Rpm)	Tekanan Compresi (Pcom) Bar	Tekanan Pembakaran Maksimum (Pmax) Bar	Daya Efektif (BHP) PS	Daya Efektif (Kw)	Tekanan efektif rata2 (Kg/cm2)
1	130.20	57.80	101.60	540.00	397.4400	7.18
2	164.00	83.40	123.40	1041.00	766.1760	10.99
3	188.10	114.60	150.60	1570.00	1155.5200	14.44
4	196.30	126.20	158.40	1767.00	1300.5120	15.58
5	207.00	144.60	170.20	2070.00	1523.5200	17.31
6	214.10	157.20	174.80	2269.00	1669.9840	18.34

TABEL 10. BAHAN BAKAR

PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL

MITSUI B&W 5 S26 MC

VARIABLE SPEED

No	Putaran Motor (Rpm)	Daya Efektif (BHP) (PS)	Daya Efektif (KW)	Pemakaian B.bakar Spesifik (g/BHP h)	Pemakaian B.bakar Spesifik (g/KW h)	Waktu Pemakaian B.bakar (s)	Kerapatan Massa B.Bakar (Kg/m3)	Volume Bahan Bakar (m3)	Kecepatan Aliran B.Bakar (Kg/s)
1	130.20	540	397.44	143.40	192.3025	1800	936.4	0.0408	0.0212
2	164.00	1041	766.176	133.50	179.0264	1800	936.4	0.0732	0.0381
3	188.10	1570	1155.52	130.80	175.4057	1800	936.4	0.1082	0.0563
4	196.30	1767	1300.512	130.30	174.7351	1800	936.4	0.1213	0.0631
5	207.00	2070	1523.52	129.90	174.1987	1800	936.4	0.1417	0.0737
6	214.10	2269	1669.984	131.40	176.2103	1800	936.4	0.1571	0.0817

TABEL 11. AIR PENDINGIN

PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL

MITSUI B&W 5 S26 MC

VARIABLE SPEED

NO	Putaran Motor (Rpm)	Temperatur Air Masuk (K)	Temperatur Air Keluar (K)	Waktu Pemakaian Air (s)	Volume Air (m3)	Kerapatan Massa Air (Kg/m3) x 1000	Kecepatan Aliran Air (Kg/s)
1	130.20	340	348.8	1800	10.0	0.9979	5.544
2	164.00	341	349.6	1800	10.0	0.9978	5.544
3	188.10	341	350.6	1800	10.0	0.9978	5.544
4	196.30	341	350.4	1800	10.0	0.9978	5.544
5	207.00	340	351.8	1800	10.0	0.9979	5.544
6	214.10	340	352.2	1800	10.0	0.9979	5.544

TABEL 12. UDARA PEMBAKARAN

PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL

MITSUI B&W 5 S26 I

VARIABLE SPEED

NO	Putaran Motor (Rpm)	Temperatur Ruang Percobaan (K)	Temperatur Gas Buang (K)	Volume Aliran Udara hisap (m3/h)	Volume Aliran Udara hisap (m3/s)	Tekanan Hisap Udara (N/m2)	Temperatur Scavenging Air (K)	Kerapatan Massa Udara (Kg/m3)	Kecepatan Aliran Udara (Kg/s)
1	130.20	302.0	497	2032.3309	0.5645	48052.59	309.0	0.542	0.306
2	164.00	303.0	549	2559.9252	0.7111	108853.82	310.0	1.223	0.870
3	188.10	303.5	583	2936.1093	0.8156	184365.02	312.0	2.059	1.679
4	196.30	303.0	601	3064.1056	0.8511	210842.98	315.0	2.332	1.985
5	207.00	305.5	610	3231.1251	0.8975	253011.57	319.0	2.764	2.480
6	214.10	305.0	623	3341.9511	0.9283	280470.19	321.0	3.044	2.826

TABEL 13. GAS PEMBAKAR

PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL

MITSUI B&W 5 S26 MC

VARIABLE SPEED

Kebutuhan Udara Pembakar Teori (m3)	Kecepatan Aliran Udara Teori (Kg/s)	Faktor Kelebihan Udara	Cp/R=f(T) Untuk Udara	Entalphi Jenis Udara	Kecepatan Aliran Gas Pembakar (Kg/s)	Cp/R=f(T) Untuk Gas Pembakar	Entalphi Jenis Gas Pembakar
14.7269	0.3127	0.9784	3.51	311.277	0.3271	3.585	511.361
14.7269	0.5611	1.5505	3.51	312.285	0.9081	3.62	570.378
14.7269	0.8291	2.0253	3.515	314.747	1.7355	3.65	610.722
14.7269	0.9296	2.1353	3.5175	318.000	2.0482	3.66	631.302
14.7269	1.0857	2.2846	3.52	322.267	2.5541	3.67	642.507
14.7269	1.2038	2.3477	3.52	324.287	2.9079	3.68	657.988

TABEL 14. NERACA ENERGI

PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL

MITSUI B&W 5 S26 MC

VARIABLE SPEED

NO	Putaran Motor (Rpm)	Daya Efektif (Kw)	Temperatur Air Masuk (K)	Temperatur Air Keluar (K)	Kecepatan Aliran B.bakar (Kg/s)	Nilai Panas Rendah (KJ/Kg)	Kecepatan Aliran Energi B.bakar (Kg/s)	Efesiensi Efektif Atau Termis
1	130.20	397.44	340	348.8	0.0212	42700	906.530	0.438419
2	164.00	766.176	341	349.6	0.0381	42700	1626.938	0.470931
3	188.10	1155.52	341	350.6	0.0563	42700	2404.066	0.480652
4	196.30	1300.512	341	350.4	0.0631	42700	2695.380	0.482497
5	207.00	1523.52	340	351.8	0.0737	42700	3147.883	0.483982
6	214.10	1669.984	340	352.2	0.0817	42700	3490.349	0.478458

TABEL 15. NERACA ENERGI 2

PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL

MITSUI B&W 5 S26 MC

VARIABLE SPEED

Kecepatan Aliran Air (Kg/s)	Kecepatan Aliran Udara (Kg/s)	Entalphi Jenis Udara	Kecepatan Aliran Gas Pembakar (Kg/s)	Entalphi Jenis Gas Pembakar	Kecepatan Aliran Energi Air Pendingin (KJ/s)	Kecepatan Aliran Energi Udara (KJ/s)	Kecepatan Aliran Energi Gas Pembakaran (KJ/s)	Kecepatan Aliran Energi Konveksi (KJ/s)
5.5439	0.306	311.277	0.3271	511.361	203.926	95.217	167.278	233.103
5.5439	0.870	312.285	0.9081	570.378	199.292	271.691	517.968	415.194
5.5439	1.679	314.747	1.7355	610.722	222.465	528.535	1059.930	494.685
5.5439	1.985	318.000	2.0482	631.302	217.830	631.241	1293.007	515.272
5.5439	2.480	322.267	2.5541	642.507	273.447	799.346	1641.031	509.232
5.5439	2.826	423.287	2.9079	657.988	282.716	1196.279	1913.366	820.562

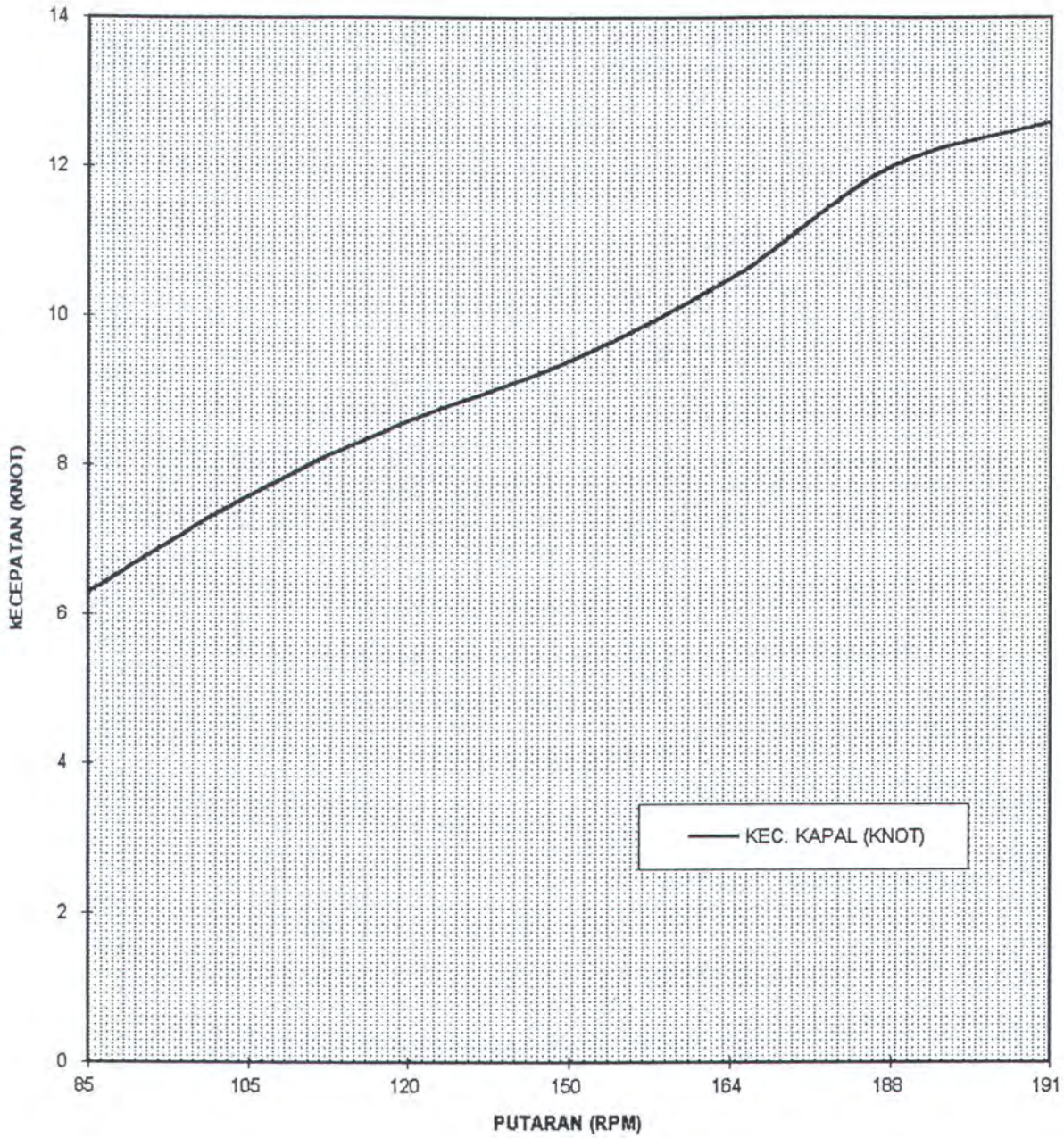
LAMPIRAN A7

GRAFIK PARAMETER PRESTASI MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC PADA KONDISI SERVICE

GRAFIK 1.

KECEPATAN KAPAL VS PUTARAN MESIN PADA KONDISI SERVICE

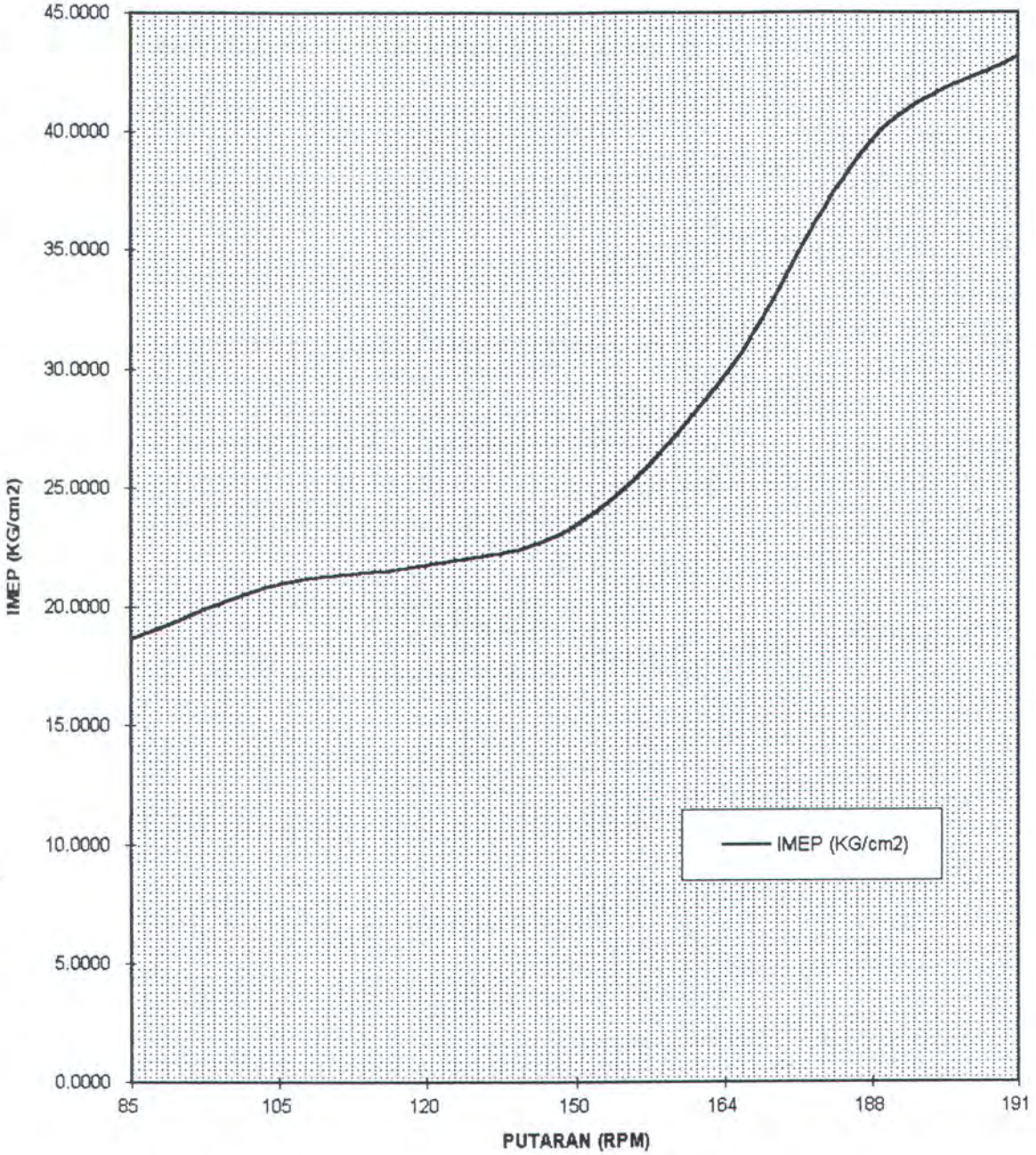
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 2.

TEKANAN INDIKATIF VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

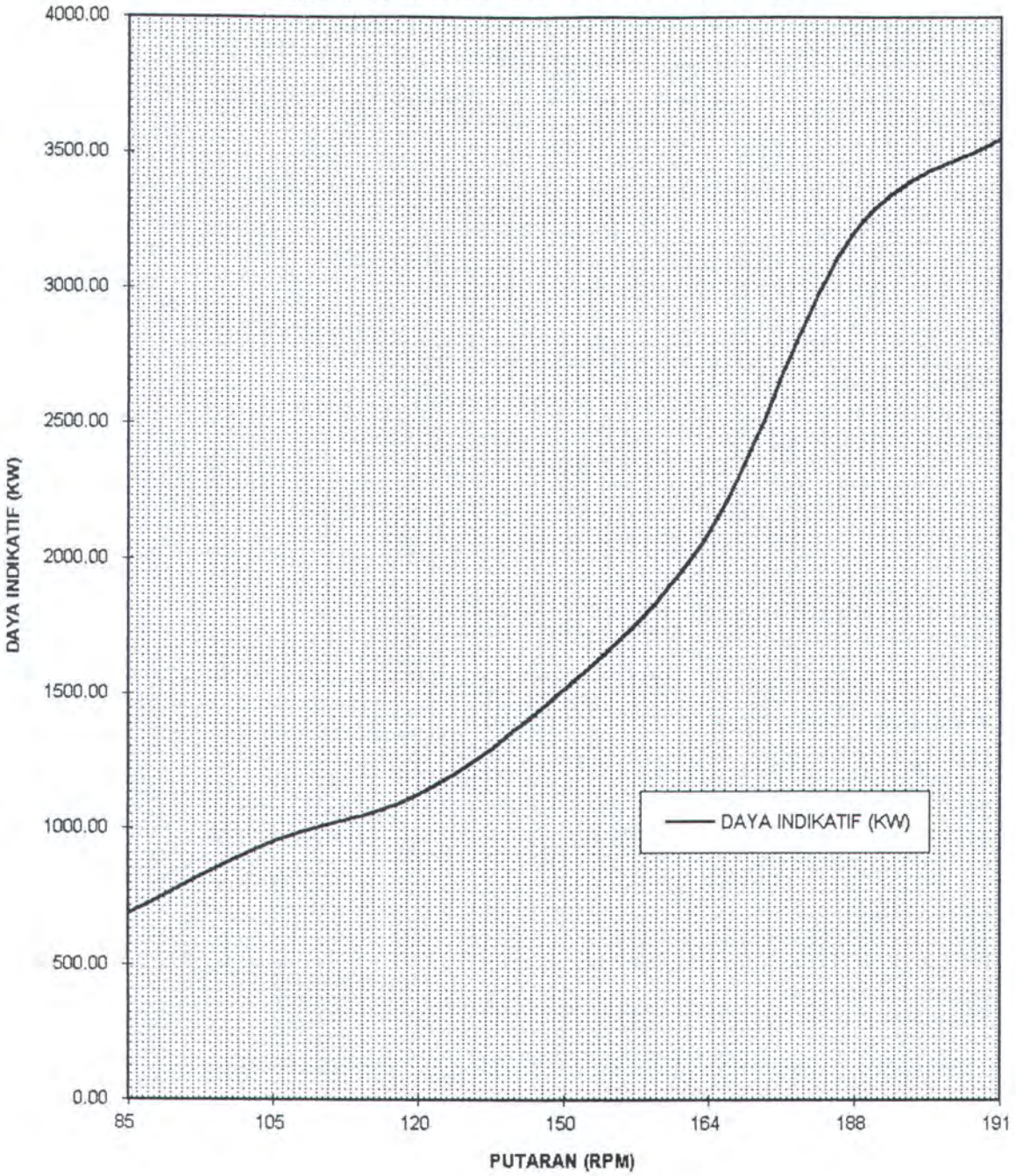
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 3

DAYA INDIKATIF VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

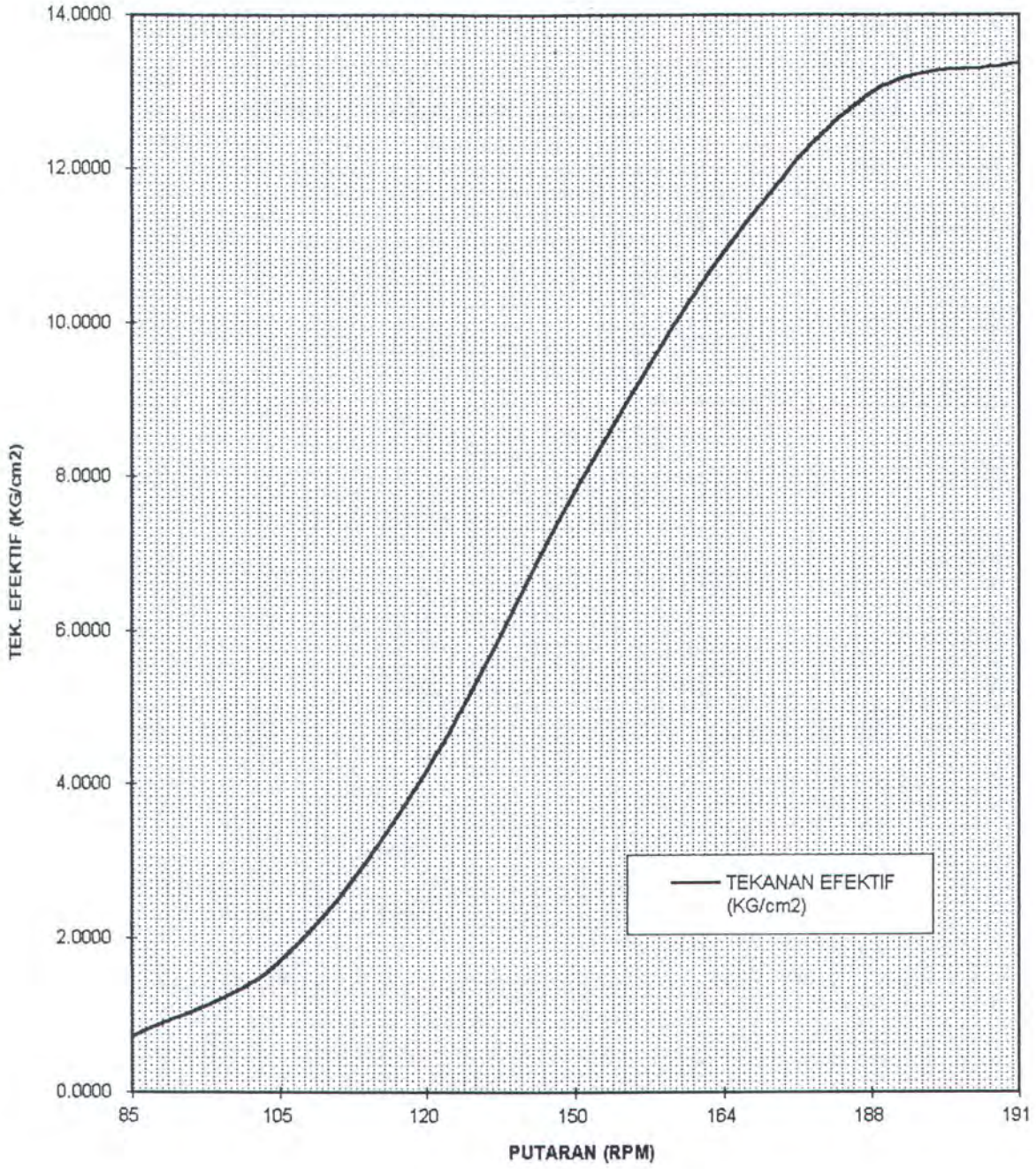
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 4

TEKANAN EFEKTIF VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

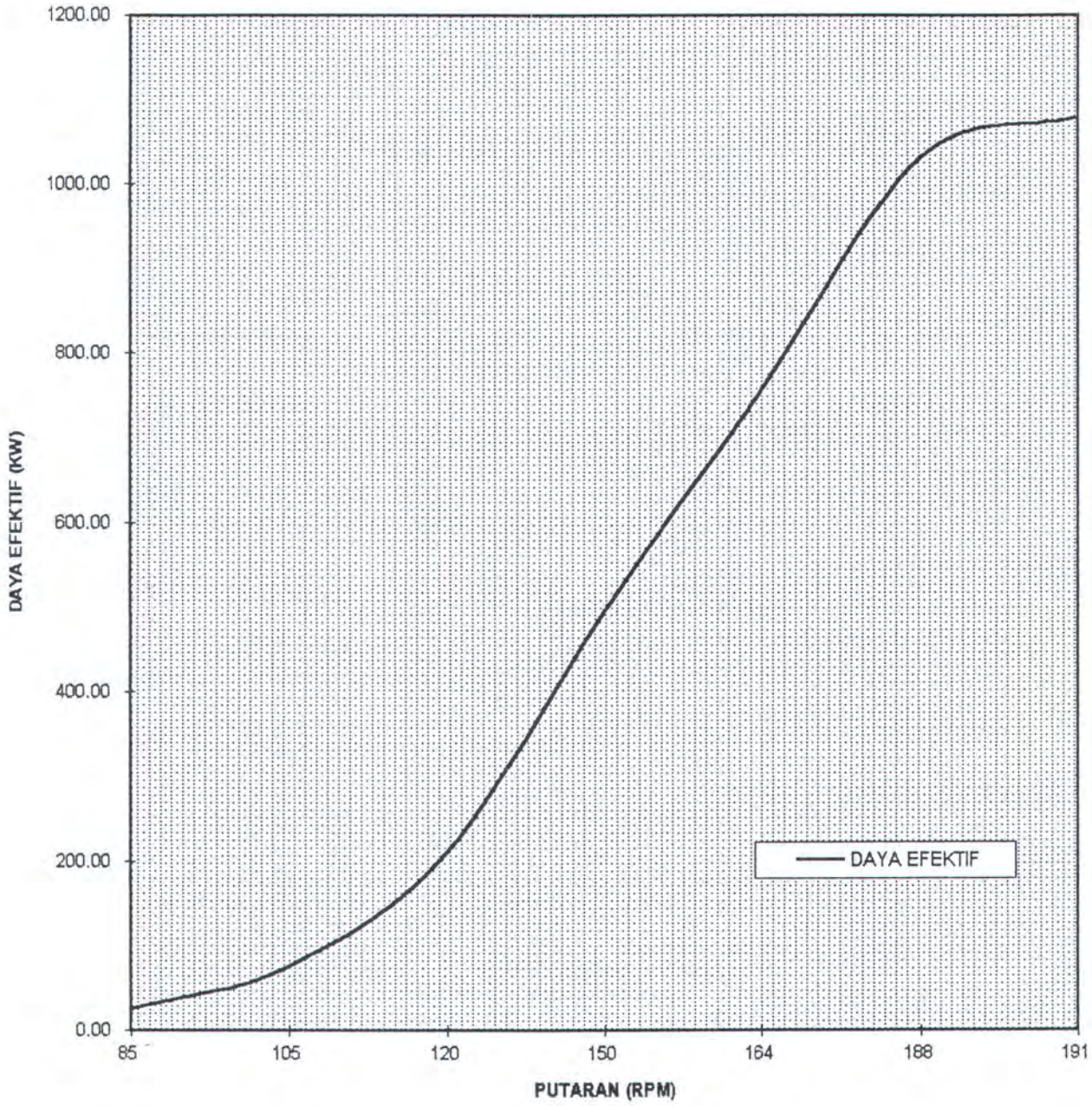
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 5

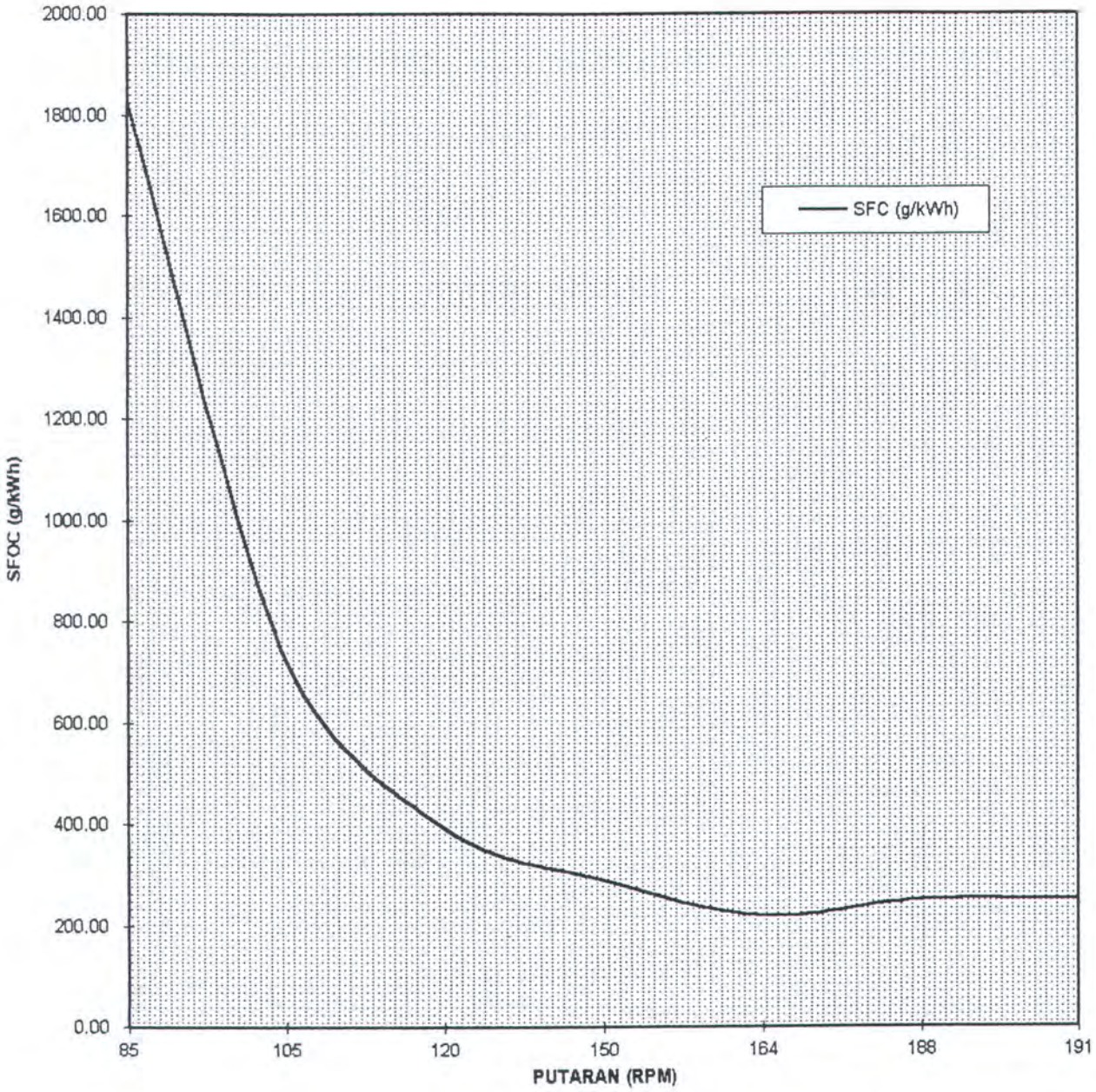
DAYA EFEKTIF VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 6

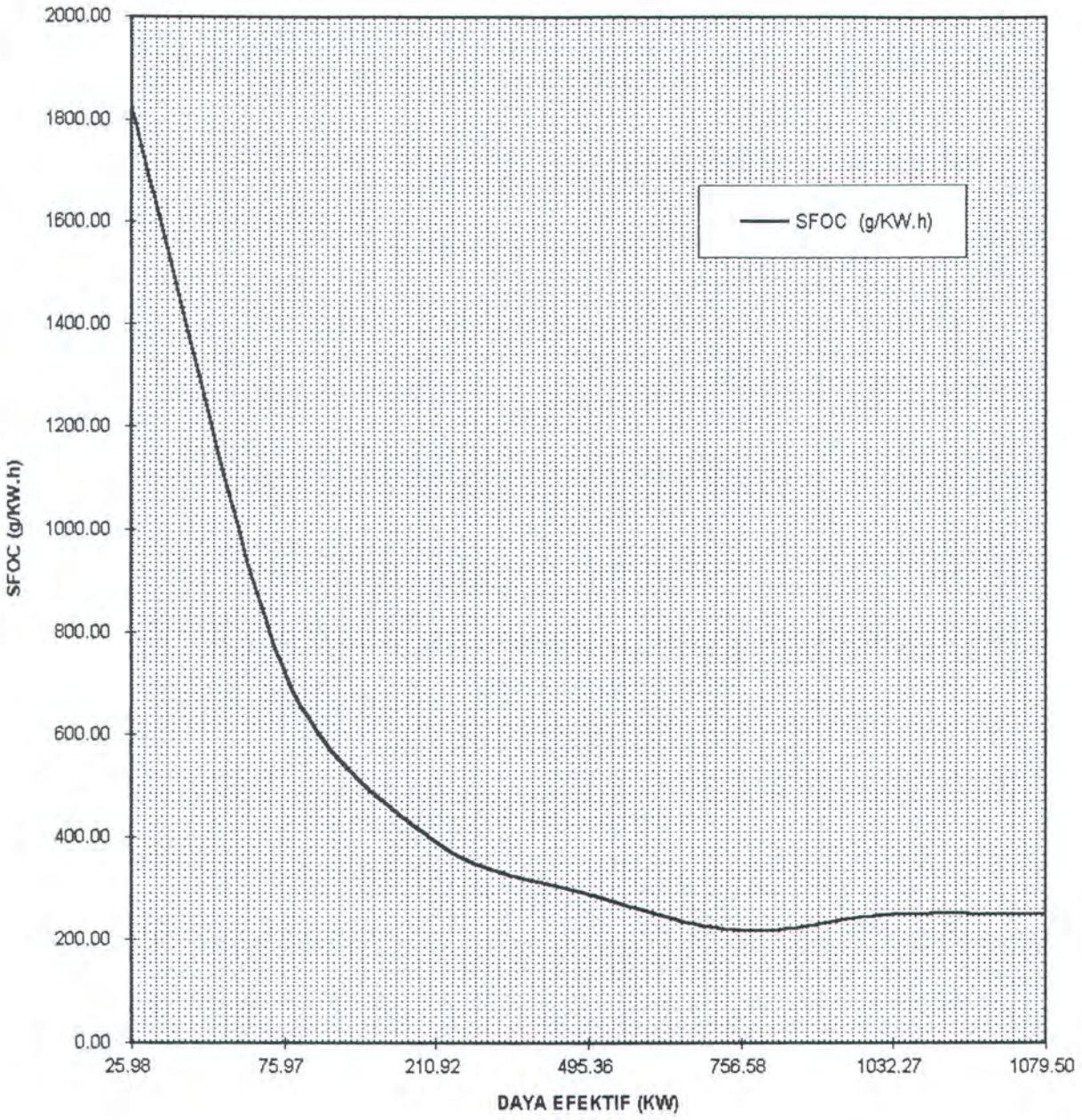
SFOC VS PUTARAN
PADA KONDISI SERVICE
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 7

SFOC VS DAYA EFEKTIF PADA KONDISI SERVICE

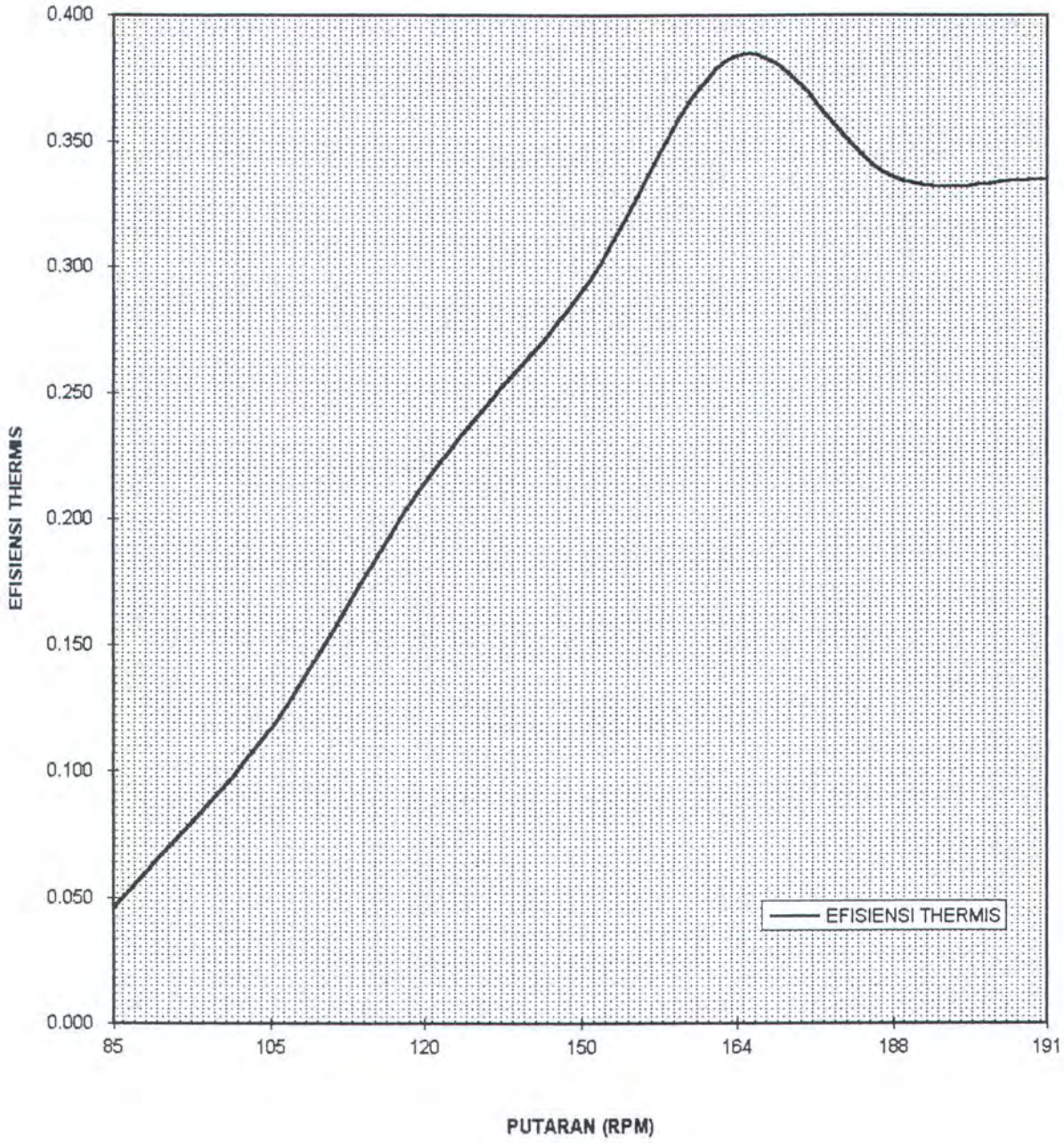
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 8

EFISIENSI THERMIS VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

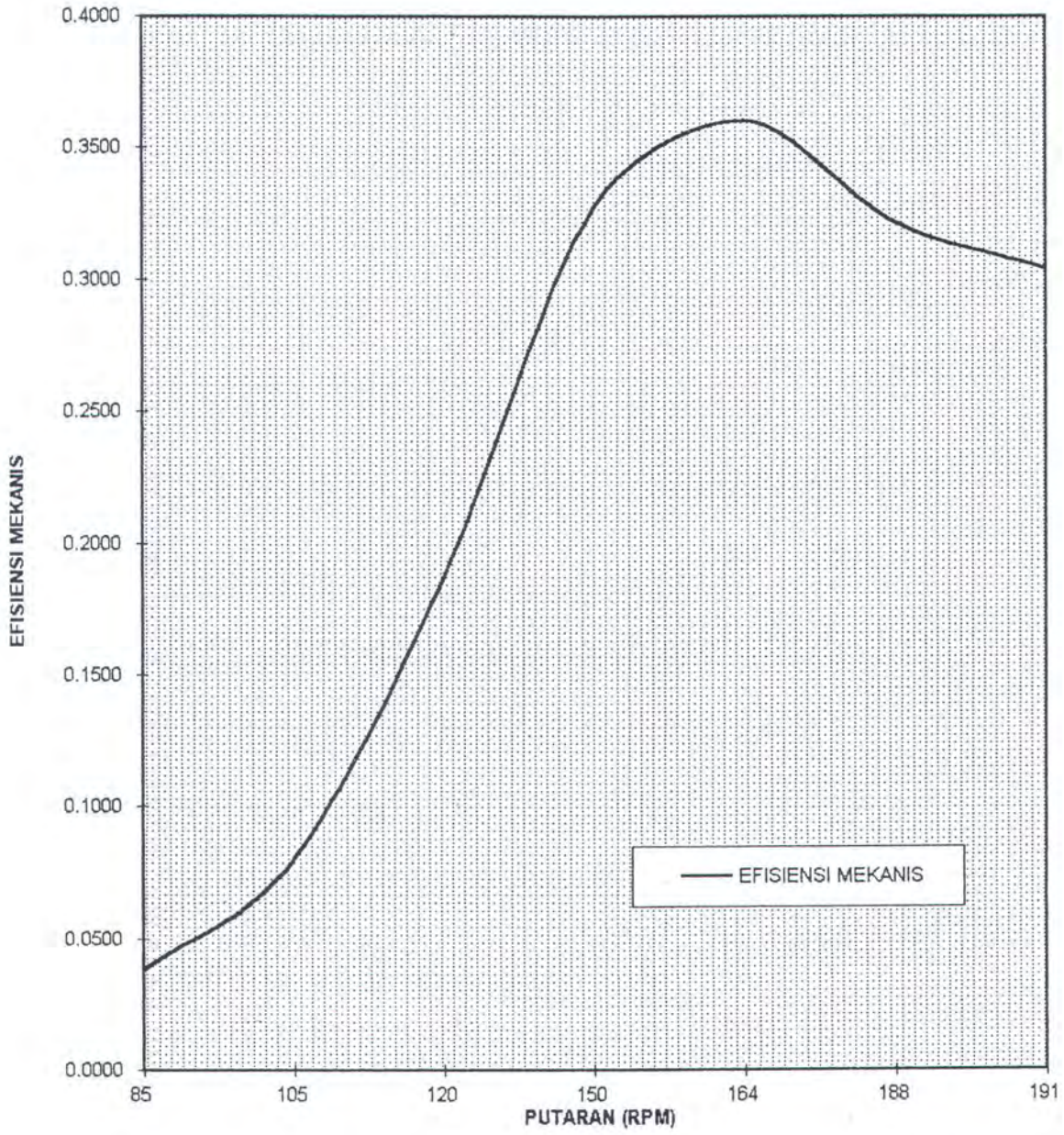
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 9

EFISIENSI MEKANIS VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

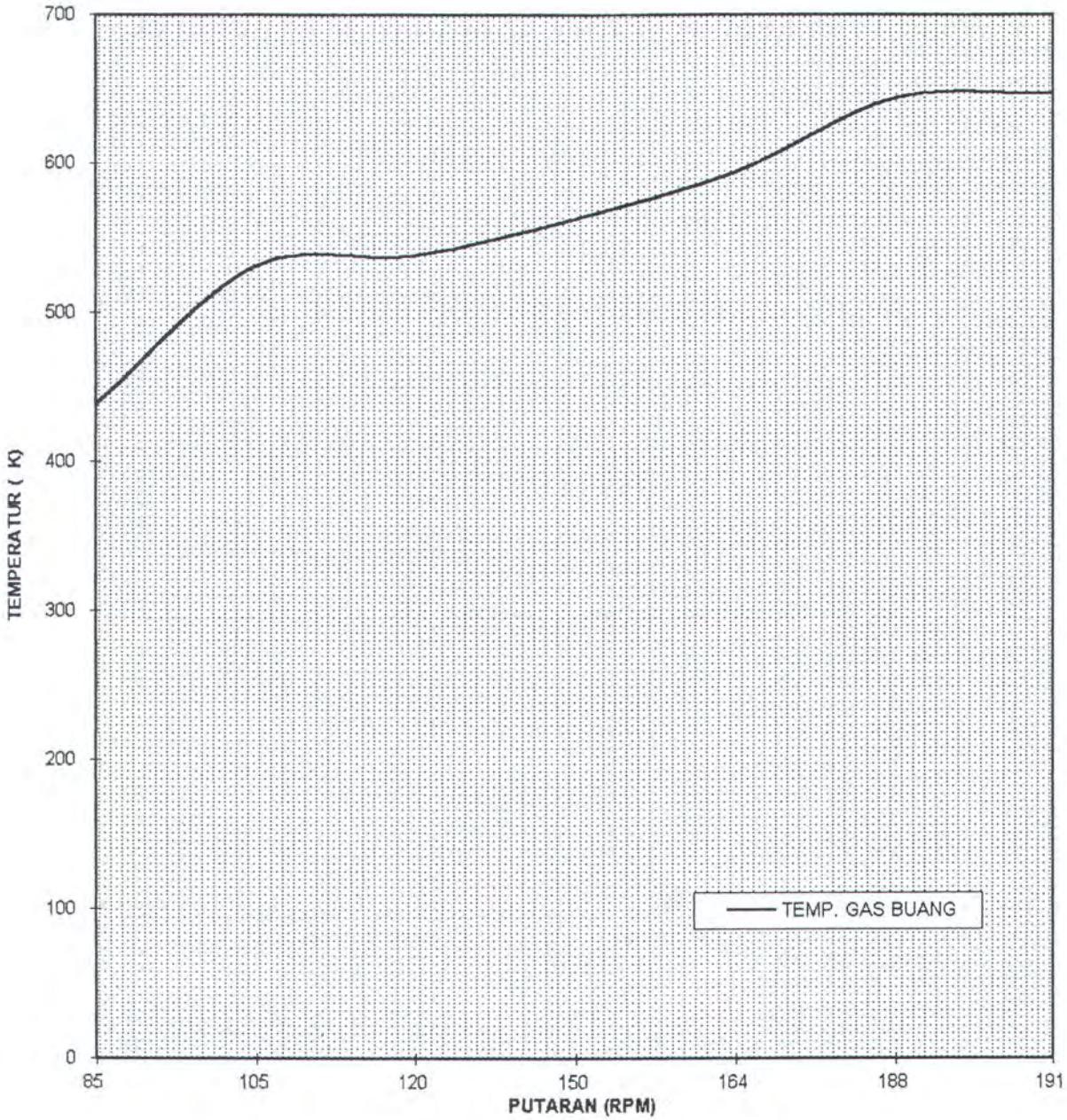
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 10

TEMPERATUR GAS BUANG VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

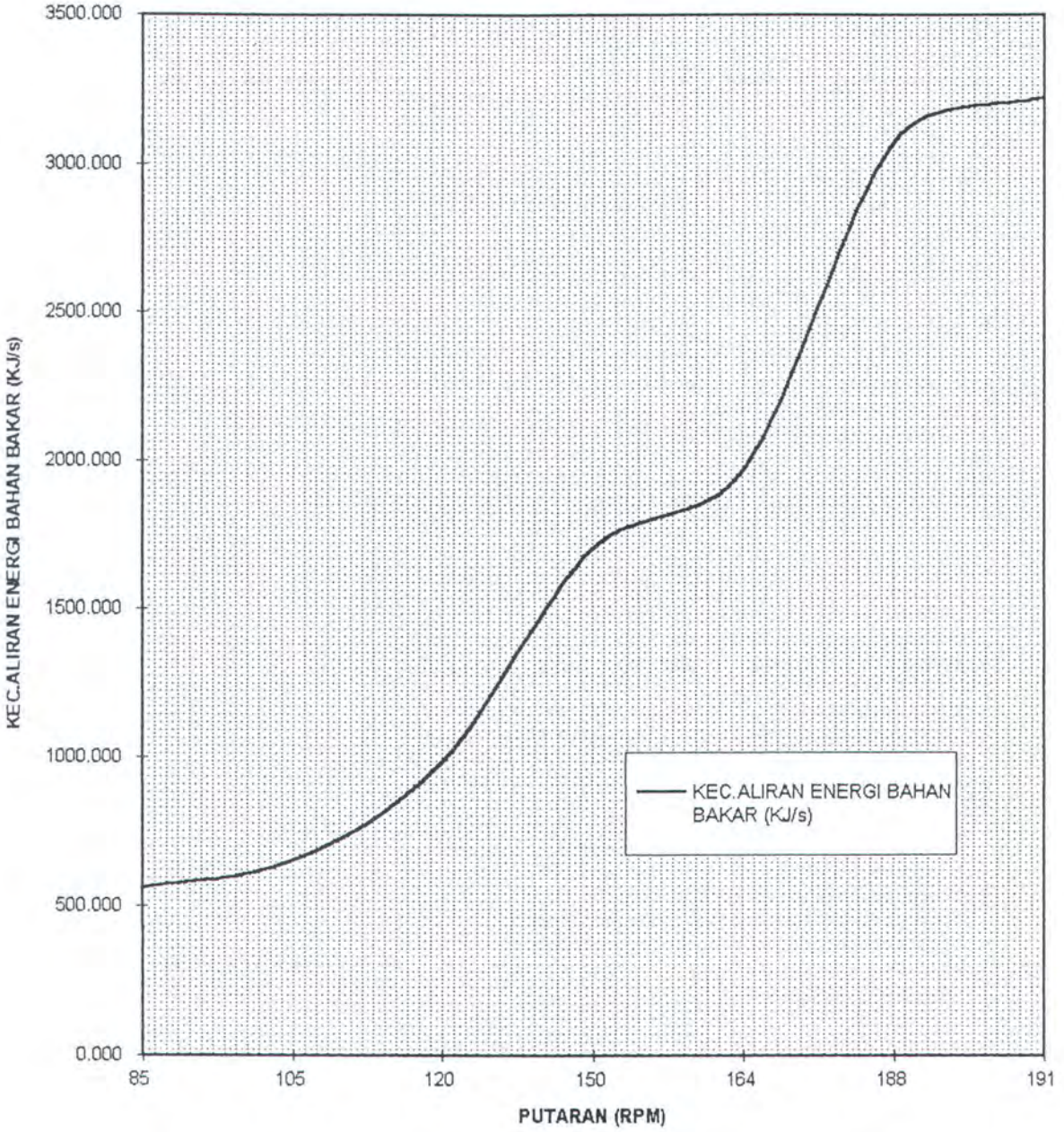
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 11

KEC.ALIRAN ENERGI BAHAN BAKAR VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

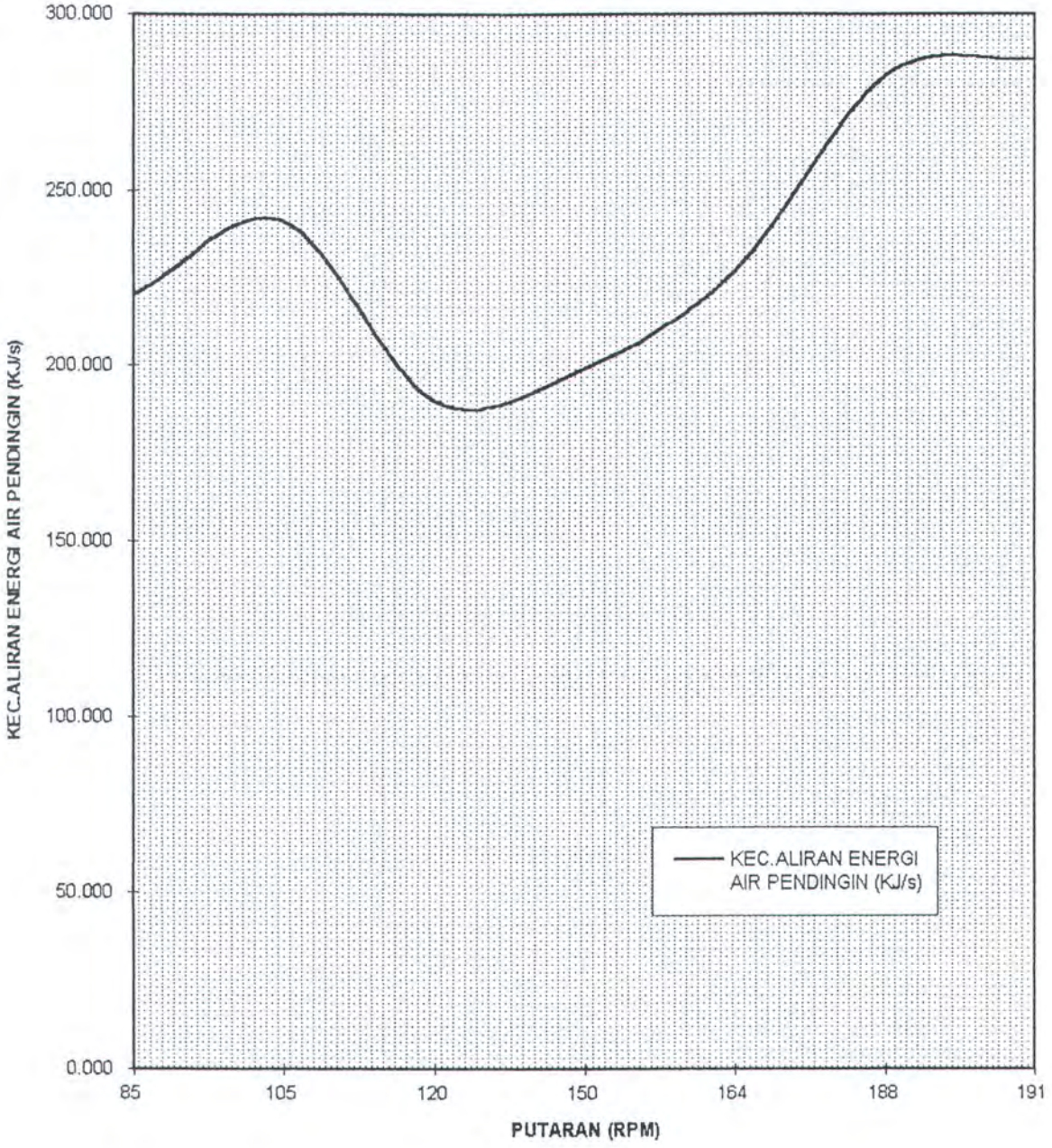
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 12

KEC.ALIRAN ENERGI AIR PENDINGIN VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

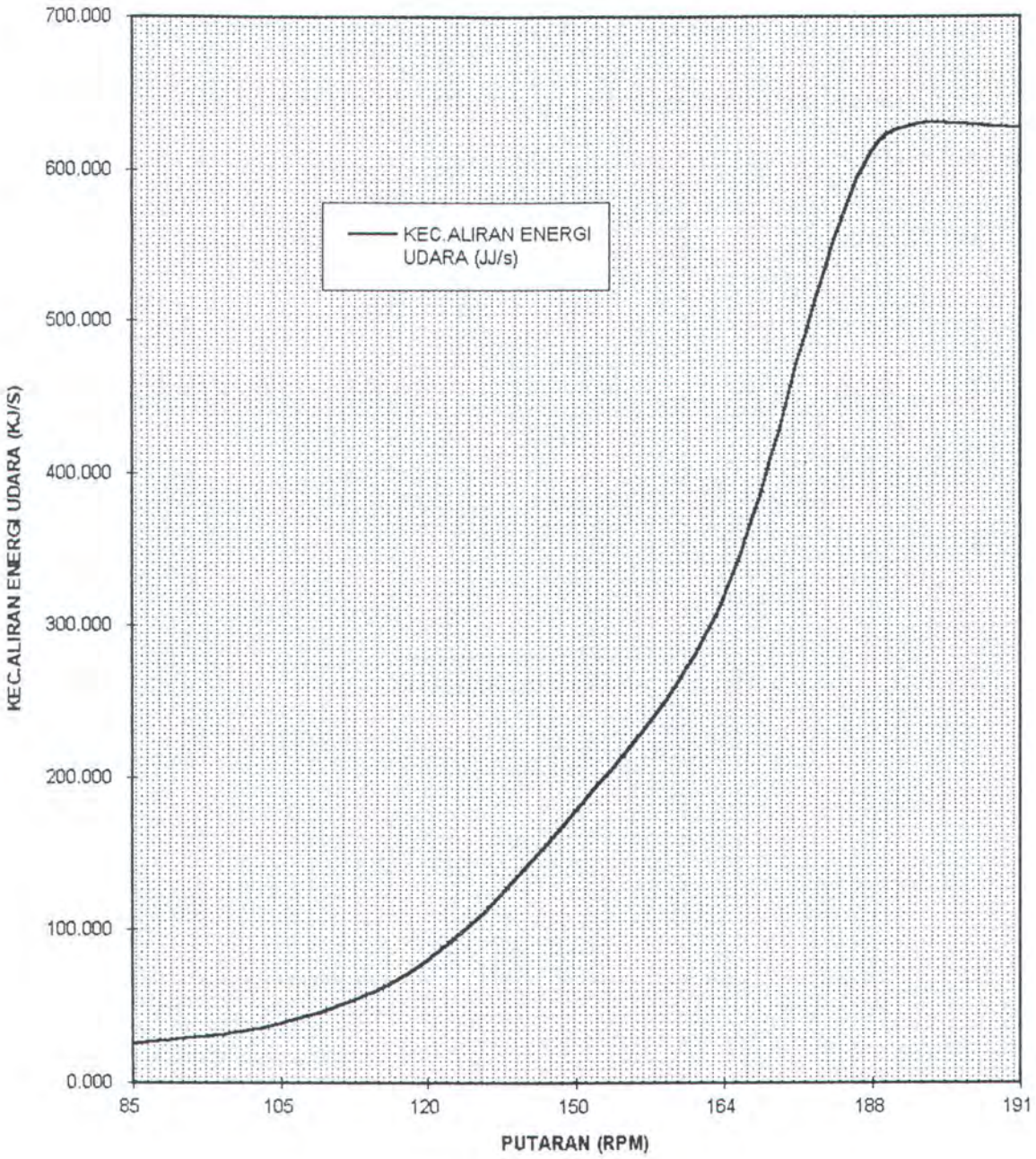
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 13

KEC.ALIRAN ENERGI UDARA VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

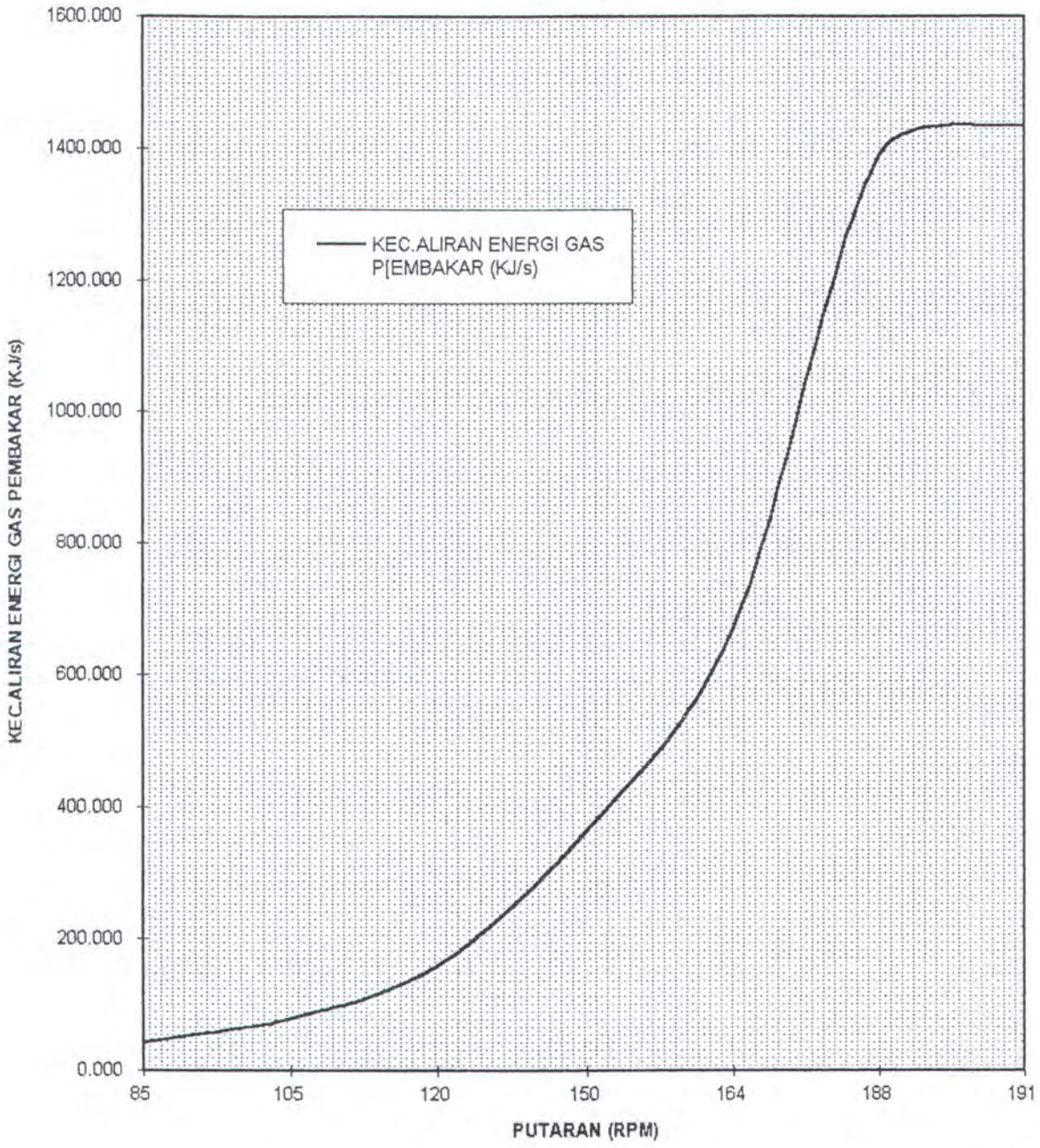
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 14

KEC.ALIRAN ENERGI GAS PEMBAKAR VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

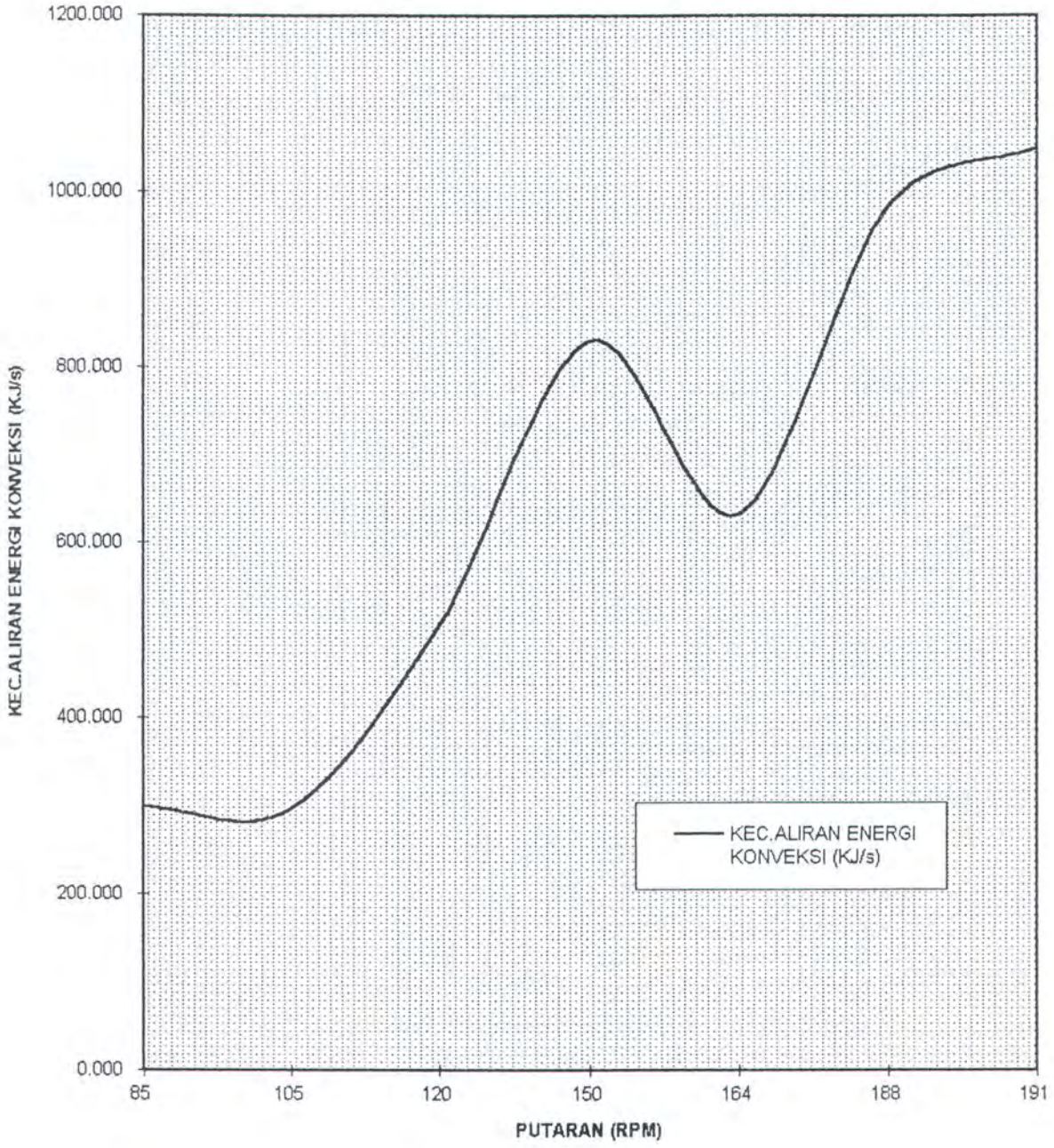
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 15

KEC.ALIRAN ENERGI KONVEKSI VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



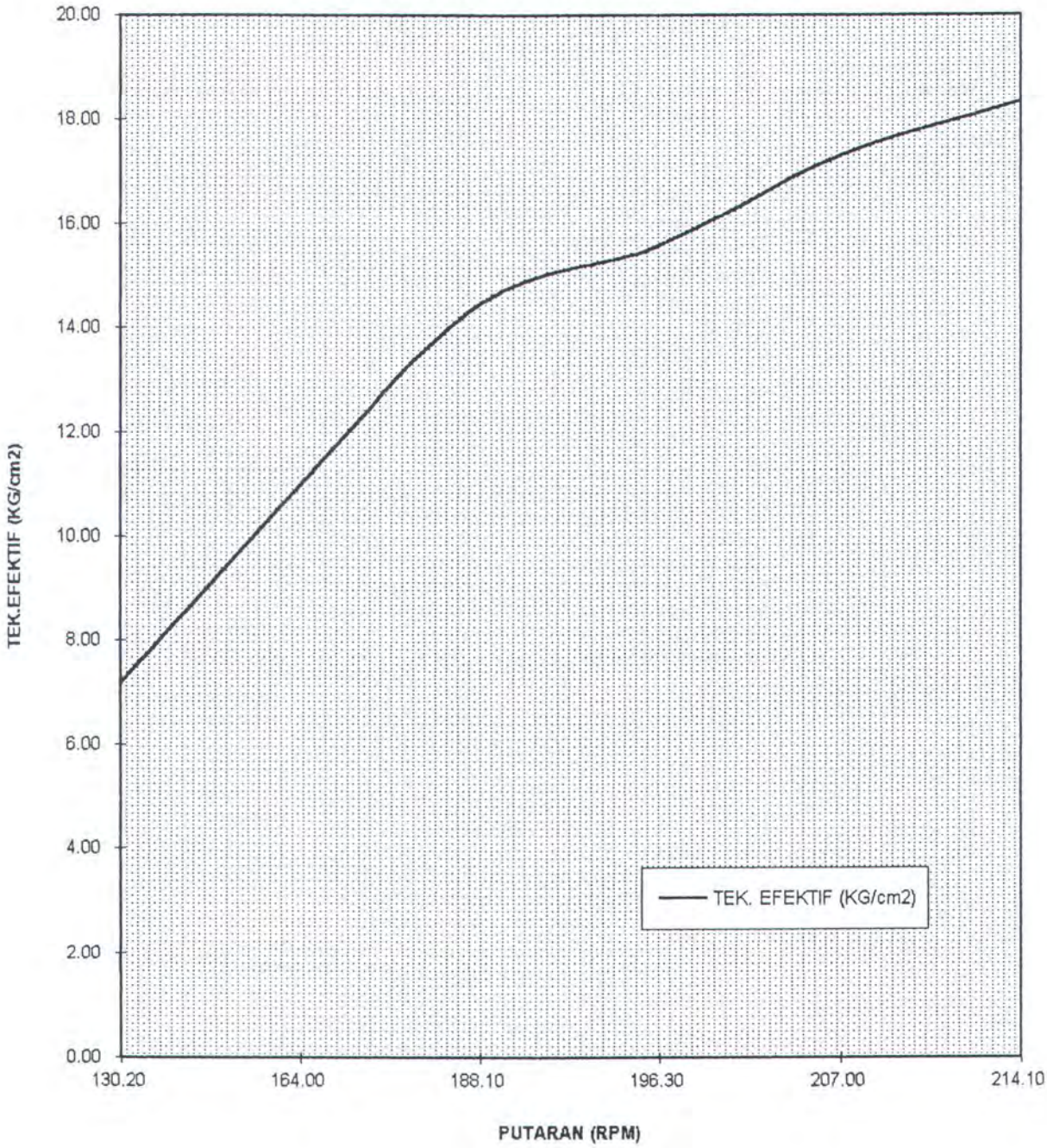
LAMPIRAN A8

GRAFIK PARAMETER PRESTASI MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC PADA KONDISI SHOP TEST

GRAFIK 16

TEKANAN EFEKTIF VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

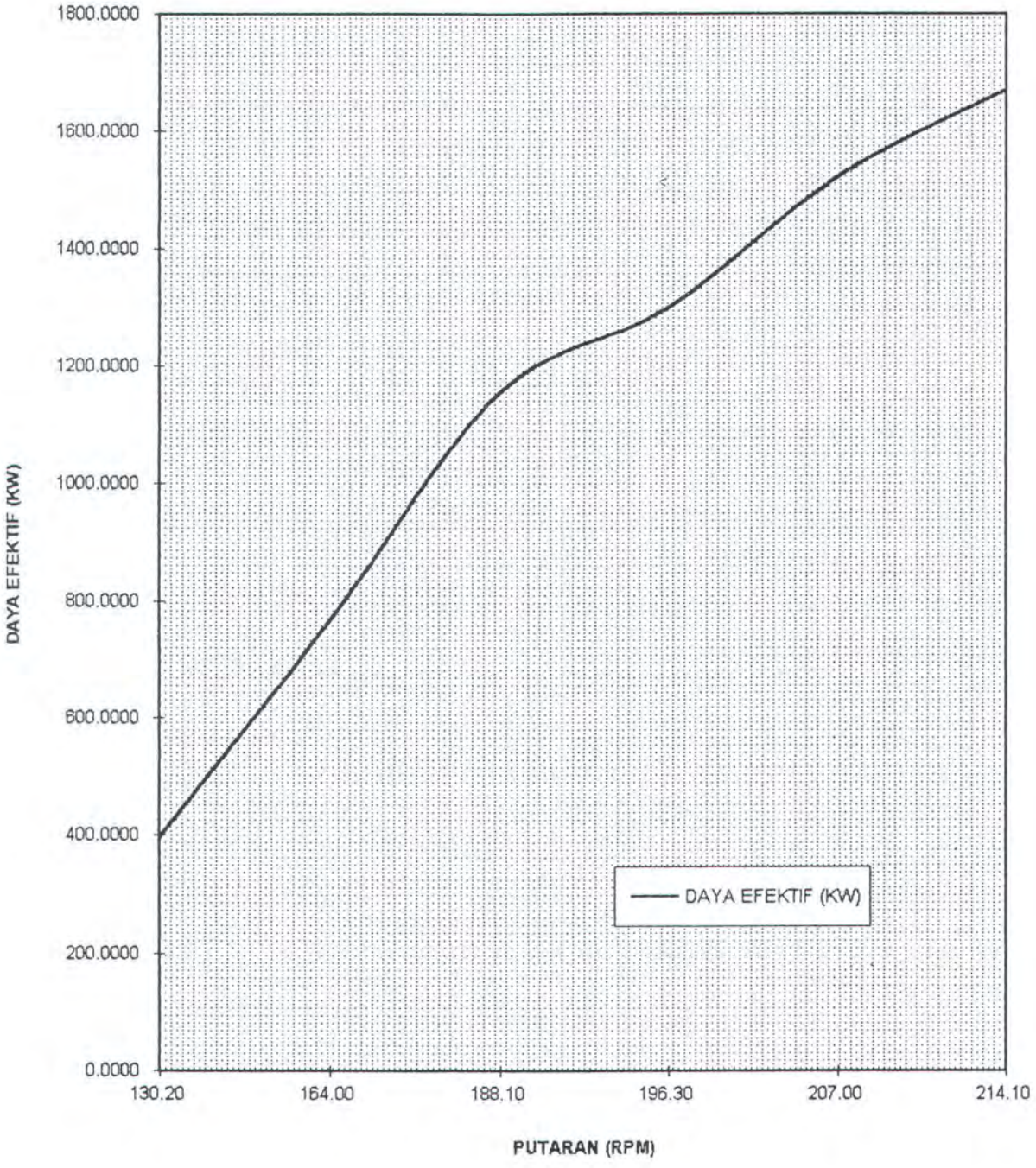
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 17

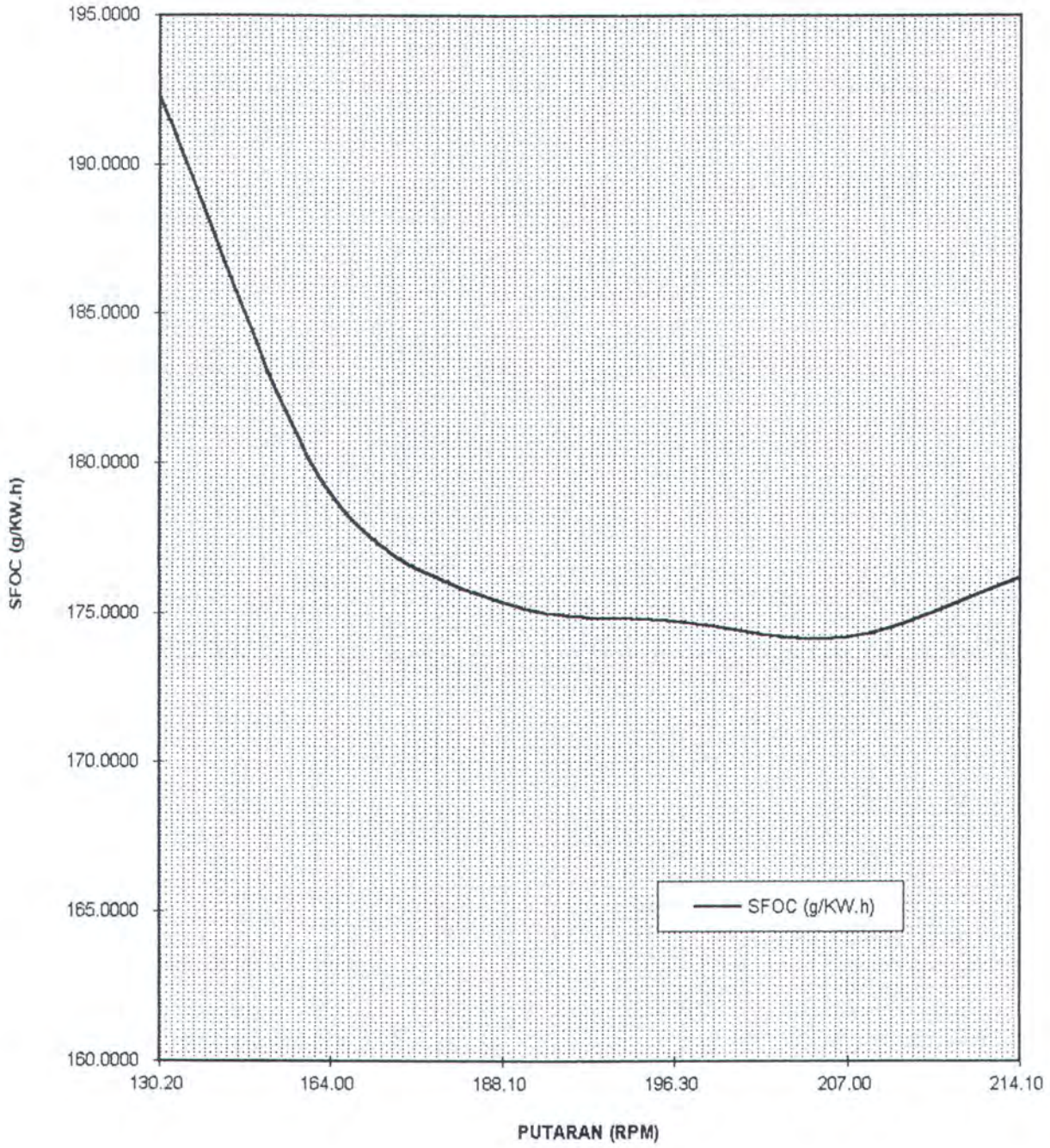
DAYA EFEKTIF VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



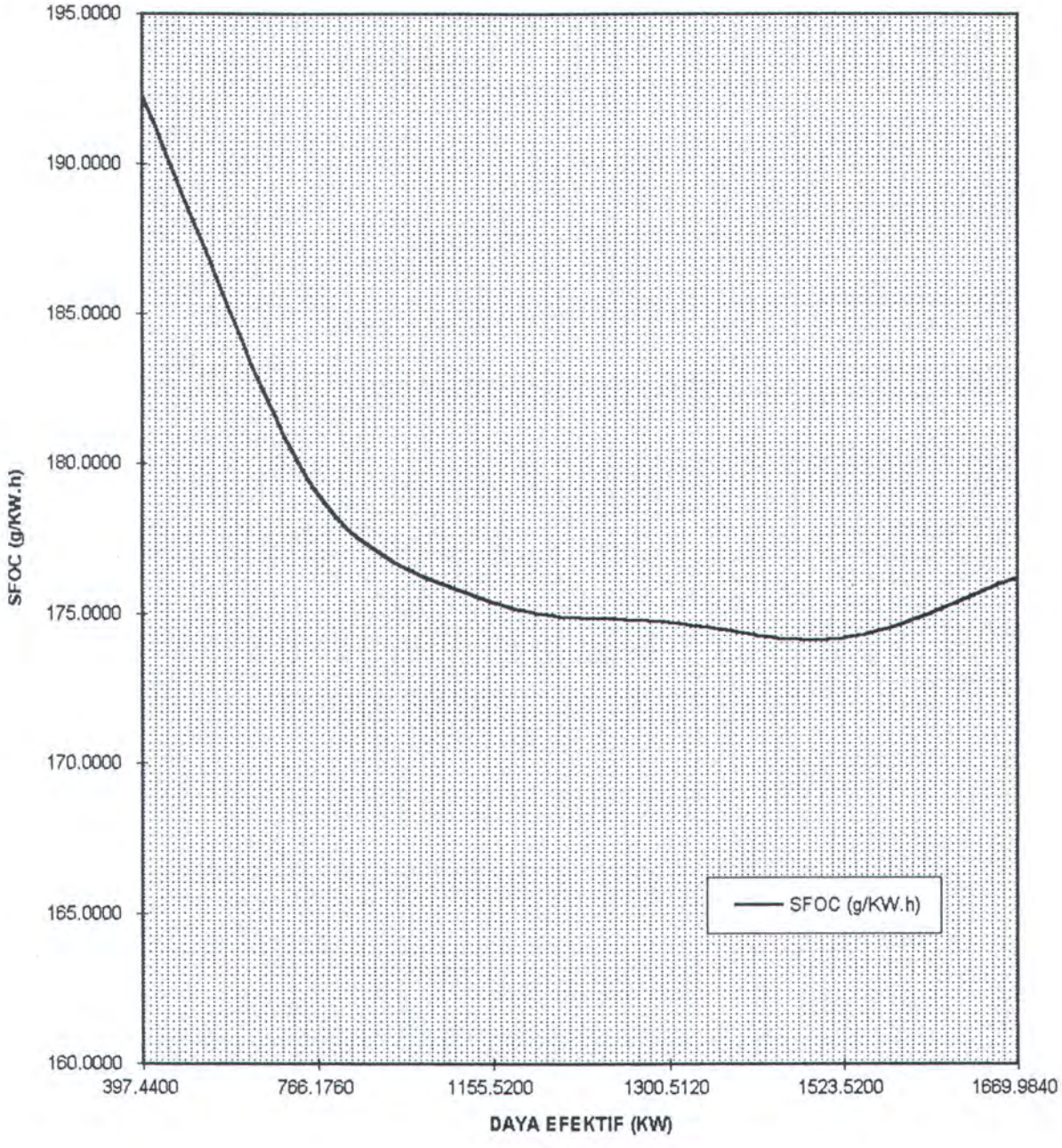
GRAFIK 18

SFOC VS PUTARAN
PADA KONDISI SHOP TEST
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 19

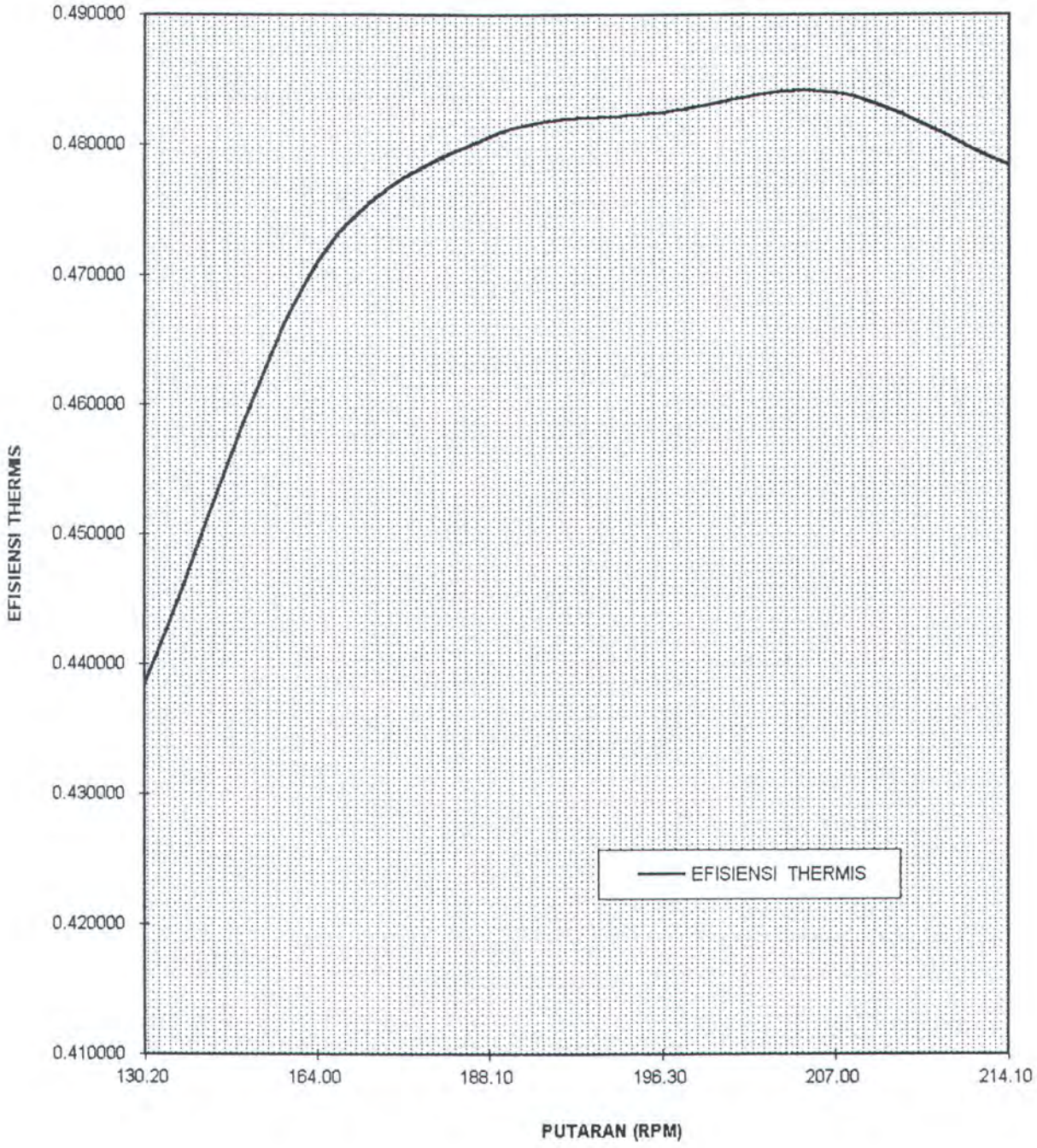
SFOC VS DAYA EFEKTIF PADA KONDISI SHOP TEST
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 20

EFISIENSI THERMIS VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

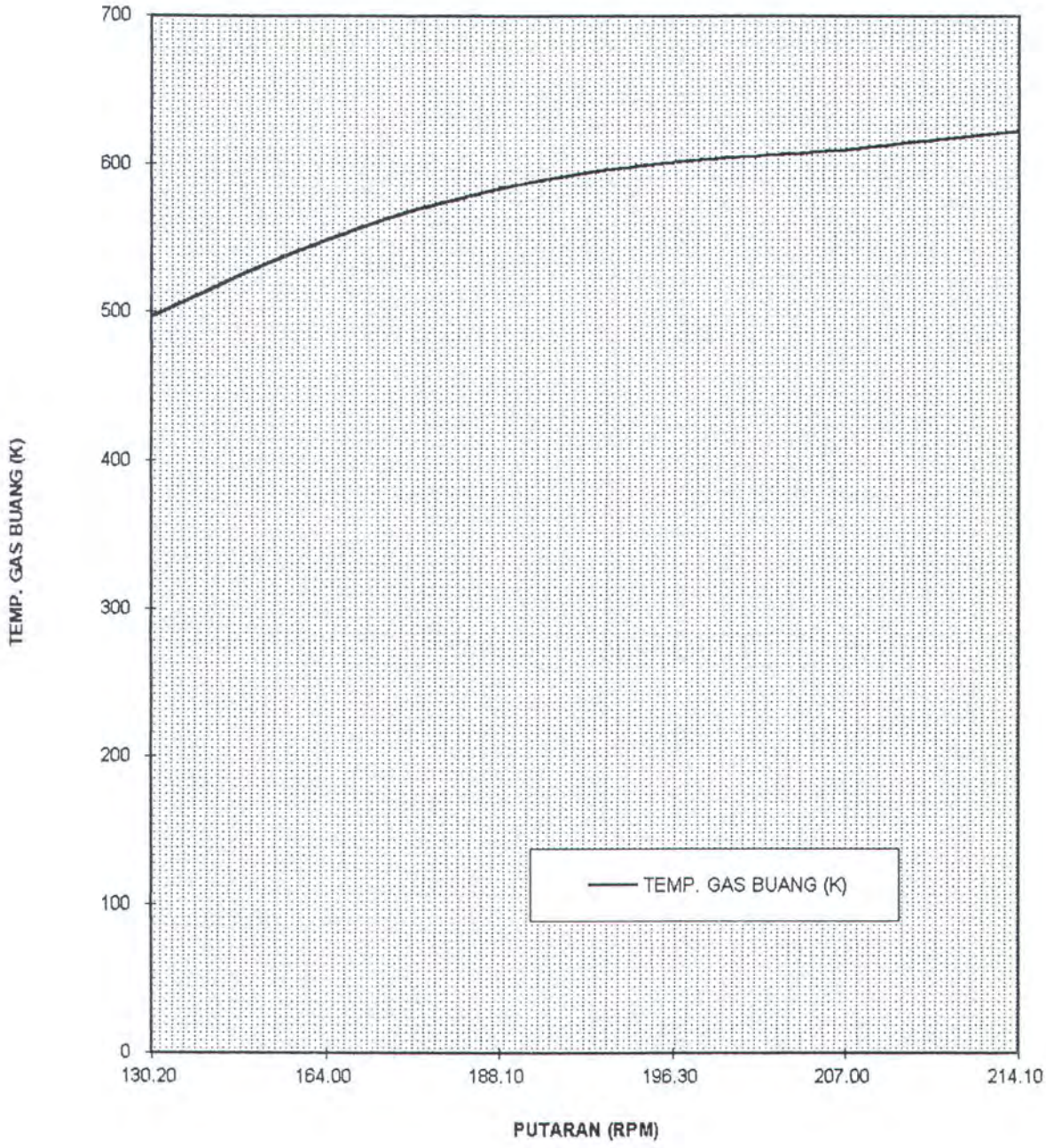
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 21

TEMPERATUR GAS BUANG VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

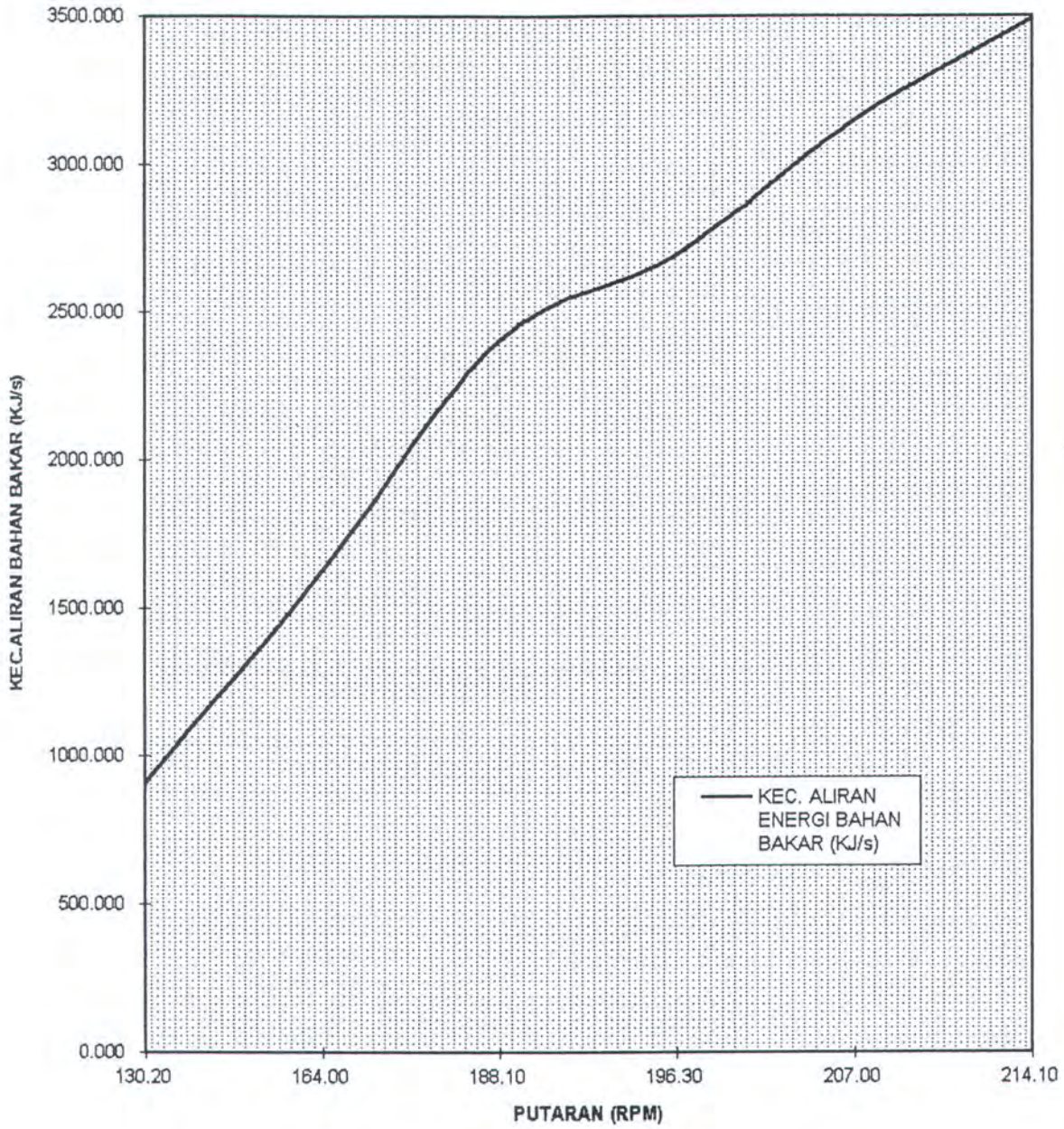
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 22

KEC.ALIRAN ENERGI BAHAN BAKAR VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

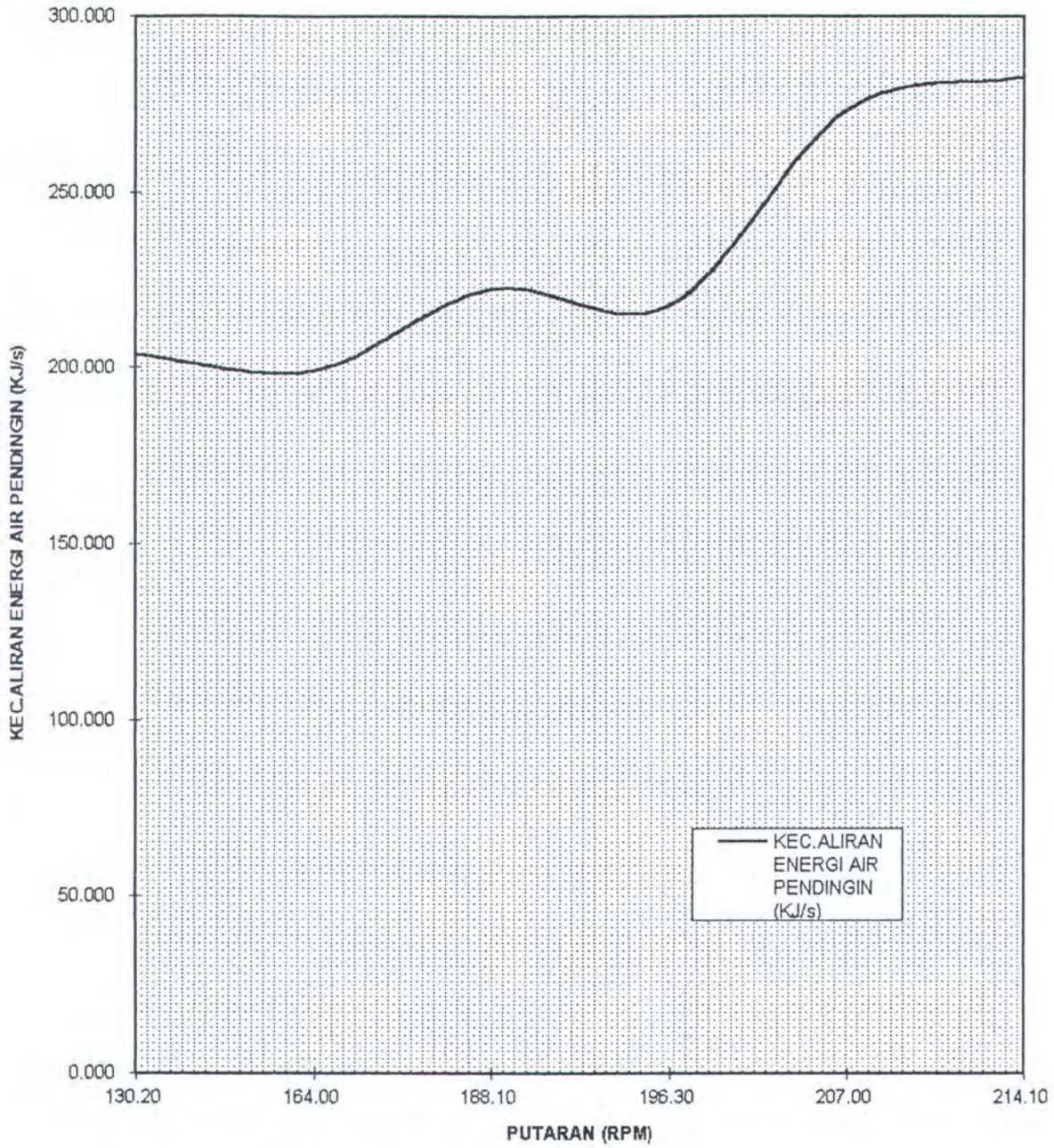
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 23

KEC.ALIRAN ENERGI AIR PENDINGIN VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

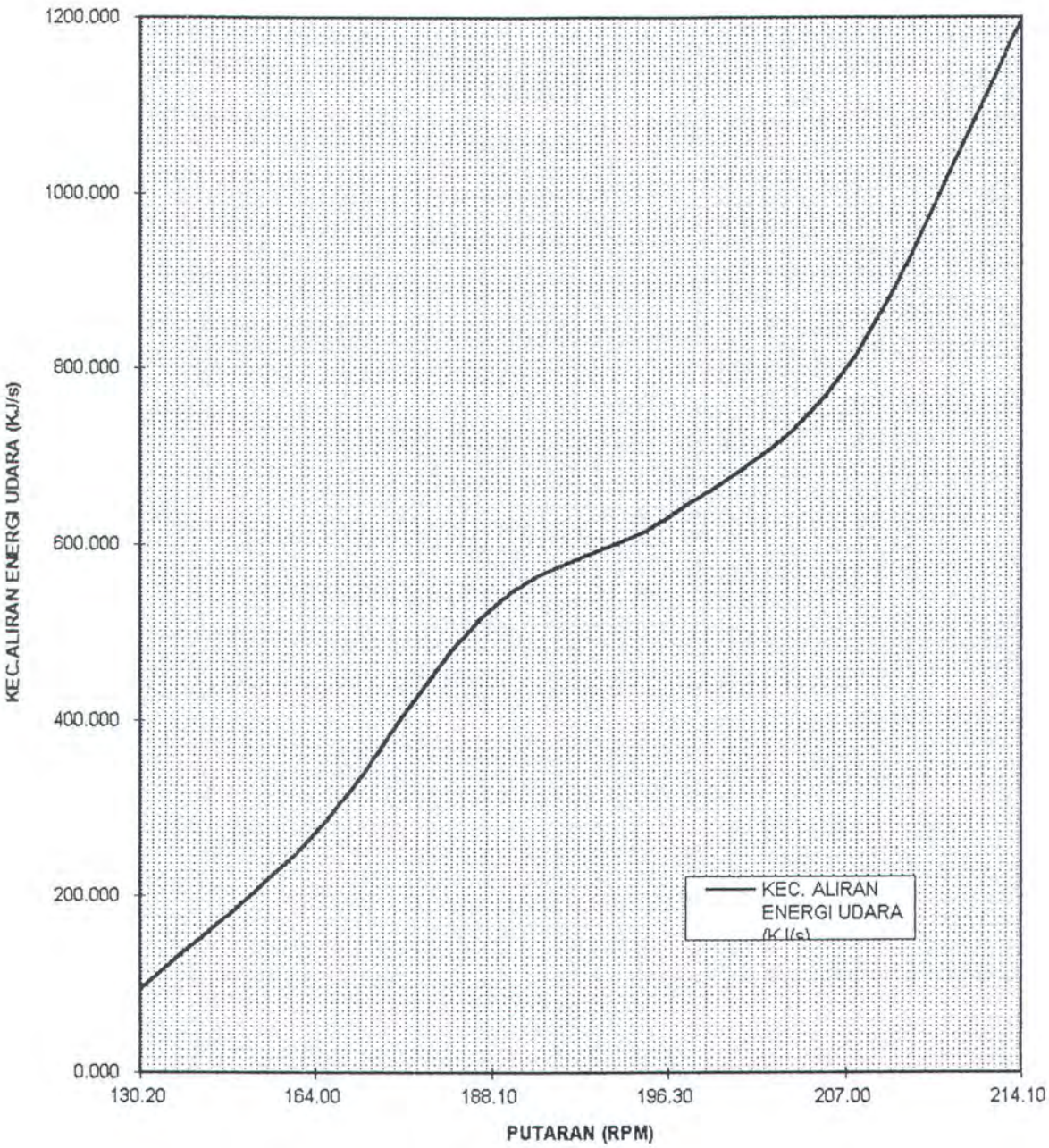
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



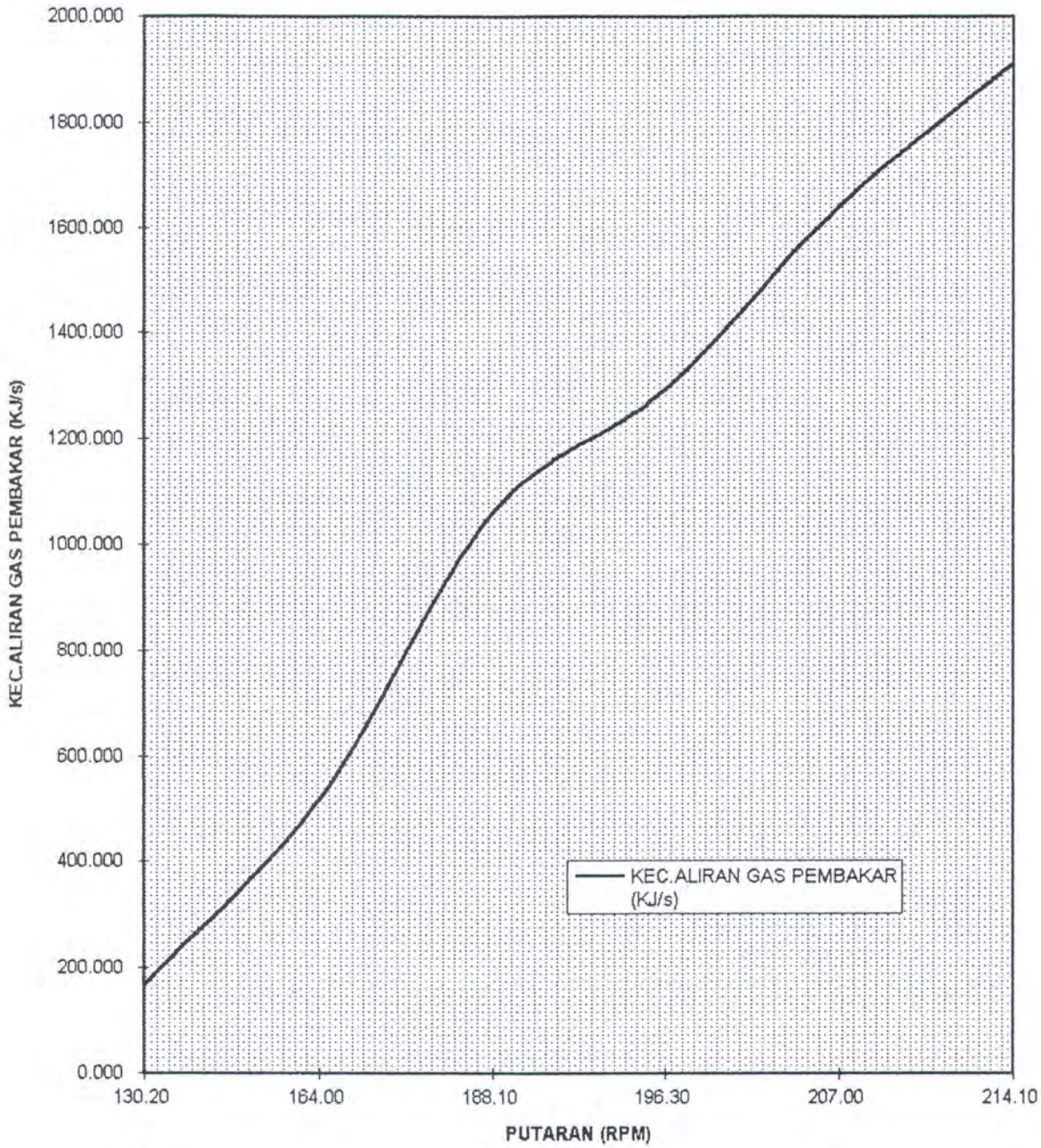
GRAFIK 24

KEC.ALIRAN ENERGI UDARA VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



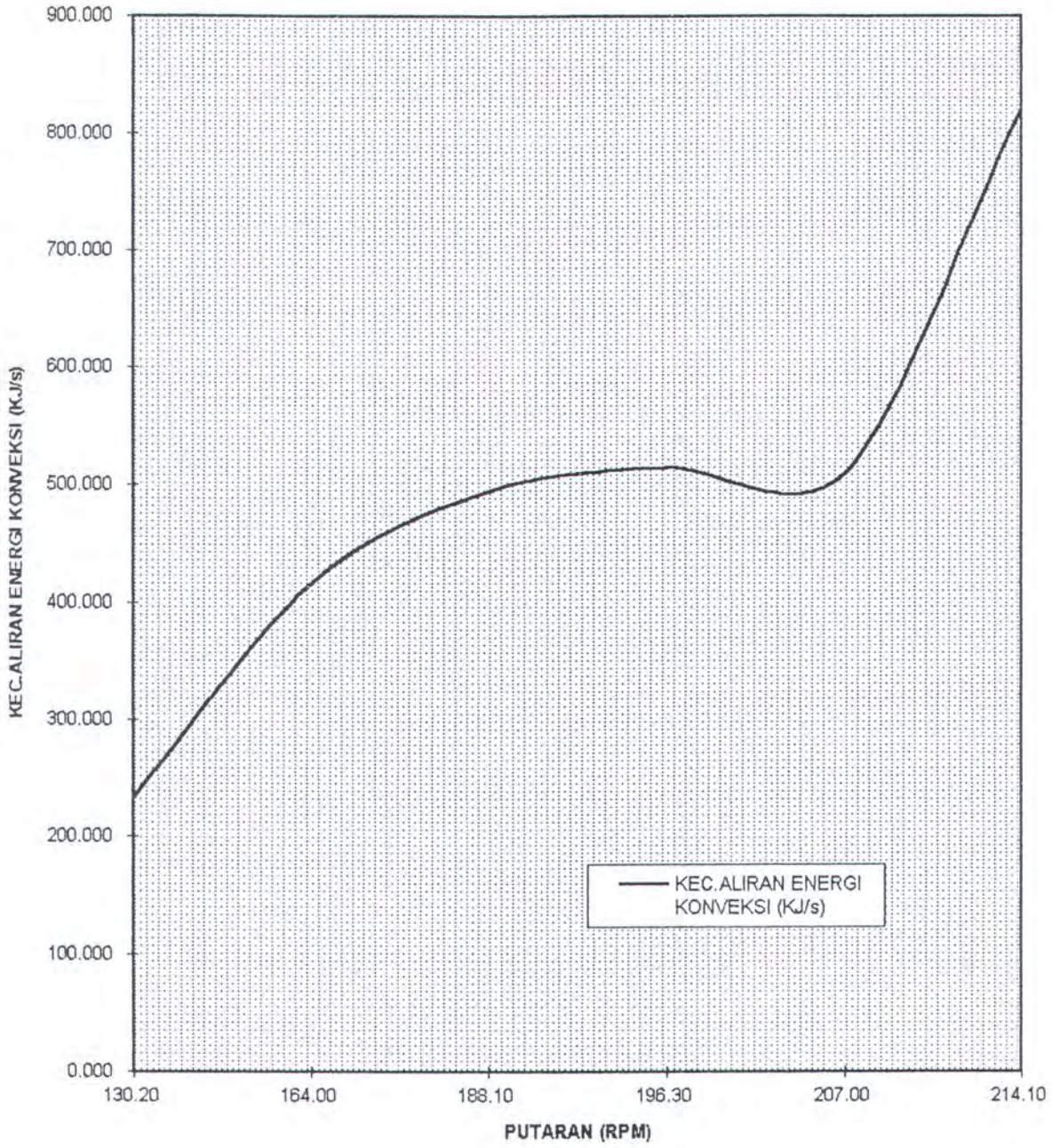
GRAFIK 25
KEC.ALIRAN ENERGI GAS PEMBAKAR VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 26

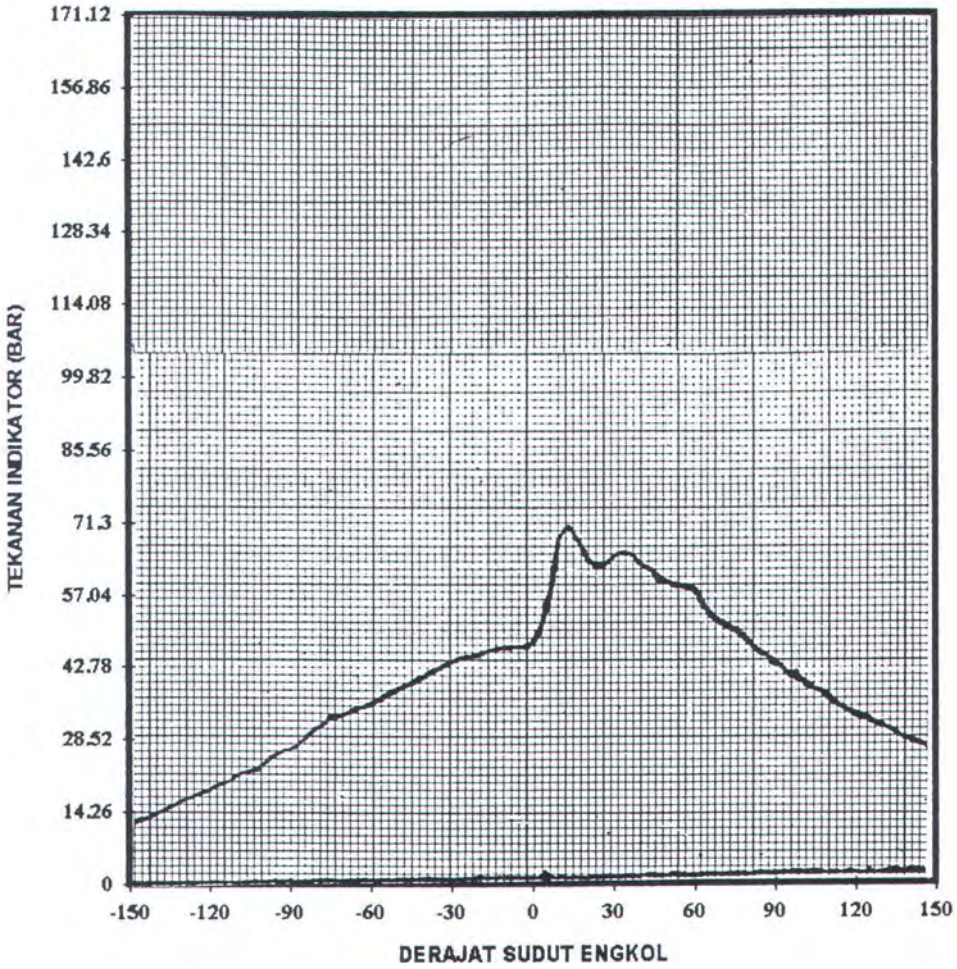
KEC.ALIRAN ENERGI KONVEKSI VS PUTARAN PADA KONDISI SHOP TEST

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 27

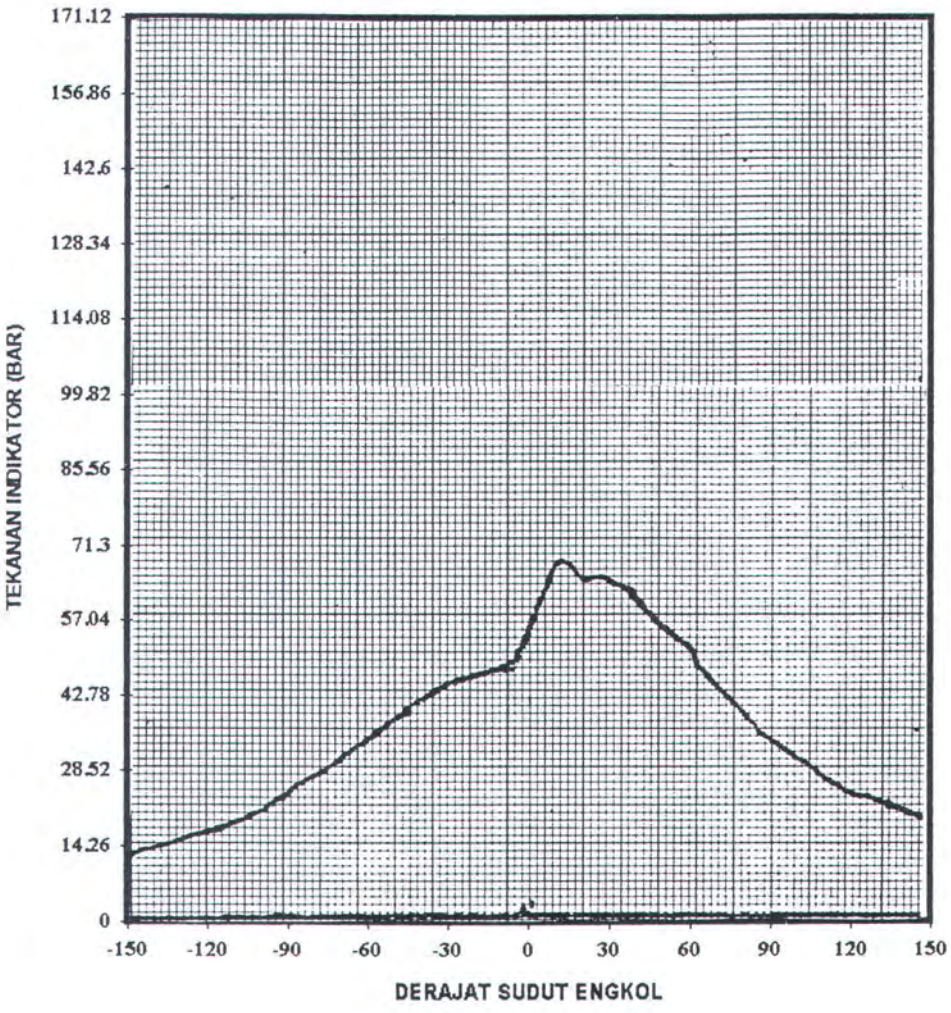
DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 85 RPM



TEKANAN KOMPRESI (Pcomp) = 45 bar
TEKANAN PEMBAKARAN MAKSIMUM (Pmax.) = 65 bar
TEKANAN RATA-RATA INDIKASI (IMEP) = 18.2941 bar

GRAFIK 28

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 105 RPM



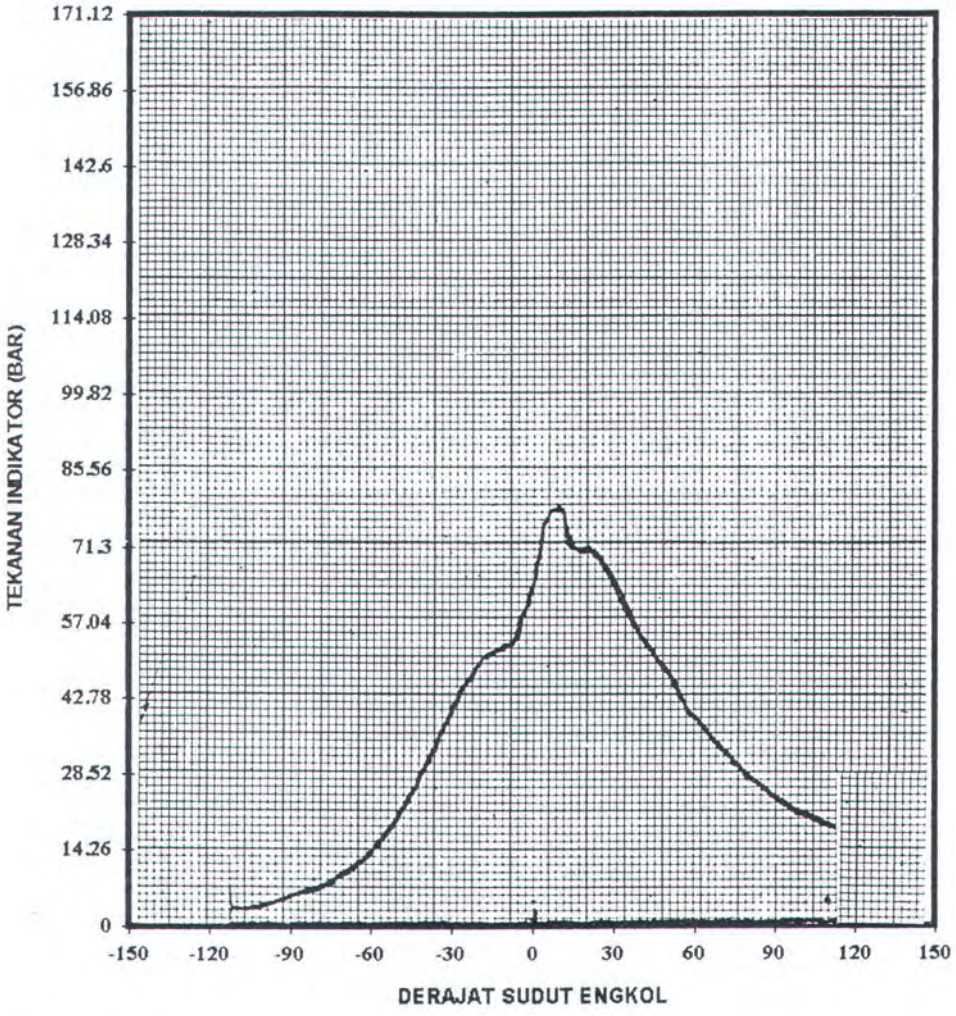
TEKANAN KOMPRESI (Pcomp) = 45.5 bar

TEKANAN PEMBAKARAN MAKSIMUM (Pmax.) = 65.5 bar

TEKANAN RATA-RATA INDIKASI (IMEP) =.20.5882 bar

GRAFIK 2.9

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 120 RPM



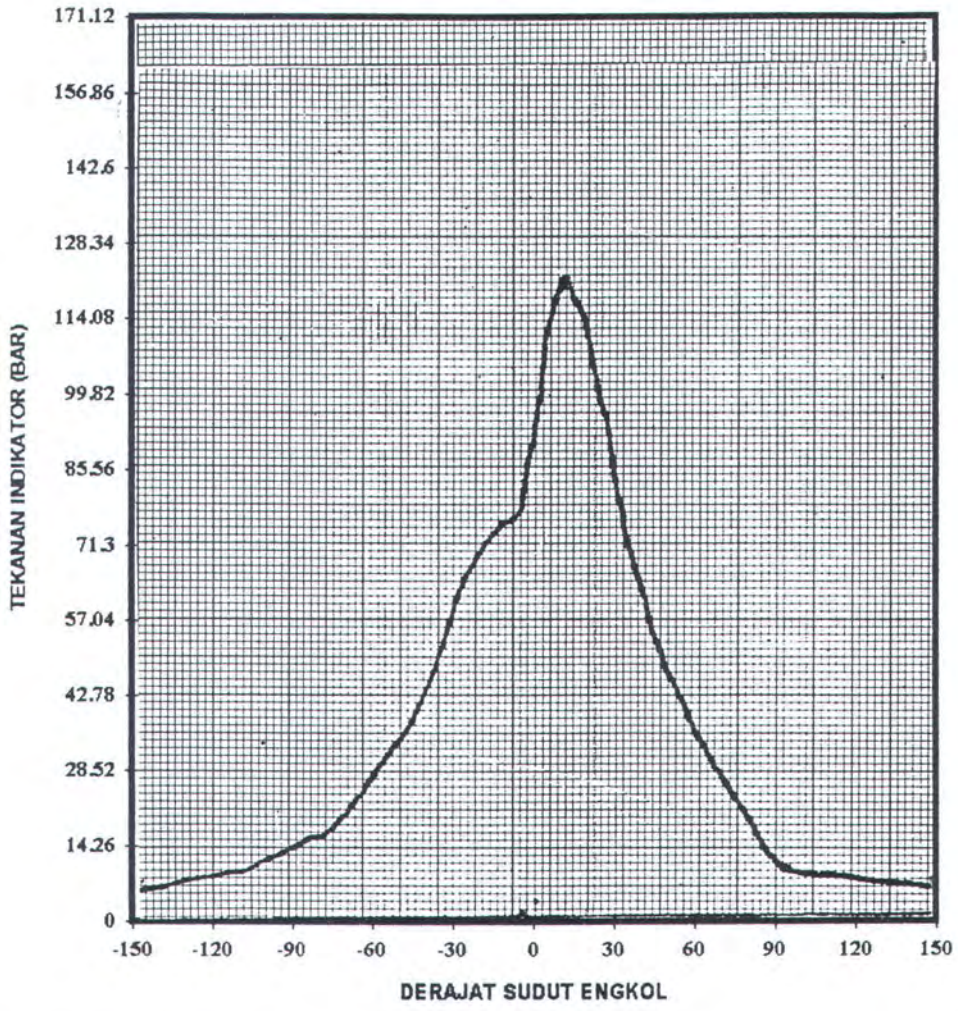
TEKANAN KOMPRESI (Pcomp) = 55 bar

TEKANAN PEMBAKARAN MAKSIMUM (Pmax.) = 80 bar

TEKANAN RATA-RATA INDIKASI (IMEP) =.21.3804 bar

GRAFIK 30

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 150RPM



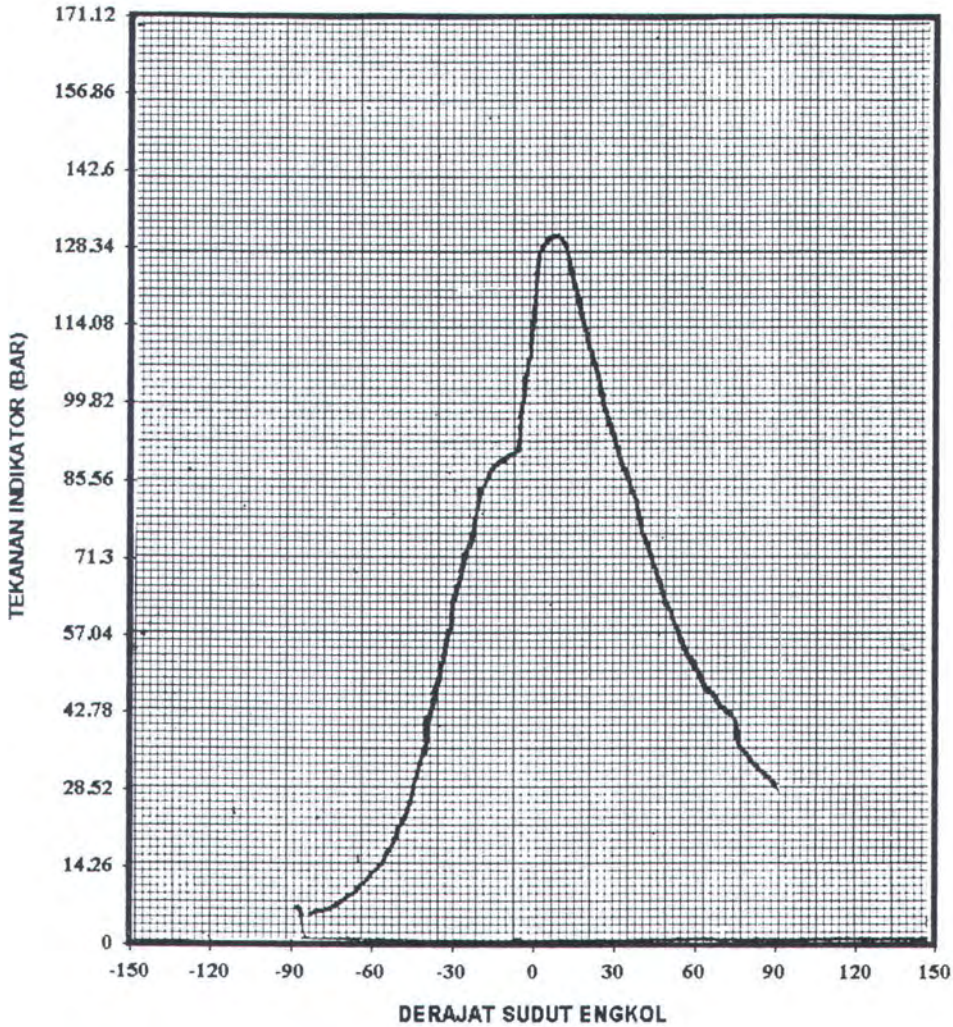
TEKANAN KOMPRESI (Pcomp) = 75 bar

TEKANAN PEMBAKARAN MAKSIMUM (Pmax.) =120 bar

TEKANAN RATA-RATA INDIKASI (IMEP) =.22.9961 bar

GRAFIK 31

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 164RPM



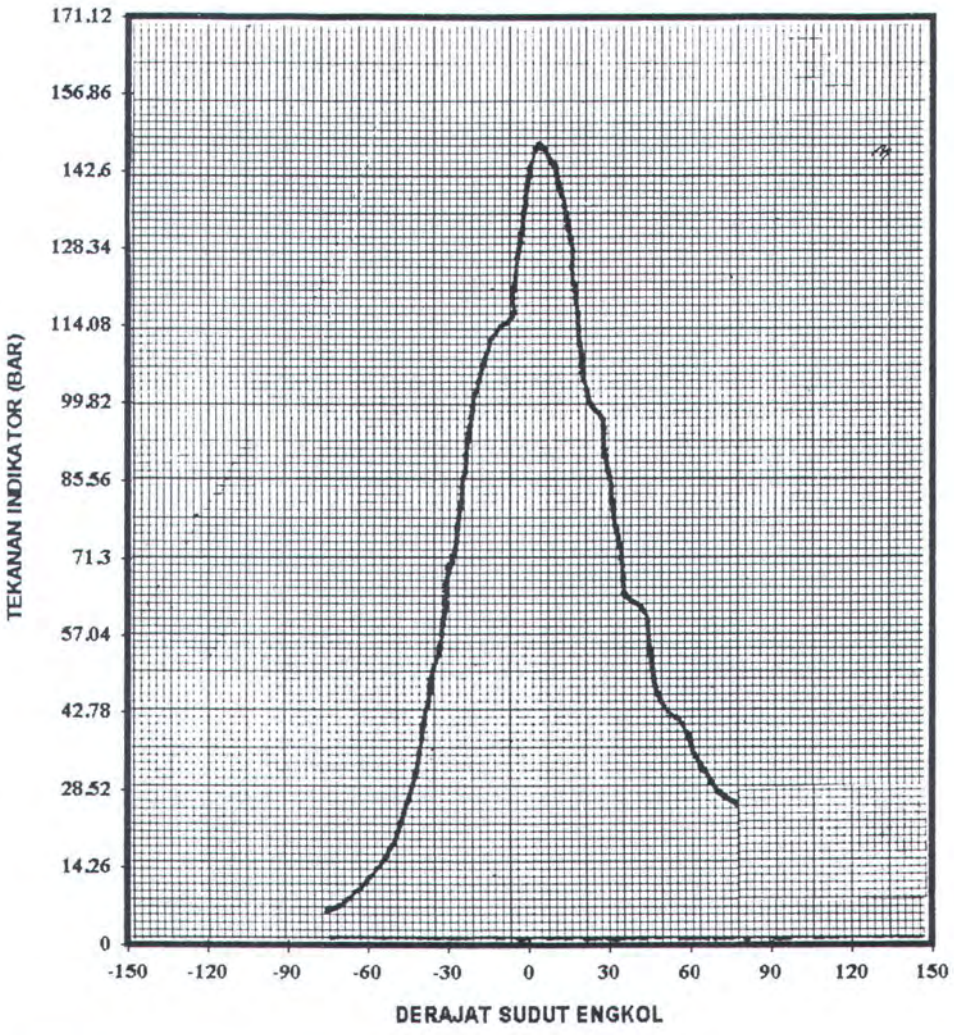
TEKANAN KOMPRESI (Pcomp) = 90 bar

TEKANAN PEMBAKARAN MAKSIMUM (Pmax.) =135 bar

TEKANAN RATA-RATA INDIKASI (IMEP) =.29.0902 bar

GRAFIK 32

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 188 RPM



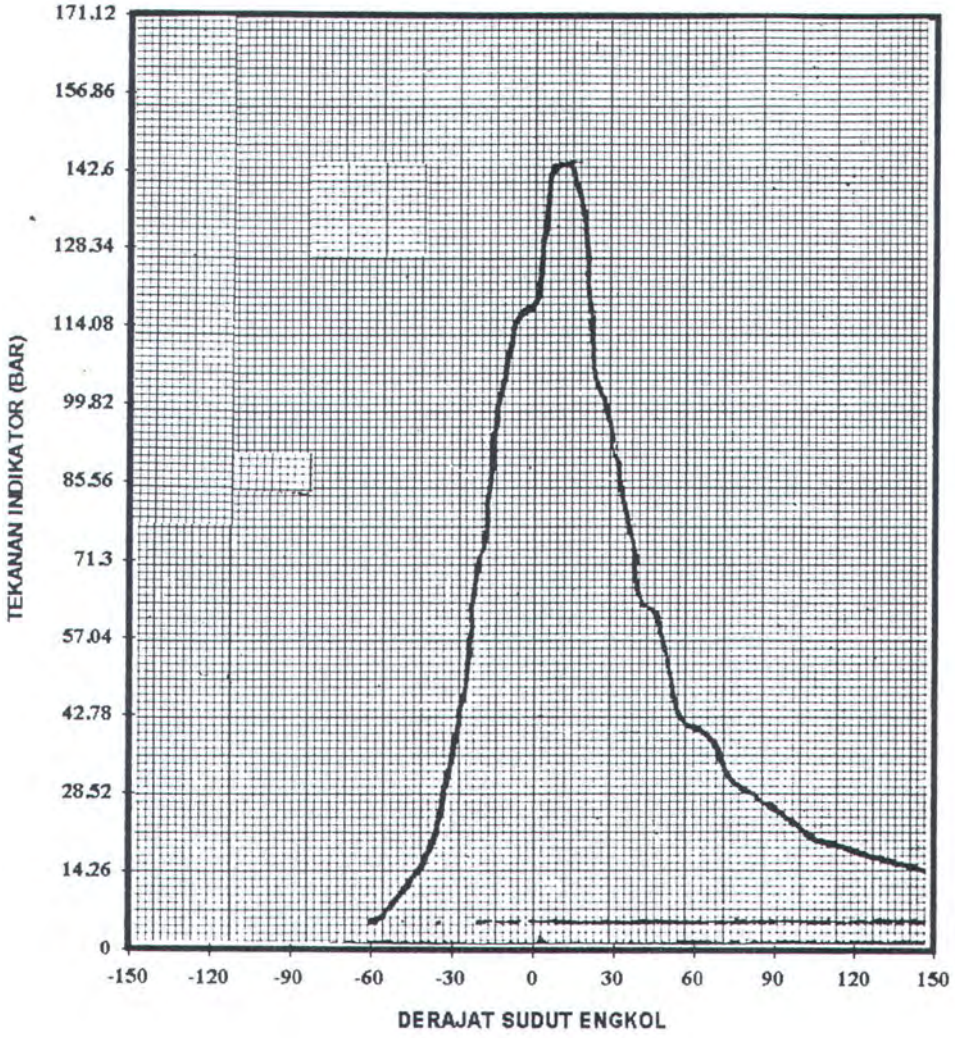
TEKANAN KOMPRESI (Pcomp) = 115 bar

TEKANAN PEMBAKARAN MAKSIMUM (Pmax.) = 150 bar

TEKANAN RATA-RATA INDIKASI (IMEP) = 38.8235 bar

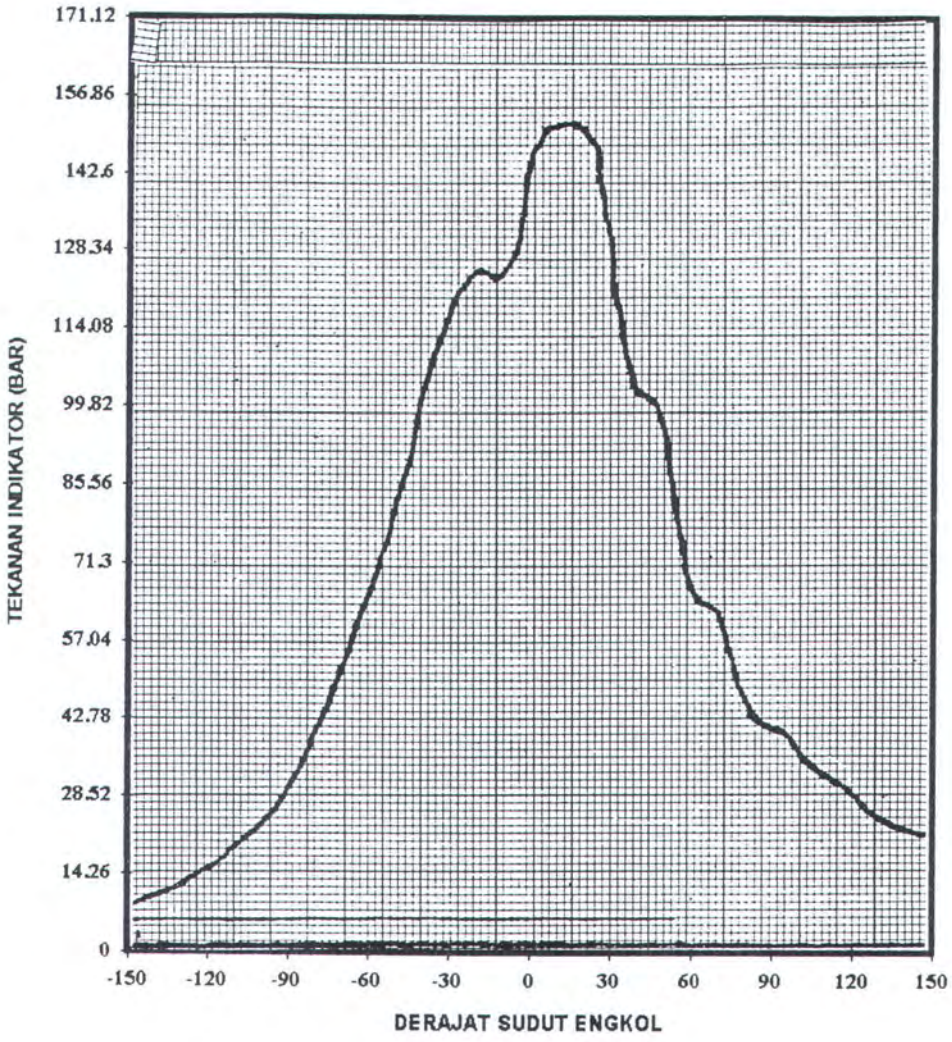
GRAFIK 33

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 191 RPM
PADA SELINDER 1



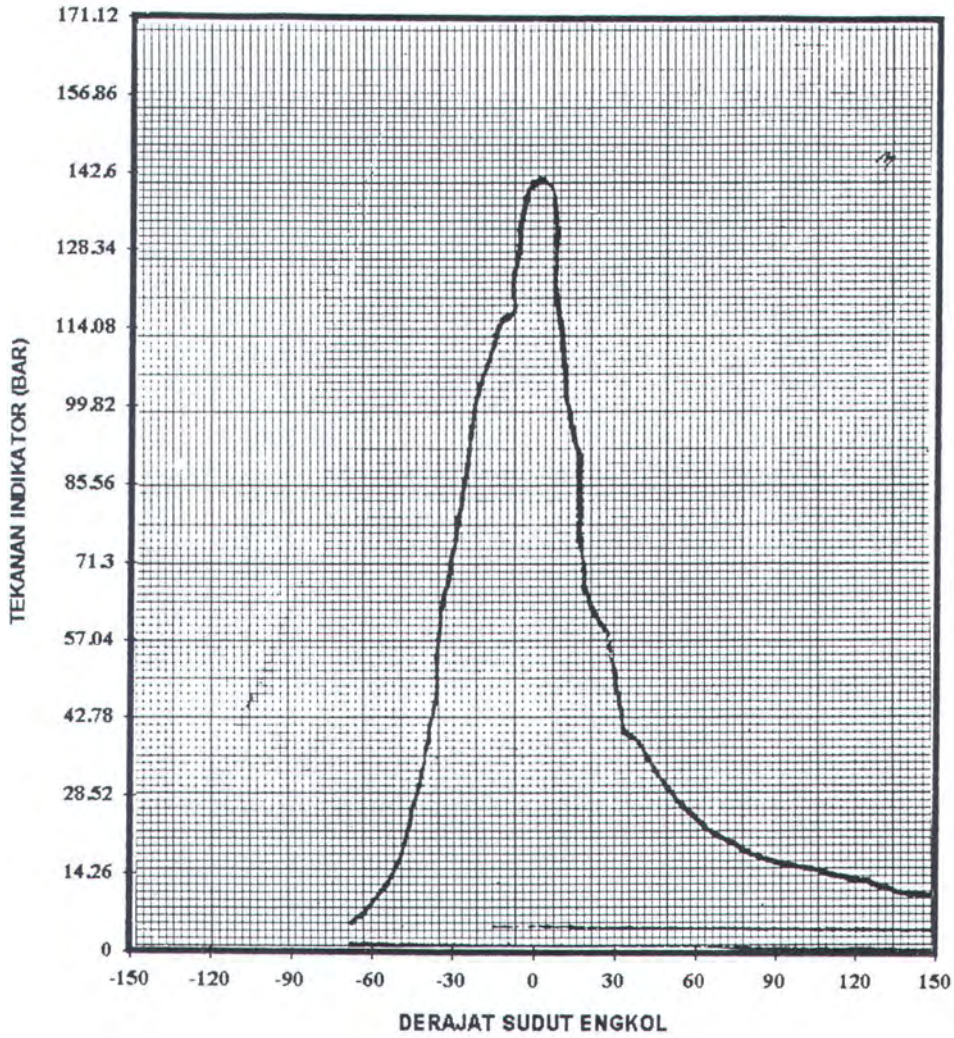
GRAFIK 34

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 191 RPM
PADA SELINDER 2



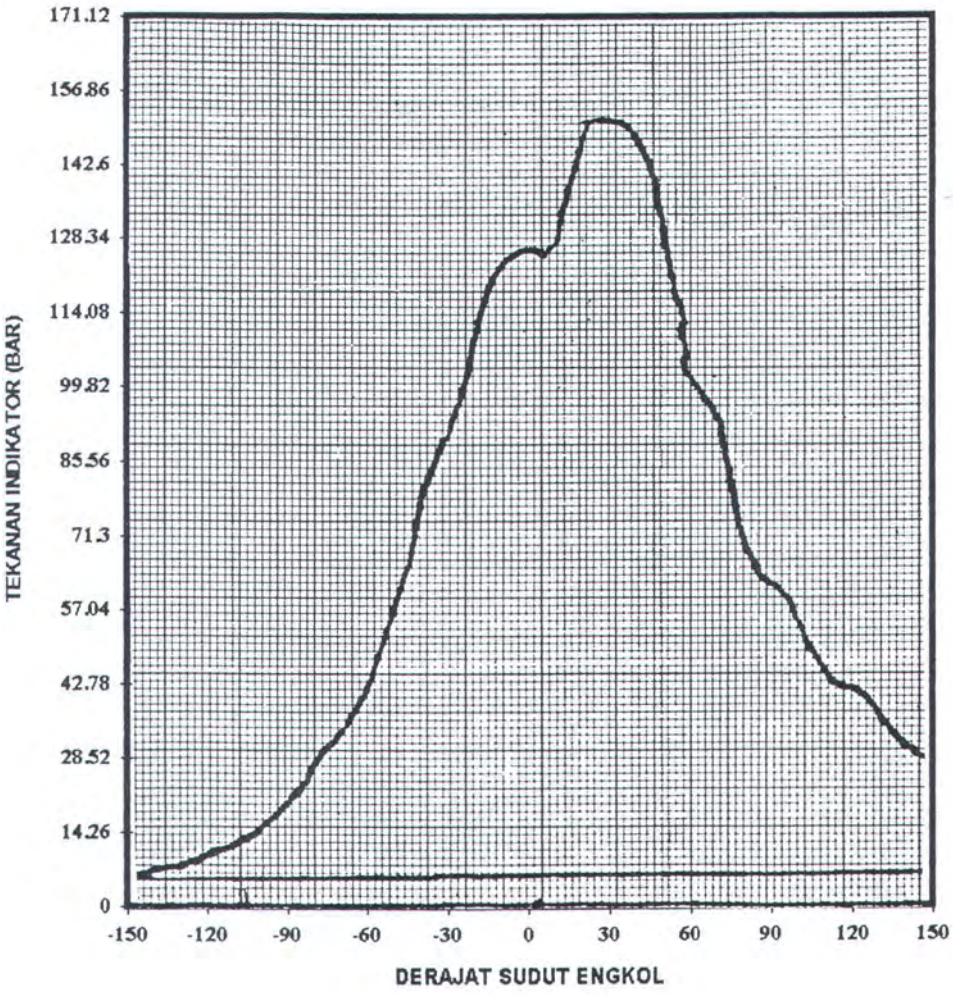
GRAFIK 35

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 191 RPM
PADA SELINDER 3



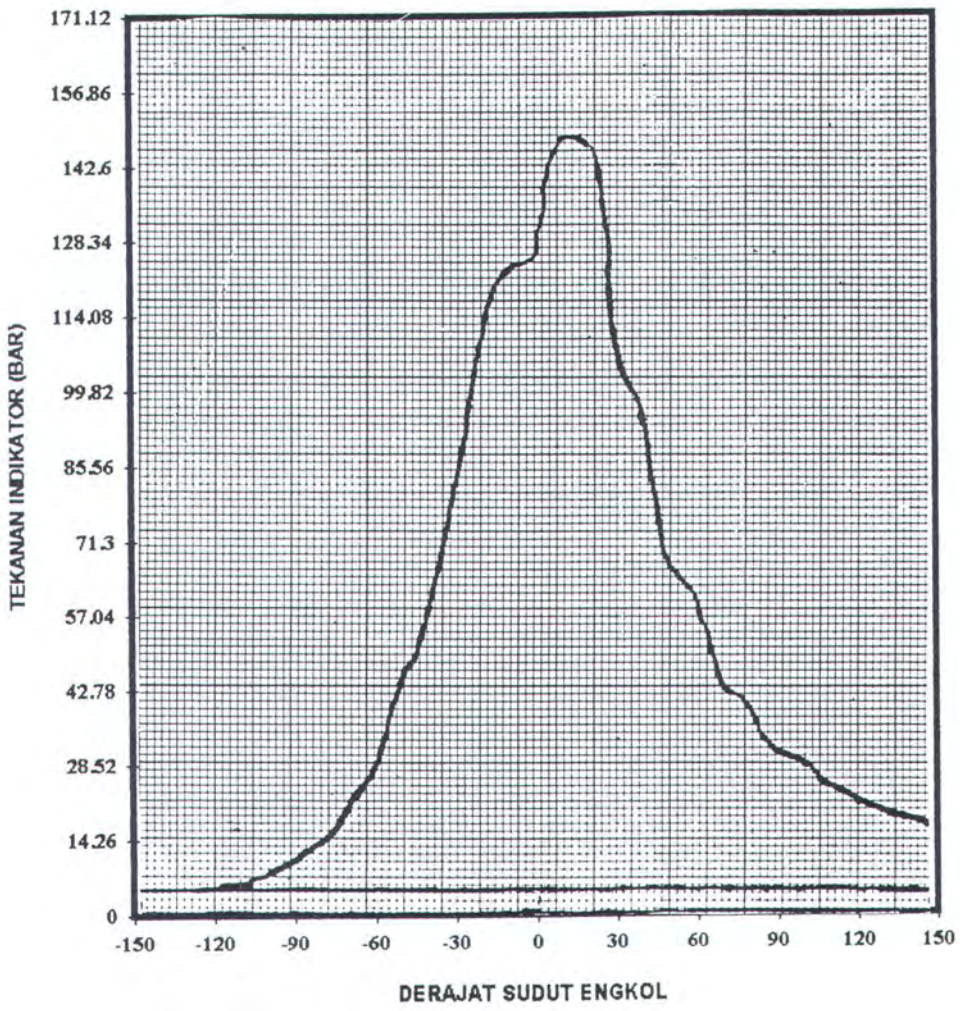
GRAFIK 36

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 191 RPM
PADA SELINDER 4



GRAFIK 37

DIAGRAM INDIKATOR
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC
UNTUK PUTARAN 191 RPM
PADA SELINDER 5



LAMPIRAN A9

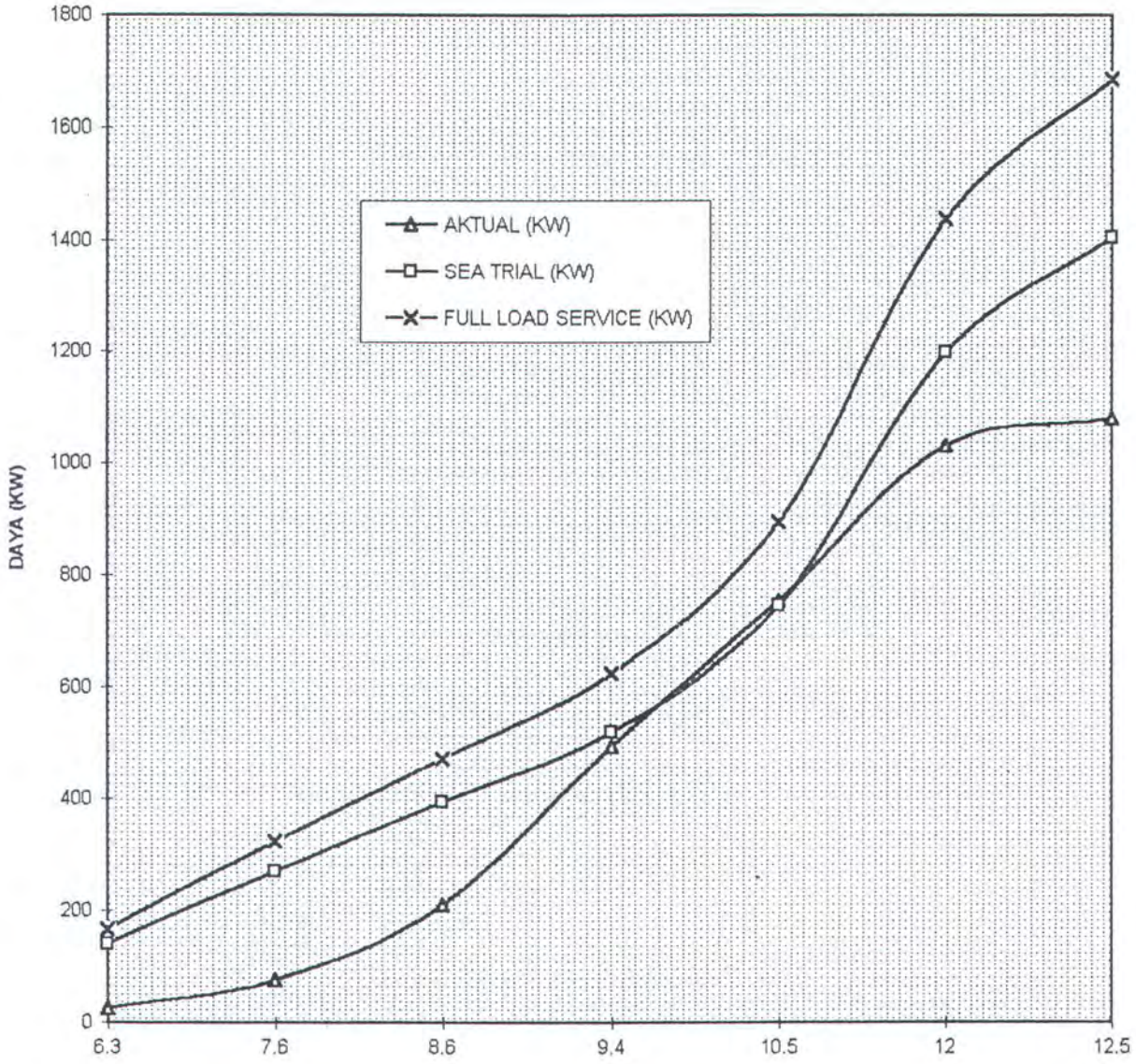
GRAFIK PARAMETER PRESTASI MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S 26 MC PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

GRAFIK 38

KECEPATAN KAPAL VS DAYA EFEKTIF PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC

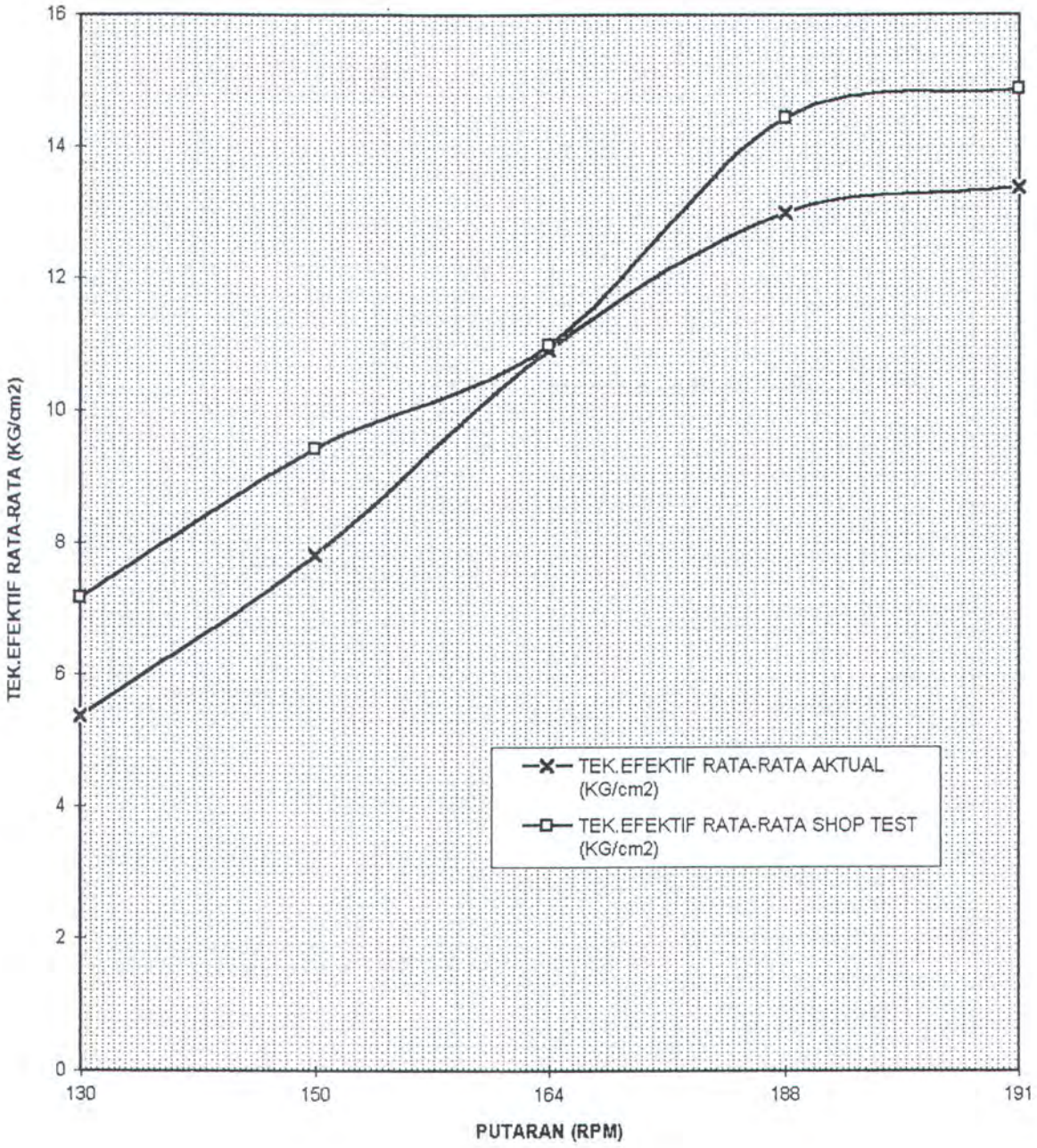
CONDITION	DRAFT (m)			TRIM	DISPLACEMEN
	F P	M S	A P	(m)	(TON)
FULL LOAD	5.4	5.4	5.4	0	5615
AKTUAL	4.85	4.875	4.9	0.05	5000
TRIAL	1.8	2.85	3.87	2.07	2734



GRAFIK 39

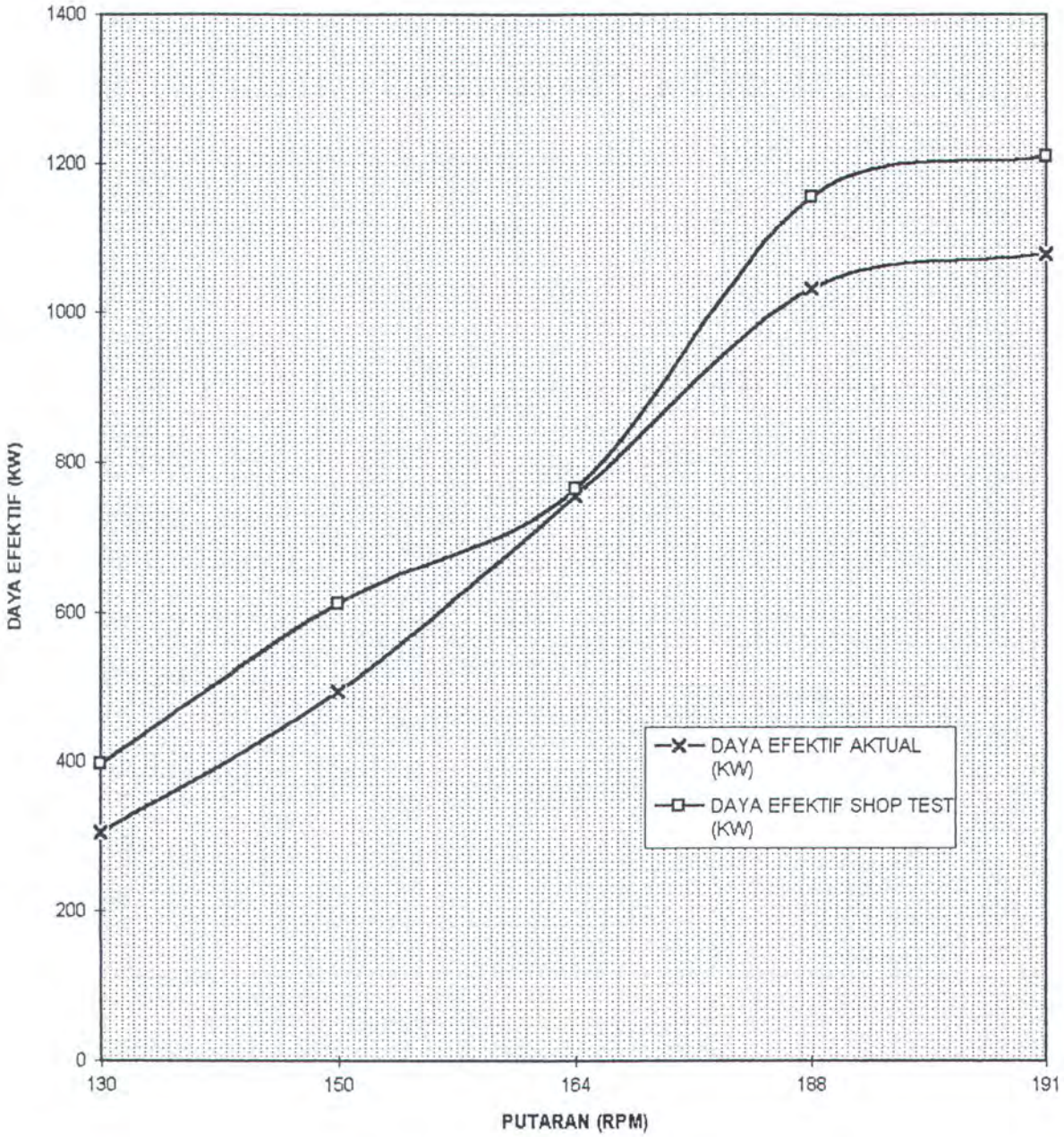
TEKANAN EFEKTIF RATA-RATA VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



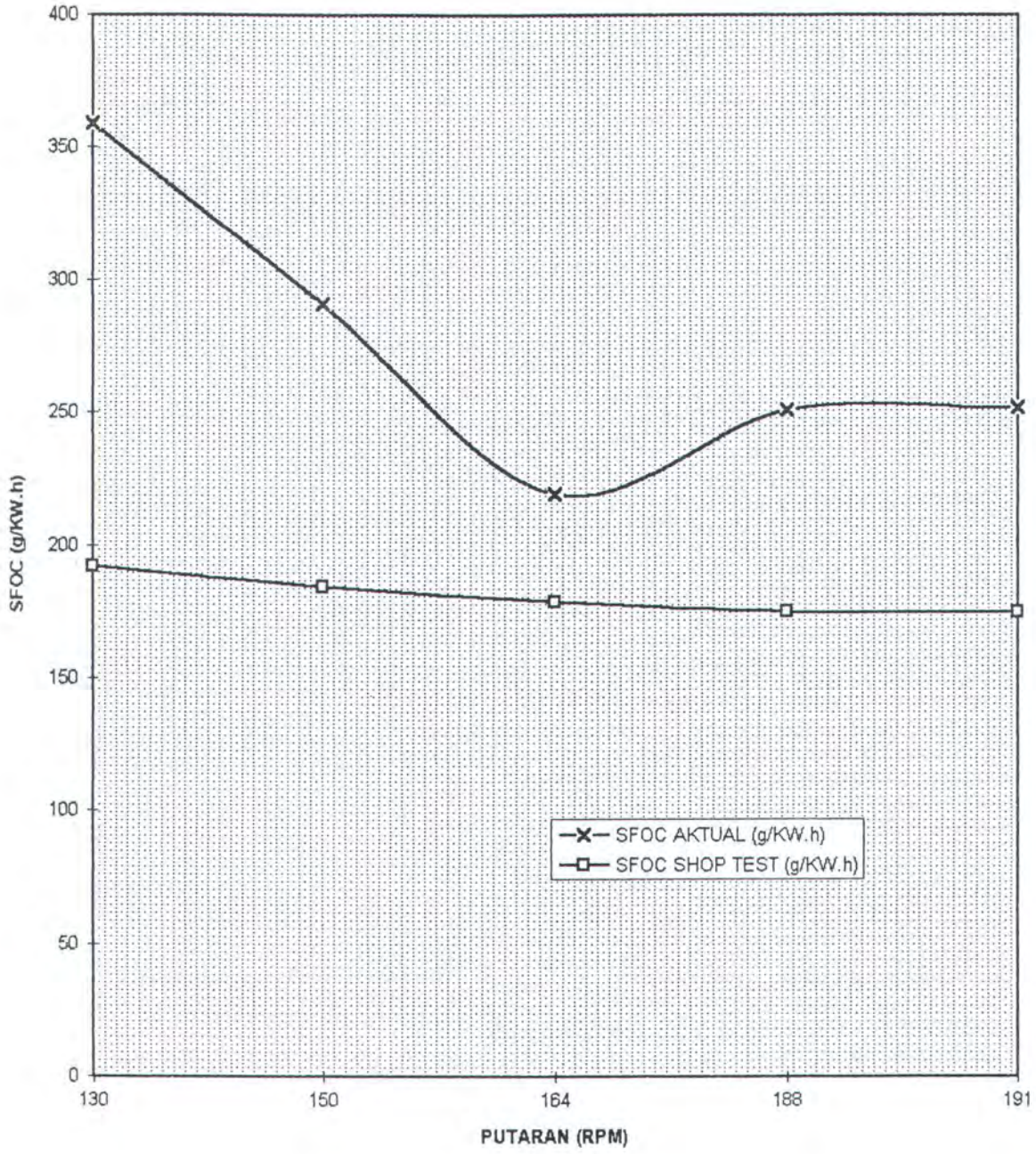
GRAFIK 40

DAYA EFEKTIF VS PUTARAN
PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 41

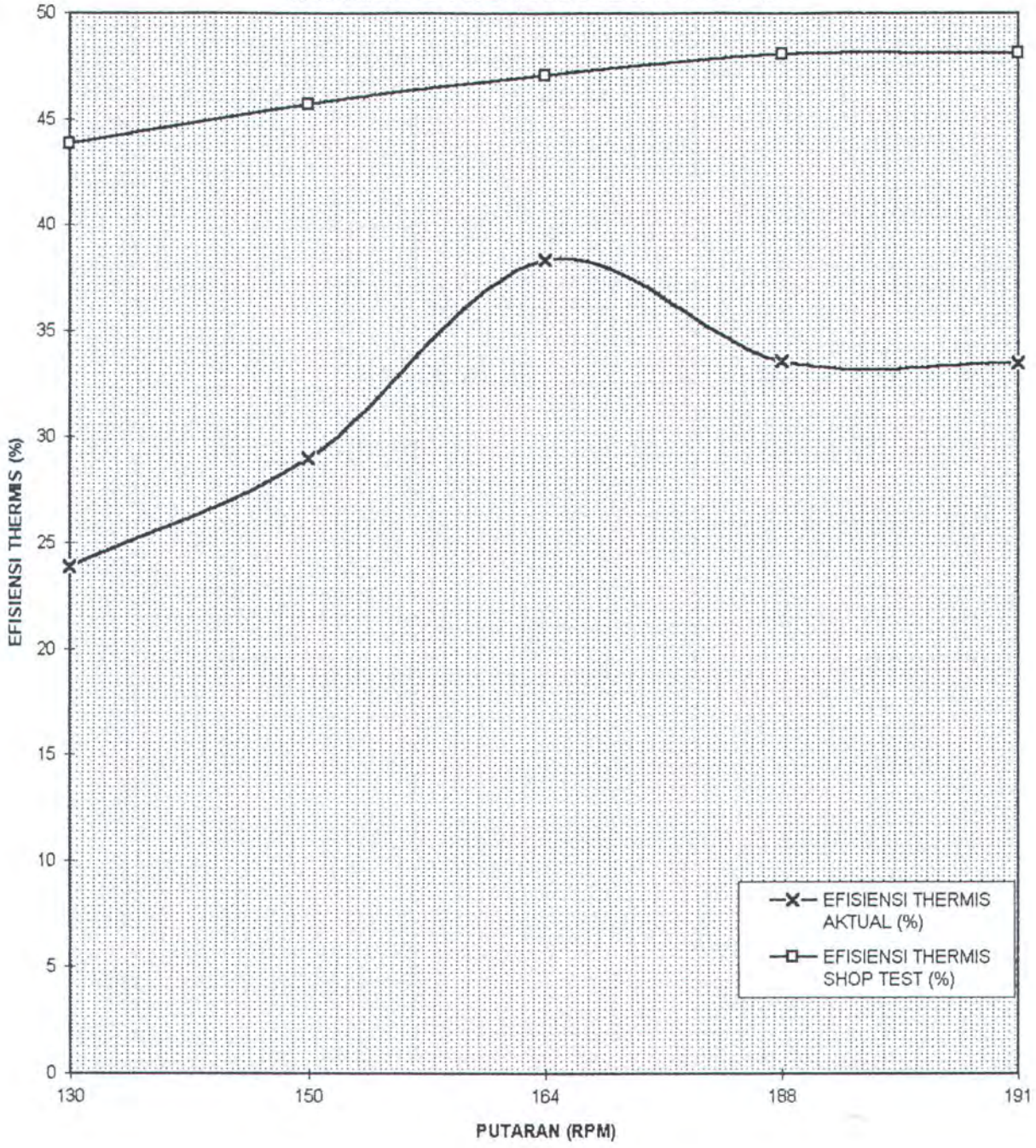
SFOC VS PUTARAN
PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 42

EFISIENSI THERMISVS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

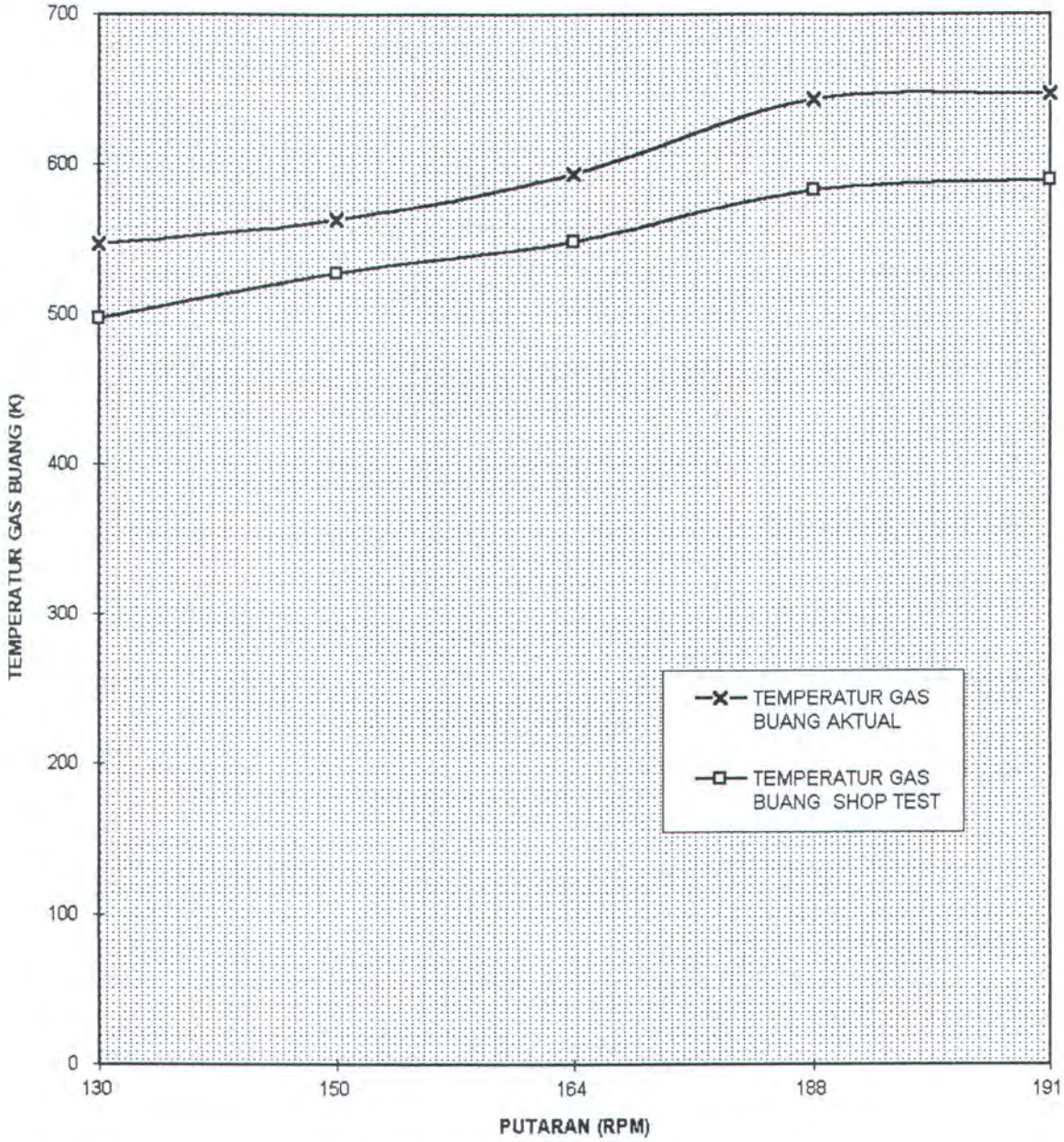
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 43

TEMPERATUR GAS BUANG VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

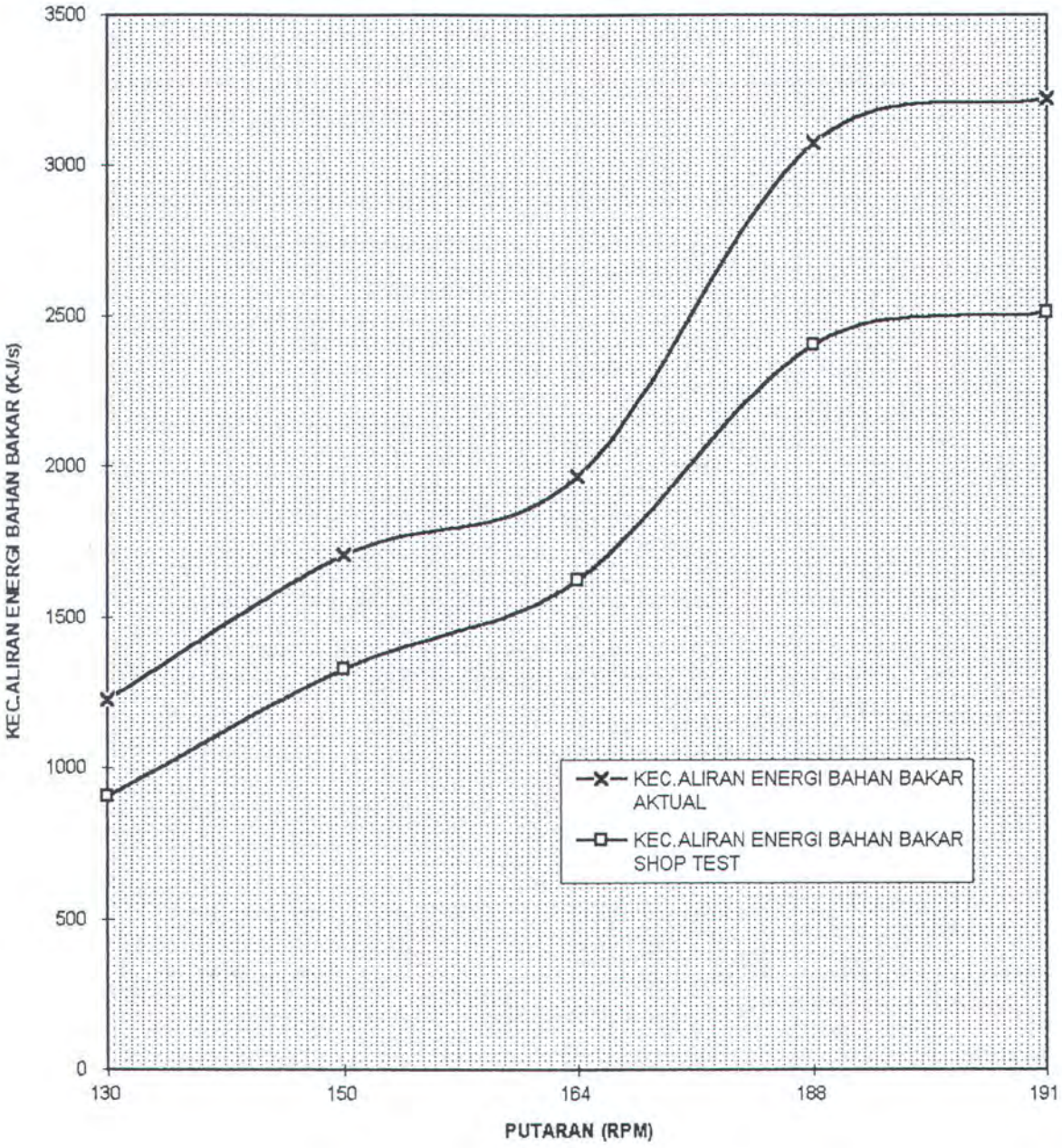
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 44

KEC.ALIRAN ENERGI BAHAN BAKAR VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

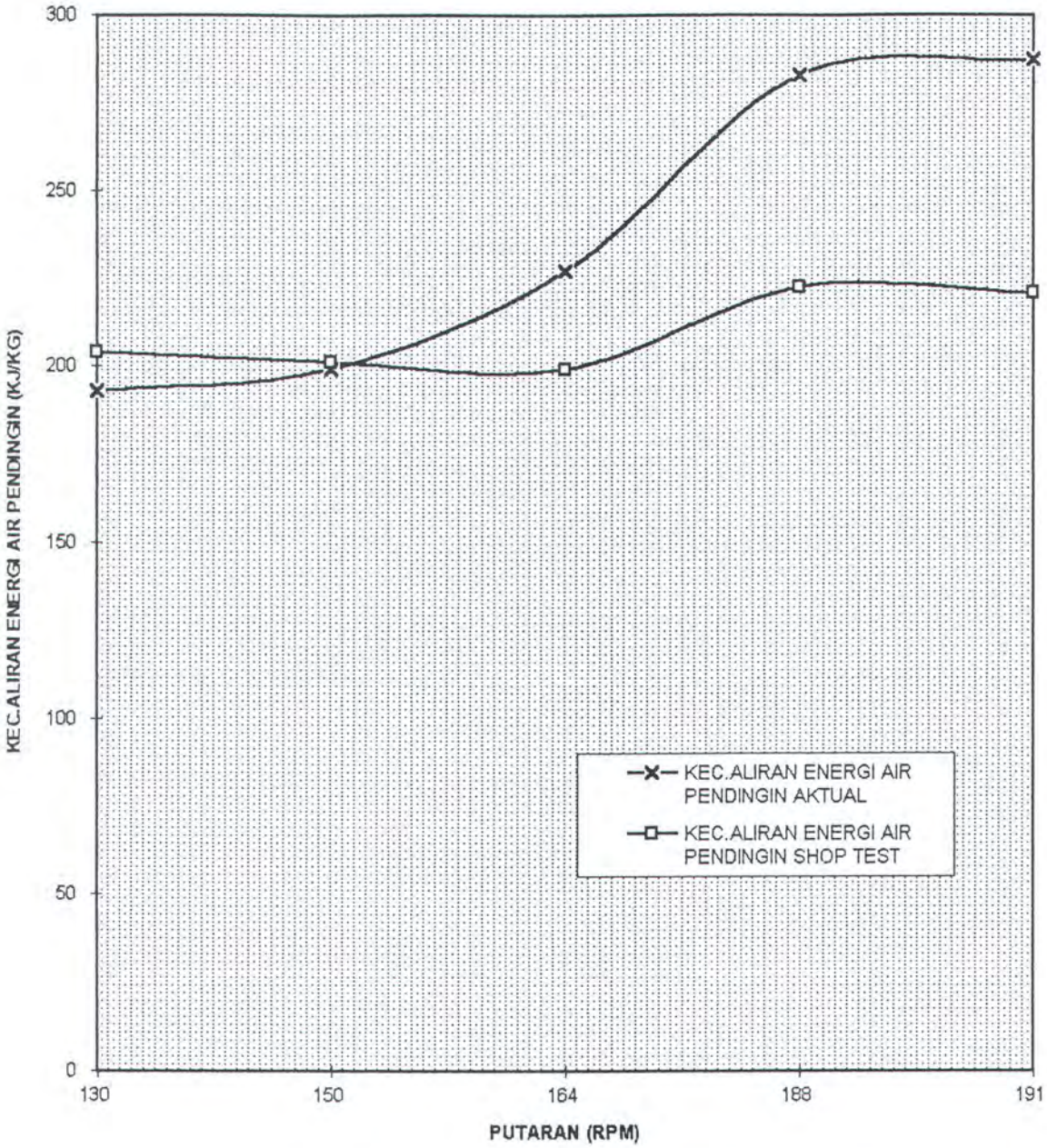
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 45

KEC.ALIRAN ENERGI AIR PENDINGIN VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

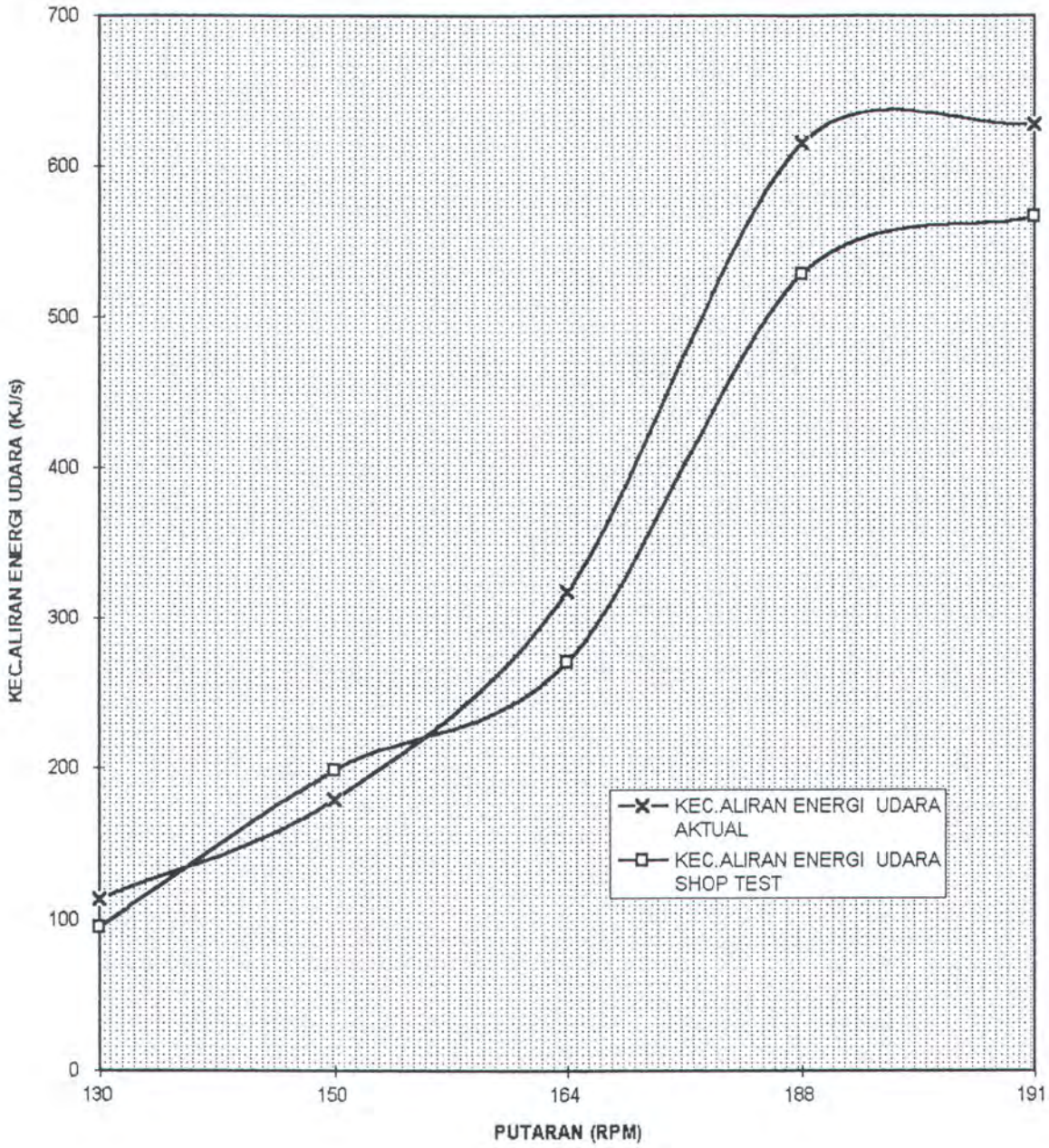
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 46

KEC.ALIRAN ENERGI UDARA VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

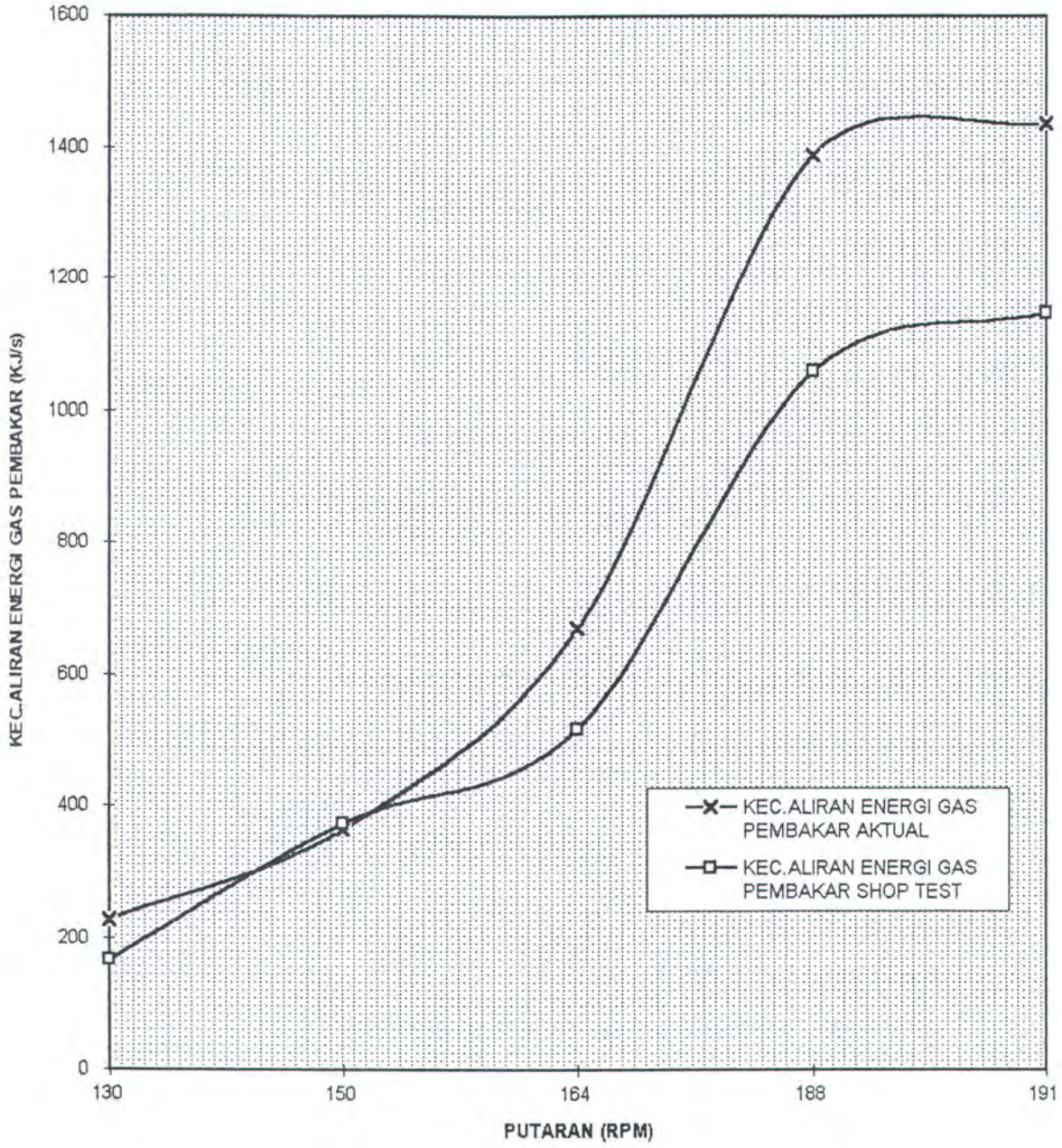
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 47

KEC.ALIRAN ENERGI GAS PEMBAKAR VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

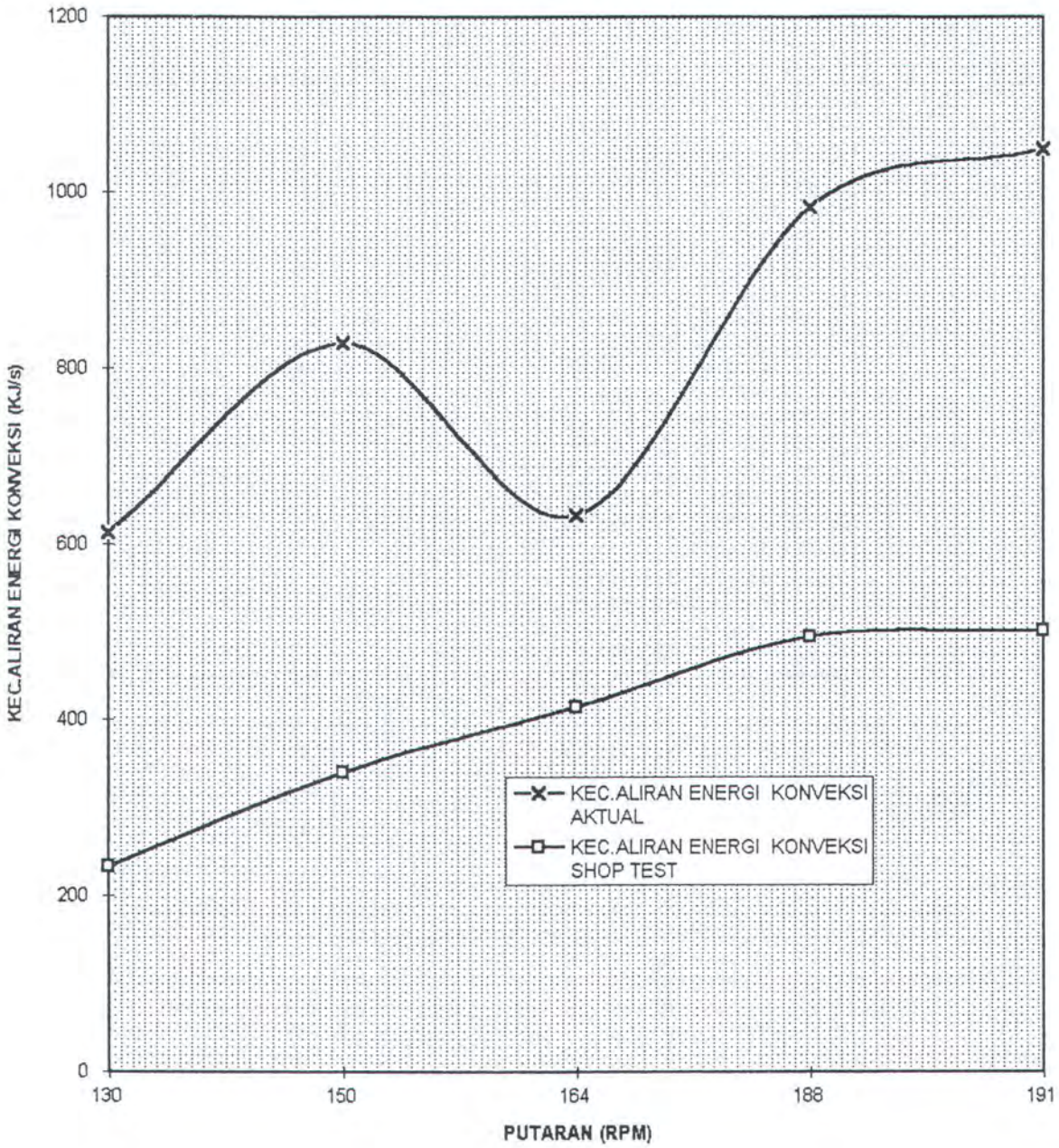
MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



GRAFIK 48

KEC.ALIRAN ENERGI KONVEKSI VS PUTARAN PADA KONDISI SERVICE DAN SHOP TEST

MOTOR DIESEL MITSUI B&W 5 S26 MC



DRAN SYSTEM - MODULE F 1 VERSION V10 RESULTS PAGE 6

USTOMER - PT.PAL
HIP DESCRIPTION - CARAKA JAYA 3 TAHAP II FNAM CJ24
EFERENCE - PM-JAN.25,1996 DATE - 25.01.96

OWER CURVES AND SPEED PREDICTIONS

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

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

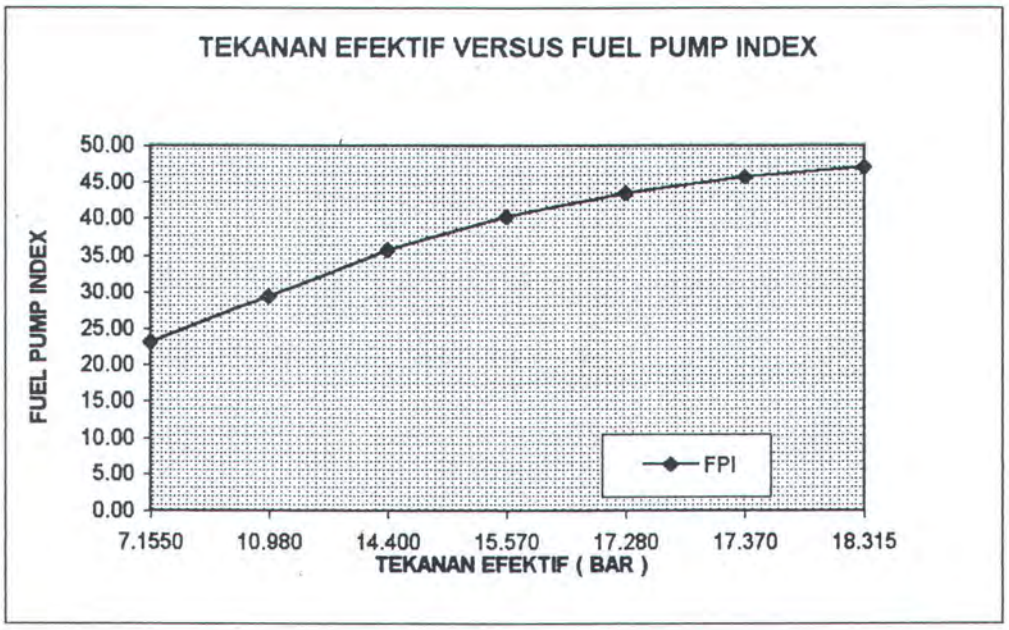
SPEED(KNOTS)	POWER AT TRIALS(KW)	POWER AT SERVICE(KW)
7.00	210.	251.
7.50	259.	311.
8.00	315.	378.
8.50	380.	456.
9.00	453.	544.
9.50	538.	645.
10.00	636.	763.
10.50	747.	896.
11.00	879.	1055.
11.50	1033.	1239.
12.00	1198.	1438.
12.50	1404.	1685.
13.00	1674.	2009.
13.50	1979.	2375.
14.00	2270.	2724.

TRIALS POWER ENGINE = 1502. KW SPEED PREDICTION = 12.71 KNOTS

SERVICE POWER ENGINE = 1282. KW SPEED PREDICTION = 11.61 KNOTS

GRAFIK TEKANAN EFEKTIF RATA - RATA TERHADAP FUEL PUMP INDEX (DATA SHOP TEST)

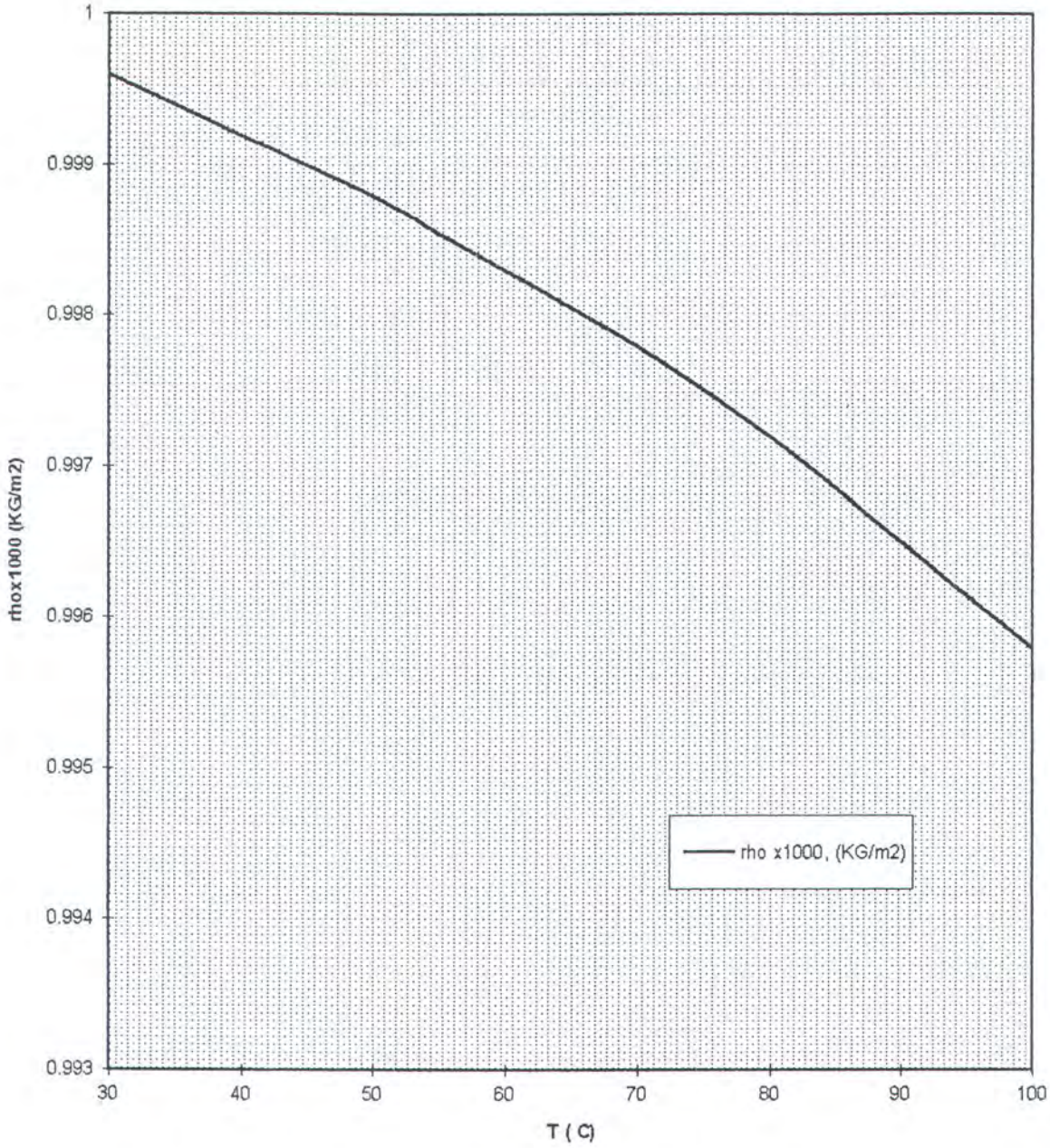
Pe	FPI
7.1550	23.20
10.980	29.40
14.400	35.70
15.570	40.20
17.280	43.40
17.370	45.70
18.315	47.00



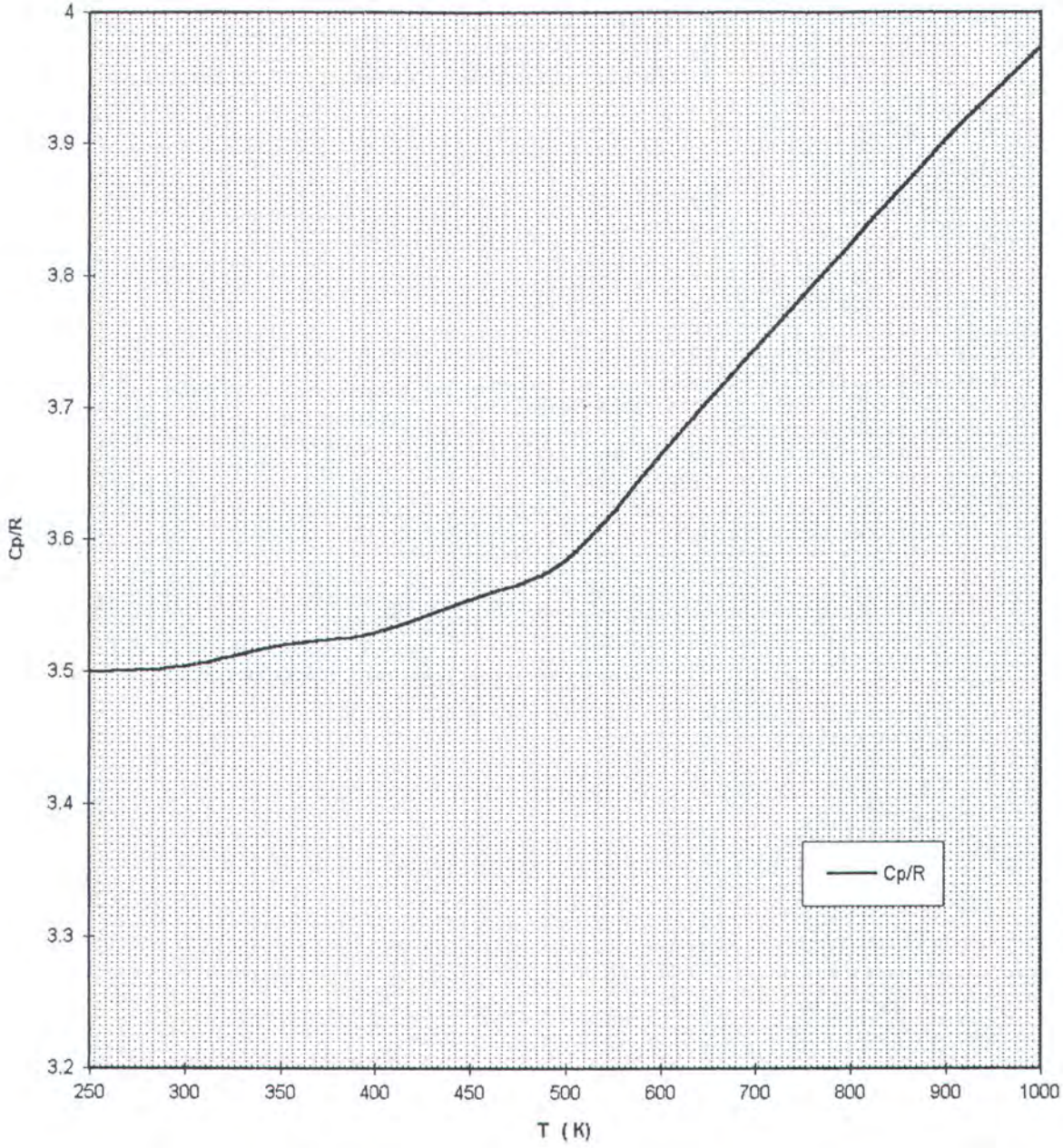
Perhitungan Daya Efektif
Pb = c x RPM x Pe (bhp)

dimana : c = konstanta silinder (0.578)
RPM = Putaran mesin
Pe = Tekanan Efektif Rata - rata

KERAPATAN MASSA AIR



Cp/R = f(T), UNTUK UDARA DAN GAS PEMBAKAR



DAFTAR PUSTAKA

1. Bustani Mustofa, Pengaruh Bahan Bakar Terhadap Rendemen dan Unjuk Kerja Mesin Diesel, Lembaran Publikasi Lemigas, No 4/1987.

2. Bambang Priambodo, Operasi dan Pemeliharaan Mesin Diesel, Erlangga, 1986.

3. DEMA, Marine Diesel Standart Practices, Diesel Engine Manufacture Association, New York, 1971.

4. Edgar J. Kates, Diesel and High Compression Gas Engines, American Technical Society, Chicago,1975.

5. Edward F, Obert, Internal Combustion Engine and Air Pollution,3th, Internal Texbook Company, Pensylvania, 1973.

6. Kent W. Stinson, Diesel Engineering Hand Book, 12th Edition, 1972.

7. Nur Ahadiat, Pengaruh Kwalitas Minyak Solar Pada Proses Pembakaran, Lembaran Publikasi Lemigas, No 1/1994.

8. Nakoela Soemarto, Motor Serbaguna, PT. Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.

9. Petrovsky,N. Prof. D. Sc. Marine Internal Combution Engine, Mir Publishets, Moscow, 1968.

10. Petunjuk Praktikum Mesin Kapal, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

11. Marlev, ME, DR, AM, Internal Combution Engine, Second Edition, Mc Growhill Book Company Inc, 1964.

12. Wiranto Arismunandar, Motor Diesel Putaran Tinggi, Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.

PENUTUP

Dengan memanjatkan puji dan syukur kepada Allah swt. penyusun dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini sebagaimana yang diharapkan.

Dengan selesainya penyusunan Tugas Akhir mengenai Analisa Proses Pembakaran Unjuk Kerja Motor Diesel MITSUI B&W 5 S 26 MC yang Terpasang di Caraka Jaya Niaga III - 24 penyusun mengharapkan adanya kritik dan saran yang bersifat membangun demi tercapainya kesempurnaan, karena penyusun menyadari bahwa semuanya itu masih jauh dari kesempurnaan.

Namun dengan tersusunnya Tugas Akhir ini penyusun merasa sedikitnya telah bertambah ilmu pengetahuannya, walaupun itu hanya sejengkal, dan mudah-mudahan besar harapan penyusun dengan adanya Tugas Akhir ini akan sangat berarti bagi penyusun khususnya dan juga mudah-mudahan akan sangat berguna bagi pembaca pada umumnya.