

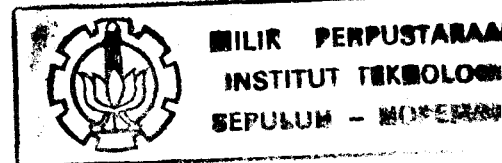
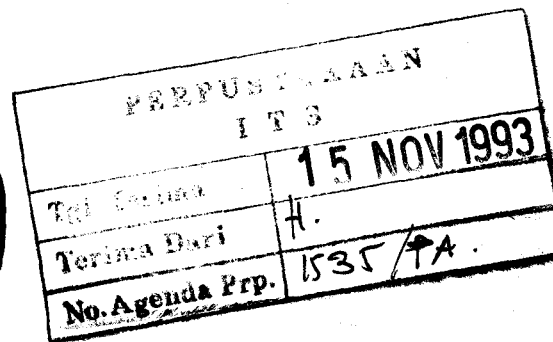
3100096007797

**TUGAS AKHIR**

**TN 1701**

**STUDY TENTANG  
HYPERBAR PARALLEL SUPERCHARGING  
DENGAN MENGGUNAKAN BY-PASS VALVE**

Rske  
623.872.3  
Yul  
S-1  
1993



*Oleh :*

**EVI YULIANTO**

**NRP. 4884200185**

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
S U R A B A Y A  
1993**

**TUGAS AKHIR**

**TN 1701**

**STUDY TENTANG  
HYPERBAR PARALLEL SUPERCHARGING  
DENGAN MENGGUNAKAN BY-PASS VALVE**

**Mengetahui / Menyetujui  
Dosen Pembimbing**

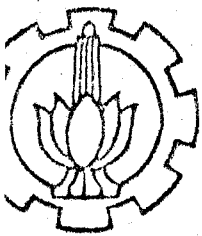


8/11/93

**Ir. I WAYAN LINGGA**

**NIP. 131 415 662**

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
S U R A B A Y A  
1993**



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN  
**INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER**  
**FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN**

Kampus ITS Sukolilo Surabaya 60111 Telp. 597254 & 597274 Pos 262 TELEX. 34224 FAX. 597254, 597045

TUGAS AKHIR (TN.1701)

Nama : Evi Yulianto..... NRP. : 4884200105  
 Tahap : Sarjana..... Tahun kuliah : 1992/1993  
 Tgl.diberikan Tugas : 28 Oktober 1992..... Tgl.diselesaikan Tugas : .....

Data-data untuk Tugas :

1. Type Kapal : Tanker..... 2. Kecepatan : .12.knot.....  
 3. Radius Pelayaran : Indonesia - Australia  
 4. Data-data lainnya : LOA : i. 88,98 m...;...LWL : .87,18 m...;...LPP : .84,31 m...  
 B....i. 14,09 m...;...H..... 7,35 m...;...T..... 6,35 m...

JENIS TUGAS :

A. Perencanaan Kamar Mesin/Sistem Perpipaan :

I. Tugas Wajib

1. Sistem pipa kapal (Ship board systems)
  - 1.1. Sistem pipa ballast
  - 1.2. Sistem pipa bilge
  - 1.3. Sistem pipa sanitasi
  - 1.4. Sistem pipa kobakaran
2. Sistem pipa mesin (propulsion systems)
  - 2.1. Sistem pipa bahan bakar
  - 2.2. Sistem pipa pelumas
  - 2.3. Sistem pipa pendingin
  - 2.4. Sistem pipa udara tekanan tinggi
3. Perhitungan daya motor dan gambar tata letak kamar mesin (lay-out)
  - 3.1. Motor induk
  - 3.2. Motor bantu
  - 3.3. Tata letak kamar mesin (lay-out)

II. Tugas Tambahan (pilihlah satu)

1. Sistem pipa khusus :
  - 1.1. ....
2. Gambar Isometric untuk sistem pipa
  - 2.1. Bongkar Muat.....

B. Karya Tulis (Skripsi) :

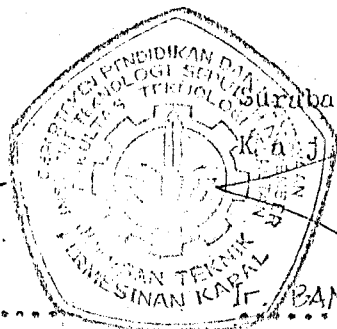
" Study Tentang Hyperbar Parallel Supercharging  
 Dengan menggunakan By-pass Valve "

ng,

Mahasiswa,

*[Signature]*

*[Signature]*



16 NOV 1992

INGGA  
15/10/92

EVI YULIANTO  
NRP. 4884200105

BAMBANG SUPANGKAT  
NRP. 130355208

## ABSTRAK

Pada suatu motor bakar dalam, energi yang terbuang melalui gas buang adalah sangat besar yaitu sekitar 34% - 40%. Penggunaan turbocharger adalah salah satu cara yang digunakan untuk memanfaatkan energi gas buang menjadi energi berguna yang dapat membantu meningkatkan daya motor yang menggunakannya. Ada dua macam rangkaian turbocharger dengan motor yang menggunakannya yaitu Constant Pressure Turbocharging dan Pulse System Turbocharging.

Suatu hal yang paling penting yang harus diperhatikan dalam pemilihan turbocharger yang akan digunakan adalah kesesuaian antara laju aliran udara motor pada setiap kondisi operasinya dengan karakteristik kompresor dari turbocharger. Hal ini dikarenakan apabila turbocharger yang digunakan tidak sesuai dengan karakteristik aliran udara motor akan mengakibatkan menurunnya unjuk kerja motor itu sendiri. Pada kedua metode diatas dimana hubungan antara turbocharger adalah seri, penyesuaian penggunaan turbocharger terhadap suatu motor adalah tidak mudah, hal ini dikarenakan besarnya laju aliran massa gas buang yang masuk ke dalam turbin sangat bervariasi tergantung dari beban dan putaran motor. Pada saat motor beroperasi pada putaran dan beban rendah laju aliran massa gas buang berkurang maka aliran udara yang dihasilkan kompresor relatif lebih kecil terhadap kompresi ratio kompresor, sehingga garis aliran udara kompresor melewati batas surja.

Hyperbar Parallel Supercharging adalah suatu metode rangkaian turbocharger yang dikembangkan dari metode Constant Pressure Turbocharging yang mana hubungan antara turbocharger dengan motor adalah parallel yaitu ada hubungan antara compressor outlet dan turbine inlet yang dikendalikan oleh sebuah katup yang disebut Hyperbar Valve. Katup ini berfungsi untuk menghindari aliran gas buang masuk ke dalam saluran hisap yang mana bekerjanya secara pneumatik yang dikendalikan oleh perbedaan tekanan kompresor dan tekanan gas buang.

Dengan Hyperbar Parallel Supercharging ini memungkinkan untuk memberikan tekanan pembilasan yang tinggi tanpa harus melewati garis batas surja kompresor (compressor surge limits line) pada putaran dan beban rendah. Hal ini karena perbedaan jumlah aliran massa gas buang yang masuk ke dalam turbin relatif tidak besar karena ada supply udara masuk ke dalam saluran buang melalui by-pass valve, sehingga kesesuaian antara kompresi ratio dengan laju aliran udara kompresor dapat dicapai. Dengan demikian dengan menggunakan metode Hyperbar Parallel Supercharging dapat memberikan daerah operasi motor lebih besar (engine speed range) dalam hubungannya dengan turbocharger yang digunakan.

## KATA PENGANTAR

Menyusun Tugas Akhir TN 1701 merupakan salah satu persyaratan akademis yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Teknik Permesinan Kapal, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang akan menyelesaikan study tahap sarjana.

Dalam Tugas Akhir TN 1701 ini, penulis mencoba mempelajari tentang salah satu sistem turbocharger yang dikenal dengan nama Hyperbar Parallel Supercharging yang dipergunakan untuk motor penggerak kapal, dengan judul "*Study Tentang Hyperbar Parallel Supercharging dengan Menggunakan By-Pass Valve*".

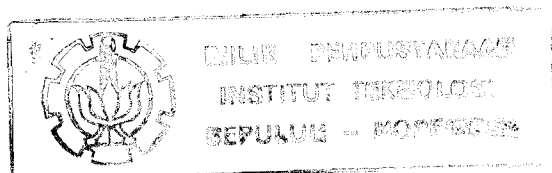
Selama penulisan Tugas Akhir TN 1701 ini hingga dapat terselesaikan, dan segala bantuan dan dorongan yang diberikan, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Tondohartono, Dekan Fakultas Teknologi Kelautan, ITS Surabaya
2. Bapak Ir. Bambang Supangkat, Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Fakultas Teknologi Kelautan, ITS Surabaya
3. Bapak Ir. I Wayan Lingga, selaku dosen pembimbing
4. Bapak Ir. Sardono Sarwito, selaku dosen wali
5. Orang tua, kakak, dan adik tercinta
6. Rekan-rekan mahasiswa Teknik Permesinan Kapal Fakultas Teknologi Kelautan, ITS Surabaya

Akhirnya dengan segala kerendahan hati penulis berharap semoga karya tulis ini bermanfaat menambah wawasan pengetahuan dalam arti praktis khususnya dibidang teknik permesinan kapal.

Surabaya, Juli 1993

Penulis



## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN

SURAT TUGAS

ABSTRAK

KATA PENGANTAR.....	i
DAFTAR ISI.....	iii
DAFTAR NOTASI.....	vi
DAFTAR GAMBAR.....	viii
DAFTAR LAMPIRAN.....	x

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Penulisan.....	1
1.2 Tujuan Penulisan.....	2
1.3 Batasan dan Lingkup Permasalahan.....	2
1.4 Metode Penulisan.....	3

### BAB II TINJAUAN UMUM DAN TEORI DASAR TURBOCHARGER

2.1 Prinsip Dasar Turbocharger.....	4
2.2 Unjuk Kerja Turbocharger.....	6
2.3 Prinsip Dasar Turbocharger Tekanan Konstan.....	13
2.4 Turbocharger Tekanan Konstan pada Motor Diesel 2 Langkah.....	15
2.5 Pendinginan Udara (Charge Air Cooling).....	20

### BAB III TURBOCHARGER DAN PROSES PEMBANGKITAN DAYA MOTOR

3.1 Kesesuaian Turbocharger.....	23
3.2 Udara yang Diperlukan Untuk Pembangkitan	
Daya.....	24
3.2.1 Daya poros per satuan berat udara.....	24
3.2.2 Penaksiran harga tekanan efektif	
rata-rata.....	25
3.3 Karakteristik Aliran Udara Motor dan	
Turbocharger.....	26
3.4 Kesesuaian Turbocharger dengan Motor	
Diesel Penggerak Kapal.....	31

### BAB IV HYPERBAR PARALLEL SUPERCHARGING

4.1 Hyperbar Parallel Turbocharging.....	35
4.2 Hyperbar Parallel Turbocharging dengan	
Hyperbar Valve.....	36
4.2.1 Self-Sustaining temperatur dari	
turbocharger .....	36
4.2.2 Hyperbar By-Pass Valve.....	41
4.3 Data-Data Perhitungan.....	46
4.3.1 Data Motor yang Digunakan.....	46
4.3.2 Data Turbocharger.....	46
4.3.3 Data Hyperbar Valve.....	46
4.4 Pengolahan Data.....	46
4.5 Contoh Perhitungan.....	47



4.5.1 Turbocharger-Motor dalam Susunan Seri.....	47
4.5.2 Hyperbar Parallel Turbocharging dengan by-pass valve.....	52

BAB V ANALISA HASIL PERHITUNGAN

5.1 Analisa Hasil Perhitungan Untuk Putaran Konstan.....	58
5.2 Analisa Hasil Perhitungan Untuk Putaran dan Beban Berubah.....	60

BAB VI KESIMPULAN

PENUTUP

DAFTAR PUSTAKA

## DAFTAR GAMBAR

- GAMBAR 2.1 : Perbedaan daya yang dibangkitkan motor diesel dengan turbocharger dan motor diesel yang melakukan penghisapan alamiah
- GAMBAR 2.2 : Sebuah sistem daya turbin gas sederhana
- GAMBAR 2.3 : Turbocharger tekanan konstan
- GAMBAR 2.4 :  $\eta_s = f(R_s)$
- GAMBAR 2.5 : Perbandingan tekanan inlet / exhaust manifold merupakan fungsi dari efisiensi turbocharger dan temperatur inlet turbin
- GAMBAR 2.6 : Perbandingan kerapatan massa udara merupakan fungsi dari kompresi ratio dan efisiensi kompresor
- GAMBAR 2.7 : Pengaruh intercooler terhadap unjuk kerja suatu motor
- GAMBAR 3.1 : Efisiensi volumetris vs kecepatan udara masuk
- GAMBAR 3.2 : Karakteristik unjuk kerja motor pada beban dan kecepatan konstan yang digambarkan diatas karakteristik kompresor
- GAMBAR 3.3 : Karakteristik unjuk kerja motor diesel dua langkah yang digambarkan diatas karakteristik kompresor
- GAMBAR 4.1 : Classical turbocharging
- GAMBAR 4.2 : Hyperbar Supercharging dengan by-pass valve
- GAMBAR 4.3 : Hubungan antara scavenging pressure drop dengan pemakaian bahan bakar
- GAMBAR 4.4a : Pengaruh scavenging pressure difference terhadap temperatur masuk turbin
- GAMBAR 4.4b : Pengaruh turbocharger efisiensi terhadap temperatur masuk turbin
- GAMBAR 4.5a : Hypebar by-pass



**GAMBAR 4.5b** : By-pass valve

**GAMBAR 4.6** : Berbagai variasi antara engine pressure ratio dan turbine entry temperature yang digambarkan pada karakteristik kompresor

**GAMBAR 5.1** : Karakteristik laju aliran udara kompresor pada putaran 160 RPM dan 170 RPM

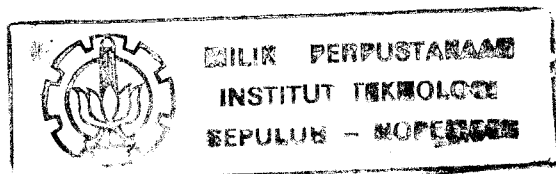
**GAMBAR 5.2** : Karakteristik laju aliran udara kompresor pada variasi beban dan putaran

## DAFTAR LAMPIRAN

- LAMPIRAN I : HASIL PERHITUNGAN
- LAMPIRAN II : DATA-DATA PERHITUNGAN
- LAMPIRAN III : DATA-DATA SIFAT UDARA

## DAFTAR NOTASI

AFR	: Air Fuel Ratio
Cp	: Kapasitas kalor spesifik pada tekanan konstan (kJ/kg K)
F	: Gaya yang bekerja pada by-pass valve (kg)
H	: Kerja yang dihasilkan sistem
h	: Enthalpy (kJ/kg)
KE	: Energi Kinetik
k	: Cp/Cv
LHV	: Low Heating Value (kJ/kg)
m	: Laju aliran massa (kg/h)
N	: Putaran motor (RPM)
P	: Tekanan (bar abs)
PE	: Energi Potensial
Q	: Laju Perpindahan panas ke sistem
R	: Konstanta gas ideal (kJ/kg K)
Rs	: Ratio pembilasan
Rst	: Perbandingan udara bahan bakar stoikiometrik
r	: Kompresi ratio motor
r <sub>c</sub>	: Kompresi ratio kompresor
r <sub>t</sub>	: Ekspansi ratio turbin
S	: Luas penampang by-pass valve (cm <sup>2</sup> )
s	: Luas penampang by-pass dari balancing section (cm <sup>2</sup> )
T	: Temperatur (K)
Vs	: Engine swept volume (cm <sup>3</sup> )
W	: Daya (kJ/h)
X	: mass flow parameter
ρ	: Kerapatan massa (kg/m <sup>3</sup> )
ε	: Efektifitas intercooler
η	: Efisiensi



## Subscript

a	: Udara	m	: Mekanik
b	: By-Pass valve	mix	: Campuran
C	: Kompresor	T	: Turbin
Cyl	: Silinder	te	: Thermal
e	: Motor	v	: Volumetrik
exh	: Exhaust gas	w	: Air Pendingin
f	: Bahan bakar		
1	: Kondisi masuk kompresor/Kondisi Lingkungan		
2	: Kondisi masuk by-pass valve/keluar kompresor		
2'	: Kondisi keluar Intercooler/masuk motor		
3	: Kondisi masuk turbin		
3'	: Kondisi campuran masuk turbin		
4	: Kondisi keluar turbin		

## BAB I

### PENDAHULUAN

#### 1.1 Latar Belakang Penulisan

Dewasa ini pemakaian turbocharger pada motor diesel sebagai upaya untuk meningkatkan daya dipandang lebih banyak menguntungkan, terutama bila dipakai pada motor penggerak kapal yang mempunyai daya relatif besar. Dengan memakai turbocharger dimensi mesin dapat lebih kecil untuk keluaran daya yang sama apabila tidak menggunakan turbocharger.

Pada umumnya turbocharger dirancang sesuai dengan kebutuhan motor, dalam hal ini adalah kebutuhan jumlah udara yang dipergunakan untuk proses pembakaran.

Kita telah mengetahui bahwa ada berbagai macam sistem atau rangkaian turbocharger yang diterapkan untuk memanfaatkan turbocharger itu sendiri dalam kesesuaiannya dengan motor yang ada. Rangkaian pemasangan turbocharger yang paling banyak dipakai Constant Pressure Turbocharger dan Pulse System Turbocharging.

Pada sistem - sistem tersebut hubungan antara turbocharger dan motor dirangkai secara seri yaitu gas buang menggerakkan turbin, turbin menggerakkan kompresor untuk memompa udara kedalam motor, melalui intercooler.

Hyperbar Parallel Supercharging adalah suatu

rangkaian turbocharger dimana turbocharger dirangkai secara parallel dengan motor dengan menggunakan hyperbar valve, dengan kata lain ada hubungan antara kompresor outlet dan turbin inlet. Dengan sistem ini diharapkan unjuk kerja dari turbocharger dapat meningkat dalam fungsinya sebagai subsistem dari motor untuk mermbantu proses peningkatan daya.

Fungsi dari Hyperbar valve sendiri adalah sebagai kontrol untuk mencegah aliran gas buang masuk ke dalam saluran hisap.

### 1.2 Tujuan Penulisan

Tugas akhir ini ditulis dengan tujuan :

1. Untuk mempelajari seberapa besar keunggulan dari Hyperbar Parallel Supercharging dibanding dengan sistem yang lain.

### 1.3 Batasan Dan Lingkup Permasalahan

1. Analisa yang dilakukan terbatas hanya pada perhitungan keseimbangan energi dari sistem
2. Tugas akhir ini bukan untuk merancang turbocharger tetapi hanya menganalisa dari sisi sistemnya saja
3. Tinjauan ekonomis tidak dibahas



#### 1.4 Metode Penulisan

Study literatur sebagai bahan utama penulisan

## BAB II

### TINJAUAN UMUM DAN DASAR TEORI TURBOCHARGER

#### 2.1 Prinsip Dasar Turbocharger

Telah diketahui bahwa tidak semua energi yang dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar pada sebuah motor bakar dalam (Internal Combustion Engine) berubah menjadi energi berguna seperti yang diharapkan, dari neraca kalor dapat dilihat persentasi kerugian yang terjadi pada sebuah motor diesel

Tabel 2.1\*

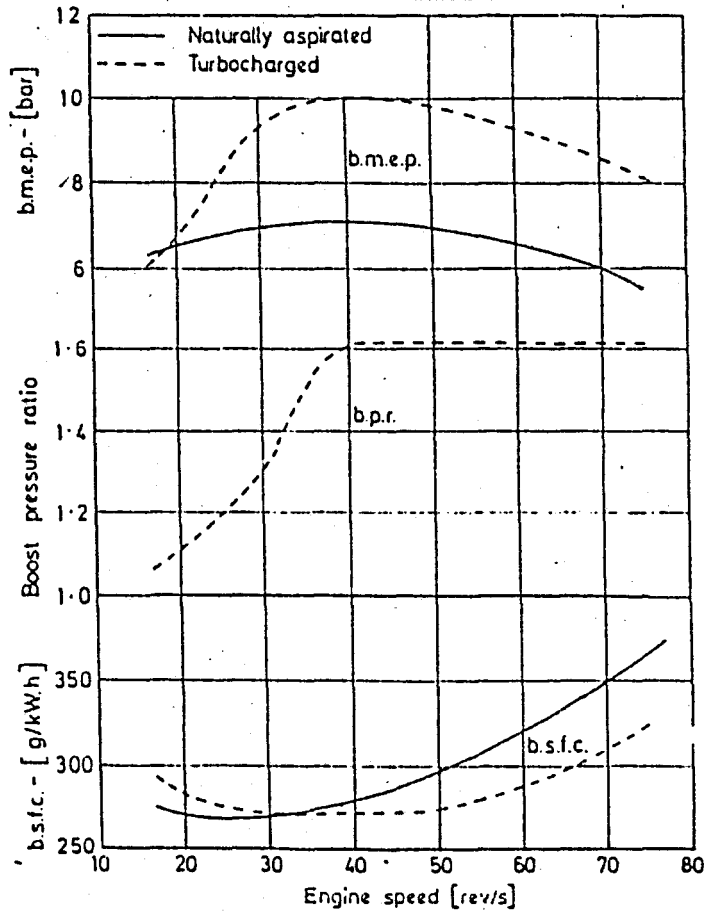
	Neraca kalor %
Kerja efektif	: 30 - 40%
Kerugian mekanis	: 11 - 4 %
Kerugian pada gas buang	: 25 - 11%
Kerugian pendinginan	: 34 - 40%

\* Sumber. Reff. 3

Dari neraca kalor diatas dapat dilihat bahwa kerugian energi pada gas buang adalah sangat besar, sehingga perlu adanya usaha untuk memanfaatkan energi yang terbuang ini menjadi energi yang berguna. Turbocharger adalah salah satu cara yang digunakan untuk memanfaatkan energi pada gas buang menjadi energi berguna yang dapat membantu meningkatkan proses pembangkitan daya motor.

Prinsip dasar dari turbocharger adalah memanfaatkan tingginya temperatur dan tekanan pada gas buang untuk menggerakkan turbin gas yang menggerakkan kompresor. Kompresor memompa udara masuk ke dalam silinder sehingga

menaikkan tekanan. Udara yang mengalami proses kompresi ini akan meningkat kerapatan dan temperaturnya. Kenaikan



Gambar. 2.1 Perbedaan daya yang dibangkitkan motor dengan turbocharger dan motor yang melakukan penghisapan alamiah. Sumber. Ref. 1

temperatur ini merupakan kerugian karena kerapatan udara akan sedikit berkurang. Untuk mengatasi kerugian ini adalah memasang intercooler (air cooler) antara turbocharger dan saluran udara masuk (manifold).

Dengan tekanan dan jumlah udara yang lebih besar

yang dimasukkan kedalam silinder berarti memperbanyak kandungan oksigen ( $O_2$ ) yang berguna untuk proses pembakaran. Dengan demikian jumlah bahan bakar yang diinjeksikan dapat diperbanyak sehingga Indicated Mean Effective Pressure (IMEP) atau dengan kata lain daya motor dapat diperbesar.

Gambar 2.1 menunjukkan perbedaan daya yang dihasilkan oleh motor yang dilengkapi dengan turbocharger dan motor yang melakukan penghisapan alamiah (naturally aspirated).

Pada putaran dan beban rendah atau pada saat starting motor dimana jumlah energi gas buang tidak mencukupi untuk menggerakkan turbin maka pada sistem penghisapan udaranya dibantu dengan Auxiliary Blower. Auxiliary Blower dipasang pada ujung air receiver/ manifold dan sebagai penggerakannya dipakai motor listrik.

Jadi secara keseluruhan, pemakaian turbocarger mempunyai keuntungan sebagai berikut :

- Memanfaatkan rugi energi yang terbuang pada gas buang
- Untuk daya yang sama akan mengurangi berat mesin dan dimensi mesin dibandingkan dengan motor diesel yang melakukan penghisapan udara alamiah.

## 2.2 Unjuk Kerja Turbocharger

Prestasi suatu turbocharger didefinisikan sebagai

perbandingan tekanan antara laju aliran massa, efisiensi yang dipunyai kompressor dan turbin ditambah efisiensi mekanis pada bearing.

Untuk mendapatkan suatu apresiasi mengenai daya yang dihasilkan turbin gas, marilah kita bahas sebuah sistem siklus terbuka yang sederhana seperti pada gambar yang terlihat pada gambar 2.2. dengan idealisasi bahwa fluida kerja adalah udara yang diperlakukan sebagai gas ideal. Pada keadaan 1 adalah  $20^{\circ}\text{C}$  dan 1 atm, dan pada keadaan 4 adalah 1 atm, energi kinetik dan potensial diabaikan pada semua keadaan, kompresi dan ekspansi gas adalah adiabatik.

Kerja yang dihasilkan suatu mesin turbo yang mempunyai satu lubang masuk dan satu lubang keluar dapat diperoleh dengan hukum termodinamika pertama. Dan persamaan energi aliran steady didapat dengan :

$$Q - H = m \left[ (h_2 + KE_2 + PE_2) - (h_1 + KE_1 + PE_1) \right] \quad (2.1)$$

dimana :

Q : Laju perpindahan panas (ke sistem)

H : Kerja yang dihasilkan sistem

m : laju aliran massa

h : enthalpy

KE : energi kinetik

PE : energi potensial

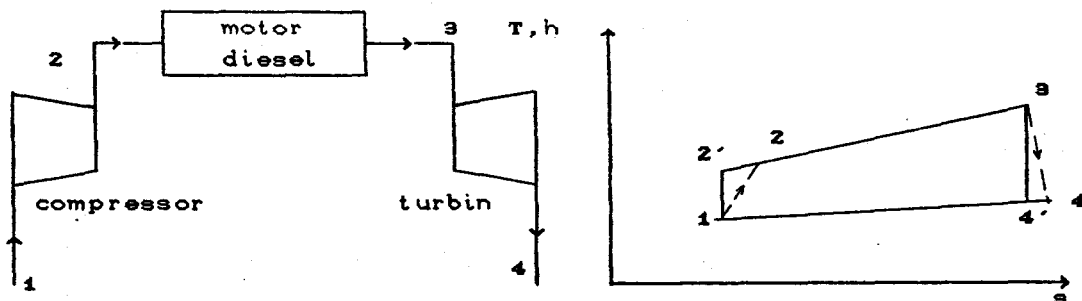
Subscript 1 dan 2 adalah kondisi masuk dan keluar.

Karena energi kinetik dan energi potensial diabaikan maka persamaan 2.1 dapat ditulis

$$Q - H = m (h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Perubahan yang terjadi karena perpindahan panas sangat kecil dan dapat diabaikan. Sehingga persamaan di atas dapat ditulis

$$-W = m (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$



Gambar 2.2 sebuah sistem daya turbin gas sederhana

Karena udara dan gas buang disini dianggap sebagai gas ideal maka persamaan diatas harus memenuhi persamaan

$$Pv = RT \quad (2.4)$$

dimana :  $P$ ,  $v$ ,  $R$ , dan  $T$  adalah tekanan (absolut), spesifik volume, konstanta gas konstan dan temperatur.

Kapasitas panas spesifik pada tekanan konstan ( $C_p$ ) untuk gas ideal didapat dengan :

$$C_p = dh/dT \quad (2.5)$$

sehingga persamaan 2.3 menjadi :

$$-W = m C_p (T_2 - T_1) \quad (2.6)$$

Hukum termodinamika kedua yang menyatakan bahwa ada hubungan antara entropi dan perpindahan panas spesifik dapat digunakan untuk menunjukkan bahwa kompresi atau ekspansi adiabatik ideal dapat terjadi pada entropi konstan

$$ds > dQ/T \quad (2.7)$$

Salah satu definisi efisiensi suatu kompresor adalah daya yang dibutuhkan untuk kompresi adiabatik ideal dibagi dengan daya yang dibutuhkan sesungguhnya dalam kerja non ideal dimana kompresor non adiabatik bekerja pada tekanan dan temperatur masuk yang sama dengan temperatur keluar.

$$\eta_{is} = \frac{\text{daya isentropis}}{\text{daya nyata}}$$

$\eta_{is}$  di sini disebut dengan efisiensi isentropis dari kompresor.

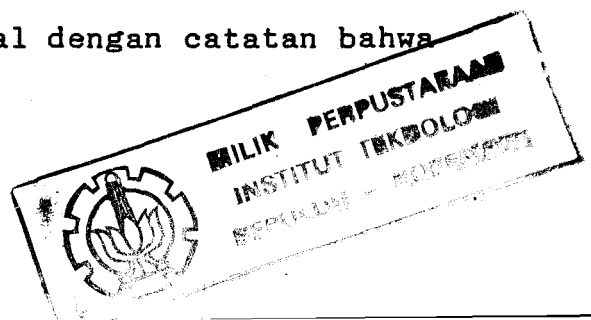
dari persamaan 2.3, 2.6, 2.8, maka

$$\eta_{isTT} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

dan

$$\eta_{isTT} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.8)$$

$\eta_{isTT}$  disini adalah suatu efisiensi yang didasarkan pada harga temperatur total ke total dengan catatan bahwa



kerja yang dibutuhkan pada kompresor non ideal lebih besar daripada kompresor ideal oleh karena temperatur udara keluar lebih tinggi dari pada temperatur udara masuk.

Pada kompresi isentropis, tekanan dan temperatur mempunyai hubungan yang dapat diekspresikan sebagai

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[ \frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.10)$$

$$k = C_p/C_v$$

$$\eta_{isTT} = \frac{(P_2/P_1)^{\frac{k}{k-1}} - 1}{T_2/T_1 - 1} \quad (2.11)$$

Perhitungan efisiensi kompresor yang didasarkan pada kenaikan temperatur secara total, mengasumsikan bahwa energi kinetik yang meninggalkan kompresor dapat digunakan ke komponen mesin. Hal ini benar dalam suatu turbin gas karena kecepatan gas tetap terjaga sepanjang ruang bakar ke turbin dimana gas tersebut melakukan kerja berguna. Akan tetapi udara yang dialirkan kompresor ke saluran udara masuk pada motor dibawa dalam keadaan diam (mendekati nol) tanpa melakukan kerja berguna.

Kerugian energi kinetik diperhitungkan sebagai kerugian kompresor relatif terhadap kompresor ideal. Pada lubang masuk kompresor, udara dipercepat dari keadaan diam ke dalam mata kompresor (bagian tengah) tanpa



menyebabkan turunnya efisiensi, maka temperatur jenuh pada lubang masuk dapat dipergunakan (temperatur total sama dengan statis) sehingga efisiensi kompresor akan lebih tepat didefinisikan sebagai

$$\eta_{isrs} = \frac{r_c^{\frac{k}{k-1}} - 1}{(T_2 / T_1) - 1} \quad (2.12)$$

$$r_c = P_2/P_1$$

Hal ini merupakan efisiensi isentropis total terhadap statis dan biasanya beberapa persen lebih rendah daripada efisiensi total ke total, namun beberapa pabrik pembuat turbocharger membatasi harga temperatur total ke total yang kadang-kadang tanpa memberikan penjelasan tentang dasar-dasar ukurannya. Dengan mensubstitusikan persamaan 2.6, 2.8, dan 2.11 memberikan hubungan untuk daya kompresor sebagai :

$$-W = m C_p \frac{T_1}{\eta_{isrs}} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \quad (2.13)$$

Tanda negatif disini merupakan tanda konversi termodinamika dengan kerja yang dilakukan oleh sistem dihitung sebagai positif dan kerja yang dilakukan pada sistem dihitung sebagai negatif. Jadi daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor merupakan fungsi

dari : laju aliran massa ( $\dot{m}$ ), temperatur udara masuk ( $T_1$ ), kompresi ratio ( $r_c$ ), efisiensi kompresor ( $\eta_{isrs}$ ) dan kapasitas panas spesifik pada tekanan tetap ( $C_p$ ).

Persamaan 2.13 dan 2.14 menunjukkan bahwa efisiensi kompresor yang rendah tidak hanya meningkatkan kebutuhan daya untuk perbandingan tekanan tertentu tapi juga meningkatkan temperatur aliran ( $T_2$ ) dan ini menyebabkan massa udara yang meninggalkan kompresor turun. Sehingga kedua hal inilah yang menuntut adanya efisiensi kompresor yang baik.

Effisiensi isentropis turbin dapat dinyatakan sebagai daya output sebenarnya dibagi dengan daya yang tersedia pada turbin adiabatik ideal (isentropis) yang bekerja pada tekanan dan temperatur masuk yang sama.

Jadi,

$$\eta_{is} = \frac{\text{daya isentropis}}{\text{daya nyata}} \quad (\text{turbin}) \quad (2.14)$$

Pernyataan ini dapat dikembangkan dengan cara yang sama seperti halnya pada kompresor untuk mendapatkan persamaan

$$\eta_{isTT} = \frac{1 - T_4/T_3}{1 - \left[ P_4 / P_3 \right]^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.15)$$

dan

$$\eta_{isTS} = \frac{1 - T_4/T_3}{1 - \left[ P_4 / P_3 \right]^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.16)$$

Energi kinetik yang meninggalkan turbin dibuang

melalui pipa buang, disini efisiensi total ke statis hampir sesuai walaupun tidak selalu dibatasi oleh pembuat turbocharger. Sehingga daya output pada turbin didapat dengan :

$$W_t = m C_p T_3 \eta_{t,TS} \left[ 1 - r_t^{-\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2.17)$$

$$r_t = P_3/P_4$$

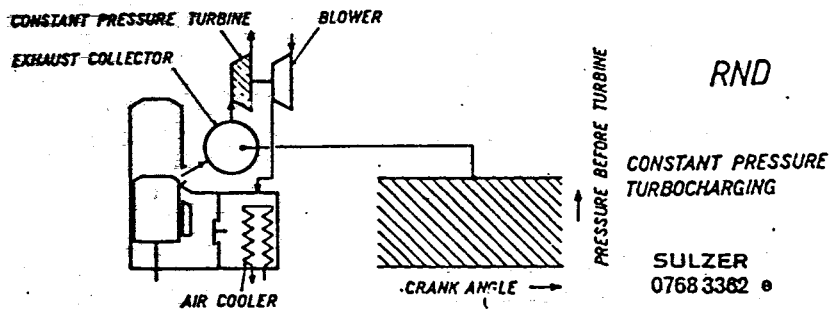
Jadi daya yang dihasilkan oleh turbin merupakan fungsi dari : temperatur masuk ( $T_3$ ), laju aliran massa ( $m$ ), ratio ekspansi ( $r_t$ ), efisiensi turbin TS ( $\eta_{t,TS}$ ) dan kapasitas panas spesifik gas buang ( $C_p$ ).

### 2.3 Prinsip Dasar Turbocharger Tekanan Konstan

Pada turbocharger tekanan konstan, exhaust port dari setiap silinder digabungkan ke pipa saluran buang (exhaust manifold) tunggal yang diameternya cukup besar sehingga mampu meredam fluktuasi tekanan gas dan menjadikannya bertekanan konstan sepanjang saluran pipa buang (gambar 2.3). Suatu keuntungan yang diperoleh dengan menggunakan sistem ini adalah kondisi aliran yang steady pada saat gas menghembus ke sudu-sudu turbin sehingga turbin dapat menyesuaikan diri untuk beroperasi pada efisiensi optimum pada macam-macam kondisi motor.

Keberhasilan suatu sistem turbocharger dipengaruhi oleh tiga parameter yaitu ; kenaikan tekanan dan temperatur pada saluran udara masuk serta tekanan di

dalam saluran gas buang. Jadi ketiga hal ini yang harus diketahui sebelum merencanakan ataupun menggunakan sistem turbocharger.



Gambar 2.3 Turbocharger tekanan konstan. Sumber Ref. 4

Dengan memperhatikan keseimbangan energi pada turbocharger yang beroperasi pada tekanan gas buang konstan, secara sederhana untuk memperoleh kesesuaian antara tekanan saluran gas buang ( $P_3$ ) dan peningkatan tekanan ( $P_2$ ), daya kompresor harus sama dengan daya turbin dikurangi kerugian akibat efisiensi mekanis turbocharger.

Jadi,

$$W_c = W_t \times \eta_{mek} \quad (2.18)$$

Laju aliran massa untuk turbin ( $m_t$ ) harus sama dengan laju aliran massa kompresor ( $m_c$ ) ditambah dengan laju aliran bahan bakar ( $m_f$ ). Jika hembusan torak diabaikan, maka



$$m_T = m_c + m_f \quad (2.29)$$

atau

$$m_T/m_c = 1 + 1/AFR$$

dimana :

AFR : ratio perbandingan udara bahan bakar (air fuel ratio)

sehingga dari persamaan 2.14, 2.18, 2.19, dan 2.20 didapat

$$r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \left[ 1 - r_t^{\frac{k-1}{k}} \right] \left[ 1 + \frac{1}{AFR} \right] \frac{C_{p1}}{C_{p2}} \frac{T_3}{T_1} \eta_{TC} \quad (2.20)$$

dimana  $\eta_{TC}$  : efisiensi turbocharger

Dengan demikian hubungan antara tekanan saluran udara masuk ( $P_2$ ) dan tekanan saluran buang ( $P_3$ ) merupakan fungsi dari ; efisiensi turbocharger ( $\eta_{TC}$ ), Temperatur masuk turbin ( $T_3$ ), dan perbandingan udara bahan bakar (AFR).

#### 2.4 Turbocharger Tekanan Konstan Pada Motor Diesel 2 Langkah

Pada suatu motor diesel dua langkah, sistem penghisapan udaranya tidaklah dilakukan sendiri oleh motor tersebut, demikian juga pada sistem pengeluaran gasnya, hal ini disebabkan karena adanya pressure drop yang positif diantara saluran udara masuk dan saluran udara buang pada saat motor bekerja.

Untuk memperoleh pembilasan yang sebaik-baiknya, pada motor diesel dua langkah tergantung jumlah udara

yang tertinggal di dalam silinder dari keseluruhan udara yang digunakan untuk pembilasan. Jumlah udara tertinggal inilah yang menentukan kesempurnaan suatu pembakaran setelah bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder. Dengan kata lain bahwa semakin besar udara yang tertinggal dalam silinder semakin besar efisiensi pembilasan yang terjadi. Hubungan antara udara yang tertinggal di dalam silinder dan efisiensi pembilasan diekspresikan sebagai :

$$\eta_s = \frac{m_a}{N V_d \rho [r/(r - 1)]} \quad (2.21)$$

dimana :

$m_a$  : Udara yang tertinggal dalam silinder

$N$  : Putaran motor (RPM)

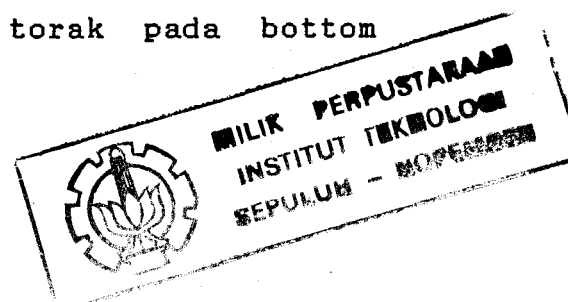
$V_d$  : Volume displasemen

$\rho$  : kerapatan massa udara

$r$  : kompresi ratio dari motor

$\eta_s$  = Efisiensi pembilasan

Effisiensi pembilasan adalah merupakan fungsi dari ratio pembilasan (scavenging ratio) yaitu perbandingan massa udara yang dimasukkan ke dalam silinder terhadap massa udara pada kondisi temperatur masuk dan tekanan buang yang mengisi silinder pada saat torak pada bottom center.



$$R_e = \frac{m_i}{N V_d [r/(r - 1)]} \quad (2.22)$$

dimana :

$m_i$  : udara yang masuk ke dalam silinder

Apabila pembilasan yang terjadi adalah pembilasan sempurna maka  $\eta_e$  akan sama dengan  $R_e$  ( $m_a = m_i$ ), dalam kenyataannya  $\eta_e$  selalu lebih kecil daripada  $R_e$ .

Pada gambar 2.4 ditunjukkan bahwa efisiensi pembilasan merupakan fungsi dari ratio pembilasan.

Penggunaan udara lebih (excess air) bertujuan untuk memperoleh proses pembakaran yang lebih baik. Dan pada pemakaian turbocharger, apabila udara lebih yang diberikan terlalu besar akan menyebabkan panas yang dilepaskan oleh energi pembakaran tidak dimanfaatkan semestinya. Dari persamaan 2.24 dapat diketahui bahwa semakin besar AFR maka kenaikan temperatur dalam silinder menjadi rendah.

$$\Delta T_{cyl} = \frac{LHV (1 - \eta_e - q_v)}{(AFR + 1) C_p} = T_A - T_L \quad (2.23)$$

dimana :

LHV : Low Heating Value bahan bakar

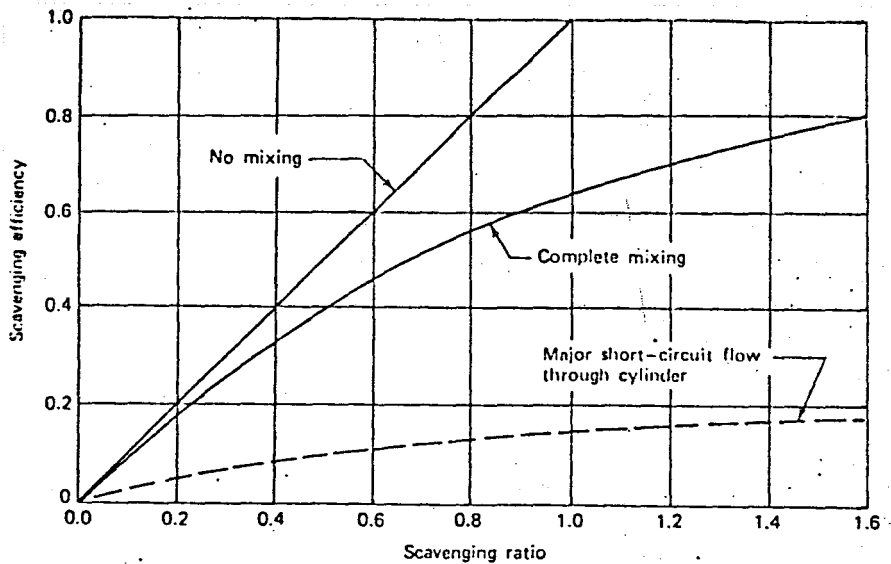
$\eta_e$  : Effisiensi motor menyeluruh

$q_v$  : Laju perpindahan panas ke dinding silinder

AFR : air fuel ratio

$C_p$  : kapasitas kalor spesifik udara supply pada tekanan konstan

TA : temperatur gas buang  
 TL : temperatur udara masuk ke dalam silinder



Gambar 2.4  $\eta_s = f(R_s)$ . Sumber Ref. 4

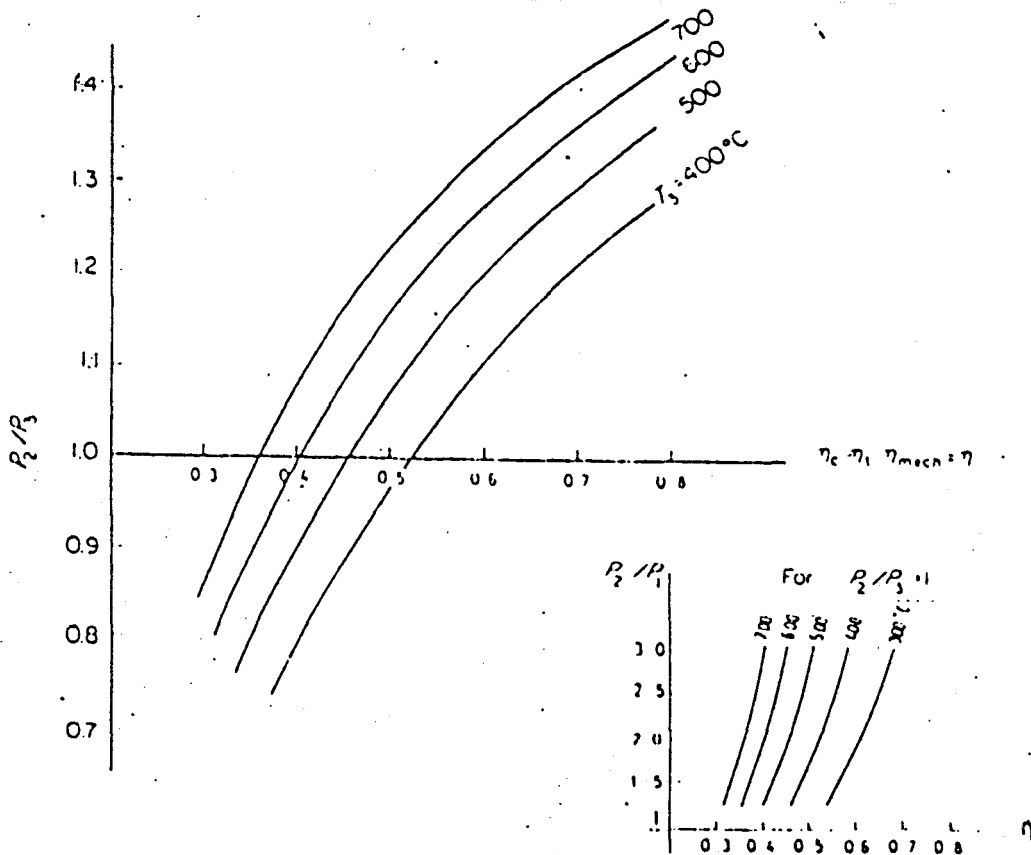
Untuk mengatasi hal ini dapat dilakukan dengan memperbanyak bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder sebatas masih diperoleh tujuan dari penggunaan udara lebih yaitu pembakaran yang sempurna.

Penggunaan udara lebih pada motor diesel dua langkah berkisar antara 20 : 1, sedangkan untuk motor diesel dua langkah putaran rendah penggunaan udara lebih berkisar 40 : 1 sampai 50 : 1.

Harga rata-rata temperatur masuk turbin pada motor diesel empat langkah maupun dua langkah berkisar antara 400 - 500°C. Pada gambar 2.5 menunjukkan efisiensi turbocharger sebesar 50% pada motor diesel empat langkah



dan 55% pada motor diesel dua langkah untuk perbandingan tekanan outlet-inlet manifold yang sama yaitu 2,5 : 1.

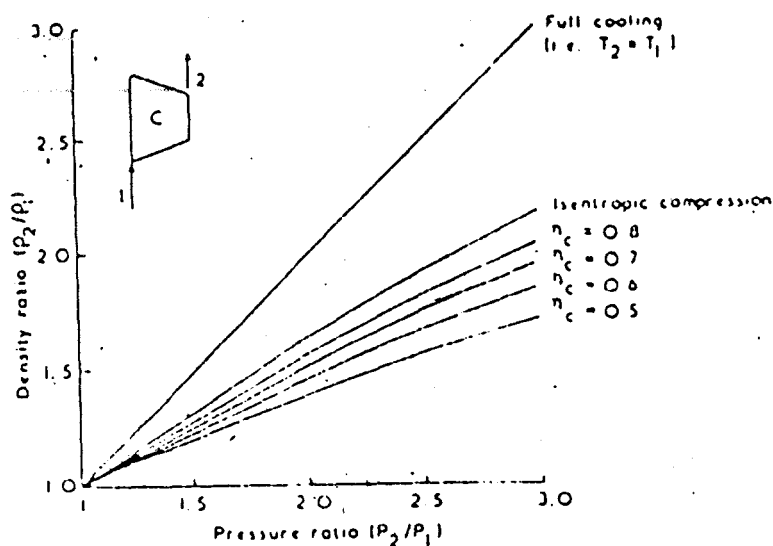


Gambar 2.5 Perbandingan tekanan inlet / exhaust manifold merupakan fungsi dari efisiensi turbocharger dan temperatur inlet turbin. Sumber. Ref.6

Pada motor diesel dua langkah putaran rendah, penggunaan turbocharger tekanan konstan akan tetap menguntungkan meskipun motor dioperasikan pada beban lebih dan pada berbagai macam kecepatan. Pada pembebanan tertentu, temperatur masuk turbin menjadi rendah karena perbandingan udara bahan bakar lebih besar.

### 2.5 Pendinginan Udara (Charge Air Cooling)

Seperti yang telah dijelaskan pada 2.1 bahwa pendinginan udara akan meningkatkan massa jenis udara yang mengalir ke dalam silinder, semakin besar kerapatannya semakin besar kandungan oksigennya, sehingga pada saat proses pembakaran bahan bakar yang diinjeksikan dapat diperbanyak yang mengakibatkan daya yang dibangkitkan motor akan bertambah besar.



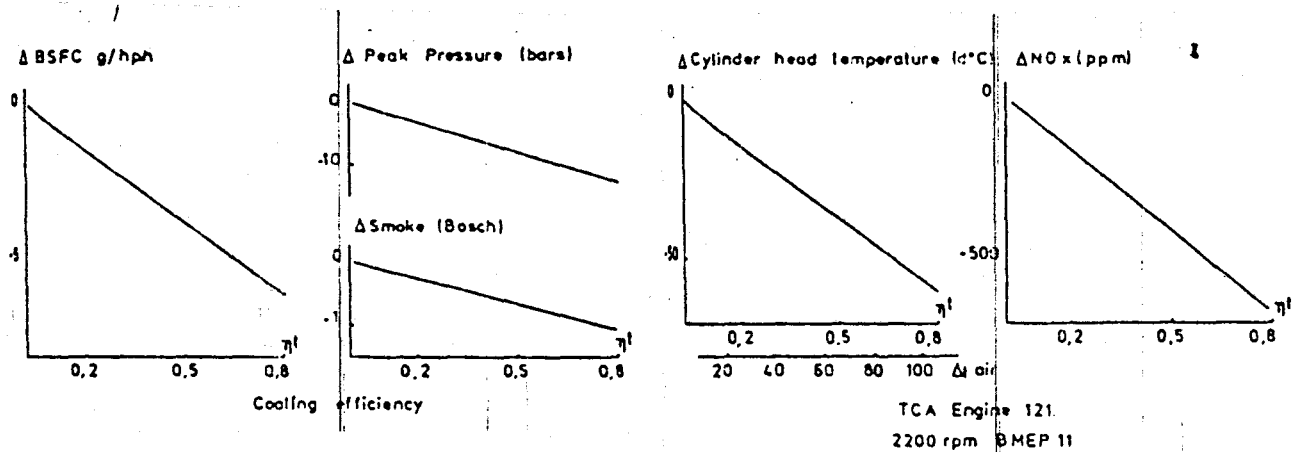
Gambar 2.6 Perbandingan kerapatan massa udara merupakan fungsi dari kompresi ratio dan efisiensi kompresor.

Dengan memperlakukan udara sebagai gas ideal, maka

$$\rho_1/\rho_2 = \left(1 + \left(\frac{1}{\eta_c} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}\right)\right) P_1/P_2 \quad (2.24)$$

Gambar 2.6 adalah kurva yang didapatkan dari persamaan (2.25) dengan daerah perbandingan tekanan  $P_1/P_2$

dan efisiensi kompresor  $\eta_c$ . Dengan menaikkan tekanan pada saluran udara masuk maka hampir setengah dari kenaikan temperatur akan dihantarkan ke kompresor (tidak tergantung pada efisiensi kompresor). Efisiensi kompresor yang tinggi akan sangat membantu kenaikan temperatur yang relatif kecil. Dengan mendinginkan udara yang telah dikompresi ke temperatur yang rendah akan berakibat pada perbandingan tekanan yang semakin besar.



Gambar 2.7 Pengaruh intercooler terhadap unjuk kerja suatu motor. Sumber. Ref.1

Jelasnya, keuntungan yang diperoleh dengan temperatur udara masuk yang rendah secara keseluruhan pada motor dalam proses kerjanya sehingga thermal loading

yang diterima motor akan menjadi kecil.

Jumlah panas yang dapat dipindahkan kedalam intercooler tergantung pada efektifitas intercooler itu sendiri dan media pendingin yang digunakan. Efektifitas intercooler ( $\epsilon$ ) yang selanjutnya disebut sebagai termal ratio diekspresikan sebagai

$$\epsilon = \frac{T_2 - T_2'}{T_2 - T_w}$$

$$T_2' = T_2 - \epsilon (T_2 - T_w) \quad (2.25)$$

Dari persamaan 2.25 tersebut di atas nyata bahwa efektifitas intercooler merupakan fungsi dari temperatur air pendingin ( $T_w$ ) dan sekaligus menunjukkan besarnya penurunan temperatur yang dapat dilakukan pada udara panas yang masuk intercooler. Secara keseluruhan pengaruh pendinginan udara sebelum masuk ke dalam silinder terhadap unjuk kerja mesin dapat dilihat pada gambar 2.7.

### BAB III

## TURBOCHARGER DAN PROSES PEMBANGKITAN DAYA MOTOR

### 3.1 Kesesuaian Turbocharger

Unjuk kerja suatu mesin turbo sangat tergantung pada sudut masuk fluida ke impeller, difusor dan rotor. Sudut daun pada turbin disetel untuk dapat bersesuaian dengan sudut masuk fluida, tetapi penyesuaian ulang secara benar pada keduanya dapat dilakukan bila laju aliran massa fluida sesuai dengan kecepatan spesifik rotor.

Losses akan naik sebanding dengan kenaikan sudut-sudut yang berpengaruh. karenanya suatu mesin turbo tidak baik untuk dioperasikan pada daerah aliran fluida yang jauh menyimpang. Hal ini bisa saja terjadi dengan apabila kompresi ratio yang terjadi tidak sebanding dengan udara yang dihasilkan kompresor, sehingga efisiensi turbocharger secara keseluruhan adalah kecil.

Mesin turbo tidak ideal untuk dioperasikan pada kondisi yang berubah-ubah seperti pada mesin torak (reciprocating engine). Oleh karena itu kombinasi antara motor diesel dengan turbocharger harus dipasang dengan hati-hati. Kesesuaian yang baik antara keduanya merupakan bagian yang teramat penting demi suksesnya pemakaian turbocharger pada motor diesel. Yang dimaksud di sini

adalah kesesuaian yang tepat antara turbocharger dengan sederetan karakteristik kerjanya terhadap motor yang tujuannya adalah untuk mendapatkan unjuk kerja yang paling baik secara keseluruhan.

### 3.2 Udara Yang Diperlukan Untuk Pembangkitan Daya

Daya poros diperoleh melalui pengubahan energi kimia atau nilai kalor bahan bakar. Makin banyak bahan bakar yang dapat dibakar, makin besar daya yang dapat dihasilkan. Hal ini dapat terjadi apabila udara yang masuk ke dalam silinder tersedia untuk melakukan pembakaran sempurna.

#### 3.2.1 Daya Poros Per Satuan Berat Udara

Misalkan udara yang masuk ke dalam silinder adalah  $m_a$  kg/s, jumlah bahan bakar yang disemprotkan adalah  $m_f$  kg/s,  $\rho$  adalah massa jenis udara pada kondisi (P,T) dan faktor kelebihan sama dengan batas minimalnya  $\lambda_{min}$ , maka

$$m_f = \frac{m_a}{R_{st} \lambda_{min}} \quad (3.1)$$

Sedangkan

$$m_a = \rho V_s \text{ RPM } \frac{1}{2} \eta_v / 60 \quad (3.2)$$

dimana :

$R_{st}$  : Perbandingan campuran stoikiometrik

$V_s$  : Engine swept volume

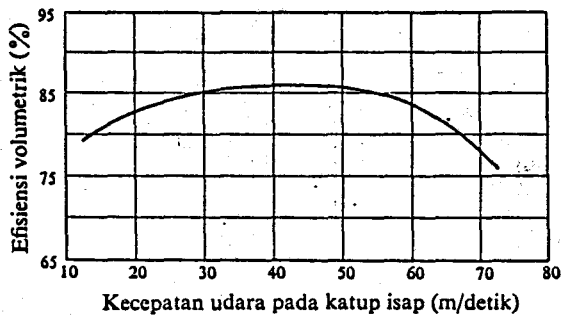
$\eta_v$  : efisiensi volumetrik yang harganya dapat dilihat pada gambar 3.1

dan apabila daya poros,  $N_e$  :

$$N_e = m_f \times \text{LHV} \times \eta_{te} \text{ kJ/s} \quad (3.3)$$

Substitusi persamaan 3.1 dan 3.3 adalah

$$\frac{N_e}{m_a} = \frac{\text{LHV} \eta_{te}}{R_{at} \lambda_{min}} \text{ kJ/kg} \quad (3.4)$$



Gambar 3.1 Effisiensi volumetris vs kecepatan udara masuk  
Sumber. Ref.3

### 3.2.2 Penaksiran Harga Tekanan Efektif Rata-Rata

Telah diketahui bahwa hubungan antara tekanan efektif rata-rata dan daya motor untuk motor dua langkah dapat ditulis dalam sebuah persamaan seperti pada persamaan 3.5.

$$N_e = \text{BMEP} V_s \text{ RPM}/60 \quad (3.5)$$

Dengan mensubstitusi  $N_e$  antara persamaan 3.2, 3.4 dan 3.5

didapat

$$\text{BMEP} = \frac{\rho \text{ LHV } \eta_{te} \eta_v^{\frac{1}{2}}}{R_{st} \lambda_{min}} \quad (3.6)$$

Dengan jalan menaikkan harga  $\rho$  maka besarnya BMEP akan meningkat dengan asumsi bahwa besarnya efisiensi termal, efisiensi volumetrik, perbandingan udara bahan bakar dan nilai kalor bahan bakar adalah konstan. Untuk menaikkan harga kerapatan udara ( $\rho$ ) salah satunya adalah memasang turbocharger.

### 3.3 Karakteristik Aliran Udara Motor Dan Turbocharger

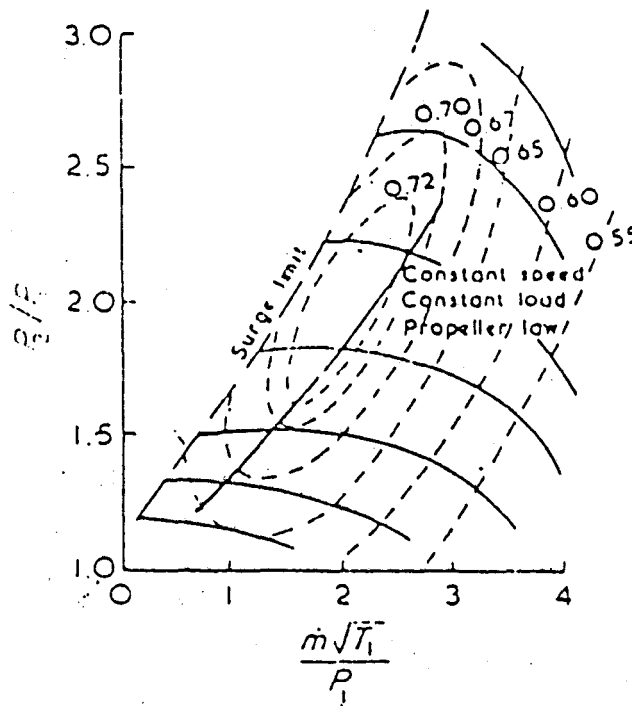
Kecepatan aliran udara motor diesel yang dilengkapi turbocharger merupakan fungsi dari kecepatan motor, kerapatan udara yang diberikan kompresor perbedaan tekanan antara inlet manifold dan exhaust manifold selama periode overlap. Bila motor bekerja pada putaran konstan tetap dengan beban meningkat secara bertahap maka kecepatan aliran diperkirakan akan meningkat sesuai dengan peningkatan kerapatan udara.

Karakteristik kecepatan udara yang melalui motor dapat digambarkan pada karakteristik kompresor seperti ditunjukkan pada gambar 3.2. Kemiringan kurva tergantung pada perbandingan kerapatannya. Penyesuaian turbocharger pada motor untuk kebutuhan operasionalnya tujuannya adalah untuk memilih kompresor pada garis kecepatan



konstan yang jatuh pada daerah efisiensi yang tinggi pada karakteristik kompresor.

Bila intercooler juga dipasang, kemudian beban ditingkatkan, maka pengaruh pendinginan akan menaikkan kerapatan udara supply lebih cepat pada peningkatan tekanan yang diperbesar. Oleh karena itu kemiringan garis kecepatan aliran udara motor tetap pada karakteristik kompresor.



Gambar 8.2 Karakteristik unjuk kerja motor pada beban dan kecepatan konstan yang digambarkan diatas karakteristik kompresor. Sumber. Ref. 6

Pertimbangan lebih lanjut untuk suatu motor yang

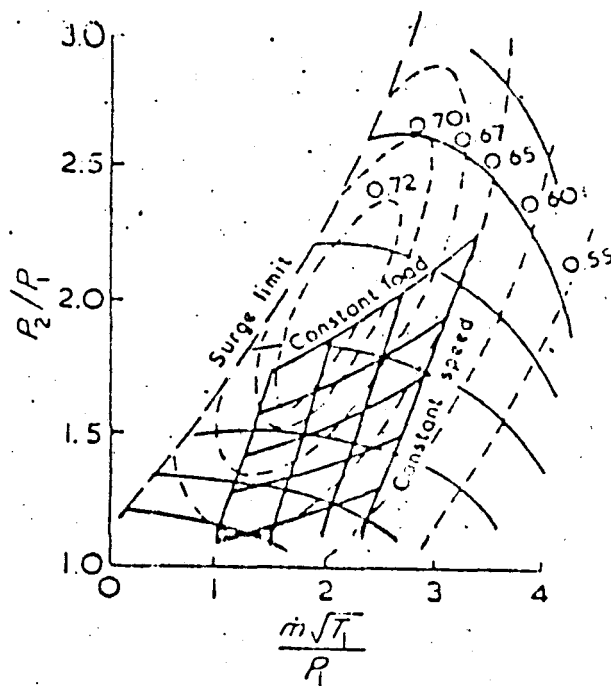
bekerja pada beban konstan tapi kecepatannya bertambah akan menyebabkan perubahan pada kecepatan aliran udara volumetrik. Luasan efektif aliran turbin yang tersisa hampir konstan, karenanya tekanan masuk turbin akan naik.

Sebagaimana telah kita ketahui sebelumnya bahwa kenaikan energi yang tersedia untuk ekspansi melalui turbin akan berakibat pada adanya kenaikan tekanan yang dihasilkan kompresor. Jadi garis beban konstan dari motor tidak akan terletak horisontal pada karakteristik kompresor melainkan akan naik sebanding dengan kecepatan motor (gambar 3.2) dan kemiringannya tergantung pada apakah motor tersebut dilengkapi intercooler atau tidak.

Bila motor dioperasikan melebihi batas interval kecepatan dan beban, maka garis kecepatan dan beban tersebut tetap dapat digambarkan di atas karakteristik kompresor untuk menampilkan daerah pengoperasiannya.

Pada umumnya turbin dapat beroperasi secara efisien pada interval aliran massa yang lebih luas dari pada kompresor. Hal tersebut dapat dipakai sebagai pedoman bahwa aliran udara motor lebih penting digambarkan di atas karakteristik kompresor dibanding pada karakteristik turbin. Hal ini sungguh menguntungkan, karena bila turbin sedang beroperasi dibawah sistem aliran massa tinggi yang tidak steady tidak akan relevan untuk menggambarkan harga aliran udara rata-rata pada karakteristik turbin.

Kemudian untuk memeriksa secara teliti daerah operasi motor pada karakteristik turbin dibutuhkan kurva aliran gas sesaat dan perbandingan tekanan yang melebihi kondisi batas operasi motor.



Gambar 9.9 Karakteristik unjuk kerja motor diesel dua langkah yang digambarkan di atas karakteristik kompresor. Sumber. Ref. 6

Karakteristik aliran udara pada motor dua langkah tergantung pada apakah pada motor tersebut dilengkapi turbocharger atau hanya dibantu dengan pompa bilas atau blower. Pertimbangan pertama adalah apabila turbocharger

yang dipergunakan, selama periode terbukanya lubang bilas katub buang juga terbuka dan laju aliran massa yang melalui kedua lubang tersebut tergantung pada penurunan tekanan diantara kedua manifold.

Karakteristik laju aliran massa versus karakteristik perbandingan tekanan untuk aliran steady pada motor diesel dua langkah merupakan kurva yang unik. Dan bila garis operasi motor digambar di atas karakteristik kompresor tanpa memperhatikan beban dan kecepatan motor akan merupakan kurva yang unik pula, seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.3.

Jika pompa bilas atau blower yang dipasang untuk membantu kerja kompresor turbocharger, maka karakteristik aliran udara motor diesel dua langkah akan banyak dipengaruhi oleh maksud daripada pembilasan itu sendiri. Suatu contoh : Sebuah pompa bilas bolak-balik akan menunjukkan beberapa persamaan karakteristik aliran seperti pada motor diesel empat langkah. Oleh karena itu jika motor dioperasikan pada beban dan kecepatan konstan dan karakteristiknya digambarkan di atas karakteristik kompresor hasilnya tidak akan jauh berbeda dengan yang ditunjukkan pada gambar 3.2. Agaknya persamaan karakteristik akan dicapai lebih baik apabila kompresor rotari yang diperbantukan pada sistem pembilasan pada motor diesel dua langkah.

Pada umumnya turbocharger diharapkan dapat beroperasi pada kerja kompresi yang memungkinkan. Hal ini tergantung pada kualitas sistem pembilasan, efisiensi turbocharger, type turbocharger dan lain-lain. Tapi yang jelas pada kondisi beban dan putaran motor yang berubah-ubah, udara dan kompresi ratio yang dihasilkan kompresor akan berubah pula. Apabila variasi laju aliran massa udara yang dihasilkan kompresor sangat besar akan mengakibatkan efisiensi kompresor semakin menurun pada beban dan putaran penuh, sedangkan pada beban dan putaran motor yang rendah dapat mengakibatkan kerja kompresor dapat melewati batas surja (surge limit) yang ditandai dengan bunyi yang melengking tajam dari turbocharger.

### **3.4 Kesesuaian Turbocharger Dengan Motor Diesel Penggerak Kapal**

Karakteristik daya versus kecepatan pada motor diesel penggerak kapal ditentukan oleh unjuk kerja propeller. Dari hukum propeller yang mengatakan bahwa kebutuhan daya akan meningkat sebanding dengan pangkat tiga kecepatannya. Sedangkan BMEP akan meningkat sebanding dengan kuadrat kecepatannya. Hal ini terjadi dimana karakteristik daya output motor yang dilengkapi turbocharger akan ideal untuk aplikasi ini. Dan perbandingan di sini lebih merupakan bentuk optimasi dari

suatu pendekatan, karena rasio tekanan kompresor akan meningkat dengan penambahan kecepatan dan beban motor.

Jika motor diesel dua langkah sesuai (matching) pada suatu tingkat kecepatan, keseimbangan garis kecepatan akan jatuh di atas karakteristik kompresor seperti pada motor empat langkah, akan tetapi karakteristik aliran udara akan diatur oleh periode pembilasan, cara melukiskan karakteristik kompresor, dan menyesuaikan adalah sama seperti pada motor empat langkah.

Apabila suatu pompa bilas digunakan, sebagaimana pada motor diesel dua langkah dengan pembilasan silang (cross scavenging) maka turbocharger akan mengalami kesulitan pada proses penyesuaiannya. Walau secara umum kapasitas pompa bilas dapat diperkirakan dan turbocharger dapat disesuaikan pada unjuk kerja yang optimum di dalam penggunaannya bersama pompa tersebut.

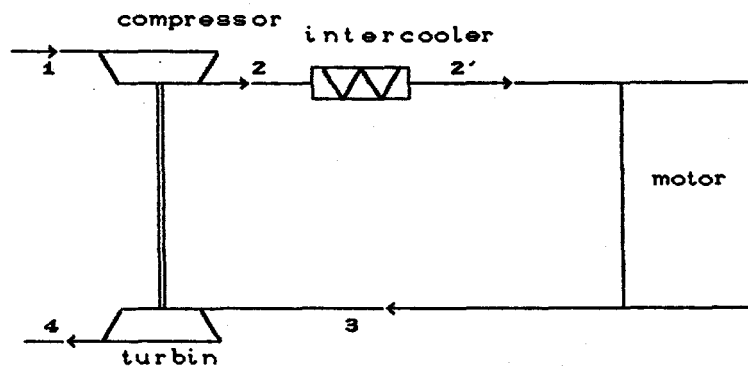
Untuk menjamin motor tidak akan mati pada putaran rendah maka pompa bilas harus cukup memberikan udara bilas dengan tekanan melebihi tekanan di dalam saluran gas buang. Jika pompa seri digunakan, karakteristik aliran udara diperoleh pada kecepatan rendah akan sangat tergantung pada kapasitas pompa bilas.

Jadi pada kecepatan rendah aliran udara akan tergantung pada kecepatan pompa, tetapi pada kecepatan tinggi gangguan pada turbocharger akan besar pengaruhnya

pada aliran udara oleh karena kenaikan densitas udara yang diberikan kedalam pompa bilas.

## BAB IV HYPERBAR PARALLEL SUPERCHARGING

Apabila kita menghitung tekanan supercharging yang dapat dicapai oleh suatu turbocharger dan motor diesel dengan temperatur gas buang sekitar  $600^{\circ}\text{C}$ , akan diperoleh tekanan supercharger yang besar, hal ini berlawanan dengan kenyataan yang ada apabila menggunakan classical turbocharging (turbocharger yang dipasang secara seri dengan motor) seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Classical turbocharging. Sumber. Ref.1

Kerugian-kerugian ini disebabkan oleh karena kompresor menerima variasi laju aliran massa yang besar. Untuk menghindari kerja kompresor melewati batas surja (surge limit), kompresor harus bekerja pada kondisi dimana efisiensi kompresor adalah rendah dibanding dengan yang sebenarnya dapat dicapai oleh kompresor itu sendiri.

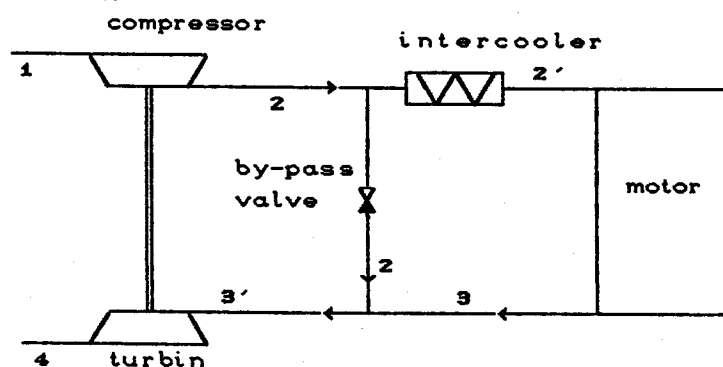
Untuk mengatasi kerugian-kerugian yang disebabkan



oleh laju aliran massa yang diterima oleh kompresor tersebut, J. Melchior dan TH. Andre-Talamon mengemukakan konsep baru yang disebut Hyperbar Parallel Supercharging.

#### 4.1 Hyperbar Parallel Supercharging

Hyperbar Parallel Supercharging adalah suatu sistem pemasangan turbocharger yang dihubungkan secara parallel dengan motor yang digunakan dimana pada sisi keluaran kompresor (compressor outlet) dihubungkan dengan sisi masuk turbin (turbin inlet) dengan menggunakan by-pass valve (hyperbar valve) seperti gambar 4.2.



Gambar 4.2 Hyperbar Supercharging dengan hyperbar by-pass valve. Sumber Ref.1

Tujuan utama dari Hyperbar Parallel Supercharging adalah :

1. Meningkatkan unjuk kerja turbocharger pada saat motor beroperasi pada putaran dan beban rendah
2. Menghindari batas surja (surge limit) pada saat

motor beroperasi pada putaran dan beban rendah

#### 4.2 Hyperbar Parallel Supercharging Dengan Hyperbar Valve

Marilah kita tinjau sekali lagi dasar teori turbo-charger seperti yang dijelaskan pada bab 2.

##### 4.2.1 Self-Sustaining temperature Dari Turbocharger

Sebuah turbocharger dapat dianggap sebagai gas turbin pada zero power. Udara yang disupply kompresor mengalir melalui motor dengan memberikan pressure drop ( $\Delta P$ ), dipanaskan oleh motor dan mengalir ke turbin (gambar 4.1). Dari sudut pandang di atas, apabila pressure drop adalah positif, motor itu sendiri (termasuk intercooler) dapat dianggap sebagai ruang bakar (combustion chamber) dari zero power turbin gas : Kemudian turbocharger dapat dikatakan mengalami Self-Sustaining.

Relatif pressure drop yang melalui motor adalah :

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{P_2 - P_3}{P_2} = 1 - \beta \frac{r_t}{r_c} \quad (4.1)$$

$$\beta = P_4/P_1 \quad \beta < 1,06 \approx 1$$

Kebanyakan pada aplikasinya relative pressure drop yang melalui filter dan muffler adalah kurang dari 3% dan dapat diabaikan. Keseimbangan energi antara kompresor dan

turbin dapat ditulis :

$$m_c C_p^c \Delta T_c = \eta_m m_T C_p^t \Delta T_T \quad (4.2)$$

dimana :

$C_p$  : harga rata-rata dari kalor spesifik pada interval  $\Delta T$

$\eta_m$  : efisiensi mekanik turbocharger

Diketahui :

$$\frac{C_p^c}{C_p^t} \approx \frac{n_T}{n_c} \quad n = \frac{k-1}{k}$$

$$\Delta T_c = \frac{T_1}{\eta_c} (r_c^{n_c} - 1) \quad (4.3)$$

$$\Delta T_T = T_3 \eta_T (1 - r_T^{-n_T}) \quad (4.4)$$

Temperatur pada turbin inlet untuk self-sustaining adalah

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{n_T/n_c}{\alpha \eta_g} \times \frac{r_c^{n_c} - 1}{1 - r_T^{-n_T}} \quad (4.5)$$

dimana :  $\alpha = m_T/m_c$

$\eta_g = \eta_m \eta_c \eta_T$  adalah efisiensi total turbocharger

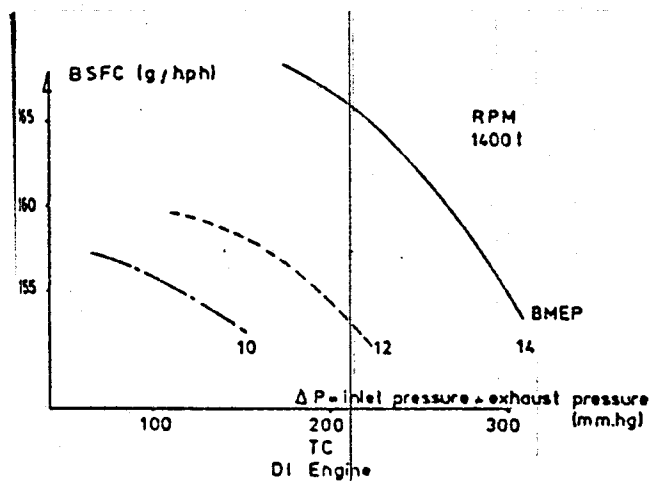
harga k udara = 1,4 - 1,6 dan

harga k gas buang = 1,34

Maka untuk motor diesel, self-sustaining temperature turbocharger secara pendekatan adalah :

$$T_3 = T_1 \frac{0.867}{\alpha \eta} \times \frac{r_c^{0.286} - 1}{g \{1 - [r_c(1 - \Delta P/P)]\}^{-0.248}} \quad (4.6)$$

Dari persamaan 4.5 dan 4.6, kita dapat melihat, pada gambar 4.5 bahwa pengaruh dari pressure drop (untuk pembilasan) adalah sangat penting pada pressure ratio yang rendah dan agak kurang pada pressure ratio yang tinggi. Ini berarti bahwa perbedaan tekanan pembilasan harus dikurangi dengan menurunkan tekanan supercharging.



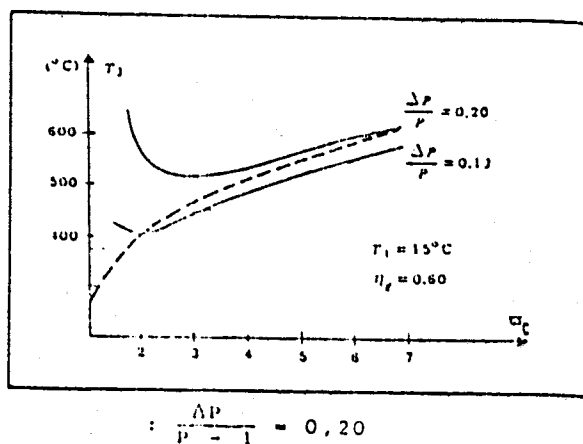
Gambar 4.3 Hubungan antara scavenging pressure drop dengan pemakaian bahan bakar. Sumber Ref.1

Sebaliknya dengan meningkatkan scavenging pressure drop ( $\Delta P/P$ ) adalah sangat menguntungkan, baik untuk evakuasi gas maupun dalam hubungannya dengan peningkatan daya motor. Jalan yang terbaik untuk mempertahankan scavenging pressure drop adalah dengan menurunkan ekspansi rasio

(turbine expansion ratio), tanpa harus mengurangi daya turbin.

Dari gambar 4.3 dapat dilihat keuntungan yang didapat dengan meningkatkan scavenging pressure drop dalam hubungannya dengan pemakaian bahan bakar.

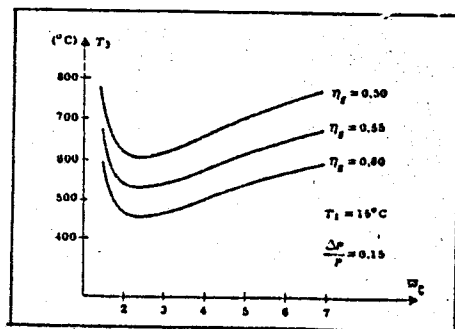
Pada gambar 4.4a dan 4.4b dapat dilihat bahwa pengaruh  $\Delta P/P$  pada self-sustaining temperature dari turbocharger meningkat dengan turunnya pressure ratio. Karena temperatur masuk turbin adalah terbatas, maka sangatlah penting untuk menurunkan scavenging pressure difference dengan menurunkan pressure ratio.



Gambar 4.4a Pengaruh scavenging pressure difference terhadap temperatur masuk turbin. Sumber. ref.1

Pada beban dan putaran motor yang rendah laju aliran

massa udara yang dihasilkan berkurang cukup besar dan apabila pressure ratio yang dihasilkan kompresor tidak sebanding dengan laju aliran massa udara yang mengalir maka garis laju aliran massa udara kompresor akan melewati batas surja (surge limits). Dengan hyperbar valve penurunan laju aliran massa udara pada setiap tingkat kecepatan motor tidak berkurang banyak sehingga hal - hal seperti tersebut diatas dapat dihindari.

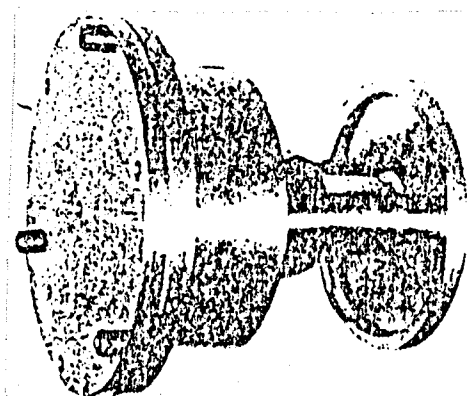


Gambar 4.4b Pengaruh turbocharger efisiensi terhadap temperatur masuk turbin. Sumber Ref.1

Tujuan dasar dari Hyperbar By-Pass sistem adalah untuk menciptakan (dengan by-pass valve) perbedaan tekanan antara kompresor outlet dan turbin inlet yang mana tidak tergantung oleh laju aliran massa yang mengalir tetapi hanya dipengaruhi oleh tekanan supercharging.

#### 4.2.2 Hyperbar By-Pass Valve

Hyperbar By-Pass Valve (gambar 4.5a dan 4.5b) adalah katub yang bekerja secara pneumatik yang hanya dikendalikan oleh tekanan yang mengalir (tanpa digerakkan secara mekanis maupun elektrik).



Gambar 4.5a Hyperbar by-pass. Sumber Ref. 1

Apabila motor dipercepat maka laju aliran massa yang melewati by-pass akan berkurang dan katup akan menutup dengan sendirinya dengan menjaga hubungan keseimbangan antara tekanan outlet dan inlet diekspresikan seperti pada gambar 4.5b yaitu :

$$\Delta P / (P_2 - P_1) = s/S \quad (4.7)$$

dimana :

$\Delta P$  :  $P_2 - P_3$

$P_1$  : ambient pressure

$s$  : penampang melintang dari balancing section

$S$  : penampang melintang dari valve

Jadi gaya yang bekerja pada by-pass valve adalah :

$$P_1 s + P_2 (S - s) = (P_2 - \Delta P)S \quad (4.8)$$

atau

$$F = P_1 s + P_2 (S - s) - P_a S \quad (4.9)$$

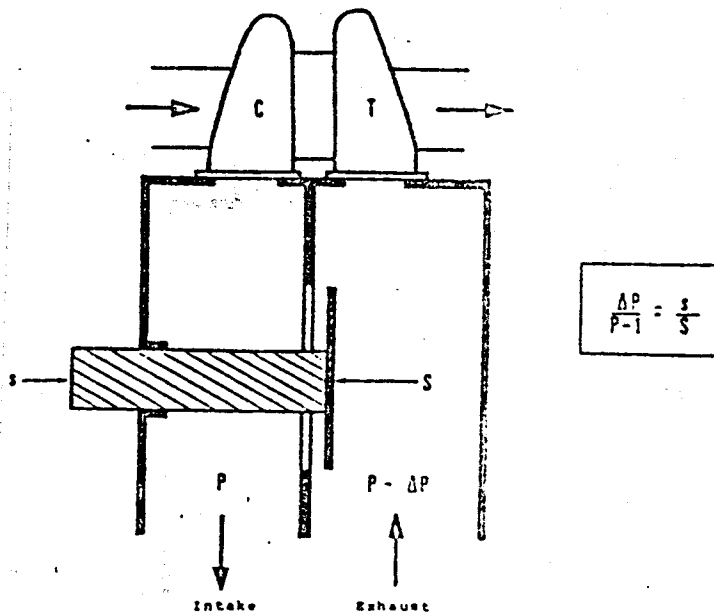
Apabila  $P_a S > P_1 s + P_2 (S - s)$  maka katub akan tertutup.

Sedangkan laju aliran massa yang mengalir melalui by-pass valve adalah :

$$m_b = F \sqrt{2(1 - r_t/r_c)/RTz} \quad (4.10)$$

$m_b$  = laju aliran massa yang melalui by-pass

R = Konstanta gas



Gambar 4.5b by-pass valve. Sumber Ref. 1

Sehingga laju aliran massa yang masuk ke turbin adalah :

$$m_T = m_{exh} + m_b \quad (4.11)$$



Dengan masuknya udara bersih ke dalam saluran buang tentunya akan merubah kondisi gas buang yang masuk ke dalam turbin, hal ini akan mempengaruhi daya yang dapat dibangkitkan oleh turbin terhadap kompresor. Kondisi campuran antara gas buang dan udara yang masuk dari, by-pass valve dapat diekspresikan dalam persamaan-persamaan sebagai berikut :

Entalpi campuran,  $h_{mix}$  :

$$h_{mix} = \frac{Cp_u T_2 m_b}{m_T} + \frac{Cp_{exh} T_3 m_{exh}}{m_T} \quad (4.12)$$

Kalor spesifik  $Cp_{mix}$  campuran adalah :

$$Cp_{mix} = \frac{Cp_u m_b}{m_T} + \frac{Cp_{exh} m_{exh}}{m_T} \quad (4.13)$$

Jadi,

$$T_2' = h_T / Cp_{mix} \quad (4.14)$$

Dari persamaan 4.14 akan dihasilkan temperatur masuk turbin (turbine inlet temperature) lebih rendah, karena laju aliran massa pada by-pass akan mendinginkan exhaust gas yang dihasilkan. Hal ini seakan-akan mengakibatkan daya turbin menurun tetapi dengan bertambahnya kerapatan gas buang serta laju aliran massa turbin, penurunan temperatur tidak berpengaruh banyak terhadap daya turbin yang dibangkitkan.

Dengan bertambahnya laju aliran massa turbin maka udara yang dihasilkan kompresor akan bertambah besar,

sehingga dapat diharapkan pada putaran dan beban motor yang rendah dapat dihindari kerja kompresor melewati surge limit. Cara ini akan sangat bermanfaat untuk diterapkan pada motor diesel yang menggunakan turbocharger tekanan tinggi.

Compressor mass flow parameter,

$$X_c = (m_c \sqrt{T_1}) / P_1 \quad (4.15)$$

Turbine mass flow parameter,

$$X_T = (m_T \sqrt{T_3'}) / P_3' \quad (4.16)$$

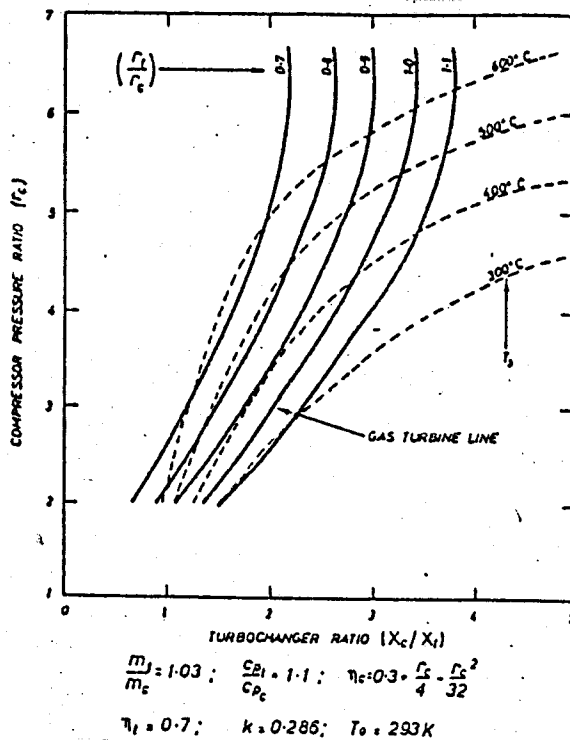
Dari persamaan 4.2, 4.3, 4.4, 4.15, dan 4.16 diperoleh :

$$\frac{X_c}{X_T} = \sqrt{\frac{m_T C_{p_T} \eta_T \eta_c r_T^2 (1 - r_T^{-0.248})}{m_c C_{p_c} (r_c^{0.286} - 1)}} \quad (4.17)$$

Kuantitas ( $X_c/X_T$ ) didefinisikan sebagai turbocharger ratio ; adalah perbandingan antara mass flow parameter dari kompresor dan turbin, dan karena mass flow parameter dari turbin adalah konstan pada pressure ratio di atas 2 : 1.

Dari gambar 4.7 dapat dilihat bahwa apabila turbine pressure ratio ( $r_T$ ) dan compressor pressure ratio ( $r_c$ ) adalah sama akan memberikan garis operasi turbin yang ideal. Kondisi operasi yang berada di sebelah kanan  $r_T/r_c = 1$  adalah kondisi di mana terjadi  $r_T/r_c > 1$  sehingga dapat terjadi aliran massa gas buang masuk ke dalam saluran by-pass, sedangkan apabila beroperasi pada

kondisi jauh ke kiri ( $r_T/r_c \ll 1$ ) kompresor akan bekerja pada daerah yang mendekati batas surja (surge limit).



Gambar 4.6 Berbagai variasi antara engine presurre ratio ( $r_T/r_C$ ) dan turbin entry temperature yang digambarkan pada karakteristik kompresor. Sumber Ref.1

Ekspansion ratio didefinisikan sebagai :

$$r_T = \frac{m_T}{m_C} \frac{X_C}{X_T} \sqrt{\frac{T_3'}{T_1}} \tag{4.18}$$

Substitusi antara persamaan 4.17 dan 4.18 adalah :

$$\frac{X_C}{X_T} = \frac{(T_1/T_3')^{0.5}}{\left[ 1 - \left( \frac{m_c}{m_T} \right)^2 \frac{C_{p_c}}{C_{p_T}} \frac{T_1}{T_3'} \frac{(r_c^{0.286} - 1)}{\eta_c \eta_T} \right]^{1/0.286}} \tag{4.19}$$

Dari persamaan 4.17 dapat dibuat garis operasi motor diesel di atas karakteristik kompresor.

#### 4.3 Data-Data Perhitungan

##### 4.3.1 Data Motor Yang Digunakan

Jenis	: Motor diesel 2 langkah
Type	: M A N L 35 MCE
Type of scavenging	: Uniflow scavenging
Power	: 2440 HP
Speed	: 200 RPM
BMEP max	: 13.3 bar abs

##### 4.3.2 Data Turbocharger

Type	: VTR 254 A
T exhaust max	: 600°C
N max	: 23650 RPM

##### 4.3.3 Data Hyperbar Valve

Diasumsikan luasan hyperbar valve,  $S = 55,2 \text{ cm}^2$  dan luasan balancing piston,  $s = 8 \text{ cm}^2$

#### 4.4 Pengolahan Data

Dikarenakan banyaknya perhitungan yang dilakukan maka penulis memanfaatkan paket program Lotus 123. Perhitungan dilakukan dengan kondisi putaran konstan

dalam berbagai kondisi beban dan berbagai kondisi beban dan putaran. Hasil Perhitungan dapat dilihat pada lampiran I.

#### 4.5 Contoh Perhitungan

##### 4.5.1 Turbocharger - Motor Dalam Susunan Seri (Gambar 4.1)

-Data

Daya	: 1586 HP
Putaran	: 164 RPM
SFOC	: 0,1275 kg/BHP h

-Kondisi lingkungan (Kamar Mesin) :

$P_1$	: 1,01325 bar abs
$T_1$	: 300 K
$\rho$ udara	: 1,1774 kg/m <sup>3</sup>
$C_p$ udara	: 1,0057 kJ/kg K

-Laju aliran massa bahan bakar,  $m_f$  :

$$\text{SFOC} = 0,1275 \text{ kg/HP h}$$

$$m_f = 0,1275 \times 1586 = 202,215 \text{ kg/h}$$

-Laju aliran massa gas buang,  $m_{\text{exh}}$  :

$$m_a \% = 0,5 \text{ (lampiran II)}$$

$$m_c \% = 2,5 \text{ (lampiran II)}$$

$$m_b \% = -0,03 (P_1 - 1000) + 0,19 (T_w - 27) - 0,011$$

$$(\Delta P_a - 300) - 0,41 (T_1 - 27) \% \quad (5.1)$$

$$\Delta P_a = 300 (1586/2440)^2 = 126,75 \text{ mm WC}$$

sehingga

$$\begin{aligned}
 mb \% &= -0,03 (1013,25 - 1000) + 0,19 (32 - 27) - \\
 & 0,011 (126,75 - 300) - 0,41 (27 - 27) \% \\
 &= 2,458
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_{\text{exh}} &= M_{L1} \frac{P_c}{P_{L1}} \left[ 1 + \frac{m_a \%}{100} \right] \left[ 1 + \frac{m_b \%}{100} \right] \left[ 1 + \frac{m_c \%}{100} \right] \text{ kg/h} \\
 &= 15600 \frac{1586}{2440} \left[ 1 + \frac{0,5}{100} \right] \left[ 1 + \frac{2,458}{100} \right] \left[ 1 + \frac{2,5}{100} \right] \text{ kg/h} \\
 &= 10702,24 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

-Laju aliran massa udara yang masuk ke dalam motor,  $m_e$  :

$$\begin{aligned}
 m_e &= m_{\text{exh}} - m_f \\
 &= 10702,24 - 202,215 \\
 &= 10500,02 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

-Perbandingan udara bahan bakar, AFR :

$$\begin{aligned}
 \text{AFR} &= m_e / m_f \\
 &= 10500,02 / 202,215 \\
 &= 51,925
 \end{aligned}$$

-Temperature udara yang keluar dari kompresor,  $T_2$  :

$$T_2 = T_1 + T_1/\eta_c (r_c^{0,286} - 1)$$

dimana :

$$r_c : P_2/P_1 = 2,6$$

$\eta_c$  : efisiensi kompresor berkisar antara 0,55 - 0,85 (Reff. :3), dan bila harga  $\eta_c$  diambil 0,75 maka :

$$\begin{aligned}
 T_2 &= 300 + 300/0,75 (2,6^{0,286} - 1) \\
 &= 425,7 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Kerapatan udara pada kondisi  $P_2, T_2$  :

$$\rho_2 = \frac{P_1}{P_2} \frac{\rho_1}{\left[ 1 + (r_c^{0,286} - 1)/\eta_c \right]}$$

$$= 2,157295 \text{ kg/m}^3$$

Cp pada kondisi  $P_2, T_2$  :

$$C_{p2} = 1,0057 + \frac{425,7 - 300}{350 - 300} (1,009 - 1,0057)$$

$$= 1,011570 \text{ kJ/kg K}$$

$$C_p \text{ rata-rata} = (C_{p1} + C_{p2})/2$$

$$= 1,008635 \text{ kJ/kg K}$$

-Temperatur setelah intercooler,  $T_2'$  :

$$T_2' = T_2 - \epsilon (T_2 - T_{ic})$$

dimana :

$$\epsilon : \text{efektifitas intercooler} = 0,8$$

$$T_{ic} : \text{Temperatur fluida pendingin} = 305 \text{ K}$$

Jadi,

$$T_2' = 425,7 - 0,8 (425,7 - 305)$$

$$= 329,1 \text{ K}$$

Cp pada kondisi  $P_2, T_2'$  :

$$C_{p2}' = 1,0057 + \frac{329,1 - 300}{350 - 300} (1,009 - 1,0057)$$

$$= 1,007623 \text{ kJ/kg K}$$

Dari persamaan gas ideal dan mengabaikan pressure drop yang terjadi pada intercooler maka kerapatan udara setelah intercooler adalah :

$$\rho_3 = (1,1774 + \frac{329,1 - 300}{350 - 300} (0,998 - 1,1774)) \rho_2$$

$$= 2,314436 \text{ kg/m}^3$$

-Udara yang dihasilkan kompresor adalah,  $m_c$  :

$$\begin{aligned}
 m_c &= m_e \times \rho_3 / \rho_2 \\
 &= 10500,02 \times 2,314436 / 2,157295 \\
 &= 9787,116 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

-Daya kompresor,  $W_c$  :

$$\begin{aligned}
 W_c &= m_c C_p T_1 (r_c^{0,286} - 1) / \eta_c \\
 &= 9787,116 \times 1,008635 \times 300 (2,6^{0,286} - 1) / 0,75 \\
 &= 1240916 \text{ kJ/h}
 \end{aligned}$$

-Daya turbin,  $W_t$  :

$$W_t = W_c \times \eta_m$$

dimana :

$$\eta_m : \text{effisiensi mekanik} = 0,95$$

$$\begin{aligned}
 W_t &= 1240916 / 0,95 \\
 &= 1306227 \text{ kJ/h}
 \end{aligned}$$

-Kenaikan temperatur di dalam silinder,  $\Delta T_{cyl}$  secara pendekatan dapat ditentukan dari persamaan berikut :

$$\Delta T_{cyl} = T_3 - T_2' = LHV (1 - q_w - \eta_e) / ((AFR+1) \times C_p)$$

dimana :

LHV : Low Heating Value

Untuk HFO = 42707 kJ/kg

$q_w$  : Persentasi laju perpindahan panas ke dinding silinder = 0,2

$\eta_e$  : Effisiensi motor secara keseluruhan = 0,4

$C_p$  : Kapasitas panas spesifik udara supply

$T_3$  : Temperatur gas buang

$T_2'$  : Temperatur udara supply



$$\Delta T_{\text{cyl}} = \frac{42707 (1 - 0,2 - 0,4)}{(51,925 + 1) \times 1,007623}$$

$$= 320,3 \text{ K}$$

Jadi temperatur gas buang,  $T_3$  :

$$T_3 = \Delta T_{\text{cyl}} + T_2'$$

$$= 320,3 + 329,1 = 649,4 \text{ K}$$

Harga kapasitas panas spesifik gas buang,  $C_{p_{\text{exh}}}$  :

$$\frac{n_T}{n_c} \approx \frac{C_{p_{\text{udara}}}}{C_{p_{\text{exh}}}} = 0,867$$

$C_{p_{\text{exh}}}$  pada  $P_3, T_3 = 1,226541 \text{ kJ/kg K}$

-Ekspansion Ratio,  $r_T$  :

$$r_T = \{1 + (Wt / (m_T C_p T_3 \eta_T))\}^{-1/0,248}$$

$$= \left[ 1 + \frac{1306227}{10702,24 \times 1,226541 \times 649,4 \times 0,85} \right]^{-\frac{1}{0,248}}$$

$$= 2,228$$

-Tekanan gas buang,  $P_3$  :

$$P_3 = P_4 \times r_T$$

$$\beta = P_4/P_1 = 1 - 1,06 (\text{Reff.1}) \text{ diambil } \beta = 1,01$$

$$= 1,01325 \times 1,01 \times 2,228$$

$$= 2,28 \text{ bar abs}$$

-Scavenging Pressure drop,  $\Delta P$  :

$$\Delta P = P_2 - P_3$$

$$= 2,63 - 2,28$$

$$= 0,35 \text{ bar abs}$$

-Relative Scavenging Pressure drop,  $\Delta P/P_2$  :

$$\Delta P/P_2 = 1 - \beta \frac{r_T}{r_c} = 0,35/2,63 = 0,134$$

-Ratio perbandingan,  $m_T/m_c$  :

$$m_T/m_c = 1,0935$$

Untuk turbocharger, ratio perbandingan udara yang dihasilkan kompresor dan laju aliran massa yang masuk ke dalam turbin dapat dianggap konstan

#### 4.5.2 Hyperbar Parallel Supercharging Dengan By-Pass Valve

(Gambar 4.2)

a. Kondisi pada saat katub by-pass terbuka

- Gaya yang bekerja pada hyperbar valve,  $F$  :

$$\begin{aligned} F &= P_1 s + P_2 (S - s) - P_3 S \\ &= (1,01325 \times 8) + 2,63 (55,2 - 8) - (2,28 \times 55,2) \\ &\quad \times (14,504/14,223) \\ &= 6,6766 \text{ kg} \end{aligned}$$

-Laju aliran massa yang mengalir pada katub by pass,  $m_b$

$$\begin{aligned} m_b &= F \times 3600 \sqrt{\frac{2 (1 - r_T/r_c)}{R T_2}} \\ &= 6,6766 \times 3600 \sqrt{\frac{2 \times 0,143}{0,286 \times 425,7}} \\ &= 1164,057 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

-Laju aliran massa turbin,  $m_T$  :

$$\begin{aligned} m_T &= m_{exh} + m_b \\ &= 10702,24 + 1164,057 \end{aligned}$$



$$= 11866,3 \text{ kg/h}$$

-Kondisi campuran antara gas buang dan udara dari by-pass :

Entalpi campuran,  $h_{s'}$  :

$$h_{s'} = \frac{m_b C_{p_a} T_2 + m_{exh} C_{p_{exh}} T_3}{m_T}$$

$$h_{s'} = \frac{(1164,057 \times 1,01157 \times 425,7) + (10702,24 \times 1,226541 \times 648,4)}{11866,3}$$

$$= 760,7 \text{ kJ/kg}$$

Kapasitas panas spesifik campuran,  $C_{p_{mix}}$  :

$$C_{p_{mix}} = \frac{(C_{p_a} m_b) + (C_{p_{exh}} m_{exh})}{m_T}$$

$$= \frac{(1164,057 \times 1,01157) + (10702,24 \times 1,226541)}{11866,3}$$

$$= 1,205453 \text{ kJ/kg K}$$

-Temperatur masuk turbin,  $T_{3'}$  :

$$T_{3'} = h_{s'} / C_{p_{mix}}$$

$$= 631,05 \text{ K}$$

-Daya turbin,  $W_t$  :

$$W_t = m_T C_{p_{mix}} T_{3'} \eta_T (1 - r_T^{-0,248})$$

$$= 11866,3 \times 1,205453 \times 631,05 \times 0,85$$

$$(1 - 2,228^{-0,248})$$

$$= 1383031 \text{ kJ/h}$$

-Daya kompresor,  $W_c$  :

$$W_c = \eta_m W_t$$

$$= 0,95 \times 1383031 = 1313879 \text{ kJ/h}$$

-Udara yang dihasilkan kompresor,  $m_c$  :

$$\begin{aligned} m_c &= 11866,3/1,0935 \\ &= 10851,63 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

-Compressor pressure ratio,  $r_c$  :

Dari Persamaan 4.2 dapat diperoleh kompresi ratio sebesar : 2,503

Akibat berubahnya laju aliran massa udara dan kompresi ratio kompresor maka udara yang mengalir kedalam by-pass akan berubah pula.

b. Keseimbangan energi antara kompresor dan turbin

-Scavenging Pressure drop,  $\Delta P$  :

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_2 - P_3 \\ &= 2,536 - 2,28 \\ &= 0,256 \text{ bar abs} \end{aligned}$$

-Relative Scavenging Pressure drop,  $\Delta P/P_2$  :

$$\Delta P/P_2 = 0,256/2,536 = 1,008$$

-Temperature udara yang keluar dari kompresor,  $T_2$  :

$$T_2 = T_1 + T_1/\eta_c (r_c^{0,286} - 1)$$

dimana :

$$r_c : P_2/P_1 = 2,503$$

$$\begin{aligned} T_2 &= 300 + 300/0,75 (2,503^{0,286} - 1) \\ &= 420,04 \text{ K} \end{aligned}$$

Kerapatan udara pada kondisi  $P_2, T_2$  :

$$\rho_2 = \frac{P_1}{P_2} \left[ \frac{\rho_1}{1 + (r_c^{0,286} - 1)/\eta_c} \right]$$

$$= 2,10511 \text{ kg/m}^3$$

Cp pada kondisi P<sub>2</sub>, T<sub>2</sub> :

$$\begin{aligned} C_{p2} &= 1,014 + \frac{420,04 - 400}{450 - 400} (1,0239 - 1,014) \\ &= 1,011004 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_p \text{ rata-rata} &= (C_{p1} + C_{p2})/2 \\ &= 1,008352 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

-Temperatur setelah intercooler, T<sub>2</sub>' :

$$\begin{aligned} T_{2'} &= T_2 - \varepsilon (T_2 - T_{ic}) \\ T_{2'} &= 420,04 - 0,8 (420,04 - 305) \\ &= 328 \text{ K} \end{aligned}$$

Cp pada kondisi P<sub>2</sub>, T<sub>2</sub>' :

$$\begin{aligned} C_{p2'} &= 1,0057 + \frac{328 - 300}{350 - 300} (1,009 - 1,0057) \\ &= 1,007548 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

Dari persamaan gas ideal dan mengabaikan pressure drop yang terjadi pada intercooler maka kerapatan udara setelah intercooler adalah :

$$\begin{aligned} \rho_3 &= (1,1774 + \frac{328 - 300}{350 - 300} (0,998 - 1,1774)) \rho_2 \\ &= 2,10511 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

- Gaya yang bekerja pada hyperbar valve, F :

$$\begin{aligned} F &= P_1 s + P_2 (S - s) - P_3 S \\ &= (1,01325 \times 8) + 2,536 (55,2 - 8) - (2,28 \times 55,2) \\ &\quad \times (14,504/14,223) \\ &= 1,96 \text{ kg} \end{aligned}$$

-Laju aliran massa yang mengalir pada katub by pass, m<sub>6</sub>

$$\begin{aligned}
 m_b &= F \times 3600 \sqrt{\frac{2(1 - r_T/r_c)}{R T_2}} \\
 &= 1,96 \times 3600 \sqrt{\frac{2 \times 0,1098}{0,286 \times 420,04}} \\
 &= 301,9 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

-Laju aliran massa ke motor,  $m_e$  :

$$\begin{aligned}
 m_e &= (m_c - m_b) \rho_3 / \rho_2 \\
 &= (10851,63 - 301,9) 2,267008 / 2,10511 \\
 &= 11361,06 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

- Perbandingan udara bahan bakar, AFR :

$$\begin{aligned}
 \text{AFR} &= m_e / m_f = 11361,06 / 202,215 \\
 &= 56,18
 \end{aligned}$$

-Kenaikan temperatur di dalam silinder,  $\Delta T_{\text{cyl}}$  secara pendekatan dapat ditentukan dari persamaan berikut :

$$\Delta T_{\text{cyl}} = T_3 - T_2 = \text{LHV} (1 - q_w - \eta_e) / ((\text{AFR} + 1) \times C_p)$$

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{cyl}} &= \frac{42707 (1 - 0,2 - 0,4)}{(56,18 + 1) \times 1,007548} \\
 &= 296,5 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Jadi temperatur gas buang,  $T_3$  :

$$\begin{aligned}
 T_3 &= \Delta T_{\text{cyl}} + T_2 \\
 &= 296,5 + 328 = 624,5 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Harga kapasitas panas spesifik gas buang,  $C_{p_{\text{exh}}}$  :

$$\frac{n_T}{n_c} \approx \frac{C_{p_{\text{udara}}}}{C_{p_{\text{exh}}}} = 0,867$$

$C_{p_{\text{exh}}}$  pada  $P_3, T_3 = 1,2221704 \text{ kJ/kg K}$

-Laju aliran massa turbin,  $m_T$  :

$$\begin{aligned} m_T &= m_o + m_f + m_b \\ &= 11361,06 + 202,215 + 301,9 \\ &= 11865,2 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Kapasitas panas spesifik campuran,  $C_{pmix}$  :

$$\begin{aligned} C_{pmix} &= \frac{(C_{p_a} m_b) + (C_{p_{exh}} m_{exh})}{m_T} \\ &= \frac{(301,9 \times 1,011004) + (11563,3 \times 1,221704)}{11865,20} \\ &= 1,216254 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

-Temperatur gas buang masuk turbin,  $T_{s'}$  :

$$\begin{aligned} T_{s'} &= Wt/m_T C_{pmix} \eta_T (1 - r_T^{-0,248}) \\ &= 625,5 \text{ K} \end{aligned}$$

## BAB V

### ANALISA HASIL PERHITUNGAN

#### 5.1 Analisa Hasil Perhitungan Untuk Putaran Konstan

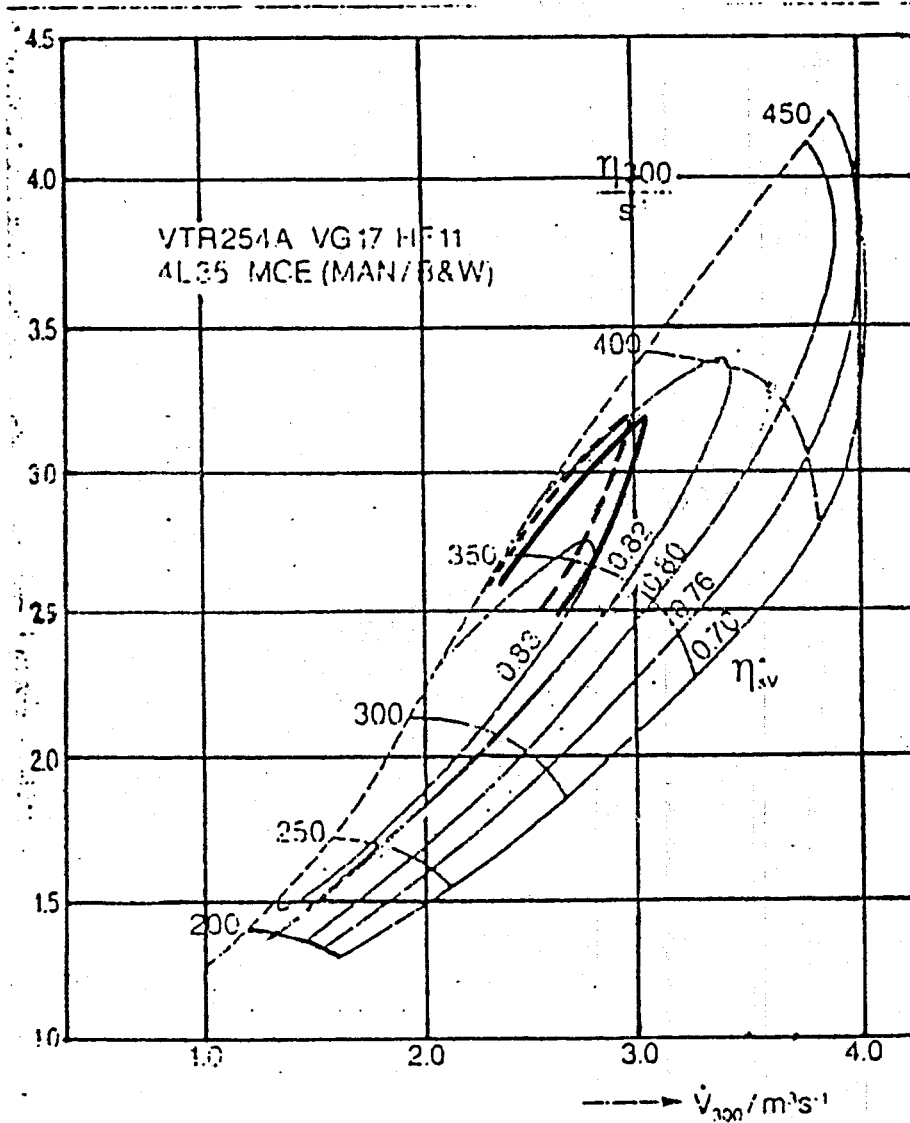
Dari data-data hasil perhitungan (Lampiran I) dapat digambarkan karakteristik laju aliran udara yang dihasilkan pada karakteristik kompresor. Pada gambar 5.1 digambarkan laju karakteristik aliran udara terhadap karakteristik kompresor untuk putaran konstan dalam berbagai beban.

Pada gambar 5.1 dapat dilihat bahwa dengan Classical Turbocharging (susunan seri) akan memberikan hasil yang baik pada beban yang tinggi (garis merah) tetapi pada beban yang lebih rendah garis laju aliran udara mendekati garis batas surja kompresor (compressor surge line). Pada putaran 170 RPM (garis merah) masih memberikan hasil aliran udara yang baik, sedangkan pada putaran 164 RPM (garis merah putus-putus) karakteristik laju aliran udara kompresor mendekati batas surja. Sehingga apabila putaran motor diturunkan lagi garis aliran udara akan melewati batas surja (surge line).

Dengan menggunakan metode Hyperpar Parallel Supercharging (garis biru), karakteristik laju aliran udara memberikan hasil yang memuaskan baik pada putaran 160 RPM (garis biru putus putus) maupun 170 RPM (garis biru).



Pada beban dan putaran yang lebih rendah Hyperbar Parallel Supercharging masih dapat memberikan karakteristik laju aliran udara yang baik.



Gambar 5.1 Karakteristik laju aliran udara kompresor pada putaran 160 RPM dan 170 RPM.

Dari gambar 5.1 diatas juga dapat dilihat bahwa pada

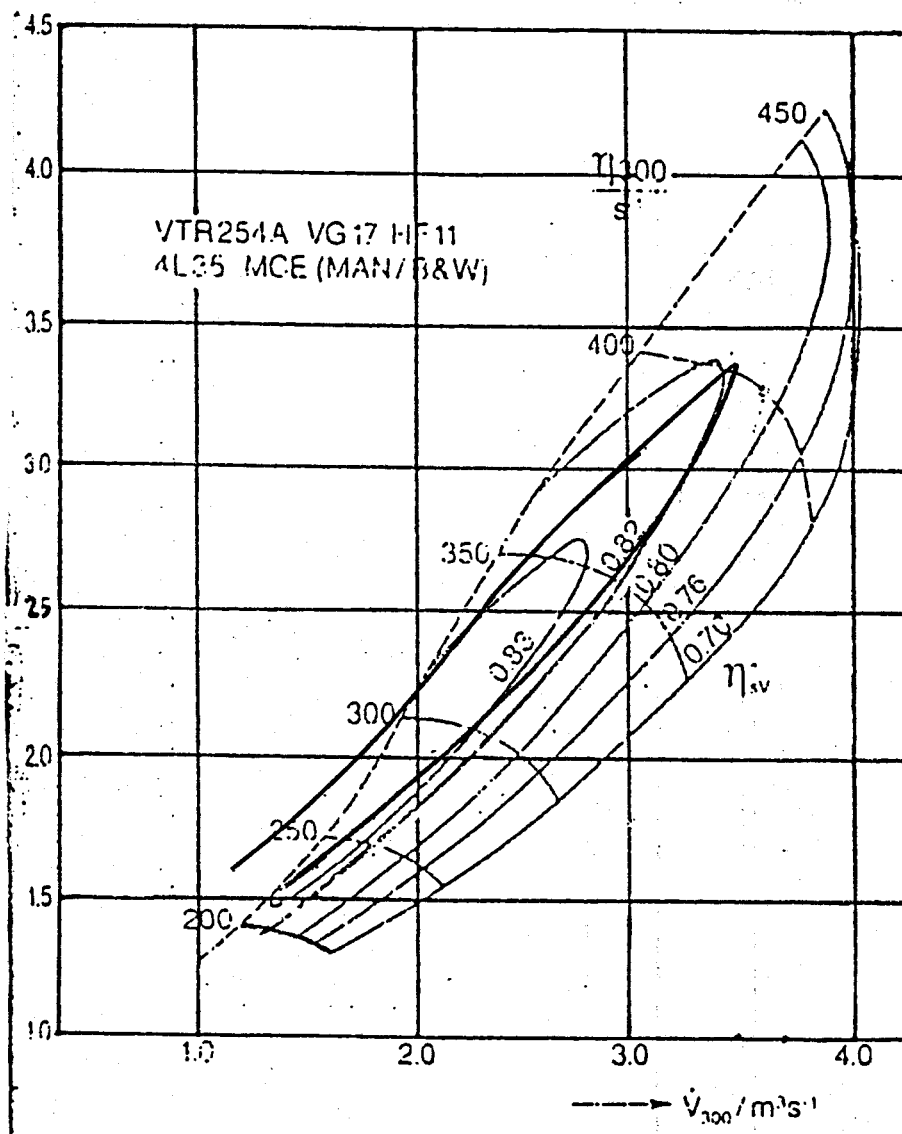
beban yang lebih rendah Hyperbar Parallel Supercharging menghasilkan pressure ratio kompresor yang lebih rendah dan laju aliran udara yang lebih besar, sehingga ratio udara bahan bakar menjadi lebih besar pula. Hal ini tentunya akan menurunkan daya motor itu sendiri, tetapi apabila dilihat dari karakteristik laju aliran udara, penggunaan Hyperbar Parallel Supercharging lebih menguntungkan. Sedangkan masalah kelebihan udara dapat diatasi dengan menambah bahan bakar yang diinjeksikan sampai suatu batas di mana proses pembakaran akan berlangsung sempurna sesuai dengan jenis bahan bakar yang digunakan.

## 5.2 Analisa Hasil Perhitungan Untuk Putaran dan Beban Berubah

Pada gambar 5.2 dapat dilihat karakteristik laju aliran udara pada motor MAN L 35 MCE yang digambarkan pada karakteristik kompresor turbocharger VTR 254.

Dengan menggunakan metode Classical Turbocharging (garis merah) Laju aliran udara motor memberikan hasil yang baik pada beban dan putaran yang tinggi tetap pada putaran dan beban rendah garis laju aliran udara akan melewati surge limit yaitu pada pressure ratio kompresor kurang 2,25, sehingga untuk menghindari hal ini motor harus beroperasi pada kondisi dimana beban dan putaran motor adalah tinggi. Hal ini tentunya tidak menguntungkan

karena pada kenyataannya putaran dan beban suatu motor sangat bervariasi dalam setiap kondisi operasinya.



Gambar 5.2 Karakteristik laju aliran udara kompresor pada variasi beban dan putaran.

Karakteristik laju aliran udara yang dihasilkan

dengan metode Hyperbar Parallel Supercharging ditunjukkan oleh garis biru.

Baik pada beban dan putaran penuh (100 % Power dan 100 % RPM) dan beban dan putaran rendah (30 % Power dan 64 % RPM) garis laju aliran udara motor menunjukkan karakteristik yang sangat memuaskan. Dengan kata lain unjuk kerja turbocharger memberikan daerah kerja yang lebih besar pada setiap kondisi beban dan putaran motor.

Dari analisa diatas dapat diperoleh suatu kesimpulan berkenaan dengan turbocharger (VTR 254) dan motor (MAN B&W L 35 MCE) yang digunakan, bahwa dengan metode Classical Turbocharging (susunan seri) penggunaan Turbocharger VTR 254 tidak memungkinkan untuk memberikan pressure ratio kompresor lebih dari pada 3 pada motor diesel MAN B&W L 35 MCE. Hal ini diakibatkan karena dengan metode Classical Turbocharging (susunan seri) menghasilkan variasi laju aliran udara yang besar pada setiap kondisi beban dan putaran motor.

Dari data-data yang diambil dari buku "Project Guide MAN B&W L 35 MC, L35 MCE" (lampiran II) dapat dilihat bahwa scavenging pressure maksimal yang dapat diberikan oleh turbocharger VTR 254 adalah 2,94 bar abs atau mempunyai pressure ratio  $(P_2/P_1) = 2,9$ . Sedangkan apabila menggunakan Hyperbar Parallel Supercharging, pressure ratio yang dapat diberikan oleh Turbocharger VTR 254

adalah sebesar 3,35.

Selain memungkinkan memberikan pressure ratio yang lebih besar, metode Hyperbar Parallel Supercharging dapat memberikan daerah operasi motor lebih luas.

## BAB VI

### KESIMPULAN

Dari hasil-hasil perhitungan dan analisa pada bab-bab sebelumnya, bahwa dengan metode Hyperbar Parallel Supercharging memungkinkan suatu turbocharger memberikan kompresi ratio kompresor yang lebih tinggi yang mana akan sulit dicapai dengan menggunakan rangkaian seri. Selain daripada itu Hyperbar Parallel Supercharging memberikan daerah kerja operasi motor yang lebih luas.

Peningkatan perbandingan tekanan udara yang dihasilkan kompresor akan meningkatkan kerapatan udara yang masuk ke dalam silinder, sehingga memperbesar jumlah udara yang masuk ke dalam silinder. Dengan besarnya faktor kelebihan udara yang diakibatkan, tentunya akan menurunkan daya motor itu sendiri. Untuk mengatasi hal ini jumlah bahan bakar yang harus diinjeksikan harus ditambah pula sebatas ratio perbandingan udara bahan bakar memenuhi untuk terjadinya suatu proses pembakaran sempurna.

Dengan kata lain untuk perbandingan ratio udara bahan bakar yang sama, Hyperbar Parallel Supercharging dapat meningkatkan unjuk kerja yang dibangkitkan suatu motor.

Dari hal-hal diatas dapat dikatakan bahwa dengan

menggunakan Hyperbar Parallel Supercharging dapat meningkatkan daya motor yang dibangkitkan, atau untuk daya yang dibangkitkan sama ukuran mesin dapat diperkecil.

## PENUTUP

Segenap rasa syukur hanya penulis panjatkan ke hadhirat Allah swt. yang telah memberikan izin dan karunianya sehingga Tugas Akhir TN 1701 yang berjudul "*Study Tentang Hyperbar Parallel Supercharging Dengan menggunakan By-pass Valve*", ini dapat diselesaikan.

Dengan kesadaran sepenuhnya bahwa sudah barang tentu hasil dari karya tulis ini banyak terdapat kekurangan-kekurangan, dikarenakan metode penulisan hanya sebatas study literatur saja. Apabila penulisan karya ilmiah ini dilakukan juga dengan percobaan atau eksperimen tentang metode Hyperbar Parallel Supercharging tentu hasilnya akan lebih memuaskan dan keunggulan dari Hyperbar Parallel Supercharging dapat diketahui secara nyata.



DATA	Classical Turbocharger (Seri)				
	Constant Speed at 164 RPH				
Power (BHP)	1586	1708	1793.4	1903.2	2000
SFOC (kg/BHP h)	0.1275	0.127	0.1276	0.1275	0.12786
Fuel mass flow (kg/h)	202.215	216.916	228.8378	242.658	255.72
P <sub>a</sub>	126.75	147	162.0675	182.52	201.5587
ra %	0.5	1.25	1.75	2.5	3.4
rb %	2.45825	2.2355	2.069757	1.84478	1.635354
rc %	2.5	1.2	0.5	0	-0.5
Air fuel ratio	51.92507	51.73613	51.29758	51.34644	51.28637
Air mass flow to engine (kg/h)	10500.02	11222.39	11738.82	12459.62	13114.95
Hexh (kg/h)	10702.24	11439.31	11967.66	12702.28	13370.67
T1 (K)	300	300	300	300	300
Compression ratio, P2/P1	2.6	2.75	2.9	3.05	3.2
P Scavenging (bar abs)	2.63445	2.786437	2.938425	3.090412	3.2424
T2 (K)	425.7053	434.2064	442.3826	450.2622	457.8698
T after intercooler, T2*(K)	329.1410	330.8412	332.4765	334.0524	335.5739
Density air at (1 atm, 300 K)	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774
densitas-2 (kg/m-3)	2.157295	2.237080	2.315502	2.392652	2.468614
Cp air at (300 K & 1 atm)	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057
Cp air at (P2,T2) (kJ/kg K)	1.011570	1.012420	1.013238	1.014026	1.015054
Cp air at (P2,T2*) (kJ/kg K)	1.007623	1.007735	1.007843	1.007947	1.008047
Tcyl	320.3313	321.4431	324.1039	323.7680	324.1077
TC inlet temp., T3 (K)	649.4723	652.2844	656.5804	657.8204	659.6817
Cp exhaust gas at (P,T) (kJ/kg K)	1.226541	1.227260	1.228419	1.228754	1.229256
densitas-3 (T2*, P2) (kg/m-3)	2.314436	2.386386	2.456456	2.524773	2.591453
Cp air average	1.008635	1.009060	1.009469	1.009863	1.010377
Vol. air flow through Int. c (m-3/h)	4536.753	4702.672	4778.765	4934.947	5060.846
Udara yang dihasilkan kompressor (kg/h)	9787.116	10520.25	11065.24	11807.61	12493.27
Vol. air flow through Compr. (m-3/s)	2.309022	2.481989	2.610564	2.785707	2.947473
Daya kompressor (kJ/h)	1240916.	1424678.	1590417.	1791738.	1992779.
Daya turbin (kJ/h)	1306227.	1499662.	1674123.	1886040.	2097662.
Exp. Ratio, P3/P4	2.228768	2.370179	2.509813	2.669278	2.833125
TC outlet Temp, (K)	549.9634	545.4633	542.7047	536.9823	532.0555
B = P4/P1	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01
(P2-P3)/P2 = 1 - B (rt/rc)	0.134209	0.129497	0.125892	0.116075	0.105794
P2 - P3 (bar abs)	0.353567	0.360836	0.369925	0.358719	0.343029
P3 (bar abs)	2.280882	2.425600	2.568499	2.731692	2.899370
P2/P3	1.155013	1.148761	1.144024	1.131317	1.118311
Ht/Mc	1.093503	1.087360	1.081554	1.075770	1.070229

DATA	Hyperbar Parallel Supercharging				
	Constant Speed at 164 RPM				
:Gaya yg bekerja pd by-pass valve (kg)	:6.676654	:5.845958	:5.117650	:3.246930	:1.123794
:By Pass mass air flow (kg/h)	:1164.057	:992.5781	:849.6561	:514.6696	:169.2912
:Turbine mass flow (kg/h)	:11866.30	:12431.89	:12817.32	:13216.95	:13539.96
:Enthalpy turbine (kJ/kg)	:760.7035	:771.7061	:782.8036	:794.6036	:806.5901
:Cp mixed at (P,T) (kJ/kg K)	:1.205453	:1.210107	:1.214155	:1.220392	:1.226578
:TC inlet temp., T3' (K)	:631.0518	:637.7172	:644.7310	:651.1048	:657.5935
:TC outlet Temp, (K)	:534.3652	:533.2817	:532.9104	:531.5003	:530.3713
:Daya turbin (kJ/h)	:1383031.	:1571118.	:1740177.	:1929206.	:2112884.
:Daya kompressor (kJ/h)	:1313879.	:1492562.	:1653168.	:1832745.	:2007239.
:Udara yang dihasilkan kompressor (kg/h)	:10851.63	:11433.09	:11850.82	:12286.03	:12651.45
:Vol. air flow through Compr. (m <sup>3</sup> /s)	:2.560169	:2.697349	:2.795903	:2.898578	:2.984792
:Compression ratio, P2/P1	:2.503342	:2.664021	:2.822363	:3.000939	:3.183132
:P2 (bar abs)	:2.536511	:2.699319	:2.859759	:3.040702	:3.225309
:T2 (K)	:420.0400	:429.3754	:438.1895	:447.7161	:457.0272
:T after intercooler, T2' (K)	:328.0080	:329.8750	:331.6379	:333.5432	:335.4054
:P2 - P3	:0.255628	:0.273718	:0.291260	:0.309009	:0.325938
:(P2-P3)/P2 = 1 - B (rt/rc)	:0.100779	:0.101402	:0.101847	:0.101624	:0.101056
:Gaya yg bekerja pd by-pass valve (kg)	:1.962649	:1.652747	:1.331286	:0.854256	:0.301178
:By Pass mass air flow (kg/h)	:301.9265	:252.1796	:201.4782	:127.7732	:44.47319
:Air mass flow to engine (kg/h)	:11361.06	:11965.90	:12393.54	:12851.84	:13241.94
:Air fuel ratio	:56.18307	:55.16376	:54.15864	:52.96280	:51.78296
:Exhaust gas temp., T3 (K)	:624.5086	:631.7199	:638.9475	:647.6238	:656.4674
:Cp exhaust gas at (P,T) (kJ/kg K)	:1.221704	:1.223101	:1.224501	:1.226183	:1.228389
:densitas-2 (kg/m <sup>3</sup> )	:2.105110	:2.191521	:2.275077	:2.367553	:2.460129
:Cp air at (P2,T2) (kJ/kg K)	:1.011004	:1.011937	:1.012818	:1.013771	:1.014125
:Cp air at (P2,T2') (kJ/kg K)	:1.007548	:1.007671	:1.007788	:1.007913	:1.008036
:densitas-3 (T2', P2) (kg/m <sup>3</sup> )	:2.267008	:2.345384	:2.420416	:2.502614	:2.584034
:Cp air average (kJ/kg K)	:1.008352	:1.008818	:1.009259	:1.009735	:1.023412
:Turbine mass flow (kg/h)	:11865.20	:12434.99	:12823.86	:13222.28	:13542.13
:Cp mixed at (P,T) (kJ/kg K)	:1.216254	:1.218732	:1.221097	:1.224073	:1.227665
:TC inlet temp., T3' (K)	:625.5055	:633.0455	:640.7388	:648.8852	:656.9059

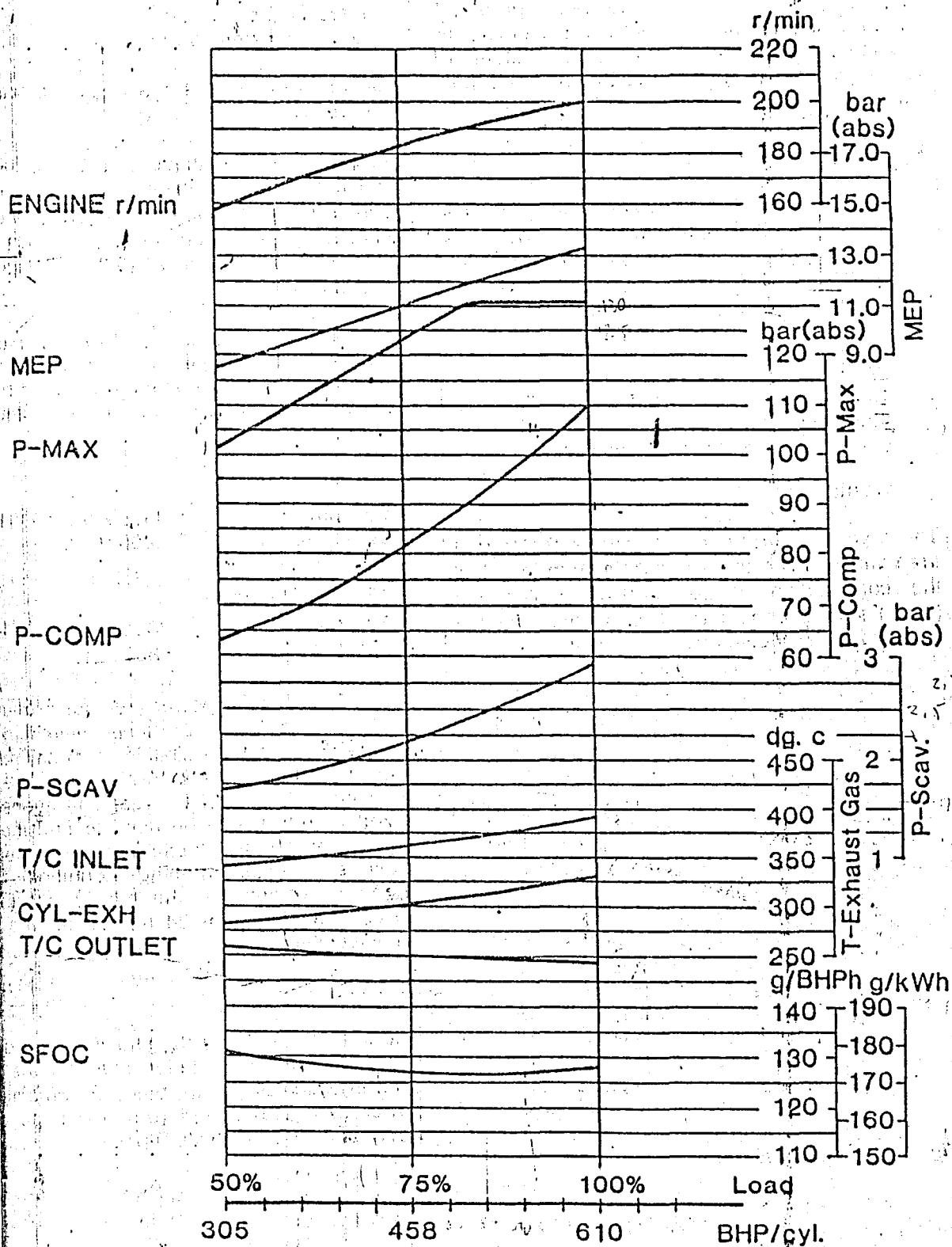
DATA	Classical Turbocharger (Seri)				
	Constant Speed at 170 RPM				
	1659	1757	1854	1952	2074
Power (BHP)	1659	1757	1854	1952	2074
SFOC (kg/BHP h)	0.1258	0.1268	0.127	0.1274	0.1279
Fuel mass flow (kg/h)	208.7022	222.7876	235.458	248.6848	265.2646
Pa	138.6865	155.5554	173.2052	192	216.75
ma %	-0.4	0.4	1.4	2	2.6
mb %	2.326947	2.141390	1.947242	1.7405	1.46825
mc %	1.2	0.6	0.1	0	-0.5
Air fuel ratio	51.41842	51.01744	51.09290	51.07860	50.78033
Air mass flow to engine (kg/h)	10731.13	11366.05	12030.23	12702.47	13470.22
Mexh (kg/h)	10939.84	11588.84	12265.69	12951.15	13735.48
T1 (K)	300	300	300	300	300
Compression ratio, P2/P1	2.6	2.75	2.9	3.05	3.2
P Scavenging (bar abs)	2.63445	2.786437	2.938425	3.090412	3.2424
T2 (K)	425.7053	434.2064	442.3826	450.2622	457.8698
T after intercooler, T2*(K)	329.1410	330.8412	332.4765	334.0524	335.5739
Density air at (1 atm, 300 K)	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774
densitas-2 (kg/m-3)	2.157295	2.237080	2.315502	2.392652	2.468614
Cp air at (300 K & 1 atm)	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057
Cp air at (P2,T2) (kJ/kg K)	1.011570	1.012420	1.013238	1.015012	1.014377
Cp air at (P2,T2') (kJ/kg K)	1.007623	1.007735	1.007843	1.007947	1.008047
Tcyl	323.4274	325.8843	325.3774	325.4331	327.2751
TC inlet temp., T3 (K)	652.5684	656.7256	657.8539	659.4855	662.8491
Cp exhaust gas at (P,T) (kJ/kg K)	1.227336	1.228458	1.228763	1.229203	1.230111
densitas-3 (T2', P2) (kg/m-3)	2.314436	2.386388	2.456456	2.524773	2.591453
Cp air average	1.008635	1.009060	1.009469	1.010356	1.025038
Vol. air flow through Int. c (m-3/h)	4636.609	4762.871	4897.393	5031.133	5197.941
Udara yang dihasilkan kompressor (kg/h)	10002.53	10654.92	11339.92	12037.75	12831.71
Vol. air flow through Compr. (m-3/s)	2.359845	2.513760	2.675368	2.840003	3.027317
Daya kompressor (kJ/h)	1268229.	1442916.	1629897.	1827552.	2076462.
Daya turbin (kJ/h)	1334978.	1518859.	1715681.	1923739.	2185749.
Exp. Ratio, P3/P4	2.217786	2.352028	2.503877	2.661865	2.862838
TC outlet Temp, (K)	553.1425	550.0373	544.0187	538.6447	533.4856
B = P4/P1	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01
(P2-P3)/P2 = 1 - B (rt/rc)	0.138475	0.136164	0.127959	0.118529	0.096416
P2 - P3 (bar abs)	0.364806	0.379412	0.376000	0.366306	0.312621
P3 (bar abs)	2.269643	2.407024	2.562424	2.724106	2.929778
P2/P3	1.160732	1.157627	1.146736	1.134468	1.106704
Mt/Mc	1.093706	1.087650	1.081637	1.075878	1.070433

DATA	Hyperbar Parallel Supercharging				
	Constant Speed at 170 RPM				
:Gaya yg bekerja pd by-pass valve (kg)	:7.309316	:6.891601	:5.459598	:3.673986	:0
:By Pass mass air flow (kg/h)	:1293.073	:1197.750	:913.2964	:588.0045	:0
:Turbine mass flow (kg/h)	:12232.91	:12786.59	:13178.98	:13539.16	:13735.48
:Enthalpy turbine (kJ/kg)	:761.7800	:772.3675	:783.3915	:795.2844	:815.3783
:Cp mixed at (P,T) (kJ/kg K)	:1.204529	:1.208222	:1.213827	:1.219901	:1.230111
:TC inlet temp., T3' (K)	:632.4295	:639.2596	:645.3894	:651.9251	:662.8491
:TC outlet Temp. (K)	:536.0720	:535.4087	:533.7111	:532.4696	:533.4856
:Daya turbin (kJ/h)	:1419818.	:1604396.	:1786520.	:1972980.	:2185749.
:Daya kompressor (kJ/h)	:1348827.	:1524176.	:1697194.	:1874331.	:2076462.
:Udara yang dihasilkan kompressor (kg/h)	:11184.82	:11756.15	:12184.28	:12584.28	:12831.71
:Vol. air flow through Compr. (m <sup>3</sup> /s)	:2.638775	:2.773567	:2.874575	:2.968944	:3.027317
:Compression ratio, P2/P1	:2.495306	:2.648369	:2.818651	:2.995184	:3.2
:P2 (bar abs)	:2.528369	:2.683480	:2.855998	:3.034870	:3.2424
:T2 (K)	:419.5620	:428.4851	:437.9870	:447.4155	:457.8698
:T after intercooler, T2'(K)	:327.9124	:329.6970	:331.5974	:333.4831	:335.5739
:P2 - P3	:0.258725	:0.276455	:0.293573	:0.310764	:0.312621
:(P2-P3)/P2 = 1 - B (rt/rc)	:0.102328	:0.103021	:0.102792	:0.102397	:0.096416
:Gaya yg bekerja pd by-pass valve (kg)	:2.203380	:1.936009	:1.492205	:1.000612	:0
:By Pass mass air flow (kg/h)	:341.5160	:297.8470	:226.8355	:150.2322	:0
:Air mass flow to engine (kg/h)	:11680.95	:12270.09	:12723.07	:13146.06	:13470.22
:Air fuel ratio	:55.96947	:55.07530	:54.03541	:52.86233	:50.78033
:Exhaust gas temp., T3 (K)	:625.5265	:632.0215	:639.5960	:648.1507	:662.8491
:Cp exhaust gas at (P,T) (kJ/kg K)	:1.221901	:1.223159	:1.224627	:1.226144	:1.230111
:densitas-2 (kg/m <sup>3</sup> )	:2.100743	:2.183188	:2.273135	:2.364600	:2.468614
:Cp air at (P2,T2) (kJ/kg K)	:1.010956	:1.011848	:1.012798	:1.013653	:1.015054
:Cp air at (P2,T2') (kJ/kg K)	:1.007542	:1.007660	:1.007785	:1.007909	:1.008047
:densitas-3 (T2', P2) (kg/m <sup>3</sup> )	:2.263026	:2.337861	:2.418681	:2.500003	:2.591453
:Cp air average (kJ/kg K)	:1.008328	:1.008774	:1.009249	:1.009676	:1.010377
:Turbine mass flow (kg/h)	:12231.17	:12790.72	:13185.36	:13544.97	:13735.48
:Cp mixed at (P,T) (kJ/kg K)	:1.215916	:1.218141	:1.220897	:1.223723	:1.230111
:TC inlet temp., T3' (K)	:626.5963	:633.8488	:641.3420	:649.6097	:662.8491

DATA	Classical Turbocharger (Seri)							
RPM	127.5	145	157.5	167.05	177.5	187	195	200
Power (BHP)	732	976	1220	1464	1708	1952	2196	2440
SFOC (kg/BHP h)	0.145	0.138	0.1315	0.12875	0.128	0.127	0.1271	0.128
Fuel mass flow (kg/h)	106.14	134.688	160.43	189.49	218.624	247.904	279.1116	312.32
Pa	27	48	75	108	147	192	243	300
na %	-3	-2.75	-2.5	-1.5	-1.25	-0.75	-0.5	0
nb %	3.5555	3.3245	3.0275	2.6645	2.2355	1.7405	1.1795	0.5525
nc %	20	20	12	4.5	1.1	-0.1	-0.75	0
Air fuel ratio	52.14873	54.86372	53.69968	51.47595	49.98175	49.78330	49.26148	49.22473
Air mass flow to engine (kg/h)	5535.066	7389.484	8615.040	9702.702	10927.21	12341.47	13749.45	15373.87
Hexh (kg/h)	5641.206	7524.172	8775.470	9891.192	11145.83	12589.38	14028.56	15686.19
T1 (K)	300	300	300	300	300	300	300	300
Compression ratio, P2/P1	1.6	1.85	2.1	2.35	2.6	2.85	3.1	3.35
P Scavenging (bar abs)	1.6212	1.874512	2.127825	2.391137	2.63445	2.887762	3.141075	3.394387
T2 (K)	357.5497	376.9480	394.5551	410.7229	425.7053	439.6915	452.8272	465.2268
T after intercooler, T2*(K)	315.5099	319.3896	322.9110	326.1445	329.1410	331.9383	334.5654	337.0453
Density air at (1 atm, 300 K)	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774	1.1774
densitas-2 (kg/m <sup>3</sup> )	1.580624	1.733546	1.879995	2.020989	2.157295	2.289507	2.418100	2.543462
Cp air at (300 K & 1 atm)	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057	1.0057
Cp air at (P2,T2) (kJ/kg K)	1.009754	1.011694	1.013270	1.015436	1.017444	1.019318	1.021197	1.023379
Cp air at (P2,T2') (kJ/kg K)	1.006723	1.006979	1.007212	1.007425	1.007623	1.007807	1.007981	1.008144
Tcyl	319.2683	303.6746	310.0653	323.1362	332.5416	333.7800	337.1873	337.3792
TC inlet temp., T3 (K)	634.7782	623.0642	632.9764	649.2808	661.6827	665.7183	671.7527	674.4246
Cp exhaust gas at (P,T) (kJ/kg K)	1.223694	1.221424	1.223344	1.226449	1.229796	1.230885	1.232514	1.233235
densitas-3 (T2', P2) (kg/m <sup>3</sup> )	1.773066	1.920474	2.058962	2.189930	2.314436	2.433300	2.547177	2.656598
Cp air average	1.007727	1.008697	1.009485	1.010568	1.011572	1.012509	1.013448	1.014539
Vol. air flow through Int. c (m <sup>3</sup> /h)	3121.747	3847.738	4184.165	4430.597	4721.326	5071.909	5397.917	5787.050
Udara yang dihasilkan kompressor (kg/h)	4934.312	6670.233	7866.214	8954.193	10185.29	11612.17	13052.71	14719.14
Vol. air flow through Compr. (m <sup>3</sup> /s)	1.164126	1.573672	1.855834	2.112515	2.402963	2.739598	3.079457	3.472610
Daya kompressor (kJ/h)	286162.7	517725.6	750845.8	1001912.	1295162.	1642414.	2021637.	2467359.
Daya turbin (kJ/h)	301223.9	544974.4	790364.0	1054645.	1363328.	1728856.	2128039.	2597220.
Exp. Ratio, P3/P1	1.405009	1.614179	1.810043	1.996082	2.191764	2.424202	2.661569	2.932811
TC outlet Temp, (K)	591.1423	563.7647	559.3543	562.3432	562.2213	554.1510	548.6764	540.1650
B = P4/P1	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01	1.01
(P2-P3)/P2 = 1 - B (rt/rc)	0.113087	0.118745	0.129455	0.142109	0.148583	0.140896	0.132843	0.115779
P2 - P3 (bar abs)	0.183337	0.222589	0.275458	0.338381	0.391436	0.406875	0.417271	0.392999
P3 (bar abs)	1.437862	1.651922	1.852366	2.042756	2.243013	2.480886	2.723803	3.001388
P2/P3	1.127507	1.134745	1.148706	1.165649	1.174513	1.164004	1.153194	1.130939
Ht/Mc	1.143260	1.128022	1.115590	1.104643	1.094306	1.084153	1.074762	1.065699

DATA	Hyperbar Parallel Supercharging							
RPM	127.5	145	157.5	167.05	177.5	187	195	200
:Gaya yg bekerja pd by-pass valve (kg)	:5.360485	:5.503477	:6.412959	:7.888375	:8.808331	:7.610900	:6.129539	:0
:By Pass mass air flow (kg/h)	:942.1429	:963.4652	:1142.079	:1438.018	:1610.431	:1335.597	:1031.254	:0
:Turbine mass flow (kg/h)	:6583.349	:8487.638	:9917.549	:11329.21	:12756.26	:13924.98	:15059.81	:15686.19
:Enthalpy turbine (kJ/kg)	:717.2783	:717.9279	:731.2154	:748.1723	:765.6854	:783.8165	:802.9153	:831.7245
:Cp mixed at (P,T) (kJ/kg K)	:1.193077	:1.197616	:1.199153	:1.199665	:1.202988	:1.210593	:1.218044	:1.233235
:TC inlet temp., T3' (K)	:601.2002	:599.4637	:609.7764	:623.6507	:636.4863	:647.4645	:659.1840	:674.4246
:TC outlet Temp, (K)	:559.8725	:542.4104	:538.8528	:540.1448	:540.8123	:538.9564	:538.4106	:540.1650
:Daya turbin (kJ/h)	:324606.4	:579943.5	:843470.8	:1134949.	:1468178.	:1829175.	:2215411.	:2597220.
:Daya kompressor (kJ/h)	:308376.1	:550948.3	:801297.2	:1078202.	:1394769.	:1737716.	:2104640.	:2467359.
:Udara yang dihasilkan kompressor (kg/h)	:5758.396	:7524.351	:8889.958	:10255.98	:11656.94	:12844.09	:14012.22	:14719.14
:Vol. air flow through Compr. (m <sup>3</sup> /s)	:1.358548	:1.775180	:2.097361	:2.419641	:2.750160	:3.030240	:3.305831	:3.472610
:Compression ratio, P2/P1	:1.546749	:1.791570	:2.022835	:2.244064	:2.473887	:2.739404	:3.010355	:3.35
:P2 (bar abs)	:1.567243	:1.815309	:2.049638	:2.273798	:2.506666	:2.775782	:3.050242	:3.394387
:T2 (K)	:353.1417	:372.5904	:389.2881	:404.0296	:418.2826	:433.6214	:448.2071	:465.2268
:T after intercooler, T2'(K)	:314.6283	:318.5180	:321.8576	:324.8059	:327.6565	:330.7242	:333.6414	:337.0453
:P2 - P3	:0.129381	:0.163386	:0.197271	:0.231041	:0.263652	:0.294896	:0.326438	:0.392999
:(P2-P3)/P2 = 1 - B (rt/rc)	:0.082553	:0.090004	:0.096247	:0.101610	:0.105180	:0.106238	:0.107020	:0.115779
:Gaya yg bekerja pd by-pass valve (kg)	:2.763445	:2.653874	:2.649635	:2.721860	:2.657774	:2.221044	:1.757528	:0
:By Pass mass air flow (kg/h)	:423.7859	:411.8591	:414.6512	:428.5343	:417.7789	:344.4701	:269.0097	:0
:Air mass flow to engine (kg/h)	:6000.975	:7901.674	:9314.149	:10696.16	:12117.70	:13339.11	:14522.38	:15373.87
:Air fuel ratio	:56.53829	:58.66650	:58.05740	:56.74658	:55.42716	:53.80759	:52.03074	:49.22473
:Exhaust gas temp., T3 (K)	:609.5569	:602.8545	:609.0637	:618.4747	:628.1360	:640.0208	:653.2402	:674.4246
:Cp exhaust gas at (P,T) (kJ/kg K)	:1.220460	:1.217508	:1.218711	:1.220534	:1.222406	:1.224709	:1.227518	:1.233235
:densitas-2 (kg/m <sup>3</sup> )	:1.547092	:1.698429	:1.835416	:1.961856	:2.089081	:2.231533	:2.372380	:2.543462
:Cp air at (P2,T2) (kJ/kg K)	:1.009314	:1.011259	:1.012564	:1.014539	:1.016449	:1.018505	:1.020384	:1.023379
:Cp air at (P2,T2') (kJ/kg K)	:1.006665	:1.006922	:1.007142	:1.007337	:1.007525	:1.007727	:1.007920	:1.008144
:densitas-3 (T2', P2) (kg/m <sup>3</sup> )	:1.740344	:1.886882	:2.017076	:2.135277	:2.252381	:2.381406	:2.506881	:2.656598
:Cp air average (kJ/kg K)	:1.007507	:1.008479	:1.009132	:1.010119	:1.011074	:1.012102	:1.013042	:1.014539
:Turbine mass flow (kg/h)	:6530.901	:8448.221	:9889.230	:11313.18	:12754.11	:13931.49	:15070.50	:15686.19
:Cp mixed at (P,T) (kJ/kg K)	:1.206587	:1.207241	:1.209840	:1.212459	:1.215368	:1.219344	:1.223598	:1.233235
:TC inlet temp., T3' (K)	:599.2427	:597.4590	:606.1207	:617.9441	:630.1092	:642.5173	:655.7266	:674.4246

Performance curves for L35MCE

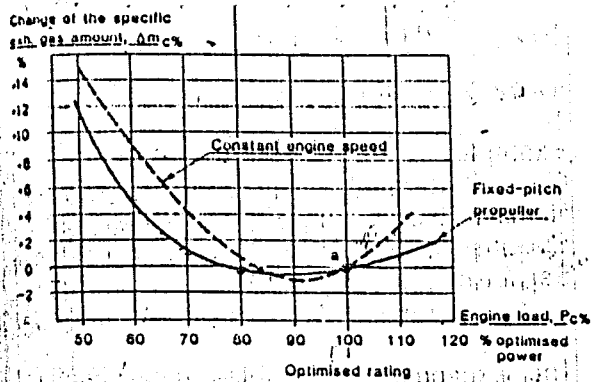


$$M_{oxh} = M_{L1} \times \frac{P_a}{P_{L1}} \times \left(1 + \frac{\Delta m_a\%}{100}\right) \times \left(1 + \frac{\Delta m_b\%}{100}\right) \times \left(1 + \frac{\Delta m_c\%}{100}\right) \times \frac{P_{c\%}}{100} \text{ kg/h}$$

$$T_{oxh} = T_{L1} + \Delta T_a + \Delta T_b + \Delta T_c \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta m_b\% = -0.41 \times (T_{air} - 27) - 0.03 \times (p_{bar} - 1000) + 0.19 \times (T_{cw} - 27) - 0.011 \times (\Delta p_a - 300) \text{ } \%$$

$$\Delta T_b = + 1.8 \times (T_{air} - 27) + 0.01 \times (p_{bar} - 1000) + 0.1 \times (T_{cw} - 27) + 0.05 \times (\Delta p_a - 300) \text{ } ^\circ\text{C}$$





**Table A-5** Properties of air at atmospheric pressure†

The values of  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$ , and Pr are not strongly pressure-dependent and may be used over a fairly wide range of pressures.

T, K	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ kJ/ kg·°C	$\mu$ kg/m·s $\times 10^6$	$\nu$ m <sup>2</sup> /s $\times 10^6$	$k$ W/ m·°C	$\alpha$ m <sup>2</sup> /s $\times 10^6$	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.49	0.02227	0.13161	0.722
300	1.1774	1.0057	1.583	16.84	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

† From Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.

Tabel B.6b Berbagai sifat termodinamik nominal bagi berbagai gas pada temperatur rendah (SI)†

Zat	$\bar{M}$ kg/kgmol	$c_p$ kJ/(kg·K)	$\hat{c}_p$ kJ/(kgmol·K)	$c_v$ kJ/(kg·K)	$\hat{c}_v$ kJ/(kgmol·K)	$R$ kJ/(kg·K)	$k$ $c_p/c_v$
Argon, Ar	39,94	0,523	20,89	0,315	12,57	0,208	1,67
Helium, He	4,003	5,200	20,81	3,123	12,50	2,077	1,67
Hidrogen, H <sub>2</sub>	2,016	14,32	28,86	10,19	20,55	4,124	1,40
Nitrogen, N <sub>2</sub>	28,02	1,038	29,08	0,742	20,77	0,296	1,40
Oksigen, O <sub>2</sub>	32,00	0,917	29,34	0,657	21,03	0,260	1,39
Karbon monoksida, CO	28,01	1,042	29,19	0,745	20,88	0,297	1,40
Udara	28,97	1,004	29,09	0,718	20,78	0,286	1,40
Uap air, H <sub>2</sub> O	18,016	1,867	33,64	1,406	25,33	0,461	1,33
Karbon dioksida, CO <sub>2</sub>	44,01	0,845	37,19	0,656	28,88	0,189	1,29
Sulfur dioksida, SO <sub>2</sub>	64,07	0,644	41,26	0,514	32,94	0,130	1,25
Metan, CH <sub>4</sub>	16,04	2,227	35,72	1,709	27,41	0,518	1,30
Propan, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,09	1,691	74,56	1,502	66,25	0,189	1,13

† Harga-harga  $R$  dalam tabel ini ditentukan dari  $R = \mathcal{R}/\bar{M}$ , dan berbagai harga  $c_v$  dari  $c_v = c_p - R$ . Untuk menjaga konsistensi internal jumlah angka dibelakang koma yang dikemukakan lebih banyak dari yang diabsahkan oleh data eksperimental. Untuk menghitung berbagai perubahan entropi melalui persamaan tingkat keadaan gas perfek, disarankan untuk menghitung harga  $k$  hingga ketelitian kalkulator.

## DAFTAR PUSTAKA

1. I Mech. E. Conference Publications 1978-2, "*Turbocharging And Turbochargers*", Mechanical Engineering Publications Limited for The Institution of Mechanical Engineers London.
2. MAN B&W, "*Project Guide L 35 MC, L 35 MCE*", MAN B&W.
3. Wiranto Arismumandar, Koichi Tsuda, "*Motor Diesel Putaran Tinggi*", PT. Pradnya Paramita Jakarta.
4. John B. Woodward, "*Low Speed Marine Diesel*", A Wiley-Interscience Publications, John Wiley and Sons, New York.
5. William C. Reynolds, Henry C. Perkins, "*Termodinamika Teknik*", Penerbit Erlangga.
6. LCR. Lilly, "*Diesel Engine Reference Book*", Butterworth 1984.