

Handa

SISTEM TURBO CHARGER PADA MOTOR BAKAR DENGAN PENGGERAK EXCAVATOR

DAYA : 128 HP
PUTARAN : 1800 RPM

SKRIPSI

D
I
S
U
S
U
N

OLEH :

JOMSON CARLOS PASARIBU H.

NO. STB. 00. 813. 0070



**FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2002**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

**SISTEM TURBO CHARGER
PADA MOTOR BAKAR DENGAN PENGGERAK EXCAVATOR**

DAYA : 128 HP
PUTARAN : 1800 rpm

SKRIPSI



**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN**

2002

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

SISTEM TURBO CHARGER

PADA MOTOR BAKAR DENGAN PENGGERAK EXCAVATOR

DAYA : 128 HP

PUTARAN : 1800 rpm

Oleh :

JOMSON CARLOS PASARIBU

No. Stb : 00. 813. 0070

Menyetujui :

Komisi Pembimbing

Pembimbing I

(Ir. AMRU SIREGAR, MT.)

Pembimbing II

(Ir. H. YUSRI NASUTION, SH.)

Mengetahui :

Ketua Jurusan

(Ir. H. AMRYSYAM NASUTION, MT.)

Dekan

(Ir. H. YUSRI NASUTION, SH.)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Kuasa yang telah memberikan berkat dan rahmatnya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan baik dan lancar hingga batas waktu yang telah ditentukan. Untuk laporan tugas akhir ini penulis memilih judul **“SISTEM TURBO CHARGER PADA MOTOR BAKAR DENGAN PENGGERAK EXCAVATOR”** judul ini disusun sebagai persyaratan untuk melanjutkan study ke jenjang pasca sarjana.

Dalam menyelesaikan laporan kerja praktek ini sering penulis menemui masalah yang sulit diselesaikan. Sehingga penulis berusaha untuk mencapai hasil yang terbaik dan memenuhi persyaratan suatu laporan tugas akhir. Namun berkat bantuan dari berbagai pihak, maka masalah-masalah tersebut akhirnya dapat diatasi dengan baik.

Pada kesempatan ini penulis tidak lupa mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

- Bapak Ir. H. YUSRI NASUTION, SH, sebagai Dekan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
- Bapak Ir. H. AMIRSYAM NASUTION, MT, sebagai Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.
- Bapak Ir. AMRU SIREGAR, MT, sebagai DOSEN pembimbing satu (I).

- Bapak Ir. H. YUSRI NASUTION, SH, sebagai DOSEN pembimbing dua (II).
- Staf pengajar dan pegawai di jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area
- Yang teristimewa kepada kakanda-kakanda yang tercinta, yang telah memberikan dorongan dan pengorban yang begitu besar serta moril maupun materil serta Doa sehingga Penulis dapat menyelesaikan tugas akhir.
- Rekan-rekan Mahasiswa Teknik Mesin Universitas Medan Area.
- Teristimewa juga adinda yang tersayang, yang telah begitu baik atas perhatiannya.

Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi siapa saja, yang membacanya terutama untuk mahasiswa/mahasiswi yang ingin membahas laporan yang serupa dengan laporan tugas akhir ini.

Walaupun penulis sudah berusaha semampu mungkin, namun penulis juga menyadari adanya kekurangan dan kesilapan. Oleh sebab itu, penulis sangat mengharapkan saran-saran dan kritikan yang memperbiki laporan tugas akhir ini.

DAFTAR ISI

SPEKIFIKASI TUGAS	i
BERITA ACARA SEMINAR	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	v
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Batas-batas Masalah.....	4
1.3. Metode Pengumpulan Data	5
1.4. Sistematika Penulisan.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1. Motor Bakar	6
2.1.1. Mesin Pembakaran luar.....	6
2.1.2. Mesin Pembakaran Dalam	6
2.2. Analisa Perhitungan Daya.....	11
2.2.1. Kapasitas Cankul.....	11
2.2.2. Faktor Geometri	12
2.2.3. Faktor Pertahanan Gelinding (RR).....	13
2.2.4. Faktor Pertahanan Tanjakan.....	14
2.2.5. Faktor Pertahanan Angin.....	15
2.2.6. Faktor Ketinggian.....	15

2.2.7. Daya Traksi	15
2.2.8. Faktor Daya Pompa.....	16
2.3. Analisa Thermodinamika.....	18
2.3.1. Proses Siklus Pada Motor Diesel	18
2.3.2. Bahan Bakar Yang Digunakan.....	20
2.3.3. Perbandingan Bahan Bakar Dan Udara (F/A).....	21
2.3.4. Perhitungan Thermodinamika.....	23
2.3.5. Turbo Charger /Super Charger.....	32
2.3.6. Analisa Perhitungan Therodinamika.....	41
2.3.7. Karakteristik Mesin.....	46
2.3.8. Analisa Perencanaan Turbo Charger.....	46
BAB III ANALISA DAN PERHITUGAN TURBO CHARGER	66
3.1. Analisa Daya	66
A. Kapasitas Cangkul	66
B. Berat Total Kendaraan.....	66
C. Tekanan Traksi	67
D. Faktor Tekanan Pompa.....	67
3.2. Analisa Dan Perhitungan Thermodinamika	69
3.2.1. Perbandingan Bahan Bakar Dan Udara	69
3.2.2. Perhitungan Thermodinamika Motor Bakar	70
A. Persamaan Gas Ideal	72
B. Proses Kerja 1-2, Langkah Kompresi Isentropis	73

C. Proses Kerja 2-2a-3, Langkah pembakaran	73
D. Proses Kerja 3-4, Langkah Ekspansi Isetropis.....	76
E. Proses Langkah Idealisme 4-4a, Isentropis.....	76
F. Fraksi Gas Pembakaran terhadap Udara Bersih.....	77
G. Kerja Ideal Per Siklus (WID).....	78
H. Kerja Indikator Per siklus (WIND).....	78
I. Kerja Efektif (Weff).....	79
J. Efisiensi Termis Indikator ($\eta_{th id}$).....	79
K. Efisiensi Termis Indikator ($\eta_{th ind}$).....	79
L. Efisiensi Termis Efektif ($\eta_{th eff}$).....	79
M. Tekanan Indikator (Pind).....	80
N. Tekanan Efektif (Peff).....	80
O. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (Sfc).....	80
3.2.3. Perhitungan Thermodinamika Pada Turbo Charger	82
a. Theoritis Udara Pembakaran.....	82
b. Kebutuhan Udara Sebenarnya.....	82
c. Jumlah Hasil Pembakaran.....	82
d. Koefisien Jumlah Pembakaran Motor.....	83
e. Jumlah Relatif Pembakaran.....	83
f. Tekanan Gas Buang Kerja Ekspansi.....	83
g. Temperatur Pembakaran Gas Pada Pipa Buang.....	84

h. Tekanan Gas Buang Pada Mesin Turbin.....	84
i. Temperatur Gas Buang Pada Mesin Turbin.....	84
j. Jumlah Massa Aliran Gas Yang Masuk Pada Mesin .. Turbin.....	84
k. Tekanan Mesin Turbin.....	85
l. Jumlah Massa Udara Yang Masuk Pada Mesin Kompresor.....	86
m. Daya Kompresor.....	86
3.3. Perhitungan Pada Mesin Turbo Chrger.....	87
3.3.1. Rancangan Pada Mesin Turbin.....	87
A. Jatuh Kalor Pada Turbin.....	88
B. Temperatur Keluar Nozzel.....	89
C. Kecepatan Gas Keluar Nozzel.....	89
D. Volume Spesifikasi Gas Pada Tiap Titik.....	90
E. Luas Permukaan Masuk dan Keluar Nozell.....	90
F. Perhitungan Segitiga Kecepatan.....	91
G. Perhitungan Dimensi Turbin.....	94
H. Diameter Poros Turbin (Ds).....	95
I. Pembagian Antara Sudu Jarak Pusat.....	97
J. Lebar Sisi Masuk Impeller.....	98

BAB IV SISTEM PERENCANAAN KOMPRESSOR	102
4.1. Perencanaan Kompresor	102
4.2. Kenaikan Temperatur Proses Sebenarnya	102
4.3. Kondisi Udara Masuk Dan Keluar Kompresor	103
4.4. Kerja Spesifik (Y)	104
4.5. Tinggi Tekanan Kompresor (H)	104
4.6. Kecepatan Udara Masuk Kompresor	105
4.7. Volume Aliran Udara Masuk Kompresor, Vs	105
4.8. Perhitungan Dimensi Kompresor	105
4.9. Melukis Bentuk Sudu	114
BAB V KESIMPULAN	115
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
TABEL KOVERSI CHARGER	

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Perkembangan Ilmu dan Teknologi dalam abad sekarang telah mempengaruhi pembangunan dalam bidang transportasi darat. Hal ini terlihat jelas pada penemuan-penemuan teknologi maju yang modern dan mempercepat aktifitas kerja manusia. Perkembangan teknologi ini digunakan pada proyek-proyek, terutama pada pembangunan dibidang transportasi. Untuk melaksanakan proyek-proyek besar, penggunaan alat-alat berat menjadi kebutuhan yang sangat terpenting.

Ada pun jenis-jenis alat-alat berat yang pada saat ini beraneka ragam dan mempunyai kegunaan yang berbeda-beda, salah satu diantaranya adalah Excavator. Excavator ini termasuk jenis alat berat yang serba guna, karena dapat digunakan untuk menggali, memuat dan memindahkan material. Hal ini tentu menjadi pertimbangan bagi seorang Kontraktor dalam mengerjakan suatu proyek. Namun pertimbangan dan kegunaannya adalah faktor yang perlu diperhatikan dalam memutuskan pemilihan suatu alat-alat berat.

Adapun tinjauan yang lebih luas mengenai Excavator . Excavator ini dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1.1.1. Berdasarkan roda penggerak dibedakan atas :

a. Excavator kelabang

- Tenaga dorong lebih besar
- Bidang track besar
- Penggerak rantai (track)
- Kecepatan relatif rendah
- Faktor slip lebih kecil

b. Excavator Roda (karet)

- Penggerak roda (karet)
- Daya dorong lebih kecil
- Bidang lebih kecil
- Faktor slip lebih besar

1.1.2. Berdasarkan Sistem Motor Penggerak

a. Penggerak excavator satu mesin

Daya yang dihasilkan oleh motor penggerak digunakan untuk keperluan bergerak (traveling) dan operasi kerja pesawat.

b. Penggerak excavator dua mesin

Kebutuhan bergerak (traveling) dan operasi kerja masing-masing dilayani oleh sebuah mesin yang terpisah, sehingga mesin memiliki fungsi sendiri-sendiri.

I.1.3. Berdasarkan Sitem Pengoperasian

a. Sistem Kabel

Pada pengoperasian peralatan untuk membuat, menggali dan memindahkan material dilakukan dengan sistem kabel untuk mengatur posisi pengoperasian dan lengan (stick).

b. Sistem Hidrolik

Pada pengoperasian peralatan sebaiknya posisi hidrolik dalam keadaan berputar (swing) serta berjalan (traveling) dan dikerjakan sepenuhnya dilakukan dengan hidrolik. Pada dewasa ini penggunaan sistem ini sangat penting dalam penggunaan alat excavator.

I.1.4. Berdasarkan Bentuk Boom

a. Boom penjangkau (reach boom)

Penggunaan alat ini lebih sesuai digunakan untuk pembuatan konstruksi umum, dimana jangkauan alat ini lebih dibutuhkan dalam sistem pengorekan merupakan pertimbangan yang paling utama.

b. Boom excavator massa

Alat ini digunakan untuk memindahkan material, lebih cepat dan efisien dalam setiap melakukan kerja yang seperti: pengorekan/penggalian dan mengangkat muatan.

c. Boom penjangkau jauh (long reach boom)

Kegunaan alat ini juga untuk mengerjakan: meratakan tanah, pengembalian tanah, konservasi sungai, pengerukan serta pembuatan iritasi yang diperlukan dengan jarak jauh dan pemindahan muatan-muatan ringan.

d. Boom geometri variabel (geometri variabel boom)

Untuk bekerja di ruangan yang extra sempit maka boom jenis ini sangat diperlukan di gedung-gedung pencakar langit/bertingkat, yang tidak bisa dijangkau oleh alat lain. Boom geometri variabel ini dapat dipanjangkan dengan maximum.

1.2. Batas-batas Masalah

Di dalam penulisan ini batas-batas masalah meliputi teori motor bakar yang membahas motor diesel dan perhitungan-perhitungan utama dalam motor bakar, serta meliputi permasalahan utama mengenai perencanaan turbo charger pada Motor Bakar Diesel Penggerak Excavator. Excavator merupakan salah satu alat berat yang dioperasikan pada bidang pekerjaan yang sulit dikerjakan oleh sebab itu excavator selalu digunakan/ditempatkan pada medan berat. Di samping itu excavator juga memiliki kekurangan-kekurangan yang mana menjadikan excavator tidak dapat beroperasi secara optimal. Yang mana excavator bekerja pada ketinggian kondisi alam yang berbeda-beda, dimana tenaga mesin akan berkurang besar 1%-3% setaip kenaikan tempat 1000 m dari ketinggian 750 m dari atas permukaan laut. Oleh sebab itu excavator membutuhkan tenaga yang lebih besar dari yang dihasilkan oleh motor bakar penggerak tersebut.

I.3. Metode Pengumpulan Data

1. Melakukan pengamatan dan penelitian (survey) langsung ke lokasi PLN Tanjung Pura.
2. Membaca dan mempelajari buku-buku penunjang sebagai dasar teori dan dasar perhitungan dalam perancangan.
3. Bimbingan dan konsultasi dengan dosen pembimbing.
4. Bimbingan dan konsultasi dengan pembimbing lapangan.

I.4. Sistematika Penulisan

Di dalam penulisan skripsi penulis membaginya menjadi beberapa bab pembahasan yang saling berkaitan satu dengan yang lainnya, yaitu:

- Bab I Pendahuluan
- Bab II Tinjauan Pustaka
- Bab III Analisa Perhitungan Turbo Charger
- Bab IV Sistem Perencanaan Kompresor
- Bab V Kesimpulan
- Daftar Pustaka
- Lampiran

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Motor Bakar

Salah satu jenis penggerak yang banyak digunakan ialah mesin kalor, yaitu mesin yang mengubah energi panas menjadi energi mekanis. Energi panas ini diperoleh melalui proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar didalam suatu ruang bakar. Ditinjau dari cara untuk memperoleh energi panas ini, maka mesin kalor ini dibedakan atas dua jenis, yaitu:

- Mesin pembakaran luar (external combustion engine)
- Mesin pembakaran dalam (internal combustion engine)

2.1.1. Mesin Pembakaran Luar (External Combustion Engine)

Pada jenis ini, proses pembakaran terjadi di ruang bakar yang mana energi pembakaran dipindahkan ke fluida kerja melalui dinding pemisah untuk digunakan selanjutnya, contoh : mesin uap, panas hasil pembakaran digunakan untuk memanaskan air sampai menjadi uap bertekanan dan uap ini dipergunakan untuk menggerakkan piston atau sudu-sudu turbin uap. Pemakaian yang umum pada proses industri dan transportasi.

2.1.2. Mesin Pembakaran Dalam (Internal Combustion Engine)

Pada jenis ini, proses pembakaran terjadi didalam suatu ruang yang berfungsi sebagai ruang bakar dan gas hasil pembakaran berfungsi langsung sebagai fluida kerja didalam motor bakar torak. Gas hasil pembakaran ini berfungsi mendorong piston untuk

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Motor Bakar

Salah satu jenis penggerak yang banyak digunakan ialah mesin kalor, yaitu mesin yang mengubah energi panas menjadi energi mekanis. Energi panas ini diperoleh melalui proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar didalam suatu ruang bakar. Ditinjau dari cara untuk memperoleh energi panas ini, maka mesin kalor ini dibedakan atas dua jenis, yaitu:

- Mesin pembakaran luar (external combustion engine)
- Mesin pembakaran dalam (internal combustion engine)

2.1.1. Mesin Pembakaran Luar (External Combustion Engine)

Pada jenis ini, proses pembakaran terjadi di ruang bakar yang mana energi pembakaran dipindahkan ke fluida kerja melalui dinding pemisah untuk digunakan selanjutnya, contoh : mesin uap, panas hasil pembakaran digunakan untuk memanaskan air sampai menjadi uap bertekanan dan uap ini dipergunakan untuk menggerakkan piston atau sudu-sudu turbin uap. Pemakaian yang umum pada proses industri dan transportasi.

2.1.2. Mesin Pembakaran Dalam (Internal Combustion Engine)

Pada jenis ini, proses pembakaran terjadi didalam suatu ruang yang berfungsi sebagai ruang bakar dan gas hasil pembakaran berfungsi langsung sebagai fluida kerja didalam motor bakar torak. Gas hasil pembakaran ini berfungsi mendorong piston untuk

memperoleh gerak mekanis. Sedang fasa turbin gas berfungsi memutar sudu-sudu dari rotor turbin untuk mendapatkan kerja mekanis.

Jadi mesin pembakar dalam ini dapat dibedakan atas dua bagian:

- Motor Bakar Rotary, misalnya : Motor Wankel, Turbin Gas.
- Motor Bakar Torak.

A. Motor Bakar Rotary

Seperti yang dijelaskan diatas, cara kerja mesin ini ialah dengan memanfaatkan gas hasil pembakaran untuk memutar porosnya yang dilengkapi dengan sudu-sudu pada rotor turbin dari turbin gas dan pada motor Wankel untuk memutar rotor yang berbentuk segitiga dan poros yang excentris.

Pemakaian motor bakar jenis rotari ini banyak terdapat pada pusat pembangkit tenaga (Power Plant), alat transportasi udara dan laut serta perindustrian besar.

B. Motor Bakar Torak

Motor bakar torak adalah salah satu jenis yang paling sederhana dalam ukuran yang beratnya yang relatif kecil bila dibandingkan dengan yang lainnya. Oleh karena itu, penggunaannya sangat luas dan mudah dalam pengoperasiannya serta perawatan dan harga yang sangat ekonomi. Motor bakar torak dapat diklasifikasikan dalam beberapa jenis, antara lain:

- a. Berdasarkan siklus kerjanya
- b. Berdasarkan langkah piston
- c. Berdasarkan jenis bahan bakar
- d. Berdasarkan posisi dan jumlah silinder serta letak katupnya.

B.1. Berdasarkan Siklus Kerjanya

Berdasarkan siklus kerjanya dapat dibedakan tiga jenis yaitu:

- Siklus Otto
- Siklus Diesel
- Siklus Dua Combution

Siklus Otto

Siklus otto ini sering juga disebut dengan siklus udara volume konstan. Pada siklus ini proses pembakaran terjadi pada saat volume konstan yaitu mulai menyala busi pada awal langkahkompresi.

Siklus Diesel

Siklus diesel ini pada mulanya disebut juga dengan siklus udara tekanan konstan, yaitu pertama kali ditemukan oleh Rudolf Diesel. Dalam perkembangannya, motor diesel ini mengalami kemajuan. Siklus diesel banyak digunakan pada motor diesel putaran rendah.

Siklus Dua Combution

Siklus ini adalah perkembangan dari siklus diesel dan disebut juga dengan siklus udara volume dan tekanan konstan, yang digunakan pada mesin motor diesel putaran tinggi. Pembakarannya terjadi pada volume tetap yang disusun dengan pembakaran pada tekanan tetap. Hal ini terjadi karena adanya putaran tinggi, sehingga tidak hanya pada tekanan tetap, melainkan di dahului dengan pembakaran pada volume tetap. Untuk pembahasan diagram idakator dari siklus tersebut akan dijelaskan pada analisa termodinamika.

B.2. Berdasarkan Langkah Piston

Berdasarkan langkah piston, maka motor bakar Torak diklasifikasikan menjadi dua bagian yaitu :

Motor bakar 4 langkah

Yaitu motor bakar yang mengalami siklus lengkap seperti:

1. Langkah isap (pengisian)
2. Langkah kompresi (tekan)
3. Langkah kerja (ekspansi)
4. Langkah buang

Dalam satu kali putaran poros engkol dapat menghasilkan satu kali langkah translasi piston, untuk menghasilkan empat langkah maka poros engkol harus berputar empat putaran poros engkol.

Motor bakar 2 langkah

Motor bakar dua langkah ini bekerja dengan setengah putaran poros engkol menghasilkan 1 kali langkah kerja, untuk menghasilkan langkah isap → pembilasan → kompresi → pembakaran → langkah buang.

B.3. Berdasarkan Jenis Bahan Bakar

Bahan bakar yang kita kenal dalam kehidupan sehari-hari dapat kita golongkan atas dua bagian besar, yaitu:

- Bahan bakar hasil pertambangan , misalnya: Minyak bumi, gas, batubara.
- Bahan bakar hasil buatan industri, misalnya: alkohol dan metanol.

Untuk motor bakar, kita menggunakan kedua jenis bahan bakar tersebut, terutama dari turunan minyak bumi, gas dan bahan bakar hasil industri. Bahan bakar dari penyulingan minyak bumi untuk motor bakar kita kenal:

- a. Minyak diesel yang terbagi atas:
 - Minyak ringan seperti : Solar
 - Minyak berat seperti : Resindu
- b. Untuk minyak bahan bakar sehari-hari seperti : premium, premix, bensol, dan juga termasuk hasil industri seperti : mentanol, etanol.
- c. Bahan bakar gas sekarang sudah mulai populer digunakan karena harga yang cukup murah dan bebas polusi. Ada beberapa jenis bahan bakar gas, diantaranya :
 - Bahan bakar gas hasil penambangan gas bumi, seperti LNG (Liguified Natural Gas).
 - Bahan bakar gas hasil samping dari penambangan minyak bumi, seperti: LPG (Liguified Patroleum Gas)
 - Bahan bakar gas hasil dari pengolahan industri, seperti : Metanol.

B.4. Berdasarkan Posisi dan Jumlah Silinder serta Letak Katup

- a. Berdsarkan posisi silinder : posisi tegak (Inline), “V” type Horizontal.
- b. Berdsarkan jumlah selinder : Single dan Multy Cylender
- c. BERdasarkan letak katubnya : Over Head Valve (OHN), Single Over Head Valve (SOHV), dan double Over Head Camshaff (DOCH)

Semenjak ditemukannya motor bakar hingga kini perkembangannya saat sekarang ini khususnya digunakannya untuk transportasi darat dikenal 2 jenis motor bakar, yaitu motor bakar bensin dan motor bakar diesel.

2.2. Analisa Perhitungan Daya

Daya yang yang dibutuhkan melayani kerja Excavator dipengaruhi oleh beberapa faktor yang mana nantinya menjadi spesifikasi dalam pemilihan motor bakar. Adapun faktor-faktor tersebut adalah :

- a. Kapasitas Cangkul (Bucket)
- b. Faktor Geometri
- c. Faktor tanjakan
- d. Faktor Tahanan angin
- e. Faktor Ketinggian (Altitude)
- f. Daya traksi
- g. Faktor daya pompa

2.2.1. Kapasitas Cangkul

Pada perencanaan kerja excavator dibatasi dengan menghadapi kondisi sebagai berikut :

- Berfungsi untuk pembuatan parit, konstruksi, umum dan memindahkan material hasil pengerukan
- Material yang dikeruk dan dipindahkan berupa pasir, kerikil, dan tanah liat
- Pada excavator ini memiliki jenis peralatan kerja Boom Penjangkau (Reach Boom)

Maka berat muatan dapat ditentukan :

$$W = V.Sw$$

Dimana :

W = Berat Muatan (kg/m³)

V = Volume Bucket (m³)

Sw = Berat Spesifik Muatan

2.2.2.Faktor Geometri

A. Jenis Permukaan Jalan

Permukaan jalan memengaruhi cakram antara trac/ban terhadap permukaan jalan. Adapun jenis permukaan jalan yang dihadapi oleh excavator pada waktu beroperasi terhadap pada tabel sebagai berikut :

Tabel 2.1. Koefisien Traksi

Tipe dan Keadaan Tanah	Roda Ban	Roda Rantai (Track)
Lempung, liat kering, jalan datar, tanpa pengerasan kering	0,55	0,9
Lempung, liat basah, lempung liat becek, tanah pertanian basah	0,45	0,77
Tempat pengambilan batu	0,65	0,55
Jalan kerikil lembur	0,40	0,50
Pasir basah	0,36	0,50
Jalan kering lembur	0,20	0,30
Tanah basah berlumpur	0,20	0,55

Sumber : Carter Pillar Hand Book, 1983

Pada perencanaan kondisi yang akan dilalui excavator diambil pada koefisien traksi sebesar 0,90 (memakai track). Karena kondisi medan yang sangat berat maka dipilih penggerak untuk berjalan jenis track. Hal ini karena :

- Faktor slip lebih kecil karena luas permukaan track lebih merata
- Dapat bekerja lebih optimal pada permukaan jalan yang buruk
- Pemeliharaan lebih efisien

B. Berat Total Kendaraan

Berat excavator saat beroperasi dengan beban sarat adalah berat kendaraan ditambah berat muatan maksimal, sehingga berat kendaraan dapat dihitung

$$DBB = \text{Koefisien Traksi} \cdot \text{GVW} \dots \dots \dots (\text{Cat. Hd. Book, 1991})$$

Dimana :

$$DBP = \text{Drawbar Pull Maximum}$$

$$GVW = \text{Berat total kendaraan}$$

Maka :

$$GVW = \frac{DBB}{\text{Koefisien traksi}} \text{ (kg)}$$

2.2.3. Faktor Tahanan Gelinding (RR)

Tahanan gelinding adalah hambatan yang timbul akibat gesekan roda/track sewaktu excavator melakukan ttraksi untuk mengatasi permukaan tanah yang dilalui.

Adapun harga Tahanan gelinding dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 2.2 Faktor Rolling Typical

Kondisi Jalan	Kg/ton	Ib/ ton	Lereng
Permukaan Jalan keras, halus, stabil tanpa timbul penetrasi.	20	40	2
Permukaan jalan keras, sedikit melendut akibat beban atau bergelombang, terawat rutin.	32,5	65	3
Salju, padat, packet	25	50	2,5
Urai	45	90	4,5
Jalan kotor, melendut jika dibebani, sedikit terawat, tanpa air, penetrasi roda ± 25 mm	50	100	5
-jalan dengan bekas roda-roda, lembah tanpa perawatan, tidak ada stabilitas, penetrasi roda $100 \div 150$ mm	75	150	7,5
Pasir lepas atau kerikil	100	200	10
Jalanan dengan bekas roda yang berlumpur tanpa perawatan	$100 \div 200$	$100 \div 400$	$10 \div 20$

Pada perencanaan excavator dipilih jenis rantai (track) dikondisikan melakukan traksi pada jalan kotor, melendut jika dibebani, sedikit terawat tanpa air. Maka faktor RR (%) = 5 %(Cat. Hd. Book. 1991)

2.2.4. Faktor Tahanan Tanjakan Terjadi Sewaktu (GR)

Tahanan tanjakan yang besarnya ditemukan berat excavator itu sendiri, sudut tanjakan dan tahanan gelinding. Pada sudut tanjakan diambil 20° atau faktor GR (%) = 46,4 %.....(Cat. Hd. Book 1991)

2.2.5. Faktor Tahanan Angin Atau Udara (AR)

Tahanan udara adalah hambatan yang timbul akibat tumbukan angin disebabkan oleh kecepatan kendaraan/excavator, tetapi secara praktis tahanan udara tidak mempengaruhi perhitungan daya yang kecepatannya rendah.

Pada excavator berdasarkan survey lapangan dan data kecepatan excavator sangat rendah sekali, sehingga faktor tahanan udara dapat diabaikan.

Kecepatan maksimum excavator : 5,5 km/jam

Kecepatan minimum excavator : 3,5 km/jam

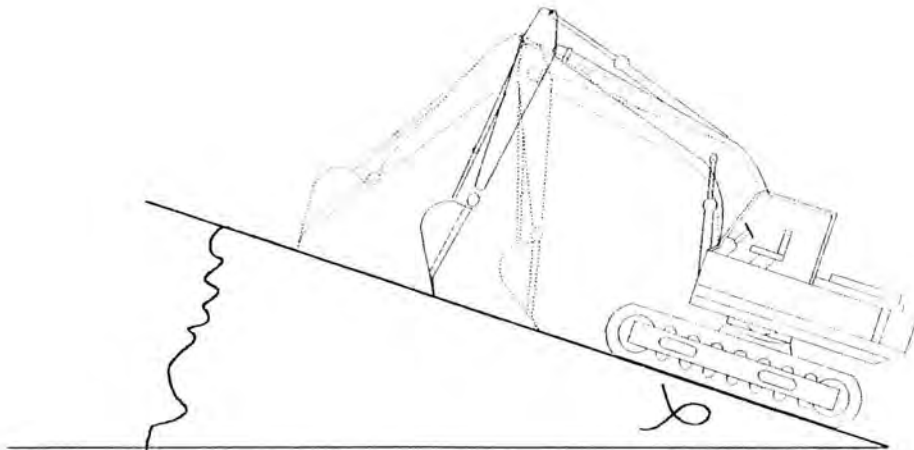
2.2.6. Faktor Ketinggian (Altitude)

Excavator direncanakan beroperasi pada ketinggian permukaan laut yang berbeda-beda. Tenaga mesin berkurang 1 % setiap kenaikan tempat 1000 m dari ketinggian 750 m, atau berkurang 3 % setiap kenaikan tempat 1000 m diatas ketinggian 750 m. Pada mesin 4 langkah ketentuan tersebut biasanya berlaku, tetapi pada mesin 2 langkah faktor kehilangan sebesar 1 %.....(Rochmasdi, 1981).

Untuk mengengatasi hal itu, maka digunakan alat super charger yang dapat menyuplai udara lebih banyak keruang bakar, sehingga performace excavator dapat optimal seperti yang diharapkan. Bahkan pada daerah gari ketinggian tersebut dapat menean kinerja excavator sampai 125 %.

2.2.7. Daya Traksi

Pada perencanaan daya yang tersebar dihasilkan motor penggerak, pada saat excavator melakukan traksi maximum



Gambar 2.1. Exvacator saat melakukan traksi

$$N_t = \frac{GVW \times TTE \% \times V \text{ min}}{273,75} \dots\dots\dots (\text{Cat. Hd. Book 1991})$$

Dimana :

- N_t = Daya Traksi
- GVW = Berat Total Kendaraan
- $TTE \%$ = Persentase tahanan efektif
= $RR \% + GR \%$
- V = Kecepatan Maximum excavator

2.2.8. Faktor Daya Pompa

Pompa excavator digunakan untuk unit angkat dan swing (implement) dan pompa pada pilot.

Pompa unit angkat dan swing (implement)

Tenaga yang dihasilkan pompa digunakan untuk keperluan unit Boom dan berputar yang datanya direncanakan berdasarkan survey

Pompa pada pilot

Tenaga yang dihasilkan untuk mengerakkan kendali ruang operator. Adapun ada yang diperlukan meliputi :

- Kapasitas aliran maximum
- Tekanan ,maximum

Daya Pompa untuk Implement dan Sirkuit Pilot (Swing)

Daya tiap pompa dapat dihitung dengan rumus :

$$N_p = \frac{P \times Q}{598 \times \pi \eta \rho} \dots\dots\dots (\text{Petrovsky, N. 1969})$$

Dimana :

- N_p = Daya Pompa (HP)
- P = Tekanan Maksimal Pompa (9 kg/cm^2)
- Q = Kapasitas aliran pompa (l/mi)
- $\eta \rho$ = Efisiensi pompa
- = $\eta v \times \eta t$

2.3. Analisa Termodinamika

2.3.1. Proses Siklus pada Motor Diesel

Motor bakar yang direncanakan adalah jenis motor bakar doesel 4 langkah. Disebut motor bakar 4 langkah karena ada empat proses yang terjadi didalam ruang bakar yaitu :

- Langkah isap
- Langkah kompresi
- Langkah kerja
- Langkah buang

Keempat langkah ditempuh dalam dua kali putaran (720°) Poros Engkol. Untuk mendapatkan tingkat keadaan dari setiap proses diatas dan parameter lainnya, seperti : tekanan efektif, efesiensi termis, konsumsi bahan bakar spesifik, dan lain-lain, maka proses diatas dihitung berdasarkan hukum-hukum termodinamika dan reaksi kimia. Untuk mempermudah perhitungan, maka seluruh proses dianggap ideal.

Ada dua jenis siklus pada motor bakar diesel, yaitu:

- a. Silkus konstan
- b. Siklus volume dan tekanan konstan

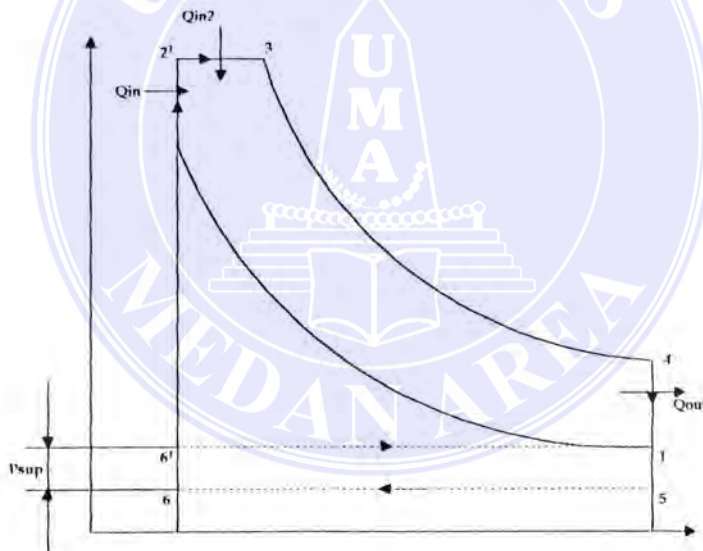
Pada siklus tekanan konstan, bahan bakar disemprotkan menjelang piston mencapai titik mati atas (TMA), demikian selanjutnya sampai saat mulai terjadinya pembakaran. Pada umumnya jenis siklus ini seruing digunakan pada motor bakar putaran rendah.

Pada siklus volume dan tekanan konstan, pentemprotan bahan bakar serta proses pembakaran terjadi sebelum piston mencapai TMA. Siklus ini sangat cocok digunakan pada siklus motor bakar diesel putaran tinggi.

Pada excavator direncanakan menggunakan motor bakar putara tinggi. Karena itu siklus yang digunakan adalah siklus volume dan tekanan konstan (Siklus Dual Combustion) Siklus Gabungan.

Siklus Gabungan (Siklus dual Combustion)

Siklus ini merupakan suatu siklus penggabungan dari siklus Otto dengan siklus diesel, tetapi lebih mendekati siklus diesel yang sebenarnya.



Gbr. 2.2. Siklus Gabungan

Proses pada siklus gabungan :

- Proses 6' - 1 : Langkah isap pada tekanan konstan
- Proses 1 - 2 : langkah kompresi isentropis

- Proses 2 - 2 : Proses pembakaran pada volume konstan
- Proses 2'- 3 : Proses pembakaran pada tekanan konstan
- Proses 3 - 4 : Langkah ekspansi isentropis
- Proses 4 - 1 : Pembuangan kalor pada volume konstan tanpa turbo charger
- Proses 4 - 5 : Pembuatan kalor pada volume konstan dengan turbo charger
- Proses 5 - 6 : Langkah buang pada tekanan konstan
- Proses 6 - 6 : Daerah kerja yang dilakukan turbo charger untuk pengisian udara pada tekanan P_1

2.3.2. Bahan Bakar Yang Digunakan

Motor bakar diesel umumnya membutuhkan bahan bakar ringan (light fuel).

Keuntungan jenis bahan bakar ringan ini adalah :

- Butir-butir bahan bakar sehingga halus pada saat pengabutan
- Titik penguapan tinggi sehingga tidak mudah terbakar

Jenis bahan bakar yang digunakan adalah hexadecadine (solar) yang sesuai dengan standart ASTM D975 Grade No. 1 D dengan dat-data sebagai berikut :

- Rumus Kimia : $C_{16}H_{30}$
- Bilangan cetana : 50
- Spesifik Grafity : 0,85
- Boiling Point : 500°
- Nilai pembakaran Atas (HHV) : $10.833 \text{ kkal/kg} + 45.364 \text{ kj/kg} = 19.500 \text{ Btu/lb}$
- Nilai pembakaran bawah (LHV) : $10.125 \text{ kkal/kg} = 42.400 \text{ kj.kh} = 18.390 \text{ Etu.lb}$

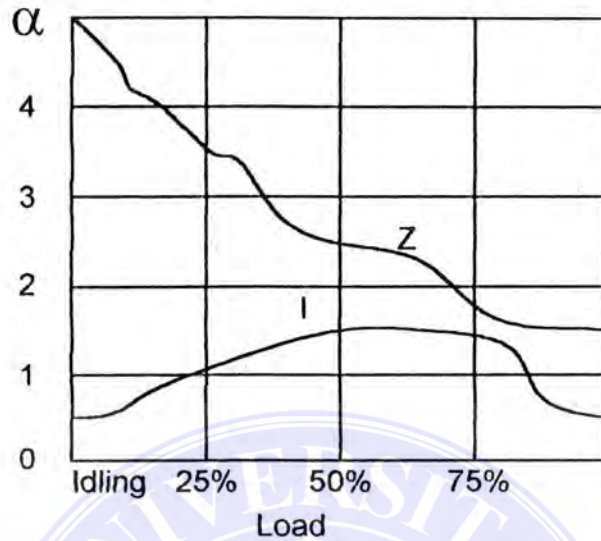
2.3.3. Perbandingan Bahan Bakar dan Udara (F/A)

Pada motor bakar diesel perbandingan antara bahan bakar dan udara bersisa antara $0,014 \div 0,056$(Rf. 19,hl.93) Yang mana :

$F/A = 0,014$ berarti bahan bakar yang diinjeksikan kurang dari semestinya

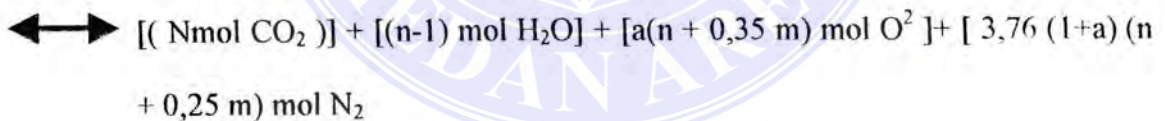
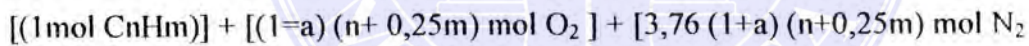
$F/A = 0,065$ berarti udara tidak cukup untuk melakukan pembakaran sempurna atau bahan bakar tidak habis terbakar, atau dapat menimbulkan asap pada gas buang.

Untuk mengatasi kerugian akibat kurangnya udara, maka penggunaan udara berlebih (excess air) mutlak merupakan keharusan dari jumlah udara teoritis yang dibutuhkan. Dengan demikian diharapkan pula udara yang berlebih, ini tergantung pada kondisi pemakaian/pembebanan. Makin kecil pembebanan, udara berlebih digunakan makin besar, sebaliknya makin besar pembebanan persentase udara berlebihan makin kecil. Untuk menjamin terjadinya pembakaran sempurna maka dalam hal analisa termodinamika ini direncanakan koefisien kelebihan udara (a) adalah 2 Atau 200 % dari udara teoritis.....(Ref. 7 hal. 560)



Gambar 2.3. Perubahan α terhadap kondisi pembebanan
 1. motor otto 2. motor diesel

Perbandingan bahan bakar dengan udara dengan udara λ diperoleh dari reaksi pembakaran yaitu :



Dimana :

A = Excess air (100%)

n. = Jumlah atom c = 16

m = jumlah atom H = 30

Berat Atom (Ba) : C = 12 gram

H = 1 gram

$$O = 16 \text{ gram}$$

$$N = 14 \text{ gram}$$

Maka diperoleh perbandingan bahan bakar udara (F/A) :

$$F/A = \frac{\text{Berat } C_{16} H_{30}}{\text{Berat } O_2 + \text{Berat } N_2}$$

Harga F/A tersebut merupakan harga yang menjadi dasar perhitungan thermodynamika.

2.3.4. Perhitungan Thermodynamika Motor Bakar

Para Meter Awal Kompresi

Besarnya tekanan awal kompresi untuk motor diesel 4 langkah turbo charger

$$P_a = (0,90 \div 0,95) P_{sup} \dots\dots\dots[\text{petrovsky, N. 1968 }]$$

Dimana :

P_a = tekanan awal langkah kompresi

P_{sup} = Tekanan supercharger

$$= (1,4 \div 2,5) \text{ atm} \dots\dots\dots(\text{petrovsky, N. 1968})$$

Temperatur pada awal kompresi (T_a) :

$$T_a = \frac{T_{sup} + \Delta T_w + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Dimana :

ΔT_w = Kenaikan temperatur antara dinding silinder dengan ring piston

$$= (10 + 15)^0 \text{ C}$$

γ_r = Koefisien residu gas pada super charger

T_{sup} = Temperatur super charger pada motor diesel 4 langkah
 Pada motor 4 langkah

$$T_{sup} = T_0 \left[\frac{P_{sup}}{P_0} \right]^{n-1/n} \dots\dots\dots [Kovakh, M. 1979]$$

- Dimana :
- P_{sup} = Tekanan super charger ($kg \cdot cm^2$)
 - P_0 = Tekanan udara luar
 - T_0 = Temperatur udara luar rata-rata
 - n = Exponen politropis super charger ($1,6 \div 1,8$)

Temperatur Udara keluar cooler :

Dimana :

$$T^1_{sup} = T_{sup} - \Delta T_w \dots\dots\dots [Petrovsky, N. 1968]$$

Dimana :

- ΔT_{cool} = Penurunan temperatur pada inter cooler
- = $(25 \div 50)^\circ C \dots\dots\dots [Petrovsky, N. 1968]$

Maka :

$$T_a = T^1_{sup} + \Delta T_w$$

Dimana :

T_a adalah temperatur pada saat awal langkah kompresi.

Untuk super charger temperatur awal langkah kompresi berkisar $(320 \div 400)^\circ K$.

Karena $T_a = T_1$, dibawah temperatur tersebut maka perencanaan cukup aman.

A. Persamaan Gas Ideal

$$P_1 \cdot V_1 = R T_1$$

Dimana :

V_1 = Volume Isap

$P_1 = P_a$ = Tekanan awal kompresi

R = Konstanta udara

T_1 = temperatur absolut awal kompresi ($^{\circ}R$)

Dari persamaan diatas didapat volume langkah isap :

$$V_1 = \frac{R \times T_1}{P_1} (\text{ft}^3 / \text{lb.udara})$$

B. Proses 1- 2 Langkah kompresi :

Pada proses kompresi ini berlaku hubungan :

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{r1}}{V_{r2}} = r$$

dan

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{P_{r1}}{P_{r2}} = r$$

maka

$$V_2 = \frac{V_1}{r}; V_{r2} = \frac{V_{r1}}{r}; P_2 = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \times P_a$$

Dimana :

V_1 = Volume langkah isap

V_{r2} = Volume spsifik

P_1 = Tekanan awal kompresi

P_2 = Tekanan spesifik

r = Perbandingan Kompresi

C. Langkah Pembakaran (2-2a-3)

a. setelah akhir langkah kompresi

Pembakaran berlangsung sebagian pada volume konstan dan sebagian pada tekanan konstan, dimana tekanan pembakaran harus dibawah tekanan maksimum dari material yang digunakan.

Untuk mengetahui isi gas pada titik 3, dapat diperoleh dari persamaan umum energi :

$$U_2 + \left(\frac{PV}{\tau} \right)_2 + KE_2 + PE_2 + Q - \frac{W}{\tau} + KE_3 + PE_3$$

Dimana:

U = Total energi dalam (Btu/lb)

$\frac{PV}{\tau}$ = Kerja aliran (Btu/lb)

KE = Energi kinetik (Btu/lb)

PE = Energi potensial (btu/lb)

Q = Panas yang masuk ke dalam sistem (Btu/lb)

$\frac{W}{\tau}$ = Kerja yang dilakukan sistem

dari persamaan ini digunakan beberapa idealisasi :

- Proses pembakaran berlangsung adiabatik, $Q = 0$

- Energi kinetik dianggap konstan, $KE_2 = KE_3$
- Energi potensial dianggap konstan, $PE_2 = PE_3$
- Selisi kerja aliran dianggap nol, $\frac{PV}{\tau} = 0$

Sehingga persamaan diatas menjadi :

$$U_2 - \frac{W}{\tau} = U_3$$

Dimana:

$$U_a = U_a + U_{bb}$$

U_a = sensible internal dari energi udara

U_{bb} = internal energi bahan bakar

$$\frac{W}{\tau} = \frac{P_3(V_2 - V_1)}{\tau}$$

$$U_3 + \frac{P_3 V_1}{\tau} = U_a + U_{bb} + \frac{P_3(V_2 - V_1)}{\tau}$$

maka:

$$h_3 = U_a + U_{bb} + \frac{P_3 \times V_2}{\tau}$$

Dengan menggunakan persamaan ini besaran-besaran pada titik 3 dapat diperoleh :

a). Berat udara dan berat bahan bakar

Berat udara :

$$Ma = \frac{1}{1 + F/a} (lb)$$

Berat bahan bakar:

$$M_{bb} = 1 - Ma (lb)$$

Sehingga didapat:

$$U_a = M_a \cdot U_2$$

$$U_{bb} = M_{bb} \cdot U_3$$

Dimana: U_3 adalah nilai bahan bakar.

b). Entalpy pada titik 3

$$h_3 = U_a + U_{bb} + \frac{P_3 \times V_2}{\tau}$$

c). Volume pembakaran pada titik 3 (h_3 dicari dari tabel gas)

$$V_3 = \frac{R \times T_3}{P_3}$$

Dimana :

V_3 = Volume gas pembakaran

R = Konstanta udara

T_3 = Temperatur gas pembakaran pada titik 3

P_3 = Tekanan gas pembakaran pada titik 3

D. Langkah Ekspansi Isentropis (3 – 4)

Dari hubungan :

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_{r4}}{V_{r3}}$$

dan

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{P_{r4}}{P_{r3}}$$

dimana : $V_4 = V_1$

maka :

$$V_4 = \left(\frac{V_4}{V_3} \right) \times V_{r3}$$

Dari harga V_{r4} digunakan untuk mencari T_4 , U_4 , P_{r4} dan H_4 pada tabel gas, maka diperoleh P_4 pada titik 4:

$$P_4 = \left(\frac{P_{r4}}{P_{r3}} \right) \times P_3 \text{ (Psi)}$$

E. Langkah Idealisasi (4-4a) Isentropis

Langkah ini merupakan lanjutan dari proses isentropis (3-4) yang merupakan usaha semua, dimana tekanan gas akhir sisa pembakaran diidealisasikan sama dengan tekanan udara luar.

$$\frac{V_{rda}}{V_4} = \frac{V_{4a}}{V_{r4}}$$

dan

$$\frac{P_{4a}}{P_4} = \frac{P_{r4a}}{P_{r4}}$$

dimana : $P_4 = P_1$

maka :

$$P_{r4a} = \left(\frac{P_{4a}}{P_4} \right) \times P_{r4}$$

dan

$$V_4 = \left(\frac{V_{r4a}}{V_{4a}} \right) \times V_4$$

Untuk mencari harga V_{r4a} , T_{4a} , U_{4a} , h_{4a} , dicari pada tabel gas dari harga perolehan

P_{r4a} .

F. Fraksi Gas Pembakaran Terhadap Udara

$$f = \left(\frac{V_1}{V_{4a}} \right) \times \left(\frac{1}{C_r} \right)$$

Dimana :

F = Fraksi gas buang

V_1 = Volume langkah isap

V_{4a} = Volume setelah langkah kerja

C_r = perbandingan kompresi

G. Kerja Ideal Per-Siklus (W_{id})

$$W_{id} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

Dimana:

$$W_{12} = U_1 - U_2$$

$$W_{23} = P_3 (V_3 - V_2)$$

$$W_{34} = U_3 - U_4$$

$$W_{41} = 0 \text{ (Isovalum)}$$

H. Kerja indikator per siklus (W_{id})

$$W_{ind} = W_{id} \cdot f_{diagram}$$

Dimana :

$$f_{diagram} = 75 \div 90) \%$$

I. Kerja efektif (W_{eff})

$$W_{eff} = W_{ind} \cdot \eta_{mek}$$

Dimana : $\eta_{mek} = 0,75 \div 0,85$

J. Efisiensi Thermis ideal (η_{th}^{id})

$$(\eta_{th}^{id}) = \frac{W_{id}}{Q_{bb}} 100\%$$

Dimana : $Q_{bb} = \left(\frac{F}{A} \right) \cdot LHV$

K. Efisiensi Thermis Indikator (η_{th}^{ind})

$$(\eta_{th}^{ind}) = \eta_{th}^{in} \times \text{faktor diagram}$$

L. Efisiensi Thermis Efektif (η_{th}^{eff})

$$\eta_{th}^{eff} = \eta_{th}^{ind} \times \eta_{mek}$$

M. Tekanan Indikator (P_{ind})

$$P_{ind} = \frac{W_{ind}}{V_1 - V_2}$$

N. Tekanan Efektif (P_{eff})

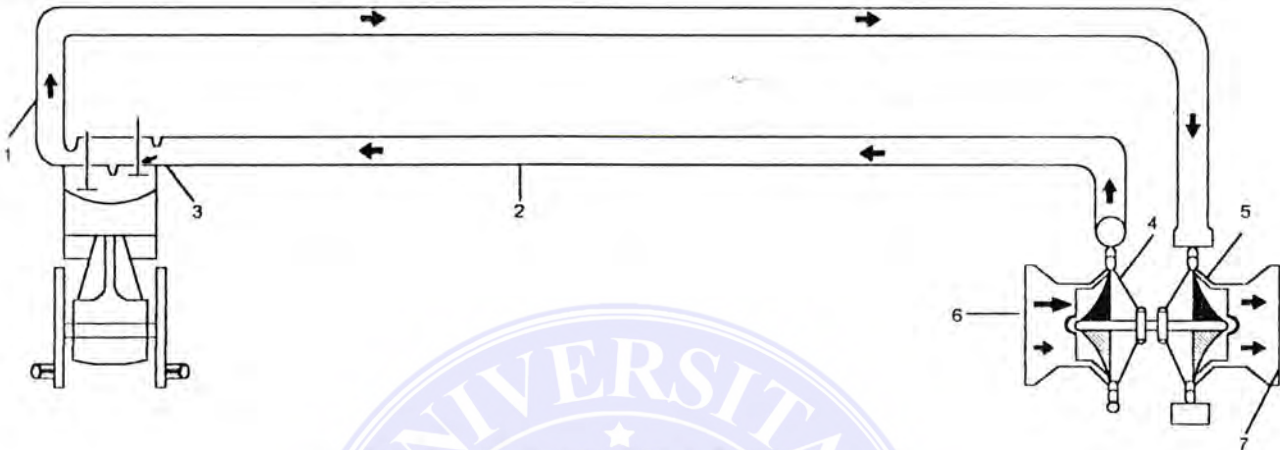
$$P_{eff} = P_{ind} \times \eta_{mek}$$

2.3.5. Turbo Charger/Super Charger

Turbo charger/super charger digunakan dalam kasus berikut :

- Untuk mengatasi ketinggian letak, misalnya pada mesin pesawat atau instansi stasioner didaerah dataran tinggi.
- Untuk menurunkan berat mesin tiap daya kuda yang dibangkitkan.
- Untuk meningkatkan daya mesin kalau terjadi kebutuhan daya lebih besar tanpa memperbesar cc silinder yang telah ada.
- Sistem super charger dapat dibagi 3, yaitu :
 - a. Kompresor penggerak mesin, dimana super charger berupa kompresor digerakkan oleh sebagian daya yang diambil dari mesin tersebut dengan cara mengkopel pada poros engkolnya.
 - b. Turbo kompresor, dimana penggeraknya menggunakan turbin gas yang energi panasnya diambil dari sisa gas buang pembakaran.
 - c. Sistem kombinasi, dimana penggeraknya menggunakan mesin dan turbin gas.

Pada perencanaan dipilih sistem turbo charger (turbo kompresor), karena reduksi yang terjadi pada sistem tersebut lebih kecil dibandingkan yang lain.

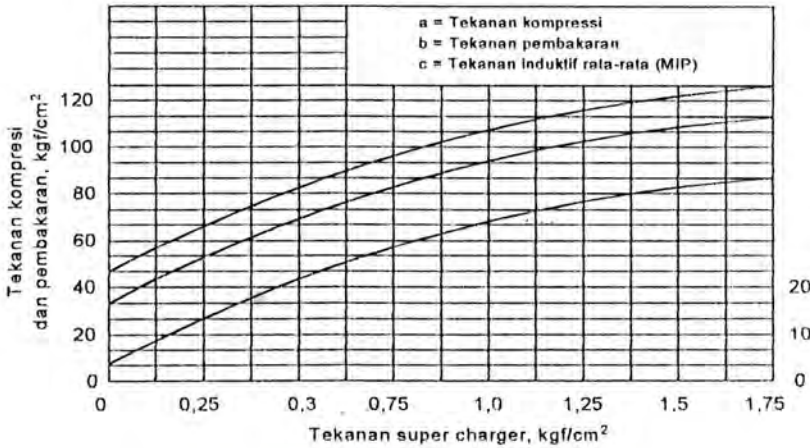


Gambar 2.4. sistem turbo charger

Keterangan gambar :

- | | |
|------------------------|-----------------|
| 1. Manifol gas buang | 5. Sudu turbin |
| 2. Manifol udara masuk | 6. Udara masuk |
| 3. Silinder mesin | 7. Udara keluar |
| 4. Sudu kompressor | |

Batasan tingkat turbo charger pada motor diesel adalah dengan memperhitungkan beban panas yang ditimbulkan mesin. Bila temperatur piston dan silinder mesin terlampaui tinggi maka beban bantalan semakin bertambah, maka pertimbangan pertama adalah membatasi tingkat turbo charger pada motor diesel.



Gambar 2.5 Efektif tekanan turbo charger terhadap tekanan kompresor dan tekanan pembakaran.

Batas tekanan turbo charger untuk motor diesel 4langkah dapat diperoleh dengan ketentuan sebagai berikut :.....[Petrovsky, N. 1968]

- Diesel putaran rendah : (1,2 ÷ 1,35)
- Diesel putaran menengah : (1,25 ÷ 2,2)
- Diesel putaran tinggi : (1,4 ÷ 2,5)

Bagi sistem turbo charger, motor bakar dapat dianggap sebagai ruang bakar. Kompresor turbo charger mempunyai saluran udara masuk dan saluran gas buang. Saluran gas masuk turbin dihubungkan dengan saluran gas buang mesin. Setelah masuk dioperasikan ke dalam turbin charger akan diluar ke atmosfer melalui saluran gas buang turbin charger.

Keuntungan menggunakan turbo charger antara lain :

1. Dengan diperolehnya tekanan awal kompresi yang tinggi maka daya motor dapat di tingkatkan untuk ukuran motor yang tetap.
2. Dapat meningkatkan beban motor/aktifitas angkut.

Ada dua sistem pengaturan turbo charger, yaitu :

1. Pengaturan turbin gas buang.
2. Untuk perbandingan katup nozzle, tekanan turbin akan tetap konstan.

Pada perencanaan sistem pengaturan yang dipakai adalah katup pengatur gas buang atau sistem pengaturan aliran gas.

Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal adalah mesin-mesin yang sangat penting, yang dipergunakan pada berbagai macam-macam proses.

Berdasarkan tekanannya kompresor sentrifugal dibedakan menjadi 4 bagian :

- Ventilator
- Blower
- Kompresor dengan pendingin, dan
- Kompresor tanpa pendingin

Sedangkan dilihat dari segi konstruksinya dapat dibedakan menjadi 2 bagian :

- Kompresor radial
- Kompresor axial

Dalam perencanaan dari sudu kompresor radial tanpa sudu pengarah dimana fungsi tekanan adalah faktor yang lebih diutamakan. Udara yang keluar dari sudu kompresor berkecepatan tinggi tersebut ditampung oleh rumah kompresor, yang selanjutnya kecepatan udara akan turun sebaliknya diatur oleh statik naik.

Ukuran kompresor sangat menentukan kapasitas udara yang memadai bagi mesin yang menggunakan turbo charger.

Untuk beberapa meter yang perlu diperhatikan dalam perencanaan kompressor antara lain :

- Perbandingan tekanan kompressor (P_{02}/P_{01}), yaitu perbandingan antara tekanan keluar (P_{02}) dengan tekanan masuk (P_{01}).
- Laju aliran massa udara yaitu jumlah udara yang terhisap oleh kompressor dalam satuan waktu.
- Kecepatan putaran kompressor dan turbin.

Putaran turbin dan kompressor pada turbo charger adalah pada saat ini sangat penting.

Sistim Turbin Gas

Seperti diketahui bahwa unit turbin gas merupakan bagian charger yang menghasilkan kerja, aliran gas buang dari hasil pembakaran pada ruang bakar mesin menggerakkan sudu-sudu turbin/ rotor turbin, diserap energinya dan diubah menjadi energi mekanis dan energi mekanis ini merupakan daya poros pada turbin dan kan dipergunakan untuk menggerakkan kompressor.

Secara umum turbin dapat diklasifikasikan menjadi 3 bagian utama :

1. Turbin tekanan sama (Impulse turbine)
2. Turbin tekanan lebih (Reaction turbine)
3. Turbin kombinasi (Impulse- Reaction Turbine)

Pada perencanaan ini dipergunakan turbin tekanan sama dikarenakan tekanan yang didapat dan yang dipergunakan dari gas buang tidak tinggi.

Keuntungan dari turbin gas buang yang tidak tinggi antara lain

- Mempunyai putaran yang sangat tinggi sehingga akan menghasilkan diameter rata-rata roda turbin kecil
- Karena mempunyai satu set sudu jalan, konstruksi turbin menjadi lebih sederhana
- Kebocoran antara tiap sudu dan rumah turbin (casing) sedikit karena perbedaan tekanan dalam sudu jalan yang sangat kecil sekali.
- Efek tekanan balik dapat dihindari atau menghambat efek aliran balik pada ruang bakar, karena tekanan yang dihasilkan gas buang tidak tinggi

Kerugian dari turbin gas buang antara lain :

- efisiensi rendah
- kejutan (shock) yang terjadi pada sudu jalan tinggi

Ada 2 type turbin gas berdasarkan konstruksi yang sering dipergunakan pada instalasi-instalasi turbin gas, yaitu

1. Turbin axial (Axial-Flow Turbine)
2. Turbin radial (Radial-Flow Turbine)

Beberapa pertimbangan dalam penelitian antara turbin axial dan turbin radial antara lain:

- Turbin radial dipakai untuk beban yang lebih rendah dari pada yang dilangsungkan oleh turbin axial.
- Konstruksi mesin dengan turbin axial lebih panjang dari mesin dengan turbin radial

- Turbin radial lebih sering dipakai sistem turbo charger
- Turbin radial sangat sesuai dikombinasikan dengan kompresor sentrifugal dalam instalasinya.
- Biaya produksi turbin radial lebih rendah dari pada turbin axial.

Prestasi dari turbin radial ini telah diteliti mempunyai banyak kelebihan dalam penggunaannya untuk transportasi, industri kimia. Pada transportasi turbin ini dipakai pada turbo charger, baik itu pada motor bensin maupun motor diesel.

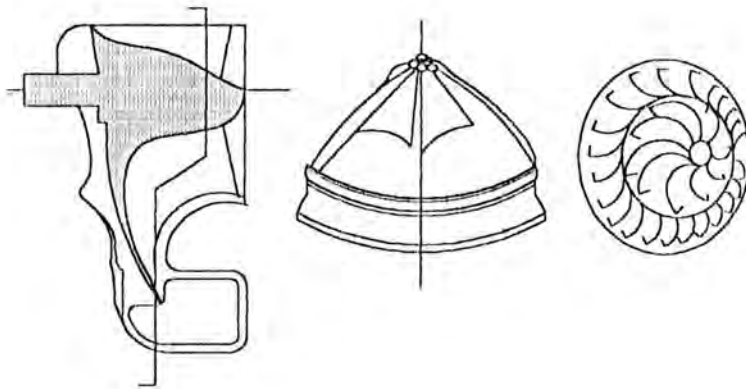
Keuntungan yang terbesar dari turbin radial ini adalah kerja yang dihasilkan untuk turbin satu tingkat sama dengan kerja yang dihasilkan oleh dua tingkat.

Keuntungan dari pada turbin radial adalah efisiensinya yang lebih rendah dari turbin axial, namun secara menyeluruh kekurangan tersebut dapat dikompensasikan dengan biaya produksinya yang lebih rendah.

Ada dua jenis turbin radial menurut konstruksi sudu, yaitu :

1. Turbin radial tipe- cantilever (cantilever-type radial-inflow turbine)
2. Turbin radial aliran campuran (mixed flow-type radial- inflow turbine)

Pada perencanaan ini dipergunakan turbin radial tipe aliran campuran dengan tanpa sudu pengarah.



Gambar 2.6. Turbin Radial Aliran Campuran (Mixed Flow – Type Radial – Inflow Turbine)

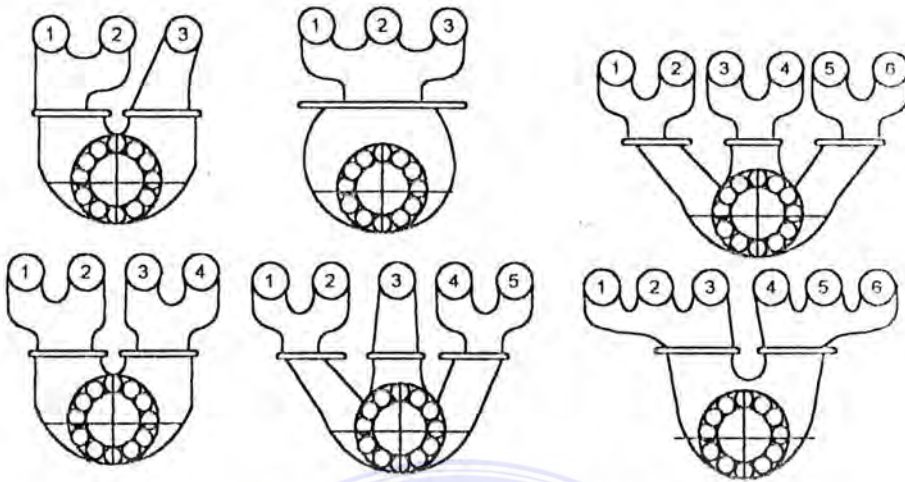
Sistem Pulsa Turbo Charger

Dengan sistem pulsa turbo charge, sistem saluran gas buang dengan posisi atau lokasi turbo charger haruslah dirancang dengan hati-hati untuk menghindari yang tidak sempurna dari proses pembilasan pada mesin.

Jarak saluran masuk turbin dan jumlah pipa gas buang (gambar 2.5) sebaiknya direncanakan , untuk mesin :

- a. 3 silinder : 1 pipa saluran masuk turbin
- b. 4 silinder : 2 pipa saluran masuk turbin
- c. 5 silinder : 3 pipa saluran masuk turbin
- d. 6 silinder : 2-3 pipa saluran masuk turbin

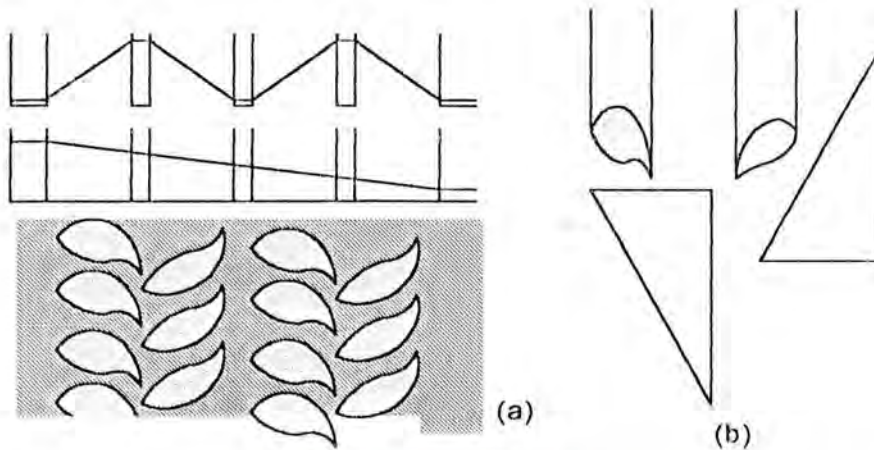
Untuk mesin 7, 8, 9, dan 10, 12, silinder biasanya dibutuhkan pemakaian 2 turbo charger



Gambar 2.7. Tipe Perencanaan pipa saluran masuk turbin pada sistem turbo charger

Pada gambar 2. 5 menunjukkan bahwa proses pemasukan gas buang ke turbin dengan aliran yang tidak tetap (non stedy flow) akan menghasilkan efesiensi turbin bila :

1. Vektor kecepatan (pada segitiga kecepatan) tidak optimum (gambar 2. 6)
2. Variabel kecepatan gas buang masuk turbin bukan variabel kecepatan keluar difuser
3. Untuk meminimumkan kebocoran gas, perencanaan tingkat reaksi haruslah kecil.
4. Turbin radial (dengan efesiensi yang tinggi) dengan saluran masuk turbin yang bertambah banyak adalah kurang praktis.



Gambar 2.8. (a) Diagram kecepatan gas dan jatuh tekanan pada tingkat reaksinya
(b) diagram kecepatan pada sudu untuk satu tingkat

Pengaturan Turbo Charger

Turbo charger dengan turbin tanpa sudu pengarah untuk menghasilkan gas buang dari mesin, pada saat ini telah diteliti dan ternyata karakteristik aliran udara dari kompressor sentrifugal tidak sesuai untuk setiap perubahan kecepatan mesin.

Jika turbo charger dengan ukuran mesin kecepatan rendah dan torsi yang tinggi, kenaikan tekanan pada kecepatan maximum mengakibatkan kondisi kerja turbin charger adalah berlebihan jika dibandingkan dengan hasil kerja turbo charger yang dibutuhkan oleh mesin.

Ada dua sistem pengaturan turbo charger yaitu :

- a. Katub pengatur gas buang melalui gas buang yang mengalir sekitar turbin (pengaturan aliran massa gas/ mass flow rate control)
- b. Katub nozzle untuk menjaga perbandingan tekanan pada turbin konstan.

Pada perencanaan ini sistem pengaturan yang dipakai adalah katub pengatur gas buang atau sistem pengaturan aliran massa (massa flow rate control).

2.3.6. Analisa Perhitungan Thermodinamika Pada Turbo Charger

a. Theoritis udara pembakaran

$$A_{th} = \frac{1}{0,12} \left[\left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{4} \right) - \left(\frac{O_1}{32} \right) \right] \dots\dots\dots \text{mol/kg. Bb}$$

Dimana:

C = persentase karbon

H = persentase hidrogen

O₁ = persentase oksigen

b. Kebutuhan udara yang sebenarnya

Untuk pembakaran 1kg bahan bakar, jumlah udara yang dibutuhkan sebenarnya:

$$M_a = \alpha \times A_{th} \dots\dots\dots \text{mol/kg}$$

Dimana:

α = koefisien kelebihan bahan bakar

= (1,3 + 1,7) untuk motor diesel putaran tinggi

c. Jumlah hasil pembakaran

$$M_g = \alpha \times A_{th} + \Delta M$$

$$= \alpha \times M_g + \left[\left(\frac{H}{4} \right) + \frac{O_1}{32} \right]$$

d. Koefisien perubahan motor

$$M = \frac{M_g}{M_a}$$

c. Perubahan relatif pembakaran

$$V_{H_2O} = \frac{K/2}{M_g}$$

$$V_{CO_2} = \frac{C/2}{M_g}$$

$$V_{N_2} = \frac{0,79 \times \alpha \times A_{th}}{M_g}$$

$$V_{O_2} = \frac{0,21 \times \alpha \times A_{th}}{M_g}$$

f. Tekanan gas buang saat langkah ekspansi

$$P_{cp} = P_1 = (0,12 \div 0,03) P_4 \dots \dots \dots \{Kovakh, M. 1979\}$$

Dimana :

P_4 = tekanan pada akhir langkah ekspansi

Tekanan Pembakaran harus lebih rendah dari awal kompresor atau berkisar (0,8 ÷ 0,9). $P_{sup} \dots \dots \dots$ [Petrovsk, N, 1968] untuk menghasilkan proses pembilasan yang lebih baik.

g. Temperatur pembakaran gas pada pipa buang

$$T_{cp} = T_a \left(\frac{P_a}{P_4} \right)^{(k-1)/k}$$

Dimana

T_a = temperatur pada akhir langkah ekspansi

P_a = Tekanan awal kompresi

P_4 = Tekanan pada akhir langkah kompresi

K = Eksponen politropis = 1,33

h. Kapasitas pembakaran motor rata-rata pada temperatur gas buang (isobarik)

$$(M_{cp})_{cp} = V H_2(m_{cp}) H_2O + V O_2(m_{cp}) CO_2 + N_2(m_{cp}) + V O_2(m_{cp}) O_2$$

i. Pembilasan udara rata-rata

$$(M_{cp})_{eq} = \mu (M_{cp})_{cp} + \Delta sc (m_{cp}) \alpha \quad \text{kkal/ mol}^0C$$

Dimana

Δsc = Koefesien pembilasan udara

Δsc = (0,06 ÷ 0,20) untuk motor diesel yang menggunakan turbo charger

j. Temperatur Gas buang sebelum ke turbin

$$T_{eq} = T_1 = T_{4a}$$

$$T_{eq} = \frac{\mu (m_{cp}) \times cp \times T_{cp} + \Delta sc (m_{cp}) \alpha}{(\mu + \Delta sc) (m_{cp})_{eq}}$$

k. Massa Aliran Gas Masuk ke Turbin

$$W_{eq} = (\mu + \Delta sc) \frac{F_i \times N_i \times M_a \times m_a}{3600} \dots [Petrovsky N, 1968]$$

Dimana :

F_i = konsumsi bahan bakar spesifik relatif

$$= Sfc (\mu_{mte})$$

$$(\mu_{mte}) = 0,85 \text{ (direncanakan)}$$

$$Ni = \text{daya indikator} = Ne/ \eta_{mte}$$

$$ma = \text{berat molekul udara}$$

1. Daya Turbin

$$N_t = \frac{k}{k-1} R(T_t) \left[\left(\frac{P_{t0}}{P_t} \right)^{(k-1)/k} \right] \eta_t \times \frac{W_{en}}{75} \text{ HP} \dots \dots \dots [\text{Petrovsky, N 1968}]$$

Dimana :

K = eksponen politropis ekspansi dalam turbin

$$= 1,33$$

$$T_t = T_4$$

P_{t0} = tekanan udara keluar dari turbin

$$= (P_o + 0,03 P_o)$$

η_t = efisiensi turbin

$$= (0,65 \div 0,85) \dots \dots \dots [\text{Fritz Diezel, 1983}]$$

m. Jumlah massa Udara yang masuk / diisap blower

$$W_b = (1 + \Delta sc) \frac{F_i \times N_i \times M_a \times m_a}{3600} \dots \dots \dots [\text{Petrovsky, N 1968}]$$

Dimana :

$$\Delta sc = 0, \text{ (karena tidak ada gas hasil pembakaran)}$$

n. Daya Blower

$$N_k = \frac{k}{k-1} \left[\frac{R \cdot T_0}{\eta_k} \right] \left[\left(\varepsilon \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{Wk}{75} \quad \text{HP.....[Petrovsky, N 1968]}$$

Dimana ;

$K1$ =eksponen politropis untuk kompresi blower

$$= 1,41$$

η_b = $\eta_{aa} \times \eta_{mk}$ = efesiensi blower

$\varepsilon = \frac{P_{sup}}{P_0}$ = perbandingan tekanan dari kompressor

$$= 1,6$$

2.3.7. Karakteristik Mesin

Dari perhitungan thermodinamika antara bahan bakar tanpa turbo charger dan dengan turbo charger dapat diperoleh kartateristik masing-masing motor maupun perbandingan antara keduanya.

ξ_s =tingkat/ derajat super charger

P_{effic} = tekanan efektif dengan turbo charger

P_{effi} = tekanan efektif tanpa turbo charger

2.3.8. Analisa Perencanaan Turbo Charger

Pada perhitungan termodinamika turbin dan kompressor dibutuhkan data-data untuk turbin Yaitu

- Temperatur gas turbin
- Tekan gas-gas masuk turbin

- Efisiensi turbin
- Tekanan gas masuk turbin
- Eksponen politropis dari ekspansi gas dalam turbin
- Kecepatan gas buang keluar katub buang
- Konstanta gas
- Putaran turbin dan kompresor

A.1. Dari persamaan Efisiensi Siklus :

$$\eta_t = 1 - \left[\frac{P_t}{P_{s't}} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{s't}}{T_4}$$

diperoleh :

$$T_4 - T_{s't} = \left[\frac{1}{\left(\frac{P_t}{P_{s't}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]$$

A.2. Maka Jumlah Kalor pada turbin

$$T_4 - T_5 = \eta_t (T_4 - T_{s't})$$

$$T_4 = T_5 - \eta_t (T_4 - T_{s't}) \dots \dots \dots [\text{Lit. 5, hal, 19}]$$

Dimana :

- η_t = Efisiensi turbin
- P_t = Tekanan gas masuk turbin
- T_5 = Temperatur gas keluar turbin
- K = eksponen politropis dari ekspansi dalam turbin
= 1,33

A.3. Temperatur keluar nozzle

Pada turbin tekanan sama, jatuh kalor terjadi sepenuhnya pada pipa pancar atau derajat reaksi sama dengan nol

Efisiensi nozzle :

$$\eta_n = \frac{T_4 - T_n}{T_4 - T_5}$$

Dimana ;

η_n = efisiensi nozzle
= (0,90 ÷ 0,97)..... [Lit. 5, hal, 235]

Maka temperatur keluar nozzle :

$$T_n = T_4 - \eta_n (T_4 - T_5)$$

A.4. Kecepatan Gas Keluar Nozzle

$$V_o = 91,5 \sqrt{H_{ad} + \left(\frac{V_{ex}^2}{8378} \right)} \dots\dots\dots [Lit.22, ha. 22]$$

Dimana :

ϕ = koefisien kecepatan pada nozzle

$$= (0,95 \div 0,96)$$

$$H_{ad} = \text{jatuh kalor adibatis}$$

$$= C_p (T_4 - T_5) \text{ (kkal/kg)}$$

$$C_p = \text{cp gas buang} = 0,38 \dots \dots \dots [\text{Lit. 3, hal. 204}]$$

$$V_{ex} = \text{kecepatan gas keluar saluran buang}$$

A.5. Volume Spesifik Gas Pada Tiap Titik

Titik 4 :

$$V_4 = \frac{R \times T_4}{P_4 \times 10^4}$$

Titik 5 :

$$V_4 = \frac{R \times T_5}{P_5 \times 10^4}$$

Titik n :

$$V_4 = \frac{R \times T_n}{P_n \times 10^4}$$

A.6. Luas Permukaan Masuk dan Keluar Nozzle

Pada perencanaan permukaan nozzle berbentuk segi empat pada sisi masuk dan keluar dan merupakan nozzle tipe konvergen-divergen, dari persamaan laju aliran :

$$W_{eq} = \frac{a_4 \times V_{ex}}{V_4} = \frac{a_n \times V_1}{V_4}$$

Dimana :

$$A_4 = \text{Luas permukaan sisi masuk nozzle}$$

$$a_n = \text{Luas Permukaan sisi keluar nozzle}$$

Diperoleh :

$$A_4 = \frac{W_{eq} \times V_4}{V_{ex}}$$

Luas permukaan sisi keluar nozzle :

$$\frac{a_4 \times V_{ex}}{V_4} = \frac{a_n \times V_1}{V_4}$$

$$a_4 = \frac{a_n \times V_{ex}}{V_4} = \frac{a_n \times V_1}{V_4}$$

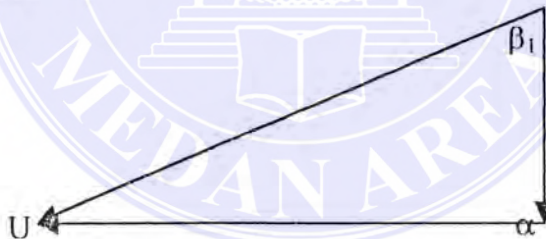
Dimana :

V_{ex} = kecepatan gas buang keluar katub buang

W_{eq} = massa aliran gas masuk turbin

Perhitungan Segi Tiga Kecepatan

a. Segi tiga kecepatan masuk



Gambar 2.10. Segitiga kecepatan masuk turbin

B. Pemilihan Angka Jalan

Perbandingan antara kecepatan keliling sudu dengan kecepatan mutlak keluar nozzle disebut angka jalan $[U_1 / v_0]$, yang merupakan fungsi dari pada efisiensi sudu (efisiensi keliling). Harga U_1/v_0 untuk turbin radial berkisar antara $0,68 \div 0,71$

[Lit. 5. Hal.228] pada perencanaan ini ditetapkan $U_1/V_0 = 0,689$

maka kecepatan keliling sudu (U_1)

$$U_1 = v_0 \times 0,689 \text{ (m/det)}$$

Sudu masuk mutlak (β_1) :

$$\sin \beta_1 v_0 = \left(\frac{v_1}{v_0} \right)$$

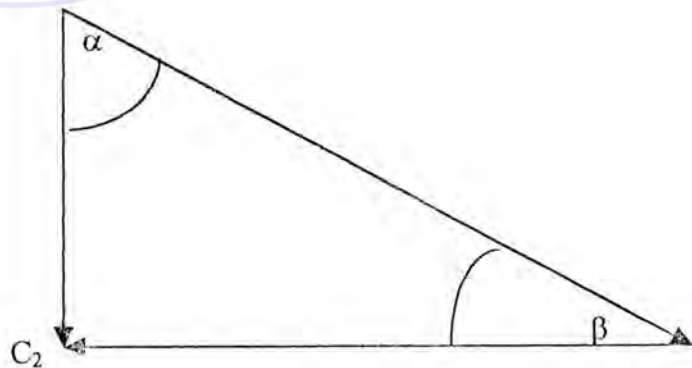
$$\beta_1 v_0 = \text{arc. sin} \left(\frac{v_1}{v_0} \right)$$

kecepatan masuk mutlak (W_1)

$$\cos \beta_1 = \left(\frac{W_1}{C_1} \right)$$

$$W_1 = v_0 \times \cos \beta_1 \text{ (m/det)}$$

b. Segi Tiga kecepatan keluar



Gambar 2.11. Segi Tiga kecepatan keluar turbin

1. Besar kecepatan keliling pada tiap sudut keluar (U_2)

Diperoleh dari perbandingan jari-jari tiap sudu keluar dengan jari-jari tiap sudu masuk, yaitu :

$$U_2 = U_1 \left[\frac{r_2}{r_1} \right] \text{ (m/det)} \dots \dots \dots \text{ [Lit.5, hal.229]}$$

Dimana : $\left[\frac{r_2}{r_1} \right] = 0,7 \dots \dots \dots \text{ [lit. 5, 229]}$

2. Sudut keluar sudu (β_2) :

Untuk menentukan sudut keluar sudu (β_2) diperoleh dari persamaan

$$\frac{T_{5'}}{T_{4a}} = 1 - \frac{1}{2} (k - 1) \left[\frac{U_1}{a_1} \right]^2 \left\{ 1 - \cot^2 \alpha + \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \cot^2 \alpha_2 \right\}$$

Dimana

A_1 = kecepatan udara pada temperatur T_4
 $= (k \cdot r \cdot T_{4a})^{1/2} \dots \dots \dots \text{ [lit 5, hal. 228]}$

k = eksponen politropis ekspansi gas dalam turbin
 $= 1,33$

3. Kecepatan keluar mutlak (V_2):

$$\tan \alpha = \left(\frac{U_2}{V_2} \right)$$

4. Kecepatan keluar relatif (V_2):

$$\cos \alpha = \left(\frac{C_2}{W_2} \right)$$

Perhitungan Dimensi Turbin

1. Diameter sudu jalan pada sisi masuk dan sisi keluar:

$$D_1 = \frac{U_1 \times 60}{\pi \times n}$$

Dimana:

N = putaran turbin (rpm)

D_1 = diameter sudu jalan pada sisi masuk

$$D_2 = \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \times D_1$$

Dimana : D_2 = Diameter sudu jalan pada sisi keluar

2. Jumlah sudu jalan

Jumlah sudu jalan minimal menurut Jamieson's analysis:

$$Z_{min} = \frac{2\pi \times \cos 2\beta_1}{\frac{W_1}{U_1}} \dots\dots\dots[lit. 15, hal 75]$$

Untuk mendapat efisiensi yang lebih baik menurut Heitz & Jhonson, jumlah sudu jalan = $2 \times Z_{min}$ untuk turbin gas tipe radial aliran campuran.

3. Diameter poros turbin (D_s):

Untuk menentukan diameter poros, terlebih dahulu dipilih bahan yang digunakan.

Pada perencanaan dipilih bahan S 35 C – D[Lit. 5, hal. 332]

Dengan kekuatan tarik, $\sigma_B = 53 \text{ kg/mm}^2$.

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots[\text{lit, 25, hal. 8}]$$

dimana:

sf_1 = faktor keamanan akibat kelelahan puntir

= 6,0 (untuk baja tempa)

sf_2 = faktor alur pasak

= (1,3 ÷ 3,0)

τ_a = kekuatan puntir izin bahan (kg/mm^2)

dari persamaan:

$$N_t = F \cdot V$$

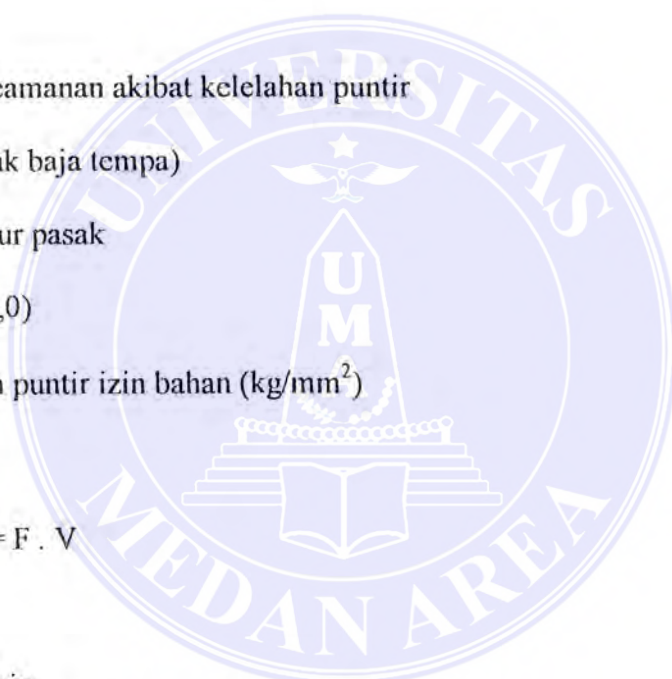
Dimana:

N_t = daya turbin

F = gaya puntir yang terjadi pada turbin

V = kecepatan keling turbin

$$V = r_1 \cdot \omega = \frac{2\pi \times n}{60}$$



Maka gaya puntir yang terjadi pada turbin:

$$F = \frac{75 \times N_1}{V}$$

Momen puntir yang terjadi akibat akibat gaya puntir:

$$M = F \cdot r_1 \text{ (kegiatan} \cdot \text{m)}$$

Tegangan puntir yang terjadi:

$$\tau_p = \frac{M}{W}$$

dimana:

W = moment kelembaban

$$= \left(\frac{\tau}{32} \right) \cdot (D_s)^3$$

D_s = diameter poros

Diameter poros sebagai diameter terkecil dapat dihitung dari:

$$D_s = \left[\frac{5,1}{\tau_n} \times K_t \times C_b \times M_t \right]^{\frac{1}{3}}$$

Dimana:

K_t = faktor koreksi momen puntir

= (1,0 ÷ 1,5) faktor tumbukan

C_b = faktor beban lentur

= (1,2 ÷ 2,3)

4. Jarak pembagian antara sudu (t)

Untuk sisi masuk t_1 :

$$t_1 = \frac{D_1 \times \pi}{Z}$$

Untuk sisi keluar t_2 :

$$t_2 = \frac{D_2 \times \pi}{Z}$$

dimana: Z=jumlah sudu jalan

5. Lebar sisi masuk impeler L_1 :

$$L_2 = \frac{m \times V}{D_1 \times \pi \times \tau \times W_1 \times \sin-\beta_1} \dots\dots\dots [\text{Lit. 4, hal. 191}]$$

Dimana:

$m=W_{eg}$ =aliran massa gas masuk turbin (kegiatan/det)

τ = faktor penyempitan sudu (ditetapkan)

6. Lebar sisi keluar impeller L_2

$$L_2 = \frac{m \times V_n}{D_2 \times \pi \times \tau \times W_2 \times \sin-\beta_2}$$

7. Melukis bentuk sudu impeller

Pada perencanaan ini digunakan metode arus tangen untuk melukis bentuk, dimana impeller misalkan terbagi atas sejumlah lingkaran yang kosentris antara dalam

dan diameter luar. untuk itu sudu dibagi mejadi beberapa bagian lingkaran yang diantara lain: ($R_1 (D_1/2)$ dan $R_2 D/2$) .

Besarnya perubahan jari-jari lingkaran sepusat tersebut adalah :

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{i}$$

Dimana : i = banyaknya lingkaran yang dibentuk

Dengan metode ini titik-titik singgung pada sudu/ besar perubahan kelengkungan diperoleh dari persamaan.

Persamaan tersebut dapat diselesaikan dengan menggunakan integrasi tabel perubahan β_1 dan β_2 dianggap sebagai kurva linier yang merupakan fungsi R_1 .

Sehingga :

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{i}$$

Jari-jari busur yang berbeda pada setiap lingkaran dapat dihitung dengan persamaan :

ρ = Jari-jari busur pada setiap lingkaran

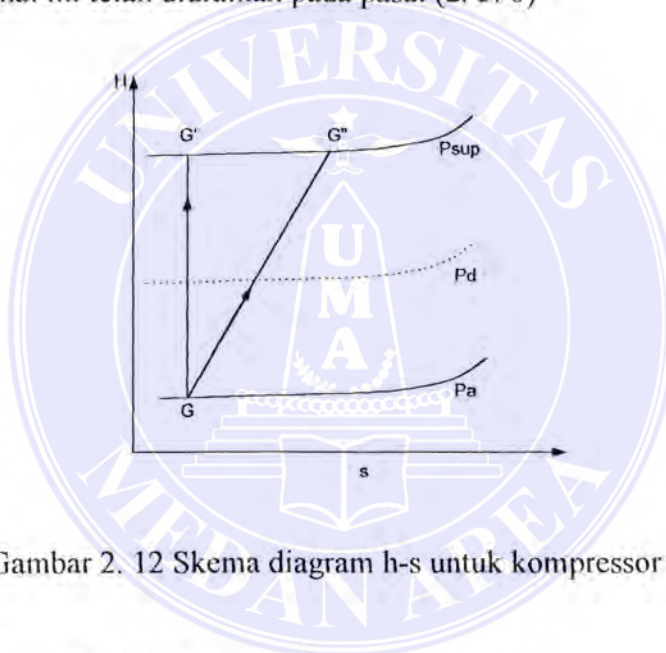
β_1 = Sudu-sudu pada sisi

β_2 = Sudu-sudu pada sisi keluar

Karena memperlambat aliran fluida adalah lebih tidak efesien dibandingkan dengan mempercepat, kecepatan radial sisi masuk pada sisi sudu V_{r1} biasanya dibuat lebih besar 5 % samapai 10% dari V_1

Perencanaan Kompresor

Prosedur dalam pendisaianan umum kompresor ini adalah sama dengan prosedur pendisaianan untuk turbin, bahwa pendisaianan ini dipengaruhi oleh kemampuan dan mampatan (Compressibility) gas serta data-data dari temperatur udara masuk kompresor, temperatur udara keluar kompresor, tekanan udara masuk dan keluar kompresor, daya kompresor, perbandingan tekanan kompresor dan lain sebagainya. Untuk hal ini telah diuraikan pada pasal (2. 3. 6)



Gambar 2. 12 Skema diagram h-s untuk kompresor

1. Kenaikan temperatur proses sebenarnya

$$\eta_{nd} = \frac{T_{6'} - T_6}{T_{6''} - T_6} \quad ; \quad \text{maka :} \quad T_{6''} - T_6 = \frac{T_{6'} - T_6}{\eta_{ad}}$$

2. Kondisi udara masuk dan keluar kompresor

Apabila T_6 dan $T_{6''}$ telah dapat ditentukan, dari tabel gas yang tentukan h_6 , P_{r6} , V_{r6} dan $h_{6''}$, $P_{r6''}$ serta $V_{r6''}$.

Dari data-data yang telah ditentukan dapat ditentukan berat jenis udara masuk kompressor:

$$\rho_0 = \frac{P_6}{R_1 \times T_6}$$

dimana: R_1 = konstanta gas spesifik untuk udara.

Berat jenis udara keluar kompressor:

$$\rho_0 = \frac{P_{6''}}{R_1 \times T_{6''}}$$

3. Kerja spesifik (Y)

$$Y = E_a - E_i \dots \dots \dots (\text{lit. 4, 333})$$

Dimana :

E_a = Entalphi aktual keluar kompressor sentrifugal.

E_i = Entalphi aktual masuk kompressor sentrifugal.

4. Tinggi tekanan adiabatik kompressor (H)

$$H = \frac{Y}{g} \dots \dots \dots (\text{lit. 4, hal.334})$$

Dimana:

g = Besar gaya grafitasi bumi.

5. Kecepatan udara masuk kompressor, V_1 :

$$V_1 = t \sqrt{2g \cdot \Delta H} \dots \dots \dots (\text{lit. 4, hal.335})$$

Dimana :

$$T = 0,15-0,353$$

6. Volume aliran masuk kompresor sentrifugal, V_s :

$$Q_0 = \frac{W_k}{\rho_{in}}$$

Dimana : W_k = Jumlah aliran udara masuk kompresor

7. Perhitungan dimensi kompresor

a. Diameter poros kompresor, D_s :

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{T}{(0,2)(\tau_{ijin})}} \dots\dots\dots (\text{lit. 4, hal.260})$$

Dimana : T = Momen torsi yang terjadi pada poros

$$= \frac{746.N_k}{2.\pi.\frac{n}{60}}$$

τ_{ijin} = Tegangan ijin poros

b. Diameter leher poros (hubungan), D_{Hf}

$$D_{Hf} = (1,2 \div 1,4) D_p \dots\dots\dots (\text{lit. 4, hal.260})$$

c. Diameter mata sudu, D_0 :

$$D_0 = \sqrt{\frac{4.V_s}{\pi.V_1} + D^2} \dots\dots\dots [\text{liht .3, hal. 220}]$$

d. Ukuran-ukuran sisi masuk impeller dari sudut sudu

Diameter rata-rata sisi masuk sudu (D_1) dibuat sedikit lebih besar dari pada diameter mata sudu, dan diameter tersebut dapat dibuat agak miring. Kecepatan udara pada sisi masuk sudu (V_1) sedikit lebih besar dari pada kecepatan mata sudu (V_0). Hal

ini untuk mengharapkan terjadinya aliran yang mulus tanpa terjadinya turbolensi karena adanya penyempitan impeller pada sisi masuk.

$$D_1 = (1,2 \div 1,4) \cdot D_0$$

Dan

$$V_0 = \tau_1 \times V_1$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \text{faktor penyempitan pada sisi masuk} \\ &= (1,1 \div 1,2) \end{aligned}$$

lebar impeller pada sisi masuk, b_1 :

$$b_1 = \frac{Q_0}{\pi \cdot D_1 \cdot V \cdot \epsilon_1} \dots \dots \dots [\text{liht. 3, hal. 220}]$$

dimana :

- ϵ_1 = Faktor ketebalan sudu (0,85 – 0,95)
- D_1 = Sama dengan V_s ditambah dengan kebocoran.

Biasanya dianggap bahwa gas sisi masuk impeller, U_1 :

Tangen sudu sisi masuk, β_1 :

$$\tan \beta_1 = \frac{V_1}{U_1}$$

c. Kondisi-kondisi aliran di dalam impeller

Sebagaimana halnya dengan perencanaan turbin, pengujian-pengujian yang akurat telah menunjukkan adanya ketidak mulusan pada kurva-kurva karakteristik. Ini menandakan adanya perubahan yang tiba-tiba pada kondisi aliran didalam impeller.

f. Ukuran-ukuran sisi keluar impeller dan sudu-sudu :

Untuk mendapat ukuran-ukuran sisi keluar, terlebih dahulu diketahui putaran spesifik (n_q), bilangan putaran (σ), dan bilangan diameter (δ).

Putaran spesifik, n_q :

$$n_q = n \frac{\sqrt{V_s}}{\Delta H^{3/4}} \dots\dots\dots [\text{liht. 4, hal. 367}]$$

Bilangan putaran, σ :

$$\sigma = \frac{n_q}{157,8} \dots\dots\dots [\text{liht. 4, hal. 339}]$$

Dengan bantuan diagram Cordier pada gambar diatas terdapat bilangan diameter (δ).

Diameter sisi keluar, D_2 :

$$D_2 = 1300 \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{K_1}} \dots\dots\dots [\text{liht. 3, hal. 222}]$$

Dimana :

H = Tinggi tekan adiabatik kompresor

n = Putaran

K_1 = Koefisien tekanan yang mempunyai harga 0,50 dan 0,65

Tergantung pada jenis impellernya.

Sudut sisi keluar sudu β_2 besarnya adalah antara 45^0 dan 90^0 . Bila ditinjau dari segi tegangan yang terjadi sudut yang besarnya adalah 90^0 adalah lebih baik, sebab tegangan lengkung dengan demikian akan hilang.

Lebar impeller pada sisi keluar (β_2), dibuat lebih kecil sedikit, juga lebar impeller pada sisi sudu masuk.

$$\beta_2 = 0,85 \cdot \beta_1$$

kecepatan keliling keluar impeller, U_2 :

$$U_2 = \frac{(D_2)(\pi)(n)}{60}$$

Komponen radial V_{r2} kecepatan udara sisi keluar dibuat lebih kecil dari kecepatan absolut sisi masuk V_1 .

Komponen kecepatan V_{u2} yang sesungguhnya dari kecepatan radial sisi keluar V_2 adalah :

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2}$$

Pengaruh aliran sirkulasi akan mengurangi komponen tangensial V_{u2} , sebesar W_z , jadi harga koreksi terhadap komponen tangensial :

$$W_z = U_2 \frac{\pi \sin \beta_2}{Z}$$

Dimana :

W_z = Faktor harga koreksi terhadap komponen tangensial

Z = Jumlah sudu

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m$$

$$\sin \beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Komponen kecepatan tangensial absolut V_{u2}^1 dari kecepatan sisi keluar absolut V_2^1 akibat adanya aliran sirkulasi :

$$V_{u2}^1 = V_{u2} + W_z$$

Kecepatan teoritis sisi keluar V_2 :

$$V_2 = \sqrt{V_{r2}^2 + V_{u2}^2}$$

Besar sudut teoritis, α_2 :

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_{r2}}{V_{u2}^1}$$

Kecepatan keluar absolut, V_2^1 :

$$V_2^1 = \sqrt{V_{r2}^2 + V_{u2}^1^2}$$

Dari hasil perhitungan tersebut dapatlah digambarkan diagram kecepatan pada sisi keluar.

Jarak pembagian antara sudu, t :

untuk sisi masuk, t_1 :

$$t_1 = \frac{D_1 \times \pi}{Z}$$

untuk sisi keluar, t_2 :

$$t_2 = \frac{D_2 \times \pi}{Z}$$

tebal sudut, s :

untuk sisi masuk, s_1 :

$$s_1 = \sigma_1 \times \sin \beta_1 \dots \dots \dots [\text{liht. 4, hal. 261}]$$

untuk sisi keluar, s_2 :

$$s_2 = \sigma_2 \times \sin \beta_2 \dots \dots \dots [\text{liht. 4, hal. 261}]$$

dimana : σ_2 dari persamaan :

$$\tau_2 = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2}$$

Melukis bentuk sudu

Didalam mendesain sudu kompresor menggunakan metode yang sama dengan mendesain sudu impeller turbin. Adapun metode yang digunakan yaitu metode arcus tangen.

Melukis lebar laluan, (b) :

Dalam melukis lebar haluan (b) harus diketahui faktor ketebalan sudu (ϵ) pada beberapa posisi, untuk ini dapat dipakai rumus :

$$\epsilon = \frac{\pi D - Zxs / \sin \beta}{\pi D} \dots \dots \dots [\text{liht. 3, hal. 106}]$$

Dimana : s = tebal sudu.

Sama halnya seperti pelukis sudu, dibagi atas 4 lingkaran dimana pada pembahasan sudu hal ini telah ditetapkan. Perubahan kecepatan radial (ΔV_r), V_1 ke V_2 dianggap sebagai kurva linier. Lebar laluan dapat dicari dengan persamaan :

$$b = \frac{Q_0}{\pi \times D \times C_r \times \epsilon}$$

dimana :

Q_0 = Volume aliran

D = Diameter lingkaran.

BAB III

ANALISA DAN PERHITUNGAN TURBO CHARGER

3.1. Analisa Daya

Seperti telah diterangkan pada bab 2.2, maka untuk menghitung analisa perencanaan turbo charger kita dapat memulai dari faktor-faktor yang mempengaruhi kerja excavator.

A. Kapasitas Cangkul (bucket)

Berat muatan cangkul (buket):

$$W = V \times S_w$$

Dimana:

$$V = 0,9 \text{ (direncanakan)}$$

$$S_w = 2020 \text{ kg/m}^3$$

$$W = 0,9 \times 2020$$

$$= 1818 \text{ kg/m}^3$$

B. Berat Total Kendaraan

$$GVW = \frac{DBP}{\text{Koefisial traksi}}$$

$$\text{Dimana : } DBP = 18.000 \text{ kg (direncanakan)}$$

$$\text{Koefisial traksi} = 0,9 \text{ (direncanakan)}$$

Maka:

$$\begin{aligned}GVW &= \frac{18.000}{0,9} \\ &= 20.000 \text{ kg}\end{aligned}$$

C. Daya Traksi

$$N_t = \frac{GVW \times TTE \text{ \%}}{273,75} \times V \text{ min}$$

Dimana: TTE = 0,51 (direncanakan)

Vmin = 3,1 km/jam

Maka:

$$\begin{aligned}N_t &= \frac{20.000 \times 0,51}{273,75} \times 3,1 \\ &= 115,5 \text{ HP}\end{aligned}$$

Daya yang hilang pada traksi pompa hidrolik sebesar:

$$\eta_t = (8,5 + 90)\%$$

Maka daya efektif excavator (Ne) :

$$\begin{aligned}N_e &= \frac{115,5}{0,9} \\ &= 128 \text{ HP} \dots \dots \dots (\text{direncanakan})\end{aligned}$$

D. Faktor Daya Pompa

Faktor daya pompa terbagi menjadi 2, yaitu:

Daya pompa untuk Implement:

$$N_{pi} = \frac{P \times Q}{598 \times \eta_p}$$

Dimana : $\eta_p = 0,88$ (direncanakan)

$$P = 250 \text{ kg/cm}^2$$

$$Q = 180 \text{ l/min}$$

Maka :

$$\begin{aligned} N_{pi} &= \frac{250 \times 180}{598 \times 0,88} \\ &= 85,5 \text{ kW} \dots\dots\dots (113,73 \text{ HP}) \end{aligned}$$

Daya pompa untuk sirkuit pilot (swing) :

Diketahui : $P = 34,5 \text{ kg/cm}^2$
 $Q = 15 \text{ l/min}$
 $\eta_p = 0,88$ (direncanakan)

maka :

$$\begin{aligned} N_{pp} &= \frac{34,5 \times 15}{598 \times 0,88} \\ &= 0,98 \text{ kW} = 1,3 \text{ HP} \end{aligned}$$

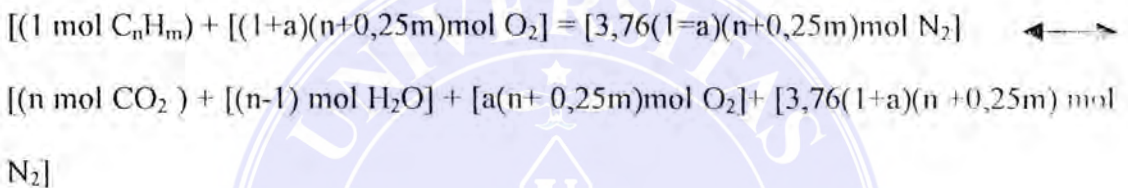
Spesifikasi perencanaan motor penggerak excavator ditetapkan berdasarkan data perbandingan, hasil perhitungan sebelumnya serta asumsi-asumsi yang telah diambil, maka dapat diuraikan sebagai berikut :

Daya motor bakar	: 128 HP
Daya pompa Implement	: 113,37 HP
Daya pompa pilot	: 1,3 HP

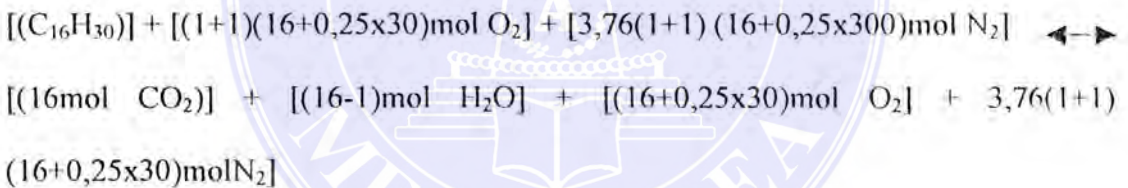
3.2 Analisa dan Perhitungan Thermodinamika

3.2.1. Perbandingan bahan bakar dan udara

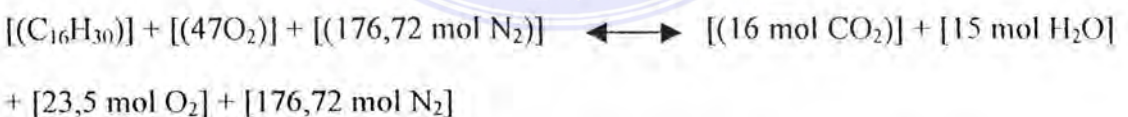
Perbandingan bahan bakar dan udara (F/A) diperoleh dari reaksi pembakaran :



Maka:



Disederhanakan menjadi:



Dari reaksi pembakaran tersebut diatas dapat uraikan sebagai berikut (F/A):

$$F/A = \frac{\text{Berat } C_{16}H_{30}}{\text{Berat } O_2 + \text{Berat } N_2}$$

Dimana : $C_{16}H_{30} = 222 \text{ gram}$

$47 \text{ mol } O_2 = 1504 \text{ gram}$

$$176,72 \text{ mol N}_2 = 4948,16 \text{ gram}$$

maka :

$$F/A = \frac{222}{1504 \times 4948,16}$$

$$= 0,034$$

Harga F/A ini masih berada dalam batas- batas yang diijinkan, untuk motor bakar diesel (0, 025 (0, 0625)).....[Arismunandar, W 1980]

3.2.2. Perhitungan Thermodinamika Motor Bakar

Besarnya tekanan pada awal langkah kompressor untuk motor bakar diesel 4 langkah dengan turbo chager :

$$P_a = (0,8 \div 0,95) P_{sup}$$

Dimana :

$$P_{sup} = (1,4 \div 2,5) \text{ atm}$$

$$= 1,6 \text{ (ditetapkan)}$$

maka :

$$P_a = 0,92 \times 1,6$$

$$= 1,57 \text{ kg/cm}^2$$

Temperatur pada awal kompressor (Ta)

$$T_a = \frac{T_{sup} + \Delta t_w + \gamma r + T_r}{1 + \gamma r}$$

Dimana :

$$\Delta t_w = (0-40)^0 \text{ K dari beberapa percobaan[Ref, 7, hal 204)}$$

$$\gamma_r = 0, \text{ untuk sistem turbo charger}$$

$$T_{sup} = T_o + \frac{\omega_{com}}{Cp} = T_o \left[1 + \frac{1}{\eta_{ad}} \left(\frac{k-1}{\epsilon^k_{com}} \right) \right]$$

Dimana : η_{ad} = untuk kompresor sentrifugal turbo charger = 0,70 ÷ 0,80
 = 0,8 direncanakan

$$T_o = 29,6^0\text{C} (302,78^0\text{k})$$

$$\epsilon_{com} = \text{Perbandingan tekanan} = \frac{P_{sup}}{P_c} = \frac{1,6}{1,03} = 1,6$$

$$\text{maka : } T_{sup} = 302,78 \left[1 + \frac{1}{0,8} \left(1,6^{1,4} - 1 \right) \right]$$

$$= 357,3^0\text{K}$$

Temperatur udara keluar cooler :

$$T^1_{sup} = T_{sup} - T_{cool}$$

Dimana : T_{cool} = Penurunan temperatur pada intercooler
 = (25(50)⁰C.....[Petrovsky, N 1968]
 = 40⁰C = 313,15⁰K

Maka :

$$T_{cool} = 357,3 - 313,15^0 \text{ K}$$

$$= 44,15^0\text{K}$$

Dari persamaan rumus :

$$T_a = \frac{T_{sup} + \Delta t_w + \gamma r \times T_r}{1 + \gamma r}$$

Dimana : $\Delta t_w = 15$

Sehingga:

$$T_a = \frac{357,3 + 15}{1}$$

$$= 372,3^0K$$

T_a adalah temperatur pada saat kompresi. Untuk super charger temperatur awal langkah kompresi berkisar (320 – 400⁰K).....[Maleev, V.L. 1987].

Karena $T_a = T_1$, dibawah temperatur tersebut maka perencanaan cukup aman

A. Persamaan Gas Ideal

$$P_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1$$

Dimana : $P_1 = P_a$

Maka :

$$V_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1}$$

$$V_1 = \frac{29,3 \times 372,3}{1,47 \times 10.000}$$

$$= 0,74 \text{ m}^3/\text{kg udara}$$

Dari tabel gas literatur L.C. Lichty hal. 668 tabel B.9 untuk $T_1 = 372,3^0K$,

diperoleh :

- Enthalpy (h_1) = 372,93 kJ/kg udara

- Tekanan relatif (P_{rl}) = 2,9350 kg/m²

$$U_2 - \frac{W}{\tau} = U_3$$

Dimana : $U_2 = U_a + U_{bb}$

$U_a =$ Sesibel internal energi dari udara

$U_{bb} =$ Internal energi dari bahan bakar

Sehingga :

$$U_3 = U_a + U_{bb} - \frac{P_3(v_2 - v_1)}{\tau}$$

$$U_3 + \frac{P_3 v_3}{\tau} = U_a + U_{bb} + \frac{P_3 v_2}{\tau}$$

Analisa Produk (Bahan Bakar + udara)

1 kg produk mengandung = x kg udara dan y kg bahan bakar. Dalam hal ini diketahui $F/A = 0,034$ yang berarti untuk membakar 0,034 kg bahan bakar dibutuhkan 1kg udara, sehingga 1kg udara + 0,034 kg baha bakar = 1,034 product atau 1 kg gas hasil pembakaran akan terdapat :

$$\text{berat udara : } M_u = \frac{1}{1+0,034} = 0,967 \text{ kg}$$

$$\text{berat bahan bakar : } M_{bb} = \frac{1 - 0,967}{1} = 0,033 \text{ kg}$$

maka diperoleh :

$$\begin{aligned} U_a &= M_u \times U_2 \\ &= 0,967 \times 770,24 \\ &= 744,82 \text{ kj/kg campuran} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_{bb} &= M_{bb} \times LHV \\
 &= 0,033 \times 42400 \\
 &= 1399,2 \text{ kJ/kg campuran}
 \end{aligned}$$

Tekanan pada titik 3 (P_3) adalah tekanan maksimum gas pembakaran untuk motor bakar diesel putaran tinggi memakai turbo charger, direncanakan yaitu $P_3 = 1200 \text{ Psi} = 84,36 \text{ kg/cm}^2$[Ref. 12, hal. 49]

Sehingga :

$$h_3 = U_a + U_{bb} + \frac{P_3 \times V_2}{\tau}$$

maka :

$$h_3 = 761,41 \text{ kJ/kg campuran}$$

Selanjutnya dari tabel gas untuk, $h_3 = 2574,14 \text{ kJ/kg campuran}$, diperoleh :

- $T_3 = 2192,5 \text{ }^0\text{K}$
- $P_{r3} = 30667,05 \text{ kg/cm}^2$
- $U_3 = 1863,43 \text{ kJ/kg}$
- $V_{r3} = 0,2052 \text{ kJ/kg}^3$

Besar volume pada titik 3 (V_3) :

$$V_3 = \frac{R \cdot T_3}{P_3} = \frac{29,3 \times 2192,5}{84,36 \times 10000} = 0,076 \text{ m}^3 / \text{kg campuran}$$

$$V_3 = \frac{0,076}{0,967} = 0,08 \text{ m}^3 / \text{kg campuran}$$

$$\frac{P_{4a}}{P_4} = \frac{P_{r4a}}{P_{r4}}$$

dimana : $P_{4a} = P_1 = 1,47 \text{ kg/cm}^2$

$$P_{r4a} = \frac{P_{4a}}{P_4} P_{r4} = \frac{1,47}{4,57} 166,21$$

$$P_{r4a} = 53,46 \text{ kg/cm}^2$$

Dari tabel gas diperoleh untuk $P_{r4a} = \text{kg/cm}^3$

- $T_{4a} = 533,3^0 \text{ r}$

- $h_{4a} = 537,99 \text{ kj/kg}$

- $U_{4a} = 384,81 \text{ kj/kg}$

- $V_{r4a} = 2,09 \text{ m}^3/\text{kg}$

Dimana :

$$V_{4a} = \frac{V_{r4a}}{V_{r4}} V_4 = \frac{2,09}{1,8981} 0,74$$

$$V_{4a} = 0,815 \text{ m}^3/\text{kg}$$

F. Fraksi pembakaran terhadap udara bersih:

$$f = \frac{V_1}{V_{4a}} \times \frac{1}{r}$$

$$f = \frac{V_1}{V_{4a}} \times \frac{V_2}{V_1}$$

$$f = \frac{0,74}{0,815} \times \frac{0,04}{0,74}$$

$$f = 0,049$$

G. Kerja ideal per-siklus (W_{id})

$$W_{id} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} W_{12} &= U_1 - U_2 = 266,15 - 770,24 \\ &= -504,09 \text{ kJ/kg udara} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{23} &= \frac{P_3 (V_3 - V_2)}{\tau} = \frac{84,36 \times 10.000 (0,08 \times 0,04)}{102} \\ &= 330,82 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$W_{34} = (U_3 - U_4)k$$

Dimana: k

$$\begin{aligned} &= \text{jumlah campuran udara dengan bahan bakar} \\ &= 1 + F/A = 1 + 0,034 = 1,034 \end{aligned}$$

Maka

$$W_{34} = (1863,43 - 845,38) 1,034$$

$$W_{34} = 1052,66 \text{ kJ/kg udara}$$

$$W_{41} = 0 \text{ (Isovalum)}$$

Maka:

$$\begin{aligned} W_{id} &= (-504,09 + 330,82 + 1052,66) \\ &= 879,39 \text{ kg/udara} \end{aligned}$$

H. Kerja indikator per siklus (W_{ind})

$$(W_{ind}) = W_{id} \times f \text{ diagram}$$

Dimana : f diagram = (0,75) (0,97) % untuk motor bakar diesel 4 langkah.

Maka :

$$\begin{aligned} W_{ind} &= 879,39 \times 0,85 \\ &= 747,48 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

I. Kerja efektif (W_{eff})

$$W_{eff} = W_{ind} \times \eta_{mek}$$

Dimana : $\eta_{mek} = 0,75 \div 0,85 \dots \dots \dots$ [lit 12, hal. 61)

$$= 0,85 \text{ (direncanakan)}$$

maka :

$$W_{eff} = 747,48 \times 0,85$$

$$= 635,36 \text{ kj/kg}$$

J. Efisiensi Thermis ideal (η_{th}^{id})

$$(\eta_{th}^{id}) = \frac{W_{id}}{Q_{bb}} 100\%$$

Dimana : $Q_{bb} = (F/A) \cdot LHV$

$$= 0,34 \times 45,364$$

$$= 154,38 \text{ kj/kg udara}$$

maka : $(\eta_{th}^{id}) = \frac{879,39}{1542,38} 100\%$

$$= 57,02 \%$$

K. Efisiensi thermis indikator (η_{th}^{ind})

$$(\eta_{th}^{ind}) = \eta_{th}^{id} \times \eta_{mek}$$

$$= 57,02 \times 0,85$$

$$= 48,47\%$$

L. Efisiensi thermis efektif efektif (η_{th}^{eff})

$$\eta_{th}^{eff} = (\eta_{th}^{ind}) \times \eta_{mek}$$

$$= 48,47 \times 0,85$$

$$= 41,20 \%$$

M. Tekanan indikator(pind)

$$P_{ind} = \frac{W_{ind}}{V_1 - V_2} \left[\frac{\text{kJ/kg. udara}}{\text{m}_3 / \text{kg. udara}} \right]$$

$$P_{ind} = \frac{787,48 \times 10000}{(0,74 - 0,04) 1000}$$

$$= 10,89 \text{ kg/cm}^3$$

N. Tekanan efektif (P_{eff})

$$(P_{eff}) = P_{ind} \times \eta_{mek}$$

$$= 10,89 \times 0,85$$

$$= 0,29 \text{ kg/cm}^2$$

O. Konsumsi bahan bakar spesifik (Sfc)

$$(Sfc) = \frac{k}{\eta_{th, eff} \times LHV}$$

dimana : K = konstanta ekivalen = 2688,4 kJ/hp . Jam

$$\text{Maka : } Sfc = \frac{2688}{0,4120 \times 45,364}$$

$$= 0,144 \text{ kg bb/ hp . jam}$$

Sebagai perbandingan dapat dilihat termodinamika motor bakar standart dan yang memakai turbo charger dari tabel 3.1

Tabel 3.1. Perbandingan analisa termodinamika motor bakar standart dan yang memakai turbo charger

	MOTOR STANDAR	MOTOR MEMAKAI TURBO CHARGER	DIMENSI
P_1	0,92	1,47	Kg/cm^2
T_1	302,78	372,3	$^{\circ}\text{K}$
V_1	0,96	0,74	$\text{m}^3/\text{kg udara}$
U_1	216,47	266,15	$\text{kJ}/\text{kg udara}$
h_1	303,44	372,93	$\text{kJ}/\text{kg udara}$
P_2	20,45	40,70	Kg/cm^2
T_2	411,11	1013	$^{\circ}\text{K}$
V_2	0,064	0,04	$\text{m}^3/\text{kg udara}$
U_2	294,49	770,24	$\text{kJ}/\text{kg udara}$
h_2	412,52	1061	kJ/kg
P_3	77,33	84,36	Kg/cm^2
T_3	23,15	22192,5	$^{\circ}\text{K}$
V_3	0,087	0,08	$\text{m}^3/\text{kg udara}$
U_3	1982,95	1863,43	$\text{kJ}/\text{kg udara}$
h_3	2645,82	2491,43	kJ/kg
P_4	3,36	4,57	Kg/cm^2
T_4	1103	1100	$^{\circ}\text{K}$
V_4	0,96	0,74	$\text{m}^3/\text{kg udara}$
U_4	847,99	845,38	$\text{kJ}/\text{kg udara}$
H_4	1164,59	1161,11	kJ/kg
W_{id}	1269,9	879,39	kJ/Kgcm^2
W_{ind}	1079,4	747,48	kJ/Kg
W_{eff}	917,5	635,36	kJ/kg
η_{thid}	82,33	57,02	%
η_{thind}	69,98	48,47	%
η_{theff}	59,48	41,20	%
P_{ind}	12,28	10,89	Kg/cm^2
P_{effc}	10,44	9,26	Kg/cm^2
sfc	0,099	0,144	$\text{Kg bb}/\text{hp jam}$

3.2.1. Perhitungan Thermodinamika Pada Turbo Charger

a. Theoritis udara pembakaran

$$A_{th} = \frac{1}{0,21} [(C/12) + (H/4) - (O_r/32)]$$

Dimana : $C = 87\%$

$H = 12,6\%$

$O_r = 0,4\%$

Maka :

$$A_{th} = [(0,87/12) + (0,126/4) - (0,004/32)]$$

b. Kebutuhan udara sebenarnya.

Untuk pembakaran 1 kg bahan bakar, jumlah udara yang dibutuhkan yang sebenarnya.

$$M_e = \alpha \cdot A_{th}$$

Dimana : $\alpha = 1,3 \div 1,7$
 $= 1,4$ (direncanakan)

maka :

$$M_e = 1,4 \times 0,495$$

$$= 0,693 \text{ mol/kg bb}$$

c. Jumlah hasil pembakaran

$$M_g = \alpha \cdot A_{th} + \Delta m_g$$

$$= 0,693 + [(h/4) + (0,004/32)]$$

$$= 0,693 + [(0,126/4) + (0,004/32)]$$

$$= 0,725 \text{ mol/kg bb}$$

d. Koefersien perubahan motor

$$\mu = \frac{Mg}{Ma} = \frac{0,725}{0,693} = 1,046$$

e. Jumlah relatif pembakaran

$$V_{H_2O} = \frac{h/2}{Mg} = \frac{0,063}{0,693} = 0,0869$$

$$V_{C_2O} = \frac{C/2}{Mg} = \frac{0,435}{0,725} = 0,6$$

$$V_{N_2} = \frac{0,79 \times \alpha \times \Delta th}{Mg} = \frac{0,79 \times 0,693}{0,725} = 0,755$$

$$V_{O_2} = \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times \Delta th}{Mg} = \frac{0,21 \times 0,4 \times 0,495}{0,725} = 0,0574$$

f. Tekanan gas buang saat langkah ekspansi

$$P_{cp} = P_t = (0,12 \div 0,3) \cdot P_4$$

Dimana:

$$P_4 = 4,57 \text{ kg/cm}^2$$

Maka:

$$P_t = 0,3 \cdot 4,57$$

$$= 1,371 \text{ kg/cm}^2$$

Tekanan P_t lebih rendah dari tekanan awal kompresi dimana $P_a = 1,47 \text{ kg/cm}^2$ [ket, hal. 47]. Dalam hal ini harga P_t masih dalam batas yang diijinkan.

g. Temperatur gas buang masuk turbin

$$T_{ep} = T_4 (P_a/P_4)^{k-1/k}$$

Dimana: $k = 1,33$

Maka:

$$\begin{aligned} T_{ep} &= 1100(1,47/4,57)^{1,33-1/1,33} \\ &= 830,17^0\text{K} \end{aligned}$$

h. Tekanan gas buang masuk turbin

Tekanan gas buang yang masuk turbin harus lebih rendah dari tekanan awal kompresi $P_1 = 1,47 \text{ kg/cm}^2$, atau berkisar antara (0,8 . 0,9). $P_1 \dots \dots$ [Ref. 12, hal 215] untuk memperoleh pembilasan yang baik.

i. Temperatur gas buang masuk turbin

$$\begin{aligned} T_{ep} &= T_4 \left[\frac{P_1}{P_4} \right]^{k-1/k} = 1100 \left[\frac{1,47}{4,57} \right]^{1,33-1/1,33} \\ &= 830,17^0\text{K} \end{aligned}$$

j. Jumlah massa aliran gas yang masuk turbin

$$W_{eg} = (\mu + \Delta sc) \frac{F_i \times N_i \times M_e \times m_a}{3600}$$

Dimana:

$$\mu = 1,046$$

$$M_e = 0,693 \text{ mol/kg bb}$$

$$M_g = 0,725 \text{ mol/kg bb}$$

$$\Delta sc = \text{Koefisien ekses udara pembilasan indikatif } 0,06$$

$$= 0,1 \text{ (direncanakan)}$$

F_i = Konsumsi bahan bakar spesifik indikatif

$$= B_{sfc} \cdot (m)$$

$$= 0,156 \cdot 0,85$$

$$= 0,1326$$

N_i = Daya indikator

$$= 128/0,85 = 150,588 \text{ hp}$$

M_a = Berat molekul udara

$$= 28,95 \text{ kg/mol}$$

Sehingga:

$$W_{eg} = (1,046 + 0,1) \frac{0,1326 \times 150,588 \times 0,693 \times 28,95}{3600}$$

$$= 0,1725 \text{ kg/det}$$

k. Daya turbin

$$N_t = \frac{k_1}{k_1 - 1} (R) (T_t) \left[1 - \left(\frac{P_{to}}{P_t} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right] \eta_t \frac{W_{eg}}{75}$$

Dimana:

$$k = 1,33$$

$$R = 29,3 \text{ kg m/kg}^0\text{K}$$

$$T_t = T_{ep} = 830,17^0\text{K}$$

$$P_{to} = \text{tekanan udara keluar turbin} = (P_o + 0,03)$$

$$= (1,033 + 0,03) 1,033$$

$$= 1,064 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_t = 1,371 \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta = 0,85$$

Maka:

$$N_t = \frac{1,33}{1,33-1} (29,3)(830,17) \left[1 - \left(\frac{1,064}{1,371} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right] 0,85 \frac{0,1275}{75}$$

l. Jumlah massa aliran udara yang masuk kompresor

$$\begin{aligned} W_k &= (1 + \Delta sc) \frac{F_i \times N_i \times M_e \times m_a}{3600} \\ &= (1 + 0,1) \frac{0,1326 \times 150,588 \times 0,693 \times 28,95}{3600} \\ &= 0,122 \text{ kg/det} \end{aligned}$$

m. Daya kompresor

$$N_k = \left[\frac{k}{k-1} \right] \frac{R \times T_o}{\eta_k} \left\{ \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \frac{W_k}{75}$$

Dimana:

$$k = 1,44$$

$$T_o = 302,78^0\text{K}$$

$$\eta_k = \text{Efisiensi kompresor}$$

$$= \eta_{ad} \times \eta_m$$

$$\eta_{ad} = \text{efisiensi adibatis kompresor} = 0,8$$

$$\eta_m = \text{efisiensi mekanik kompresor} = 0,90 \text{ (direncanakan)}$$

$$\eta_k = 0,8 \times 0,90 = 0,72$$

$$\begin{aligned} \epsilon &= \text{perbandingan tekanan (pressure ratio) dari kopressor} \\ & \text{(Psup/Po)} \\ &= 1,5 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$N_k = N_k = \left[\frac{1,4}{1,4-1} \right] \frac{29,3 \times 302,78}{0,72} \left\{ 1,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right\} \frac{0,122}{75}$$

$$N_k = 8,6 \text{ HP}$$

3.3. Pehitungan Turbo Charger

3.3.1 Perencanaan Turbin

Pada perhitungan thermodynamika turbin dan kompresor telah diperoleh data-data sebagai berikut:

- Temperatur gas turbin : $T_{ep} = 830,17^0\text{K}$
- Tekanan gas masuk turbin : $p_t = P_{ep} = 1,371 \text{ kg/cm}^2$
- Tekanan gas keluar turbin : $P_{to} = 1,064 \text{ kg/cm}^2$
- Effisiensi politropis dari ekspansi gas dalam turbin : $k = 1,33$
- Kecepatan gas buang keluar katup buang : $V_{ex} = 80\text{m/det..[lit. 7.hal.62]}$
- konstanta gas : $R = 29,3 \text{ kg/m/kg k}$
- Putaran turbin dan kompresor : $n=60000 \text{ rpm (direncanakan)}$

A. Jatuh Kalor pada turbin

Dari persamaan efisiensi siklus:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_{s'}}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$T_{ep} - T_{s'} = \left[T_{ep} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_{s'}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right]$$

Maka:

$$830,17 - T_{s'} = 830,17 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1,371}{1,064}\right)^{1,33 - \frac{1}{1,33}}} \right]$$

$$T_{s'} = 779,5^0\text{K}$$

Maka jumlah kalor pada turbin :

$$T_{ep} - T_5 = \eta_t (T_{ep} - T_{s'})$$

Dimana:

$$T_5 = T_{ep} - \eta_t (T_{ep} - T_{s'})$$

$$T_5 = 830,17 - 0,85 (830,17 - 779,5)$$

$$= 787,10^0\text{K}$$

Maka:

$$T_{ep} - T_5 = 830,17 - 787,10$$

$$= 43,07^0\text{K}$$

B. Temperatur Keluar Nozzle

Pada turbin tekanan sama, jatuh kalor terjadi sepenuhnya pada pipa pancar atau derajat reaksi sama dengan nol.

$$\text{Effisiensi nozzle: } \eta_n = \frac{T_{ep} - T_n}{T_{ep} - T_5^1}$$

$$\text{Dimana : } \eta_n = 0,90 \text{ (0,97)}$$

$$= 0,95 \text{ (direncanakan)}$$

Maka :

$$\begin{aligned} T_n &= T_{ep} - \eta_n (T_{ep} - T_5^1) \\ &= 830,17 - 0,95 (830,17 - 779,5) \\ &= 782,03^0\text{K} \end{aligned}$$

C. Kecepatan Gas Keluar Nozzle

$$V_0 = 91,5\varphi \sqrt{Had + \left(\frac{v_{exm}^2}{8387}\right)}$$

Dimana:

$$\varphi = (0,95 \div 0,96)$$

$$Had = C_p (T_4 - T_5^1)$$

$$\text{Dimana } C_p = 0,38$$

$$Had = 0,38(830,17 - 779,5)$$

$$= 19,25 \text{ kkal/kg}$$

$$V_{exm} = (0,70,0,80)$$

$$= 0,8 \times 0,8 = 64 \text{ m/det (direncanakan)}$$

Sehingga:

$$V_0 = 91,5 \times 0,96 \sqrt{19,25 + \left(\frac{64^2}{8387}\right)}$$

$$= 390,25 \text{ m/det}$$

D. Volume Spesifik Gas Pada Tiap Titik

$$\text{Titik 4 : } V_4 = \frac{R \times T_{ep}}{P_{ep} \times 10^4} = \frac{29,3 \times 830,17}{1,371 \times 10^4} = 1,7 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\text{Titik 5 : } V_5 = \frac{R \times T_{s1}}{P_{s1} \times 10^4} = \frac{29,3 \times 779,5}{1,03 \times 10^4} = 2,22 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\text{Titik n : } V_n = \frac{R \times T_n}{P_{s1} \times 10^4} = \frac{29,3 \times 782,03}{1,03 \times 10^4} = 2,23 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

E. Luas permukaan Masuk Dan Keluar Nozzle

Luas Permukaan sisi masuk nozzle

$$Weg = \frac{a_4 \times v_{ex}}{V_4} = \frac{a_n \times v_n}{V_n}$$

$$a_4 = \frac{Weg \times v_4}{v_{ex}} = \frac{0,1275 \times 1,77}{80}$$

$$a_4 = 0,0028 \text{ cm}^2$$

Luas permukaan sisi keluar nozzle

$$\frac{a_4 \times v_{ex}}{V_4} = \frac{a_n \times v_n}{V_n}$$

$$a_n = \frac{a_4 \times v_{\text{exm}} \times v_n}{V_4 \times V_0}$$

$$a_n = \frac{2,8 \times 80 \times 2,23}{1,77 \times 390,25}$$

$$= 0,72 \text{ cm}^2$$

F. Perhitungan Segitiga kecepatan

a. Segitiga kecepatan masuk

Pemilihan angka jalan

Untuk sudu masuk sudu ditetapkan 90° Harga $u_1/v_0 =$ untuk turbin radial berkisar antara $0,68 \div 0,71$, $U_1/v_0 = 0,689$ (ditetapkan)

Maka kecepatan keliling sudu (U_1) :

$$U_1 = v_0 \times 0,689$$

$$= 390,25 \times 0,689$$

$$= 268,88 \text{ m/det}$$

Sudu masuk mutlak (α_1) :

$$\sin \alpha_1 = (U_1/v_0)$$

$$\alpha_1 = \text{arc . Som } U_1/U_0$$

$$= \text{arc . Sin } 0,689$$

$$= 43,6^\circ$$

Kecepatan masuk mutlak (W_1)

$$\cos \alpha_1 = w_1/v_0$$

$$\begin{aligned}
 W_1 &= v_0 \times \cos \alpha_1 \\
 W_1 &= 320,5 \cos 43,6 \\
 &= 231,9 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

b. Segitiga kecepatan keluar

Besar kecepatan keliling pada tiap sudu keluar (U_2) :

$$U_2 = U_1 \left[\frac{r_2}{r_1} \right]$$

Dimana :

$$\frac{r_2}{r_1} = 0,7 \text{ (ditetapkan)}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 U_2 &= 320,178 \times 0,7 \\
 &= 224,12 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

Sudut keluar sudu (β_2) :

Dari persamaan :

$$\frac{T_5}{T_{4a}} = 1 - \frac{1}{2} (k-1) \left[\frac{U_1}{a} \right]^2 \left\{ 1 - \cot^2 \alpha_1 + \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \cot^2 \alpha_2 \right\}$$

Dimana: a = Kecepatan udara pada temperatur T_p

$$= (k \times R \times T_p)^{1/2}$$

$$= (1,33 \times 29,3 \times 830,17)^{1/2}$$

$$= 1779,9 \text{ m/det}$$

sehingga:

$$\frac{779,5}{533,3} = 1 - \frac{1}{2}(1,33 - 1) \left[\frac{268,88}{179,9} \right] \{ 1 - \cot^2 43,6 + (0,7)^2 \cot^2 \alpha_2 \}$$

$$1,46 = 1 - (0,165)(2,23)(0,1 + 0,49 \cot^2 \alpha_2)$$

$$0,1 + 0,49 \cot^2 \alpha_2 = \frac{0,63}{1,46}$$

$$0,49 \cot^2 \alpha_2 = 0,43 - 0,1$$

$$\cot^2 \alpha_2 = \frac{0,33}{0,49}$$

$$\cot^2 \alpha_2 = 0,673$$

$$\cot \alpha_2 = 0,454$$

$$\frac{1}{\tan \alpha_2} = 0,454$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{1}{0,454}$$

$$\tan \alpha_2 = 0,203$$

$$\alpha_2 = 65,6^\circ$$

$$\beta_2 = 90 - 65,6$$

$$= 24,4^\circ$$

3. Kecepatan keluar mutlak (v_2)

$$\tan \alpha_2 = \frac{U_2}{v_2}$$

$$V_2 = \frac{224,14}{\tan 65,6}$$

$$= 101,67 \text{ m/det}$$

4. Kecepatan keluar relatif (W_2)

$$\cos \alpha_2 = v_2 / W_2$$

$$W_2 = 2476,10 \text{ m/det}$$

G. Perhitungan dimensi Turbin

1. Diameter sudu jalan pada sisi masuk dan sisi keluar

$$D_1 = \frac{U_1 \times 60}{\pi \times n}$$

Dimana : $n = 6000 \text{ rpm}$

Maka :

$$D_1 = \frac{268,88 \times 60}{3,14 \times 60000}$$

$$D_1 = 0,0856 \text{ m} = 85 \text{ mm}$$

$$D_2 = \left[\frac{r_2}{r_1} \right] D_1$$

$$= 0,7 \times 85$$

$$D_2 = 59 \text{ mm}$$

2. Jumlah sudu jalan

$$Z \text{ min} = \frac{2\pi \times \cos 2(90)}{W_1 / U_1}$$

$$Z_{\min} = \frac{2 \times 3,14 \times \cos 2(90)}{231,14 / 268,8}$$

$$Z_{\min} = 7,3 \text{ buah}$$

Untuk mendapatkan efisiensi yang lebih baik menurut Hed & Jhonson [Ref. 15, hal 75] jumlah sudu jalan = $2 \times Z_{\min}$ untuk turbin gas radial aliran campuran.

Maka :

$$\begin{aligned} Z &= 2 \times 7,3 \\ &= 14,6 \text{ buah} \end{aligned}$$

tebal setiap sudu ditetapkan konstanta $t = 3 \text{ mm}$. Bahan sudu turbin direncanakan dari baja karbon (AISI C 1070)

H. Diameter poros Turbin(D_s)

Pada perencanaan bahan poros dipilih baja khrom nikel (JIS – SNC 3) dengan kekuatan tarik = 95 kg/mm^2

Kekeuatan puntir ijin bahan :

$$T_a = \frac{\sigma_b}{Sf \times Sf_2}$$

Dimana :

$$Sf_1 = 6,0$$

$$Sf_1 = \text{faktor alur pasak}$$

$$= (1,3 (3,8), \text{ diambil } Sf_2 = 2,5$$

Maka :

$$T_a = \frac{95}{6 \times 2,5}$$

$$= 6,3 \text{ kg/mm}^3$$

dari persamaan :

$$N_t = F \times V$$

Dimana : V = Kecepatanm keliling turbin

$$= r_1 \times \omega; \omega = \frac{2\pi \times n}{60} = \frac{2 \times 3,14 \times 60000}{60}$$

$$= 6280 \text{ rad/det}$$

Sehingga gaya puntir yang terjadi :

$$F = \frac{75 \times N_t}{v}$$

$$F = \frac{75 \times 8,6}{v263,76}$$

$$F = 2,4 \text{ kg}$$

Moment puntir yang terjadi akibat gaya puntir :

$$M_1 = F \times r_1$$

$$= 2,4 \times 0,024$$

$$= 0,101 \text{ kg m} = 101 \text{ kg mm}$$

Diameter poros sebagai yang terkecil dapat dihitung

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_1 \times C_b \times M_1 \right]^{1/3}$$

Dimana : k_1 = faktor kondisi momen puntir

$$= (1,0 \div 1,5)$$

$$= 1,5 \text{ (direncanakan)}$$

Cb = Faktor bahan lentur

$$= (1,2 \div 2,3) = 2,3 \text{ (direncanakan)}$$

Maka :

$$DS = \left[\frac{5,1}{6,3} 1,5 \times 2,3 \times 101 \right]^{1/5}$$

$$DS = 6,65 \text{ mm}$$

Direncanakan diameter poros = 8 mm

1. Pembagian antara sudu jarak pusat :

Untuk sisi masuk t_1 :

$$t_1 = \frac{D_1 \times \pi}{Z}$$

$$t_1 = \frac{85 \times 3,14}{15}$$

$$t_1 = 17,8 \text{ mm}$$

untuk sisi keluar, t_2 :

$$t_2 = \frac{D_2 \times \pi}{Z}$$

$$t_2 = \frac{59 \times 3,14}{15}$$

$$t_2 = 12,4 \text{ mm}$$

tegangan puntir yang terjadi:

$$\tau_p = \frac{M}{W}$$

dimana : W = momen kelebaran

$$= \frac{1}{32} \cdot Ds^3$$

$$= 0,098 \cdot 8^3$$

maka $\tau_p = \frac{10}{50,2}$

$$= 2,01 \text{ kg/mm}^2$$

J. Lebar Sisi Masuk Impeller L_1

$$L_1 = \frac{\dot{m} \times V_n}{D_1 \times \pi \times \tau \times W_1 \times \sin \beta_1}$$

Dimana : $\dot{m} = Wcg$ = aliran massa gas yang masuk ke turbin

$$= 0,1275 \text{ kg/det}$$

τ = faktor penyempitan sudu

$$= 0,9$$

maka :

$$L_1 = \frac{0,1275 \times 2,23}{0,085 \times 3,14 \times 0,9 \times 231,9 \times \sin 90}$$

$$L_1 = 0,0051 \text{ m} = 5,1 \text{ m}$$

K. lebar sisi keluar impeller L_2

$$L_2 = \frac{0,1275 \times 2,23}{0,085 \times 3,14 \times 0,9 \times 246,10 \times \sin 24,4}$$

$$= 0,017 \text{ m} = 17 \text{ mm}$$

untuk melukis bentuk sudu

Metode yang dipergunakan pada sudu yaitu metode arcus tangen. Komponen-komponen radial kecepatan absolut pada sisi masuk dan sisi keluar:

Dari persamaan :

$$Q_1 = \pi \cdot D_1 \cdot L_1 \cdot (U_1 \tan \beta_1)$$

$$= 3,14 \cdot 0,085 \cdot 0,0051 \cdot (268,88 \cdot \tan 43,6^\circ)$$

$$= 0,348 \text{ m}^3/\text{det}$$

maka :

$$v_{r1} = \frac{Q}{\pi \times D_1 \times L_1} = \frac{0,3485}{3,14 \times 0,085 \times 0,0051}$$

$$= 256 \text{ m/det}$$

$$v_{r2} = \frac{Q}{\pi \times D_2 \times L_2} = \frac{0,3485}{3,14 \times 0,059 \times 0,0017}$$

$$= -110,5 \text{ m/det}$$

kecepatan udara relatif, v :

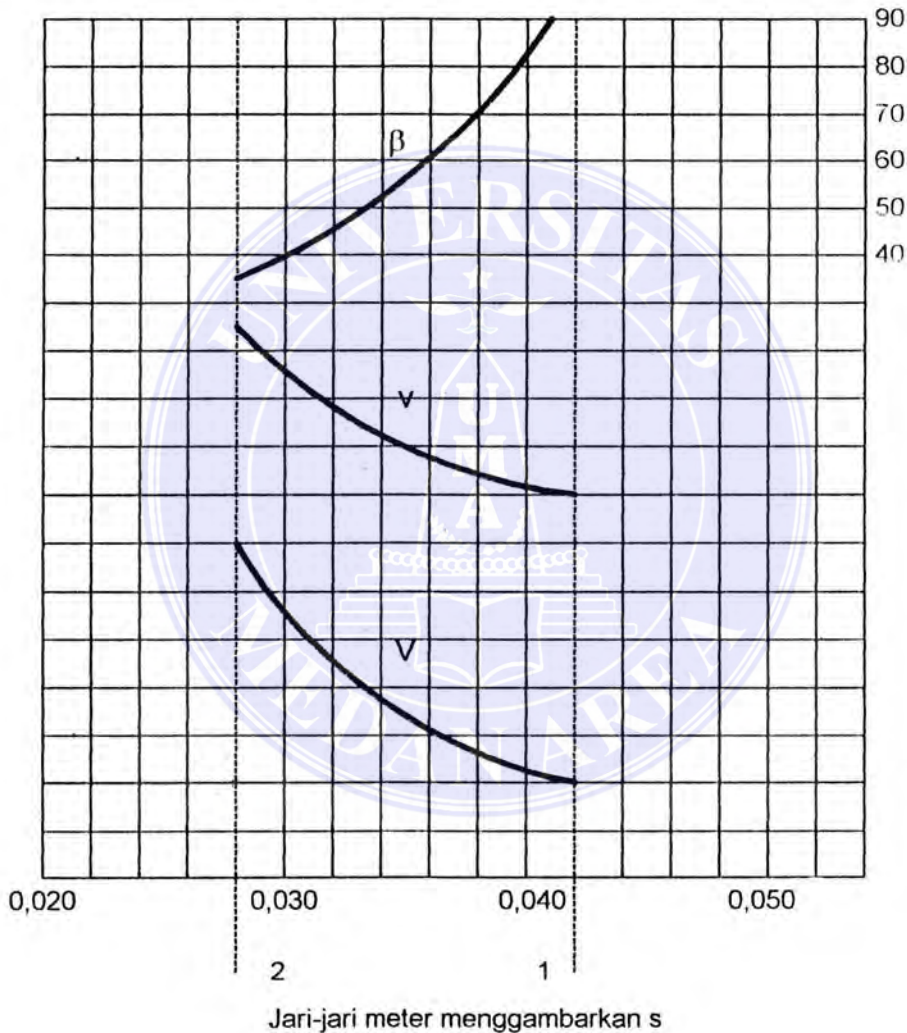
$$v_1 = \frac{v_{r1}}{\sin \beta_1}$$

$$= 256 / \sin 43,6$$

$$= 3771,2 \text{ m/det}$$

$$\begin{aligned}
 v_2 &= V_{r2} / \sin \beta_2 \\
 &= 110,5 / \sin 90 \\
 &= 105,5 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

harga dari v_{r1} dan v_2 serta harga-harga β_1 dan β_2 dilukiskan pada gambar 3.1. :



Untuk sudu, impeller dibagi menjadi lingkaran-lingkaran konsentrasi, tidak perlu jaraknya harus dibuat sama antara R_1 dan R_2 . Jari-jari yang menggambarkan bentuk sudu antara sembarang jari-jari R_a dan R_b dengan persamaan:

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)}$$

Dengan mudah harga-harga ρ dapat dihitung dalam bentuk tabel seperti tabel

3.1. seperti berikut :

Lingkaran	R	R ²	β	cos β	R cos β	$\frac{R \cos \beta_b}{R_a \cos \beta_b}$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ
A	42,5	1086,25	90	0	0			
						7,63	-206,25	-13,52
B	40	1600	73,6	0,1908	7,63			
						11,45	-304	-13,3
C	36	1296	57,2	0,5299	19,08			
						5,42	-272	-25
D	32	1024	40,8	0,7660	24,51			
						1,44	-211,75	-73,5
E	28,5	812,25	24,4	0,9106	25,95			

BAB V

KESIMPULAN

5.1. Motor Bakar.

Dari data perbandingan yang telah terkumpul dan hasil perhitungan tersebut dapat disimpulkan sebagai berikut :

- Jenis motor bakar : Motor diesel
- Proses kerja : 4 langkah
- Jumlah silinder : 6 buah
- Susunan silinder : Vertikal segaris (Inline Type)
- Daya maximum : 128/1800 (HP/rpm)
- Volume silinder : 1265,32 cc
- Perbandingan kompresi : 15 : 1
- Tekanan efektif rata-rata : 9,26 kg/cm²

5.2. Tipe Excavator

- Sistem tenaga : Menggunakan sistem hidrolik
- Sistem penggerak : Menggunakan track
- Peralatan kerja : Menggunakan boom penjangkau
- Kapasitas angkat : 1818 kg
- Berat total : 18000 kg
- Drawbar pull : 20000 kg

5.3. Turbo Charger

A. Turbin

- Jenis : Turbin Tekanan Sama (Impulse Turbine)
- Tipe : Aliran Campur (Mixed Flow-Type)
- Daya : 8,6 HP
- Putaran : 60000 rpm
- Aliran massa gas masuk : 0,1275 kg/det
- Jumlah tingkat : 1
- Luas Permukaan Masuk Nozzle (a_4) : 2,8 cm²
- Luas Permukaan Keluar Nozzle (a_n) : 0,72 cm²
- Diameter Poros Turbin (D_s) : 8 mm
- Diameter Sisi Masuk Impeller (D_1) : 85 mm
- Diameter Sisi Keluar Impeller (D_2) : 59 mm
- Lebar Impeller Sisi Masuk (L_1) : 5,1 mm
- Lebar Impeller Sisi Keluar (L_2) : 17 mm
- Jarak Pembagian Sudu Sisi Masuk (t_1) : 17,8 mm
- Jarak Pembagian Sudu Sisi Keluar (t_2) : 12,4 mm
- Jumlah Sudu (Z) : 15 buah
- Tebal Sudu : 3 mm
- Jenis Impeller : Sudu Radial 90⁰

B. Kompresor

- Jenis : Kompresor Sentrifugal
- Daya : 8,6 HP
- Putaran : 60000 rpm
- Aliran massa gas masuk : 0,122 kg/det
- Jumlah tingkat : 1
- Diameter Poros Kompresor (D_s) : 8 mm
- Diameter Hub Poros (D_{H1}) : 10 mm
- Diameter Mata Impeller : 40 mm
- Diameter Sisi Masuk Impeller (D_1) : 40 mm
- Diameter Sisi Keluar Impeller (D_2) : 90 mm
- Lebar Sisi Masuk Impeller (b_1) : 7,8 mm
- Lebar Sisi Keluar Impeller (b_2) : 6,6 mm
- Tebal Sudu Sisi Masuk (s_1) : 0,8 mm
- Tebal Sudu Sisi Keluar (s_2) : 0,95 mm
- Jarak Pembagian Sudu Sisi Masuk (t_1) : 8,9 mm
- Jarak Pembagian Sudu Sisi Keluar (t_2) : 20 mm
- Jumlah Sudu (Z) : 16 buah
- Jenis Impeller : Sudu Radial 90^0

DAFTAR PUSTAKA

1. Cater Pillar Performance Hand Book, 1983.
2. Toyota Astra Motor, PT : Materi Pelajaran Engine Group, Step 2.
3. Church, Austin H : Pompa Blower Sentrifugal, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1956.
4. Dietzel, F : Dakso Sriyono : Turbin Pompa Dan Kompresor, Penerbit Erlangga Jakarta , 1988.
5. Dixon, S.L. : Thermodynamics Of Turbo Machinery, 3th Edition, University Of Liverpool England, 1978.
6. Lily C.R, Diesel Engine Reference Book, Butter worth and Co, Ltd, London, 1984.
7. Petrovsky, N. Marine Internal Combution Engine, Nir Publisher Company, Moscow, 1969.
8. Lichty, L.C, Combution Engine Processes, Mc Graw Hill Book Company, New York, 1955.
9. Arismunandar, W. Prof, Penggerak Mula Motor Bakar Torak, Edisi Ketiga, ITB Bandung, 1980.
10. Maleev, V.L, "Internal Combution Engine" 2nd Edition, Mc. Graw Hill, Kogkhusa, Ltd, 1945.