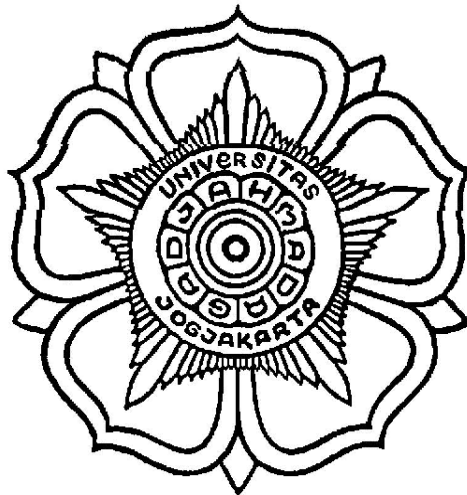


SKRIPSI

PERANCANGAN KOMPRESOR AKSIAL UNTUK SISTEM TURBIN GAS TIPE SATURN 20

Nomor Persoalan : TKM 541T / II / 2007 / 2008 / IMS / 26/ 06.03 / 2008



Disusun Oleh :

FERRY A. TASLIM
03/169603/TK/28931

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN DAN INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS GADJAH MADA
YOGYAKARTA
2009



Kupersembahkan karyaku ini untuk
Papa dan Mama dengan seluruh Kasih dan Ketulusan,
Adikku Ronny dengan segenap Pengorbanan.
Terima kasih untuk Cinta kalian kepadaku
Selalu.....



INTISARI

Kompresor merupakan salah satu mesin fluida yang proses kerjanya sama dengan fan dan blower, yakni digunakan untuk menghasilkan udara yang bertekanan, yang membedakan hanya pada hasil kompresinya, dimana tekanan yang dihasilkan oleh kompresor lebih tinggi daripada tekanan yang dihasilkan oleh fan dan blower. Kompresor akan mengkonversikan energi mekanik penggerak menjadi energi aliran. Dalam perkembangannya kompresor banyak digunakan di berbagai bidang. Salah satunya adalah sistem turbin gas.

Pada soal tugas akhir ini penulis diminta untuk merancang sebuah kompresor aksial dengan perbandingan kompresi 6,7 dan massa aliran udara 6,4 kg/s, yang akan digunakan pada sistem turbin gas tipe Saturn 20. Kompresor aksial ini digunakan untuk mensuplai udara bertekanan untuk pembakaran di dalam ruang bakar. Kompresor aksial ini adalah kompresor 8 tingkat dengan sudu pengarah pada sisi masuk udara untuk menghasilkan derajat reaksi 50 persen. Kondisi udara masuk dengan tekanan atmosfer dan suhu 21°C.

Perancangan kompresor aksial ini meliputi perancangan sudu-sudu, casing, poros, bantalan, kopling, serta komponen-komponen pelengkap lainnya.

Kata kunci : kompresor aksial, turbin gas

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Esa, atas segala berkat dan kasih sayang-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Hanya kepada-Nya penulis berserah diri dan memohon pertolongan.

Tugas Akhir ini merupakan sarana mengaplikasikan ilmu yang telah didapatkan selama perkuliahan dan juga sebagai syarat untuk mendapatkan gelar sarjana teknik pada Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.

Penyusun menyadari bahwa dalam menyusun Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bimbingan dari berbagai pihak, sehingga penulis perlu menyampaikan penghargaan dan ucapan terima kasih yang sedalam-dalamnya kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Suhanan, DEA., selaku ketua Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada Yogyakarta
2. Bapak Ir. I Made Suardjaja, M.Sc, Ph.D selaku dosen pembimbing skripsi yang selama ini telah memberikan nasihat dan bimbingan
3. Bapak Prof. Ir. Jamasri, Ph.D. selaku dosen pembimbing akademik yang telah memberikan bimbingan selama kuliah
4. Seluruh staff dan karyawan Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada Yogyakarta
5. Papa dan Mama tercinta serta adikku Ronny yang kukasihi, atas segala pengorbanan, pengertian, dukungan dan doa yang tiada hentinya kepada penulis
6. Mak dan KoHa di Padang, Ncek Cai dan keluarga di Bandung, Tuapek dan keluarga di Jakarta, serta seluruh keluarga besar yang senantiasa memberi dukungan kepada penulis
7. Om Rismanto dan keluarga di Yogyakarta, atas kekeluargaan yang diberikan
8. Teman-teman seperjuangan, Dian, Iqbal, Robby, Anom, Fahmi, Jade, Denstar, Syam, Habib, Dito, Andri, Megi, Pam, Koko dan seluruh teman-

teman Jurusan Teknik Mesin 2003, atas kebersamaan dan bantuan selama menempuh pendidikan di bangku kuliah

9. Teman-teman di Sendowo-Belimbingsari, Marsel, Charly, Jefry, Vio, Koba, Semi, Dani, Gaspar, A'Tito, M'Tari, Osmond, K'Marlin, Venny, Siska, Maria, William, seluruh teman-teman dan bapak ibu di lingkungan Sta. Bernadetta, atas persaudaraan yang telah terjalin
10. Teman-teman KKN Air Gua Plawan Gunung Kidul dan teman-teman WaterPlant Community atas seluruh kerja sama dan pembelajaran yang diberikan
11. Serly Toding atas seluruh dukungan, kesabaran, dan doa kepada penulis
12. Semua pihak yang telah membantu hingga terselesainya tugas akhir ini.

Penyusun juga menyadari sepenuhnya bahwa dalam penyusunan Tugas Akhir ini terdapat kelemahan dan kekurangan, sehingga kritik dan saran yang bersifat membangun dari berbagai pihak sangat diharapkan. Akhirnya, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi semua pihak.

Yogyakarta, Juli 2009

Penyusun



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
HALAMAN PERNYATAAN.....	iii
NASKAH SOAL TUGAS AKHIR.....	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	v
INTISARI.....	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL.....	xiv
DAFTAR LAMPIRAN.....	xv
DAFTAR NOTASI.....	xvi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	1
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan Penulisan.....	2
1.5. Metode Penulisan.....	2
BAB II LANDASAN TEORI.....	4
2.1. Definisi Kompresor.....	4
2.2. Klasifikasi Kompresor.....	4



2.3.	Kompresor Aksial.....	8
2.3.1.	Prinsip Kerja.....	8
2.3.2.	Karakteristik Kompresor Aksial.....	8
2.3.3.	Definisi-definisi.....	9
2.4.	Proses Kompresi Gas.....	9
2.5.	Segitiga Kecepatan.....	11
2.6.	Persamaan Euler.....	13
2.7.	Pemilihan Derajat Reaksi.....	13
2.7.1.	Pemasukan Aksial.....	14
2.7.2.	Pengeluaran Aksial.....	14
2.7.3.	Simetri atau reaksi 50%.....	14
	BAB III PERHITUNGAN KOMPRESOR.....	16
3.1.	Data Persoalan.....	16
3.1.1.	Soal.....	16
3.1.2.	Kondisi Udara Masuk.....	16
3.2.	Perhitungan Awal.....	17
3.3.	Desain Tingkat per Tingkat.....	18
3.3.1.	Perhitungan Tingkat I.....	18
3.3.2.	Perhitungan Tingkat II.....	25
	BAB IV BENTUK IRISAN DAN UKURAN SUDU.....	32
4.1.	Perhitungan Variasi Sudut Udara dari Hub ke Tip.....	32
4.2.	Bentuk Konstruksi Sudu.....	35
	BAB V PERENCANAAN POROS DAN BANTALAN.....	45
5.1	Poros.....	45
5.1.1.	Perhitungan Beban Poros.....	47



5.1.1.1.	Berat Sudu-Sudu Rotor.....	47
5.1.1.2.	Berat Poros.....	48
5.1.2.	Pemeriksaan Kekuatan Poros.....	51
5.1.3.	Defleksi Puntiran.....	55
5.1.4.	Defleksi Lenturan.....	57
5.1.5.	Pemeriksaan Terhadap Putaran Kritis.....	58
5.2.	Pemilihan Bantalan.....	59
5.2.1.	Klasifikasi Bantalan.....	59
5.2.2.	Perbandingan Antara Bantalan Luncur Dan Bantalan Gelinding.....	60
5.2.3.	Perencanaan Bantalan.....	61
5.2.3.1.	Bantalan Luncur.....	61
5.2.3.2.	Bantalan Aksial.....	65
5.2.3.2.1.	Gaya Aksial Karena Perbedaan Tekanan Sudu.....	65
5.2.3.2.2.	Gaya Aksial Akibat Perubahan Momentum.....	66
5.2.3.2.3.	Perencanaan Bantalan Aksial.....	67
BAB VI CASING DAN SUDU PENGARAH.....		70
6.1.	Casing.....	70
6.1.1.	Tebal Casing.....	70
6.2.	Sudu Pengarah.....	71
BAB VII KOMPONEN PENDUKUNG		74
7.1.	Kopling	74
7.1.1.	Pemeriksaan Kekuatan Flens Kopling.....	75



7.1.2. Pemeriksaan Kekuatan Hub Kopling.....	77
7.1.3. Pemeriksaan Kekuatan Baut Pengikat Kopling.....	77
7.2. Pasak.....	78
7.3. Labyrinth.....	81
BAB VIII EFISIENSI KOMPRESOR	86
8.1. Efisiensi Adiabatis.....	86
8.2. Efisiensi Volumetris.....	86
8.3. Efisiensi Mekanis.....	86
8.4. Efisiensi Total Kompresor.....	87
BAB IX PENUTUP.....	89
Daftar Pustaka.....	91
Lampiran.....	93



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Klasifikasi kompresor.....	5
Gambar 2.2	Segitiga kecepatan pada kompresor aksial.....	12
Gambar 3.1	Segitiga kecepatan pada tingkat I.....	23
Gambar 3.2	Segitiga kecepatan pada tingkat II	28
Gambar 4.1	Konstruksi pemasangan sudu pada rotor.....	35
Gambar 4.2	Notasi- notasi pada sudu.....	36
Gambar 4.3	C4 Aerofoil.....	41
Gambar 5.1	Konstruksi poros yang direncanakan.....	49
Gambar 5.2	Beban pada poros.....	52
Gambar 5.3	Diagram momen lengkung pada poros.....	53
Gambar 5.4	Bantalan aksial kingsbury.....	68
Gambar 5.5	Susunan bantalan aksial kingsbury.....	68
Gambar 6.1	Konstruksi sudu pengarah.....	71
Gambar 7.1	Kopling flens.....	74
Gambar 7.2	Macam-macam pasak.....	79
Gambar 7.3	Labyrinth.....	81
Gambar 7.4	Notasi pada labyrinth.....	82
Gambar 7.5	Koefisien aliran untuk labyrinth.....	83
Gambar 7.6	Faktor perbandingan tekanan pada labyrinth.....	84
Gambar 7.7	Faktor koreksi pendekatan pada labyrinth.....	84



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	<i>Impeler blading properties</i>	5
Table 3.1	Perhitungan dasar masing-masing tingkat.....	31
Tabel 4.1	Variasi sudut udara pada mean, hub, dan tip.....	34
Tabel 4.2	Space chord ratio.....	37
Tabel 4.3	Ukuran-ukuran sudu pada mean, hub, dan tip.....	40
Tabel 4.4	Ketebalan sudu pada C4 Aerofoil.....	42
Tabel 4.5	Ketebalan sudu hub dan tip pada masing-masing tingkat....	43
Tabel 5.1	Berat sudu masing-masing tingkat.....	48
Tabel 5.2	Harga konstanta pegas puntir K_T tiap tingkat poros.....	56
Tabel 5.3	Gaya aksial karena perbedaan tekanan sudu.....	66
Tabel 5.4	Gaya aksial karena perubahan momentum.....	67
Tabel 6.1	Pemutaran sudu pengarah untuk berbagai kapasitas.....	73
Tabel 8.1	Kerugian gesekan udara dan sudu.....	87



DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1.	Turbin Gas Tipe Saturn 20	93
Lampiran 2.	Standar Poros dan Pasak	94
Lampiran 3.	Sifat Mekanis dari Berbagai Macam Besi dan Baja	96
Lampiran 4.	Standar Kopling Flens Tetap	99
Lampiran 5.	Konversi Satuan	100
Lampiran 6.	Gambar Teknik	101



Daftar Notasi

A_1	: Luas saluran udara pada sisi masuk (m^2)
A_3	: Luas saluran udara pada sisi keluar (m^2)
c	: Chord (m)
C_1	: Kecepatan absolut udara pada sisi masuk rotor (m/s)
C_2	: Kecepatan absolut udara keluar rotor (m/s)
C_3	: Kecepatan absolut udara keluar stator (m/s)
C_a	: Kecepatan aksial (m/s)
C_p	: Panas jenis pada tekanan tetap (kJ/kg.°C)
C_{t1}	: Komponen tangensial kecepatan absolut udara masuk rotor (m/s)
C_{t2}	: Komponen tangensial kecepatan absolut udara keluar rotor (m/s)
C_{t3}	: Komponen tangensial kecepatan absolut udara keluar stator (m/s)
C_v	: Panas jenis pada volume tetap (kJ/kg.°C)
d_h	: Diameter hub (m)
d_m	: Diameter hub pada mean (m)
d_s	: Diameter poros terkecil (mm)
d_t	: Diameter tip (m)
ΔC_t	: Selisih komponen tangensial kecepatan absolut udara (m/s)
ΔT_{oa}	: Kenaikan temperatur rata-rata tiap tingkat (K)
ΔT_{tot}	: Kenaikan temperatur total (K)
E	: Persamaan energi euler
F_a	: Gaya aksial yang terjadi pada poros (kg)
F_r	: Gaya radial yang terjadi pada poros (kg)
G	: Modulus geser bahan poros (kg/m ²)
g	: Percepatan gravitasi (9,81 m/s ²)
H	: Head (m.kg/kg)
h_1	: Tinggi sudu rotor pada sisi masuk (m)
h_3	: Tinggi sudu rotor pada sisi keluar (m)
I	: Momen inersia poros (mm ⁴)
i	: Sudut incidence
J	: Momen polar poros (mm ⁴)



- k : Rasio panas jenis udara (1,4)
- K_m : Faktor koreksi momen lentur
- K_t : Faktor koreksi beban kejut
- K_t : Faktor koreksi momen puntir
- K_T : Konstanta pegas torsi (kg.mm/rad)
- L : Panjang poros (m)
- M : Momen lengkung(kg.mm)
- N : putaran poros kompresor (rpm)
- n_{cr} : Kecepatan kritis yang terjadi (rpm)
- P_{01} : Tekanan stagnasi udara masuk (bar)
- P_{03} : Tekanan stagnasi udara keluar (bar)
- P_1 : Tekanan udara masuk (bar)
- P_3 : Tekanan udara keluar (bar)
- P_d : Tekanan udara keluar kompresor (bar)
- P_s : Tekanan udara masuk kompresor (bar)
- Q : Kapasitas kompresor (m^3/s)
- q : Kapasitas pelumas (m^3/min)
- Q_L : Kebocoran aliran (m^3/s)
- r : Perbandingan tekanan
- R : Konstanta gas (287 J/kg.K)
- R_A : Berat yang ditanggung oleh bantalan A (kg)
- R_B : Berat yang ditanggung oleh bantalan B (kg)
- r_h : Jari-jari hub (m)
- r_t : Jari-jari tip (m)
- s : Jarak antar sudu (m)
- Sf_1 : Faktor keamanan untuk kelelahan puntir
- Sf_2 : Faktor keamanan untuk konsentrasi tegangan
- t : Tebal sudu rata-rata (m)
- T : Momen puntir (kg.mm)
- T_{01} : Temperatur stagnasi udara masuk (K)
- T_{03} : Temperatur stagnasi udara keluar (K)
- T_1 : Temperatur udara masuk (K)



- T_3 : Temperatur udara keluar (K)
 T_d : Temperatur udara keluar kompresor (K)
 T_s : Temperatur udara masuk kompresor (K)
 U_m : Kecepatan keliling pada mean(m/s)
 v : volume sudu rata-rata (m)
 w : massa aliran udara masuk kompresor (kg/s)
 W_1 : Kecepatan relatif udara masuk rotor (m/s)
 W_2 : Kecepatan relatif udara keluar rotor (m/s)
 W_s : Berat sudu (kg)
 W_{t1} : Komponen tangensial kecepatan relatif udara masuk rotor (m/s)
 W_{t2} : Komponen tangensial kecepatan relatif udara keluar rotor (m/s)
 y : Defleksi lenturan (mm)
 z : Jumlah sudu
 z : jumlah sudu
 Z : Viskositas pelumas (cP)

YUNANI :

- α_1 : Sudut udara keluar sudu pengarah
 α_2 : Sudut udara masuk sudu stator
 α_3 : Sudut udara keluar sudu stator
 β_1 : Sudut udara masuk sudu rotor
 β_2 : Sudut udara keluar sudu rotor
 ε : Defleksi
 ζ : Sudut Stagger
 δ : Sudut deviasi
 θ : Sudut camber
 Φ : Koefisien aliran
 ρ_1 : Rapat massa udara masuk (K)
 ρ_3 : Rapat massa udara keluar (K)
 ω : Kecepatan sudut (rad/s)
 Ω : Work done factor



- Δ : Sudut pemutaran sudu pengarah
- τ_a : Tegangan geser yang diijinkan (kg/mm^2)
- τ_{\max} : Tegangan geser maksimum (kg/mm^2)
- σ_B : Kekuatan tarik bahan (kg/mm^2)
- η_v : Efisiensi volumetris
- η_{ad} : Efisiensi adiabatik
- η_m : Efisiensi mekanis
- η_{tot} : Efisiensi total

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar belakang

Penggunaan gas terkompresi saat ini banyak dibutuhkan dalam bidang industri untuk meningkatkan produksi, seperti pada industri pertambangan, metalurgi, teknik sipil, arsitektur, di semua bidang konstruksi permesinan, semen, keramik, gelas, dan lain sebagainya. Bukan hanya di bidang industri tapi dalam kehidupan sehari-hari, keperluan gas terkompresi cenderung semakin besar. Penggunaan gas terkompresi menunjukkan peningkatan pada berbagai bidang aktivitas manusia, seperti pertanian, militer, kedokteran, transportasi dan lain-lain. Penggunaan pada sistem turbin gas merupakan salah satu contohnya. Sistem turbin gas banyak digunakan pada industri-industri seperti pada industri minyak, gas, penerbangan, pembangkit listrik, dan lain sebagainya.

Turbin gas adalah suatu teknologi untuk mengkonversi energi, yang terdiri dari tiga komponen utama, yaitu : kompresor, ruang bakar, dan turbin. Sistem ini dapat berfungsi sebagai pembangkit gas ataupun untuk menghasilkan daya poros. Ciri utama dari suatu turbin gas adalah kompak, ringan, mampu menghasilkan daya yang tinggi, dan bebas getaran. Dengan demikian pemasangannya mudah dan tidak memerlukan pondasi yang berat. Kompresi volume udara yang efisien adalah hal yang mendasar dalam berhasilnya sistem turbin gas. Dan hal ini dapat dicapai oleh dua jenis kompresor, kompresor aksial dan kompresor sentrifugal.

Sistem turbin gas yang akan dibahas pada karya tulis ini menggunakan kompresor aksial untuk mengkompresi udara. Keuntungan kompresor aksial dibandingkan dengan kompresor sentrifugal adalah area masuk udara lebih kecil untuk massa udara tertentu, aliran udara *multistages* lebih mudah diarahkan, efisiensi lebih tinggi pada rasio tekanan yang besar, dan ukuran radial lebih kecil untuk massa udara yang besar.

1.2. Rumusan Masalah

Inti permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah perancangan sebuah kompresor yang dibutuhkan oleh sebuah sistem turbin gas Solar dengan tipe *Saturn 20* dengan spesifikasi yang telah ditentukan.

1.3. Batasan masalah

Lingkup studi pada sistem perancangan kompresor untuk sistem turbin gas merupakan gabungan berbagai aspek mata kuliah yang cukup kompleks sehingga untuk menghindari terlalu meluasnya pembahasan tugas akhir ini diperlukan adanya batasan-batasan masalah, diantaranya yaitu :

- 1). Bagian sistem pengkompresi (kompresor) merupakan bagian inti pembahasan.
- 2). Parameter-parameter awal yang dipakai untuk menentukan perancangan kompresor ini dihitung dari spesifikasi yang telah ditentukan dari sistem turbin gas.
- 3). Perancangan komponen utama kompresor.
- 4). Perancangan komponen-komponen pendukung kompresor.

1.4. Tujuan penulisan

Tujuan penulisan tugas akhir ini adalah:

- 1). Sebagai syarat untuk menyelesaikan studi program Strata-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada.
- 2). Sebagai sarana penerapan ilmu yang diperoleh pada mata kuliah pilihan Pompa-Kompresor.
- 3). Untuk merancang sebuah kompresor yang dibutuhkan untuk melayani sistem turbin gas dengan tipe *Saturn 20*.

1.5. Metode penulisan

Metode penulisan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :



- 1). Studi literatur yang meliputi penelusuran buku-buku *textbook*, *handbook*, manual, website dan sumber lain yang relevan.
- 2). Konsultasi dengan dosen pembimbing dan pihak lain yang berkompeten.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1. Definisi Kompresor

Kompresor adalah suatu mesin/alat yang digunakan untuk menghasilkan gas/udara terkompresi/bertekanan tinggi dengan cara memampatkannya. Untuk udara biasanya dihisap dari atmosfer, tetapi ada pula yang dihisap pada tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan atmosfer.

2.2. Klasifikasi Kompresor

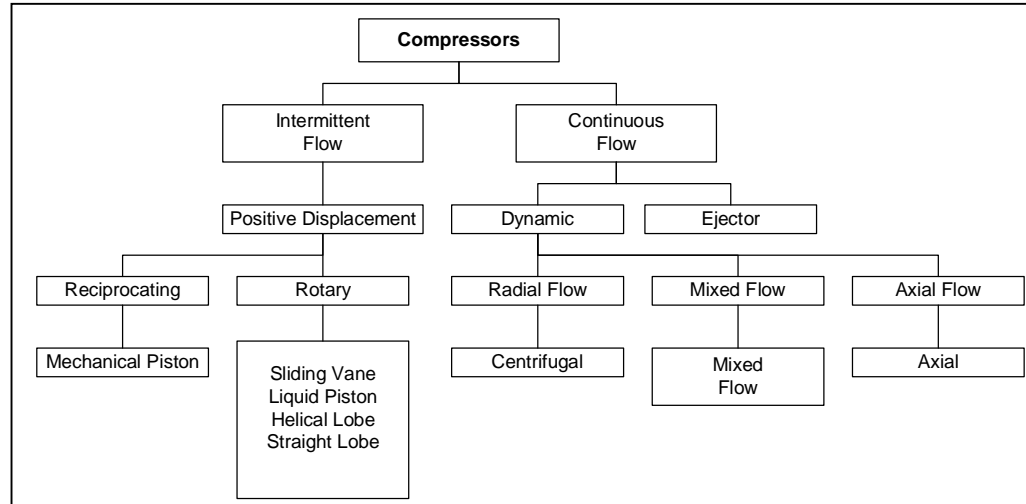
Kompresor mempunyai berbagai bentuk, konfigurasi yang sebenarnya didasari pada aplikasinya. Sebagai perbandingan, berbagai tipe kompresor dapat dibagi dalam dua kelompok, menurut cara pengompresian fluida, yaitu tipe intermiten dan tipe kontinyu. Pada tipe intermiten, sejumlah gas terperangkap dalam kompresor, kemudian kompresor mengkompresinya, dan akhirnya dikeluarkan sebelum siklus berulang. Sedangkan pada tipe kontinyu, gas dikompresi lalu dikeluarkan tanpa mengganggu aliran pada proses. Kompresor jenis *reciprocating* dan *rotary* termasuk dalam tipe intermiten, sedangkan jenis dinamik dan *ejector* termasuk tipe kontinyu.

Berdasarkan cara pengubahan tenaga/cara kompresinya, secara umum kompresor dapat dibagi menjadi dua jenis utama yaitu:

1. Kompresor kerja positif atau kompresor perpindahan positif (*positive displacement compressor*), dimana kenaikan tekanan diperoleh dengan cara mengecilkan volume gas atau uap yang diisap masuk ke dalam ruangan/silinder.
2. Kompresor kerja dinamis (*dynamic compressors*) atau disebut juga *non-positive displacement compressor*, dimana gas atau uap yang diisap masuk

dipercepat alirannya oleh sebuah impeler sehingga energi kinetiknya naik, kemudian energi kinetik tersebut diubah menjadi energi tekanan.

Berikut adalah penggolongan kompresor secara umum :



Gambar 2.1 Klasifikasi Kompresor (Brown, 1986)

Pembagian lain berdasarkan tekanan yang dihasilkan, kapasitas, konstruksi kompresor, posisi poros, dan sebagainya, secara singkat dapat dituliskan sebagai berikut:

A. Penggolongan berdasarkan cara kompresi, terdiri atas :

1. Kompresor perpindahan positif

1. Kompresor torak (*reciprocating compressor*)

- a. Pendinginan udara
- b. pendinginan air
- c. tingkat tunggal
- d. tingkat banyak dengan atau tanpa pendingin antara (*intercooler*)
- e. *integral gas-engine driven*
- f. *separate gas-engine driven*

2. Kompresor putar (*rotary compressor*)

- a. Dua *lobe*
- b. Tiga *lobe*

- c. Sekrup (*screw*)
 - d. *Vane*
2. Kompresor dinamik
 1. Kompresor aliran radial
 2. Kompresor aliran aksial
 3. Kompresor aliran campur
- B. Penggolongan menurut posisi poros
1. Kompresor vertikal
 2. Kompresor horisontal
- C. Penggolongan menurut konstruksi
1. Jenis terbuka: motor listrik dipasang terpisah dari kompresor
 2. Jenis semi hermatik: motor listrik dibuat menjadi satu rumah dengan kompresor
 3. Jenis hermatik: hampir sama dengan semi hermatik, hanya di sini penyambung rumah kompresor dengan stator motor dilakukan dengan pengelasan
- D. Penggolongan menurut tekanan isap dan tekanan *discharge*
1. Pompa vakum $\rightarrow P_s < P_{atm}$ dan $P_d = P_{atm}$
 2. *Fans* $\rightarrow P_s = P_{atm}$ dan P_d sampai 1200 mm H₂O (kg/m²)
 3. *Blowers* $\rightarrow P_s = P_{atm}$ dan $\frac{P_d}{P_s} \leq 3$
 4. Kompresor tekanan rendah $\rightarrow P_d$ sampai 25 atg
 5. Kompresor tekanan sedang (medium) $\rightarrow P_d = 25 - 100$ atg
 6. Kompresor tekanan tinggi $\rightarrow P_d = 100 - 500$ atg
 7. *Hypercompressors* $\rightarrow P_d$ di atas 500 atg
- E. Penggolongan menurut kapasitas (*size*)
1. *Small compressor*, kapasitas sampai 160 m³/jam
 2. *Medium compressor*, kapasitas 160 m³/jam – 4000 m³/jam
 3. *Large compressor*, kapasitas diatas 4000 m³/jam

Perbandingan (*ratio*) tekanan keluar terhadap tekanan masuk pada kompresor disebut perbandingan kompresi. Hal ini harus dibedakan dengan perbandingan kompresi yang digunakan dalam perancangan mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*), dimana parameter ini menyatakan perbandingan antara volume total silinder termasuk volume sisa (*clearance volume*) terhadap volume sisa saja. Kompresor dengan perbandingan tekanan yang tinggi menggunakan sistem dua tingkat atau lebih. Hal ini berguna untuk meningkatkan keamanan dan juga dapat mengurangi tenaga input yang diperlukan.

Dalam spesifikasi kompresor, parameter yang terpenting adalah laju volume gas (kapasitas) serta tekanan kerja. Jika kedua parameter ini sudah ditetapkan, dayanya dapat dihitung menurut persamaan yang ada. Kapasitas dinyatakan dalam kondisi standar (dalam industri kimia biasanya pada 14,7 psia dan 60⁰F) seperti: SCFM (*standard cubic feet per minute*), SCFH (*standard cubic feet per hour*), MSCFD (*million standard cubic feet per day*). Kapasitas yang berdasarkan kondisi masuk (inlet) biasanya dinyatakan dalam ICFM, *inlet cubic feet per minute*.

Dalam menentukan tekanan kompresor yang diperlukan harus diingat bahwa gas atau udara harus disalurkan ke tangki dan/atau peralatan yang memerlukannya. Karena itu besarnya tekanan kompresor harus diambil minimal sama dengan tekanan yang diperlukan oleh peralatan yang bersangkutan ditambah dengan kerugian di pendingin akhir (*after cooler*) bila ada dan di pipa-pipa penyalur. Tekanan normal kompresor yang diambil tidak boleh jauh melebihi tekanan kerja sistem, sebab apabila kompresor bekerja dengan tekanan jauh di bawah tekanan normalnya maka efisiensi adiabatik keseluruhannya akan terlalu rendah. Variasi tekanan yang masih dapat dianggap tidak merugikan adalah tidak lebih dari 20 % di bawah tekanan spesifikasi kompresor.

Tekanan total yang dihasilkan oleh kompresor mengacu kepada tekanan pada sisi masuk (*inlet*) dan pada sisi keluar (*discharge*). Untuk Blower dan

kompresor tekanan dinamikanya dapat diabaikan karena cukup kecil dibandingkan dengan tekanan total yang dihasilkan.

2.3. Kompresor Aksial

2.3.1. Prinsip Kerja

Komponen utama sebuah kompresor aksial adalah *rotor* (sudu-sudu gerak), dan *stator* (sudu-sudu tetap). Pada kompresor aksial, kenaikan tekanan akan terjadi dengan memperlambat aliran, terutama yang bergerak ke arah aksial. Fluida pada awalnya dipercepat oleh sudu rotor, lalu kemudian diperlambat pada sudu stator dimana energi kinetik yang disalurkan dirubah menjadi tekanan statik. Proses ini berulang pada masing-masing tingkat untuk memperoleh perbandingan tekanan yang dibutuhkan

2.3.2. Karakteristik Kompresor aksial

Kompresor aksial memampatkan gas dengan mengalirkannya searah dengan arah sumbu porosnya. Jadi gas sebelum dan sesudah dimampatkan mempunyai arah aliran yang sama.

Jika kompresor sentrifugal mampu menghasilkan perbandingan kompresi tinggi, kompresor aksial dapat menghasilkan laju aliran massa udara tinggi dengan bidang frontal yang kecil.

Kompresor aksial mempunyai beberapa kelebihan, yaitu : area masuk udara lebih kecil untuk massa udara tertentu, aliran udara *multistage* lebih mudah diarahkan, efisiensi lebih tinggi pada ratio tekanan yang besar, ukuran radial lebih kecil untuk massa udara yang besar. Adapun kekurangan dari kompresor aksial, yaitu : sudu mahal dan ringkih, bising karena putarannya tinggi dan jumlah sudunya banyak, dan tekanan pada tiap tingkat relatif rendah sehingga memerlukan banyak tingkat.

Penggunaan kompresor aksial sesuai dengan sifat dan karakteristiknya. Penggunaan pada pesawat terbang misalnya, dikarenakan oleh bobotnya yang ringan serta luasan permukaan yang lebih kecil. Penggunaan pada turbin gas

dikarenakan oleh putarannya yang bisa sangat tinggi, sehingga memungkinkan untuk hubungan langsung ke turbin gas.

2.3.3. Definisi-definisi

Ada beberapa istilah yang sering digunakan dalam membahas kompresor aksial, antara lain :

1. Kapasitas
Volume gas yang harus dimampatkan dalam satuan waktu tertentu.
Kapasitas gas yang dimaksud diukur pada kondisi isapnya.
2. Tekanan isap (*suction pressure*)
Tekanan gas sebelum memasuki kompresor.
3. Tekanan akhir (*discharge pressure*)
Tekanan gas setelah dimampatkan dan keluar dari kompresor.
4. Perbandingan tekanan (*pressure ratio*)
Perbandingan antara tekanan akhir dengan tekanan isap.
5. Tingkat (*stage*)
Kesatuan yang terdiri dari *stator* (sudu tetap) dan *rotor* (sudu gerak), dimana satu tingkat terdiri dari satu baris sudu tetap dan satu baris sudu gerak.
6. *Chord*
Satuan panjang yang dibuat oleh garis lurus yang menghubungkan ujung depan dan belakang dari penampang lintang sudu (*airfoil*).
7. *Pitch*
Jarak keliling antara dua profil sudu.

2.4. Proses Kompresi Gas

Kompresi gas dapat dilakukan menurut tiga cara yaitu :

1. Kompresi isothermal
Bila suatu gas dikompresikan, berarti ada energi mekanik yang diberikan dari luar kepada gas. Hal ini akan membuat tekanan pada gas akan meningkat

dan diiringi dengan perubahan temperatur yang juga akan semakin meningkat. Namun jika proses ini dibarengi dengan pendinginan untuk mengeluarkan panas yang terjadi, temperatur dapat dijaga tetap. Kompresi secara ini disebut kompresi isothermal (temperatur tetap). Hubungan antara P dan v dapat diperoleh dari persamaan gas ideal. Untuk T tetap maka persamaan menjadi

$$Pv = \text{tetap}$$

Persamaan ini dapat ditulis sebagai

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 = \text{tetap.}$$

2. Kompresi adiabatik

Jika silinder diisolasi sempurna terhadap panas, maka kompresi akan berlangsung tanpa ada panas yang keluar dari gas atau masuk ke dalam gas. Proses semacam ini disebut adiabatik.

Dalam praktek, proses adiabatik tidak pernah terjadi secara sempurna karena isolasi terhadap silinder tidak pernah sempurna. Namun proses adiabatik sering dipakai dalam pengkajian teoritis proses kompresi.

Hubungan antara tekanan dan volume dalam proses adiabatik dapat dinyatakan dalam persamaan

$$Pv^k = \text{tetap}$$

atau

$$P_1 v_1^k = P_2 v_2^k = \text{tetap}$$

Dimana $k = c_p/c_v$

Disini k adalah rasio panas jenis, yaitu perbandingan antara panas jenis pada tekanan tetap (c_p) dengan panas jenis pada volume tetap (c_v). Untuk udara $k = 1,401$

3. Kompresi politropik

Kompresi pada kompresor yang sesungguhnya bukan merupakan proses isothermal, karena ada kenaikan temperatur, namun juga bukan proses

adiabatik karena ada panas yang dipancarkan keluar. Jadi proses kompresi yang sesungguhnya ada diantara keduanya dan disebut kompresi politropik. Hubungan antara P dan ν pada proses politropik ini dapat dirumuskan sebagai

$$P \nu^n = \text{tetap}$$

atau

$$P_1 \nu_1^n = P_2 \nu_2^n = \text{tetap}$$

Disini n disebut indeks politropik dan harganya terletak antara 1 (proses isothermal) dan k (proses adiabatik). Jadi $1 < n < k$.

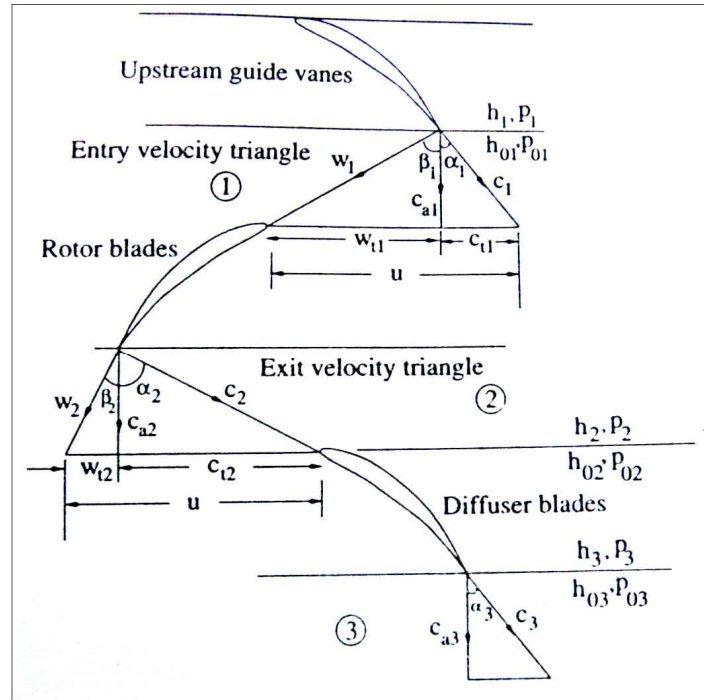
2.5. Segitiga Kecepatan

Penelitian terhadap komponen kecepatan aliran yang melalui sudu paling baik dinyatakan secara grafik, yaitu dengan vector kecepatan. Bentuk dari diagram vector tersebut adalah segitiga, dan disebut segitiga kecepatan. Segitiga kecepatan dapat digambarkan untuk aliran yang melalui sudu pada titik manapun, tetapi biasanya perhatian lebih difokuskan pada sisi masuk dan keluar.

Perlu dibedakan antara kecepatan absolut dengan kecepatan relatif. Kecepatan relatif dari aliran dipertimbangkan relatif terhadap sudu. Kecepatan absolut aliran diambil terhadap *casing* dan selalu sama dengan penjumlahan vektor dari kecepatan relatif dan kecepatan keliling impeler. Komponen kecepatan ini dihubungkan dengan persamaan vektor berikut:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

dimana \vec{c} adalah vektor kecepatan absolut, \vec{u} adalah vektor kecepatan keliling, dan \vec{w} adalah vektor kecepatan relatif. Hubungan sederhana ini sering digunakan dan sangat berguna untuk menggambar segitiga kecepatan.



Gambar 2.2 Segitiga kecepatan pada kompresor aksial (Ganesan, 2003)

Segitiga kecepatan pada Gambar 2.2 adalah contoh untuk tingkat kompresor pada umumnya, yang mana menerima udara atau gas dengan kecepatan absolut c_1 dan sudut α_1 (dari arah aksial) dari tingkat sebelumnya. Untuk tingkat pertama dari kompresor multistage, arah aksial dari aliran yang datang diubah ke arah yang diinginkan (α_1) dengan menggunakan satu baris sudu *upstream* dari rotor yang disebut *inlet guide vanes* (IGV) atau *upstream guide vanes* (UGV). Untuk itu pada tingkat pertama terjadi kenaikan *losses* dari aliran karena melalui *guide vanes*.

Untuk tingkat pada umumnya, aliran masuk ke rotor, keluar dari rotor, dan stator dirancang seperti pada kondisi 1, 2, dan 3. Sudut dari aliran udara pada sistem absolut dan relatif dinotasikan dengan $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ dan β_1, β_2 seperti yang terlihat pada Gambar 2.2. Jika aliran terulang pada lain tingkat

$$c_1 = c_3 \text{ dan } \alpha_1 = \alpha_3$$

Notasi _a dan _t pada Gambar 2.2 menunjukkan arah aksial dan tangensial. Vektor swirl atau whirl c_{t1} dan c_{t2} merupakan komponen tangensial dari kecepatan absolut

c_1 dan c_2 . Demikian pula w_{t1} dan w_{t2} merupakan komponen tangensial dari kecepatan relatif w_1 dan w_2 .

2.6. Persamaan Euler

Persamaan energi Euler dinyatakan sebagai berikut :

$$E = \frac{1}{2} \left\{ (c_1^2 - c_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) + (w_2^2 - w_1^2) \right\}$$

Untuk kompresor aksial $u = u_1 = u_2$, sehingga persamaan diatas menjadi :

$$W = \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)$$

dimana :

c_1 dan c_2 = kecepatan absolut pada stator dan rotor

u_1 dan u_2 = kecepatan peripheral pada stator dan rotor

w_1 dan w_2 = kecepatan relatif pada stator dan rotor

E = transfer energi

W = usaha

2.7. Pemilihan Derajat Reaksi

Derajat reaksi didefinisikan sebagai perbandingan antara perubahan head statis pada rotor dengan total head yang dibangkitkan setiap tingkatnya.

$$R = \frac{H_{rotor}}{H_{stage}}$$

Pemilihan derajat reaksi ini akan menentukan kerugian aliran pada baris sudu kompresor. Derajat reaksi untuk kompresor aksial juga dapat diartikan dengan beberapa cara, dapat diekspresikan baik dengan bentuk entalpi, tekanan, ataupun geometri aliran.

Ada tiga tipe dasar derajat reaksi yang biasa digunakan pada kompresor aliran aksial, yaitu pemasukan aksial, pengeluaran aksial, dan simetri (Stepanoff, 1955).

2.7.1. Pemasukan aksial

Pada tipe ini aliran masuk ke rotor dengan arah aksial, sehingga kenaikan tekanan statis pada rotor relatif kecil. Kecepatan aliran masuk sama dengan kecepatan aliran keluar pada stator tingkat sebelumnya. Tipe ini biasanya digunakan pada blower satu tingkat, fan, pompa air aksial, dan pada instalasi tidak bergerak yang tidak mengutamakan ukuran dan berat kompresor.

2.7.2. Pengeluaran aksial

Pada tipe ini aliran masuk kompresor dengan arah yang berlawanan dengan arah rotor dan keluar dengan arah aksial. Pada tipe ini kenaikan tekanan statis pada rotor relatif lebih tinggi. Pada kecepatan maksimum tipe ini menghasilkan head per tingkat yang rendah. Tipe ini dahulu digunakan untuk sistem kapasitas rendah seperti pembalik pada siklus tertutup turbin gas, namun tidak digemari untuk disain modern. Kerugian dari head per tingkat yang rendah terkompensasi dengan ruang tingkat yang lebih kecil dan kecepatan yang lebih rendah pada pengeluaran akhir.

2.7.3. Simetri atau reaksi 50%

Sampai saat ini tipe ini merupakan yang paling digemari. Salah satu cara untuk mengurangi kenaikan tekanan yang besar pada baris sudu adalah dengan membagi kenaikan tekanan sama rata pada rotor dan stator. Tipe ini memungkinkan putaran yang maksimal dan juga head per tingkat yang maksimal dengan batas angka *Mach* yang sama, dan kecepatan relatif yang rendah. Luasan permukaan dapat ditekan lebih kecil serta beratnya lebih ringan.



<i>Type of Blading</i>	<i>Reaction R</i>	$R^2 + (1 - R)^2$	<i>Basic</i>	$c_m,$ <i>ft./sec.</i>	$u_2,$ <i>ft./sec.</i>	ϕ	ψ	ω_s
			<i>Efficiency, %</i>					
Symmetrical	0.50	0.50	94.0	700	1200	0.70	0.31	2.02
Axial inlet	0.85	0.82	92.4	400	750	0.62	0.28	2.01
Axial outlet	1.10	1.22	90.6	200	500	0.465	0.23	2.00

Tabel 2.1 *Impeller Blading Properties* (Stepanoff, 1955)

Berdasarkan beberapa pertimbangan maka pada perancangan ini akan digunakan tipe simetri atau reaksi 50%, karena tipe ini memiliki lebih banyak keuntungan dibanding tipe lainnya, terutama karena efisiensinya lebih tinggi.

BAB III

PERHITUNGAN KOMPRESOR

3.1 Data persoalan

3.1.1. Soal

Permasalahan dari karya tulis ini adalah perancangan suatu kompresor aksial dengan spesifikasi sebagai berikut :

1. Kompresor aksial 8 tingkat
2. Pressure ratio $\left(\frac{P_d}{P_s} \right) = 6,7 : 1$
3. Aliran udara masuk = 6,4 kg/ sec (14,2 lb/ sec)
4. Putaran kompresor = maks 22.850 rpm

3.1.2. Kondisi udara masuk

Kondisi udara masuk direncanakan sebagai berikut :

1. Suhu udara masuk kompresor

Suhu udara masuk (T_s) direncanakan $21\text{ }^{\circ}\text{C} = 294\text{ }^{\circ}\text{K}$, yaitu suhu udara standar industri untuk tekanan udara 1 atm (Sularso, 1983).

2. Konstanta gas (R) untuk udara

Konstanta gas (R) diambil = 287 J/kg.K , yaitu konstanta untuk udara kering (Ganesan, 2003).

3. Tekanan udara

Tekanan udara masuk $P_s = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$, dan tekanan udara keluar $P_d = 6,7 \text{ atm} = 6,78 \text{ bar}$.

4. Kecepatan aksial udara

Kecepatan aksial udara pada sisi masuk kompresor aksial biasanya berkisar pada 150 m/s (Cohen, 1951). Agar bilangan *mach* pada inlet dan putaran kompresor tidak terlalu besar, kecepatan aksial yang dipakai sebesar 135 m/s.

3.2. Perhitungan awal

Temperatur udara keluar kompresor :

$$\frac{T_d}{T_s} = \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_d = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_d = 294 \left(\frac{6,78}{1,013} \right)^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_d = 506,254 \text{ K}$$

Kenaikan temperatur total :

$$\Delta T_{\text{tot}} = T_d - T_s$$

$$= 506,254 - 294 \text{ K}$$

$$= 212,254 \text{ K}$$

Kenaikan temperatur rata-rata tiap tingkat :

$$\Delta T_{\text{oa}} = \Delta T_{\text{tot}} / 8$$

$$= 212,254 / 8$$

$$= 26,53 \text{ K}$$

Kompresor dengan 8 tingkat dan kenaikan temperatur total 212,254 K temperatur rata-rata tiap tingkatnya adalah 26,53 K. Adalah hal yang biasa jika kita mendesain kompresor dengan kenaikan temperatur yang lebih rendah pada tingkat pertama dan tingkat terakhir (Cohen, 1951). Langkah awal yang baik adalah dengan mengasumsikan $\Delta T_{oa} = 25 \text{ K}$ untuk tingkat pertama dan terakhir, dan 27 K untuk tingkat yang lain.

Kali ini akan dibuat kompresor dengan 8 tingkat, dimana tekanan udara makin tinggi atau volume spesifik udara semakin berkurang menuju tingkat akhir, seiring dengan makin kecilnya ukuran saluran udara. Untuk itu *blade* dibuat dengan diameter *tip* yang konstan dan diameter *hub* yang membesar ke arah ujung keluar udara.

Ukuran-ukuran pada tingkat pertama sangat berkaitan erat dengan ukuran-ukuran pada tingkat selanjutnya, oleh sebab itu pemilihan variabel-variabel pada tingkat pertama harus diperhitungkan agar didapat bentuk kompresor yang tidak terlalu besar dengan derajat reaksi 50% dan memiliki efisiensi yang cukup tinggi.

3.3. Desain tingkat per tingkat

Variasi tekanan dan kecepatan ke arah radial dapat diasumsikan tidak ada jika *hub tip ratio* cukup tinggi (Horlock, 1973). *Hub tip ratio* pada inlet umumnya berkisar antara 0,4 -0,6 (Cohen, 1951). Karena *hub tip ratio* yang digunakan pada perancangan ini cukup tinggi (0,6), maka komponen radial dapat ditiadakan sehingga kecepatan udara absolut pada sisi masuk sama dengan kecepatan aksial, yaitu $C_1 = C_a = 135 \text{ m/s}$.

3.3.1. Perhitungan tingkat I

Temperatur udara pada sisi masuk blade rotor pertama dicari dari hubungan (Horlock, 1973) :

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2.C_p}$$

dimana :

$T_{01} = T_s$ = temperatur stagnasi udara masuk kompresor

T_1 = temperatur udara masuk sudu rotor

C_p = spesifik panas pada tekanan konstan
 = 1005 J/(kg.K)

Dari hubungan tersebut didapat :

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2 \cdot C_p}$$

$$T_1 = 294 - \frac{135^2}{2 \times 1005} = 284,933 \text{ K}$$

Proses aliran pada saluran masuk dianggap isentropis, maka tekanan udara pada sisi masuk sudu rotor dapat dicari dengan :

$$\frac{P_1}{P_{01}} = \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$P_1 = 1,013 \left(\frac{284,933}{294} \right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$

$$P_1 = 0,908 \text{ bar}$$

Rapat massa udara masuk sudu rotor :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$$

$$\rho_1 = \frac{0,908 \cdot 10^5}{287 \cdot 284,933}$$

$$\rho_1 = 1,1101 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Luas saluran udara pada sisi masuk dari persamaan kontinuitas :

$$w = \rho_1 \cdot A_1 \cdot C_a$$

dimana :

w = laju aliran udara (= 6,4 kg/s)

ρ_1 = rapat massa udara pada sisi masuk (= 1,1101 kg/m³)

C_a = kecepatan aksial pada sisi masuk (135 m/s)

A_1 = luas saluran udara pada sisi masuk sudu rotor

Dari persamaan tersebut dapat dihitung :

$$A_1 = \frac{w}{\rho_1 \cdot C_a}$$

$$A_1 = \frac{6,4}{1,1101 \times 135}$$

$$= 0,0427 \text{ m}^2$$

Hubungan A_1 dengan jari-jari tip dan hub :

$$A_1 = \pi \cdot (r_t^2 - r_h^2)$$

$$A_1 = 3,14 \cdot r_t^2 \left(1 - \frac{r_h^2}{r_t^2} \right)$$

Hub-tip ratio yang dipakai $\left(\frac{r_h}{r_t} \right) = 0,6$

Sehingga jari-jari tip :

$$0,0427 = 3,14 r_t^2 (1 - 0,36)$$

$$r_t = 0,1458 \text{ m}$$

Jari-jari hub :

$$\left(\frac{r_h}{r_t}\right) = 0,6$$

$$r_h = 0,0875 \text{ m}$$

Tinggi sudu pada sisi masuk rotor :

$$h_1 = r_t - r_h$$

$$h_1 = 0,0583 \text{ m}$$

Mean diameter :

$$d_m = \left(\frac{d_t^2 + d_h^2}{2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_m = \left(\frac{(2 \times 0,1458)^2 + (2 \times 0,0875)^2}{2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_m = 0,2332 \text{ m}$$

Untuk perhitungan tiap tingkat akan dianalisis berdasarkan keadaan pada mean diameter dan diasumsikan bahwa variasi tekanan dan aliran kecepatan kearah radial tidak ada, sehingga keadaan dapat diperhitungkan dari posisi mean diameter.

Koefisien aliran adalah perbandingan antara kecepatan aksial C_a dengan kecepatan keliling U . Harga Φ optimum antara 0,5 – 0,6 (Stepanoff, 1955), dan diambil :

$$\Phi = \left(\frac{C_a}{U}\right) = 0,5$$

Sehingga kecepatan keliling :

$$U_m = \left(\frac{C_a}{\Phi}\right) = \left(\frac{135}{0,5}\right) = 270 \text{ m/s}$$

Putaran kompresor yang diperlukan :

$$N = \left(\frac{U_m}{\pi \cdot d_m} \right) = \left(\frac{270 \times 60}{\pi \times 0.2332} \right) = 22119,8 \text{ rpm}$$

Diambil $N = 22120 \text{ rpm}$

Derajat reaksi yang dipakai adalah derajat reaksi 50%, sehingga :

$$R = \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \left(\frac{Ca}{u} \right) \cdot (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$

$$(\tan \beta_1 + \tan \beta_2) = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 270}{135} = 2$$

Nilai *work-done factor* rata-rata yang dipakai untuk kompresor 8 tingkat $\Omega = 0,87$ (Yahya, 2002), tetapi nilainya akan bervariasi pada masing-masing tingkat. Nilai yang logis untuk kompresor 8 tingkat adalah 0,98 ; 0,93 ; 0,88; 0,85 untuk tingkat 1; 2; 3; 4, dan 0,83 untuk tingkat selanjutnya. Sehingga dari persamaan berikut didapat :

$$\Delta T_{oa} = \frac{\Omega \cdot U \cdot Ca}{C_p} \cdot (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$(\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = \frac{26,532 \cdot 1005}{0,98 \cdot 270 \cdot 135} = 0,7034$$

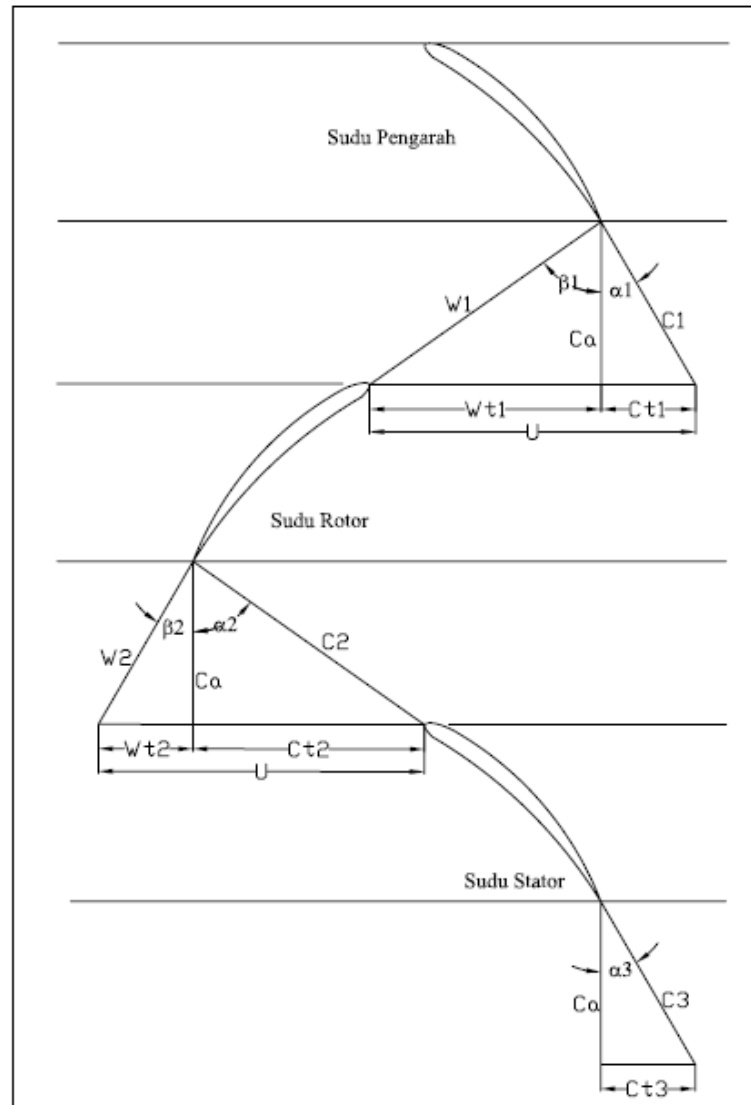
Dengan mensubstitusikan kedua persamaan didapat :

$$\beta_1 = 53,5$$

$$\beta_2 = 32,96$$

Karena derajat reaksi yang dipakai adalah derajat reaksi 50%, maka $\beta_1 = \alpha_2$, $\beta_2 = \alpha_1 = \alpha_3$, $W_1 = C_2$, $C_1 = W_2 = C_3$, $W_{t1} = C_{t2}$, dan $C_{t1} = W_{t2} = C_{t3}$.

Segitiga kecepatan untuk tingkat pertama dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 3.1. Segitiga kecepatan pada tingkat I

Dengan :

$$W_{t1} = C_{t2} = C_a \cdot \tan \beta_1 = 135 \cdot \tan 53,5^\circ = 182,477 \text{ m/s}$$

$$C_{t1} = W_{t2} = C_a \cdot \tan \alpha_1 = 135 \cdot \tan 30,1^\circ = 87,523 \text{ m/s}$$

$$W_1 = C_2 = \sqrt{W_{t1}^2 + C_a^2} = \sqrt{182,477^2 + 135^2} = 226,99 \text{ m/s}$$

$$C_1 = W_2 = \sqrt{C_{t1}^2 + C_a^2} = \sqrt{87,523^2 + 135^2} = 160,89 \text{ m/s}$$

Perbandingan tekanan pada tingkat I :

$$r = \left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right) = \left(1 + \frac{\eta_{is} \cdot \Delta T_{oa}}{T_{01}} \right)^{k/(k-1)}$$

$$r = \left(1 + \frac{0,9 \cdot 25}{294} \right)^{1,4/0,4} = 1,294$$

Tekanan stagnasi keluar tingkat I :

$$P_{03} = P_{01} \cdot r = 1,013 \cdot 1,294 = 1,311 \text{ bar}$$

Temperatur stagnasi keluar tingkat I :

$$T_{03} = T_{01} + \Delta T_{oa} = 294 + 25 = 319 \text{ K}$$

Kecepatan absolut udara keluar tingkat I:

$$C_3 = \frac{C_a}{\cos \alpha_3}$$

$$C_3 = \frac{135}{\cos 32,96} = 160,89 \text{ m/s}$$

Temperatur udara keluar sudu stator :

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_3^2}{2 \cdot C_p}$$

$$T_3 = 319 - \frac{160,89^2}{2 \cdot 1005} = 306,112 \text{ K}$$

Tekanan udara keluar tingkat I :

$$P_3 = P_{03} \left(\frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$P_3 = 1,3113 \left(\frac{306,122}{319} \right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$

$$P_3 = 1,135 \text{ bar}$$

Rapat massa udara keluar tingkat I :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$$

$$\rho_3 = \frac{1,135 \cdot 10^5}{287 \cdot 306,122}$$

$$\rho_3 = 1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Luas saluran udara pada sisi keluar :

$$A_3 = \frac{w}{\rho_3 \cdot C_a}$$

$$A_3 = \frac{6,4}{1,29 \times 135} = 0,0367 \text{ m}^2$$

Konstruksi dibuat dengan jari-jari tip yang konstan ($r_t = 0,146 \text{ m}$), sehingga jari-jari hub dapat dihitung dari hubungan :

$$A_3 = \pi \cdot (r_t^2 - r_{h3}^2)$$

$$r_{h3}^2 = 0,146^2 - \frac{0,0367}{3,14}$$

$$r_{h3} = 0,0978 \text{ m}$$

Tinggi sudu pada sisi keluar stator :

$$h_3 = r_t - r_{h3}$$

$$h_3 = 0,146 - 0,0978 \text{ m}$$

$$h_3 = 0,0479 \text{ m}$$

3.3.2. Perhitungan tingkat II

Dari keadaan pada sisi keluar stator tingkat pertama dapat diketahui keadaan pada sisi masuk rotor tingkat kedua.

Tekanan stagnasi udara masuk tingkat II :

$$P_{01} = 1,3113 \text{ bar}$$



Temperatur stagnasi udara masuk tingkat II :

$$T_{01} = 319 \text{ K}$$

Temperatur udara masuk tingkat II :

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2 \cdot C_p}$$

$$T_1 = 319 - \frac{135^2}{2 \cdot 1005} = 309,93 \text{ K}$$

Tekanan udara masuk tingkat II :

$$P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$P_1 = 1,3113 \left(\frac{309,93}{319} \right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$

$$P_1 = 1,185 \text{ bar}$$

Rapat massa udara masuk sudu rotor :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$$

$$\rho_1 = \frac{1,185 \cdot 10^5}{287 \cdot 309,93}$$

$$\rho_1 = 1,333 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Jari-jari tip :

$$r_t = 0,146 \text{ m}$$

Jari-jari hub :

$$r_{h1} = 0,0978 \text{ m}$$

Tinggi sudu pada sisi masuk rotor :

$$h_1 = r_t - r_h = 0,048 \text{ m}$$

Mean diameter :

$$d_m = \left(\frac{d_t^2 + d_h^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_m = \left(\frac{(2 \times 0,146)^2 + (2 \times 0,0978)^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_m = 0,244 \text{ m}$$

Putaran kompresor yang diperlukan didapat dari perhitungan sebelumnya :

$$N = 22120 \text{ rpm}$$

Kecepatan keliling :

$$U_m = \frac{N \cdot \pi \cdot d_m}{60}$$

$$U_m = \frac{22120 \cdot \pi \cdot 0,244}{60}$$

$$U_m = 281,97 \text{ m/s}$$

Koefisien aliran :

$$\Phi = \left(\frac{C_a}{U} \right) = \left(\frac{135}{281,97} \right) = 0,479$$

Derajat reaksi yang dipakai adalah derajat reaksi 50%, sehingga :

$$R = \left(\frac{1}{2} \right) \cdot \left(\frac{C_a}{u} \right) \cdot (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$$

$$(\tan \beta_1 + \tan \beta_2) = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 281,97}{135} = 2,089$$

Work-done factor sesuai dengan kesepakatan sebelumnya $\Omega = 0,93$. Sehingga dari persamaan berikut didapat :

$$\Delta T_s = \frac{\Omega \cdot U \cdot C_a}{C_p} \cdot (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$(\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = \frac{27 \cdot 1005}{0,93 \cdot 281,98 \cdot 135} = 0,7665$$

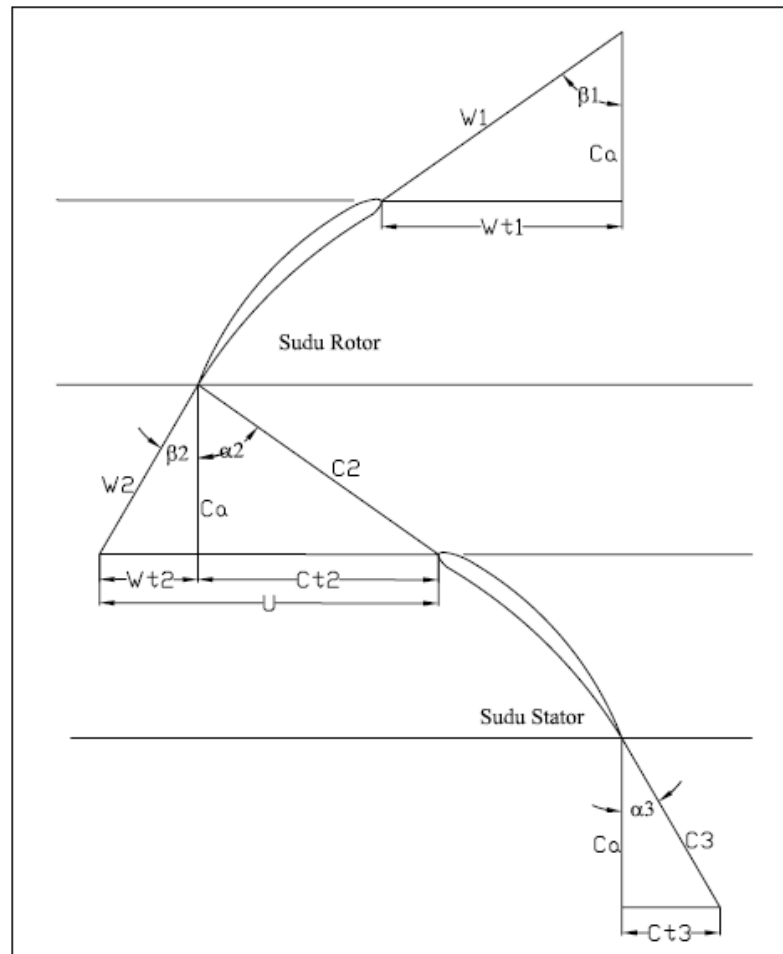
Dengan mensubstitusikan kedua persamaan diatas didapat :

$$\beta_1 = 54,99$$

$$\beta_2 = 33,47$$

Karena derajat reaksi yang dipakai adalah derajat reaksi 50%, maka $\beta_1 = \alpha_2$, $\beta_2 = \alpha_3$,
 $W_1 = C_2$, $W_2 = C_3$, $W_{t1} = C_{t2}$, dan $W_{t2} = C_{t3}$.

Segitiga kecepatan untuk tingkat kedua dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 3.2. Segitiga kecepatan pada tingkat II

Dengan :

$$W_{t1} = C_{t2} = C_a \cdot \tan \beta_1 = 135 \cdot \tan 54,99^\circ = 192,72 \text{ m/s}$$

$$C_{t1} = W_{t2} = C_a \cdot \tan \alpha_1 = 135 \cdot \tan 33,47^\circ = 89,24 \text{ m/s}$$

$$W_1 = C_2 = \sqrt{W_{t1}^2 + C_a^2} = \sqrt{192,72^2 + 135^2} = 235,302 \text{ m/s}$$

$$C_1 = W_2 = \sqrt{C_{t1}^2 + C_a^2} = \sqrt{89,24^2 + 135^2} = 161,832 \text{ m/s}$$

Perbandingan tekanan pada tingkat II :

$$r = \left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right) = \left(1 + \frac{\eta_{is} \cdot \Delta T_{oa}}{T_{01}} \right)^{k/(k-1)}$$

$$r = \left(1 + \frac{0,9 \cdot 27}{319} \right)^{1,4/0,4} = 1,293$$

Tekanan stagnasi keluar tingkat II :

$$P_{03} = P_{01} \cdot r = 1,3113 \cdot 1,293 = 1,695 \text{ bar}$$

Temperatur stagnasi keluar tingkat I :

$$T_{03} = T_{01} + \Delta T_{oa} = 319 + 27 = 346 \text{ K}$$

Kecepatan absolut udara keluar tingkat I:

$$C_3 = \frac{C_a}{\cos \alpha_3}$$

$$C_3 = \frac{135}{\cos 33,47} = 161,83 \text{ m/s}$$

Temperatur udara keluar tingkat II :

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_3^2}{2 \cdot C_p}$$

$$T_3 = 346 - \frac{161,83^2}{2 \cdot 1005} = 332,97 \text{ K}$$

Tekanan udara keluar tingkat II :

$$P_3 = P_{03} \left(\frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$P_3 = 1,695 \left(\frac{332,97}{346} \right)^{\frac{1,4}{0,4}}$$

$$P_3 = 1,48 \text{ bar}$$



Rapat massa udara keluar tingkat II :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$$
$$\rho_3 = \frac{1,48 \cdot 10^5}{287 \cdot 332,97}$$
$$\rho_3 = 1,55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Luas saluran udara pada sisi keluar :

$$A_3 = \frac{w}{\rho_3 \cdot C_a}$$
$$A_3 = \frac{6,4}{1,55 \times 135} = 0,03056 \text{ m}^2$$

Konstruksi dibuat dengan jari-jari tip yang konstan ($r_t = 0,146 \text{ m}$), sehingga jari-jari hub dapat dihitung dari hubungan :

$$A_3 = \pi \cdot (r_t^2 - r_{h3}^2)$$
$$r_{h3}^2 = 0,146^2 - \frac{0,03056}{3,14}$$
$$r_{h3} = 0,1073 \text{ m}$$

Tinggi sudu pada sisi keluar stator :

$$h_3 = r_t - r_{h3}$$
$$h_3 = 0,146 - 0,1073 \text{ m}$$
$$h_3 = 0,0385 \text{ m}$$

Perhitungan untuk tingkat-tingkat selanjutnya hampir serupa dengan perhitungan diatas. Hasil perhitungan untuk tingkat-tingkat selanjutnya akan ditampilkan dalam bentuk tabel sebagai berikut :

Tabel 3.1 Perhitungan dasar masing- masing tingkat

Tingkat		1	2	3	4	5	6	7	8
T_{01}	(K)	294	319	346	373	400	427	454	481
P_{01}	(bar)	1.013	1.311	1.695	2.187	2.800	3.555	4.444	5.511
T_1	(K)	284.93	309.93	336.93	363.93	390.93	417.93	444.93	471.93
P_1	(bar)	0.908	1.185	1.545	2.007	2.584	3.298	4.141	5.156
ρ_1	(kg/m ³)	1.110	1.333	1.598	1.921	2.303	2.750	3.243	3.807
ΔT_{stage}	(K)	25	27	27	27	27	27	27	25
A_1	(m ²)	0.04270	0.03669	0.03056	0.02543	0.02123	0.01778	0.01507	0.01284
r_h/r_t		0.6	0.671	0.736	0.787	0.826	0.857	0.880	0.899
r_t	(m)	0.1458	0.1458	0.1458	0.1458	0.1458	0.1458	0.1458	0.1458
r_{h1}	(m)	0.0875	0.0978	0.1073	0.1147	0.1204	0.1249	0.1283	0.1310
r_{m1}	(m)	0.1166	0.1218	0.1265	0.1302	0.1331	0.1353	0.1370	0.1384
d_{m1}	(m)	0.2332	0.2436	0.2531	0.2604	0.2662	0.2706	0.2740	0.2768
h_1	(m)	0.0583	0.0480	0.0385	0.0311	0.0254	0.0209	0.0175	0.0148
d_m	(m)	0.2332	0.2436	0.2531	0.2604	0.2662	0.2706	0.2740	0.2768
ϕ		0.5	0.479	0.461	0.448	0.438	0.431	0.426	0.421
U_{h1}	(m/s)	202.5	226.435	248.464	265.494	278.694	289.071	296.943	303.299
U_{m1}	(m/s)	270	281.967	292.982	301.497	308.097	313.285	317.221	320.399
U_{t1}	(m/s)	337.5	337.5	337.5	337.5	337.5	337.5	337.5	337.5
$\tan\beta_1 + \tan\beta_2$		2	2.089	2.170	2.233	2.282	2.321	2.350	2.373
Ω		0.98	0.93	0.88	0.85	0.83	0.83	0.83	0.83
ΔC_t	(m/s)	94.955	103.478	105.246	105.883	106.112	104.355	103.060	94.479
$\tan\beta_1 - \tan\beta_2$		0.703	0.767	0.780	0.784	0.786	0.773	0.763	0.700
$\beta_1 = \alpha_2$		53.505	54.989	55.863	56.465	56.902	57.118	57.282	56.944
$\beta_2 = \alpha_1 = \alpha_3$		32.956	33.468	34.812	35.923	36.800	37.733	38.421	39.921
ε		20.549	21.522	21.051	20.542	20.102	19.384	18.861	17.024
$W_{t1} = C_{t2}$	(m/s)	182.477	192.723	199.114	203.690	207.104	208.820	210.141	207.439
$C_{t1} = W_{t2} = C_{t3}$	(m/s)	87.523	89.245	93.868	97.807	100.993	104.465	107.081	112.960
$W_1 = C_2$	(m/s)	226.987	235.302	240.565	244.366	247.219	248.658	249.768	247.500
$C_1 = C_3 = W_2$	(m/s)	160.889	161.832	164.427	166.707	168.596	170.699	172.312	176.026
r		1.294	1.293	1.29	1.28	1.27	1.25	1.24	1.230
C_3	(m/s)	160.889	161.832	164.427	166.707	168.596	170.699	172.312	176.026
T_{03}	(K)	319	346	373	400	427	454	481	506
T_3	(K)	306.122	332.970	359.549	386.174	412.858	439.503	466.228	490.585
P_{03}	(bar)	1.311	1.695	2.187	2.800	3.555	4.444	5.511	6.78
P_3	(bar)	1.135	1.482	1.923	2.475	3.160	3.967	4.941	6.084
ρ_3	(kg/m ³)	1.292	1.551	1.864	2.233	2.667	3.145	3.693	4.321
A_3	(m ²)	0.03669	0.03056	0.02543	0.02123	0.01778	0.01507	0.01284	0.01097
r_{h3}	(m)	0.09780	0.10732	0.11467	0.12038	0.12486	0.12826	0.13100	0.13325
r_{m3}	(m)	0.12179	0.12655	0.13022	0.13308	0.13532	0.13702	0.13839	0.13951
h_3	(m)	0.04797	0.03846	0.03110	0.02540	0.02092	0.01752	0.01477	0.01252

BAB IV

BENTUK IRISAN DAN UKURAN SUDU

4.1. Perhitungan variasi sudut udara dari hub ke tip

Distribusi sudut udara sepanjang sudu dihitung berdasarkan pola desain *vortex* tipe reaksi konstan tanpa equilibrium. Tipe reaksi konstan dipilih karena tidak menyebabkan puntiran yang berlebihan seperti pada tipe *free vortex*. Distribusi udara hanya dihitung pada bagian hub, mean, dan tip saja karena hub-tip ratio yang relatif tinggi (sehingga panjang sudu relatif kecil).

Pada tipe reaksi konstan syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\Delta C_t \cdot r = \text{konstan}$$

Untuk bagian hub dapat dihitung seperti berikut :

$$\Delta C_{t_h} \cdot r_h = \Delta C_{t_m} \cdot r_m$$

$$\Delta C_{t_h} = \Delta C_{t_m} \cdot \frac{r_m}{r_h}$$

$$\Delta C_{t_h} = 94,95 \cdot \frac{0,1166}{0,0875} = 126,606 \text{ m}$$

$$C_{t_{1h}} = \frac{U_h - \Delta C_{t_h}}{2} = \frac{202,5 - 126,606}{2} = 37,947 \text{ m}$$

$$\tan \alpha_{1h} = \frac{C_{t_{1h}}}{C_a} = \frac{37,947}{135}$$

$$\alpha_{1h} = \beta_{2h} = 15,7^\circ$$

$$C_{t_{2h}} = C_{t_{1h}} + \Delta C_{t_h}$$

$$C_{t_{2h}} = 37,947 + 126,606 = 164,553 \text{ m}$$



$$\tan \alpha_{2h} = \frac{Ct_{2h}}{C_a} = \frac{164,553}{135}$$

$$\alpha_{2h} = \beta_{1h} = 50,63^\circ$$

$$\varepsilon = \beta_1 - \beta_2$$

$$= 50,63 - 15,7 = 34,93^\circ$$

Distribusi sudut udara pada bagian tip :

$$\Delta Ct_t \cdot r_t = \Delta Ct_m \cdot r_m$$

$$\Delta Ct_t = \Delta Ct_m \cdot \frac{r_m}{r_t}$$

$$\Delta Ct_t = 94,95 \cdot \frac{0,1166}{0,1457} = 75,96 \text{ m}$$

$$Ct_{1t} = \frac{U_t - \Delta Ct_t}{2} = \frac{337,5 - 75,96}{2} = 130,77 \text{ m}$$

$$\tan \alpha_{1t} = \frac{Ct_{1t}}{C_a} = \frac{130,77}{135}$$

$$\alpha_{1t} = \beta_{2t} = 44,09^\circ$$

$$Ct_{2t} = Ct_{1t} + \Delta Ct_t$$

$$Ct_{2t} = 130,77 + 75,96 = 206,73 \text{ m}$$

$$\tan \alpha_{2t} = \frac{Ct_{2t}}{C_a} = \frac{206,73}{135}$$

$$\alpha_{2t} = \beta_{1t} = 56,85^\circ$$

$$\varepsilon = \beta_1 - \beta_2$$

$$= 56,85 - 44,09 = 12,77^\circ$$



Perhitungan untuk tingkat selanjutnya dilakukan sama seperti perhitungan diatas, dan hasilnya dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4.1 . Varasi sudut udara pada mean, hub, dan tip

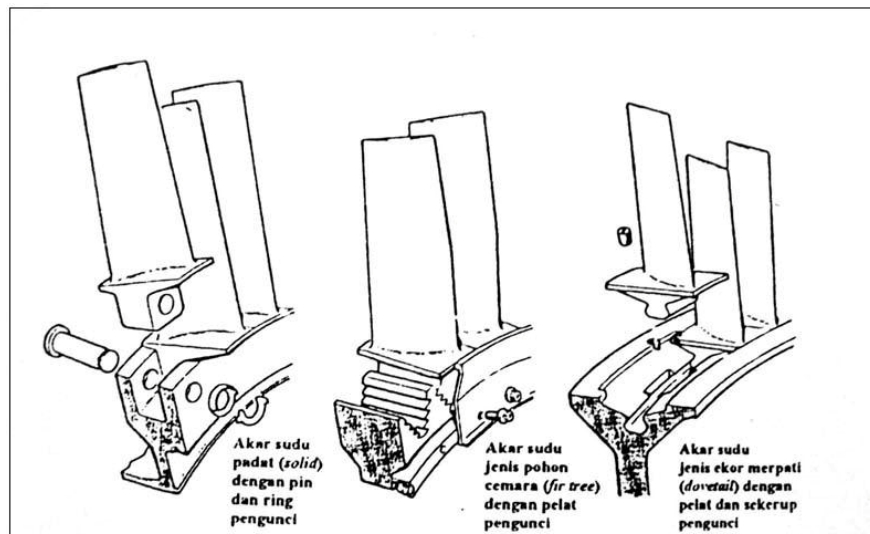
Tingkat	Hub					
	ΔCt	Ct1	$\alpha 1=\beta 2$	Ct2	$\alpha 2=\beta 1$	ϵ
1	126.606	37.9469	15.7	164.553	50.6344	34.9344
2	128.856	48.7894	19.87	177.645	52.7673	32.8973
3	124.103	62.1802	24.731	186.284	54.0691	29.3386
4	120.242	72.6262	28.279	192.868	55.0095	26.7305
5	117.307	80.6935	30.868	198.001	55.7132	24.8452
6	113.096	87.9875	33.095	201.083	56.1241	23.0294
7	110.098	93.4224	34.684	203.52	56.4427	21.7588
8	99.8061	101.746	37.005	201.553	56.1858	19.1813

Tingkat	Mean					
	ΔCt	Ct1	$\alpha 1=\beta 2$	Ct2	$\alpha 2=\beta 1$	ϵ
1	94.9546	87.5227	32.956	182.477	53.5053	20.5493
2	103.478	89.2446	33.468	192.723	54.9892	21.5217
3	105.246	93.8679	34.812	199.114	55.8626	21.051
4	105.883	97.8069	35.923	203.69	56.4647	20.5416
5	106.112	100.993	36.8	207.104	56.9019	20.102
6	104.355	104.465	37.733	208.82	57.1177	19.3844
7	103.06	107.081	38.421	210.141	57.2822	18.8611
8	94.4792	112.96	39.921	207.439	56.9442	17.0236

Tingkat	Tip					
	ΔCt	Ct1	$\alpha 1 = \beta 2$	Ct2	$\alpha 2 = \beta 1$	ϵ
1	75.9637	130.768	44.088	206.732	56.8547	12.7669
2	86.4516	125.524	42.917	211.976	57.5084	14.5914
3	91.3636	123.068	42.353	214.432	57.8067	15.4539
4	94.5882	121.456	41.977	216.044	57.9999	16.023
5	96.8675	120.316	41.708	217.184	58.1352	16.4267
6	96.8675	120.316	41.708	217.184	58.1352	16.4267
7	96.8675	120.316	41.708	217.184	58.1352	16.4267
8	89.6921	123.904	42.546	213.596	57.7057	15.1598

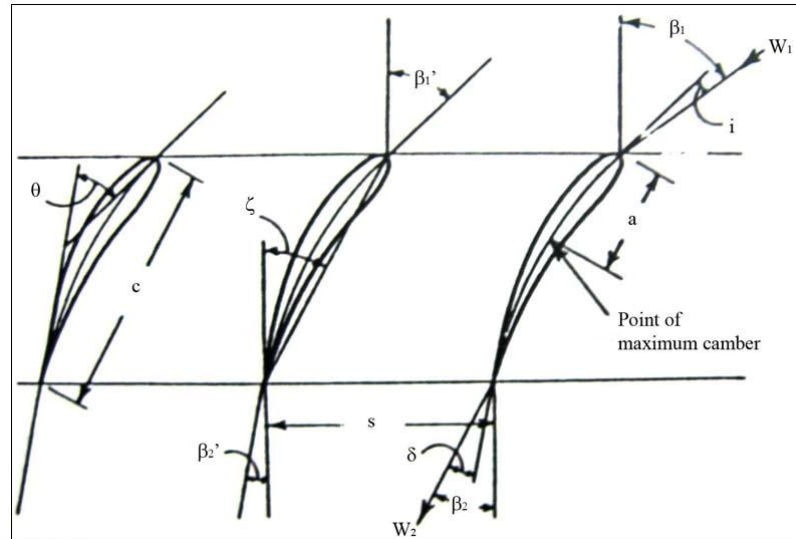
4.2. Bentuk konstruksi sudu

Sudu-sudu rotor dapat terpasang pada rotor dengan berbagai cara. Pada perancangan ini karena rotor berbentuk drum, maka konstruksi pemasangan sudu rotor yang dipakai adalah jenis dovetail. Selain itu jenis ini juga banyak dipakai karena pemasangannya mudah dan mampu menahan gaya dengan baik.



Gambar 4.1 Konstruksi pemasangan sudu pada rotor (Arismunandar, 2002)

Sudu yang digunakan berbentuk aerofoil dengan sudut dan kelengkungan tertentu. Berikut adalah gambar potongan sudu dengan detail variasi sudut dan notasi-notasi yang digunakan.



Gambar 4.2. Notasi-notasi pada sudu (Cohen, 1951)

Keterangan :

β_1' = sudut masuk sudu

β_2' = sudut keluar sudu

θ = sudut camber

$$= \beta_1' - \beta_2'$$

ζ = sudut stagger

s = space atau pitch

ε = defleksi

$$= \beta_1 - \beta_2$$

β_1 = sudut masuk udara

β_2 = sudut keluar udara

W_1 = kecepatan relatif udara masuk

W_2 = kecepatan relatif udara keluar

i = sudut *incidence*

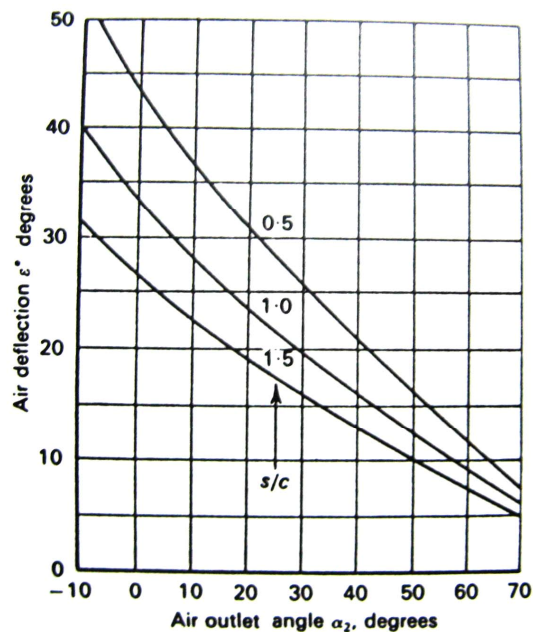
δ = sudut deviasi

$$= \beta_2 - \beta_2'$$

c = chord

Space/chord ratio untuk sudut udara keluar $\beta_2 = 32,96^\circ$ dan defleksi udara $\varepsilon = 20,55^\circ$ pada tabel 4.2 adalah $s/c = 0,9$ untuk daerah mean.

Tabel 4.2 Space chord ratio (Cohen, 1951)



Aspect ratio adalah perbandingan antara tinggi sudu dengan chord, untuk langkah awal desain ini nilai aspect ratio diasumsikan $h/c = 2,5$ (Vincent, 1950).

Tinggi sudu dapat diketahui dari perhitungan sebelumnya, yaitu $h_1 = 0,0583$ m, sehingga panjang chord sama dengan :

$$c = \frac{h}{2,5}$$

$$c = \frac{0,0583}{2,5} = 0,02337 \text{ m}$$

Dan nilai pitch :

$$\frac{s}{c} = 0,5$$

$$s = 0,5 \cdot 0,02337 = 0,01166 \text{ m}$$

Jumlah blade :

$$n = \frac{2\pi \cdot r_m}{s}$$

$$n = \frac{2\pi \cdot 0,1166}{0,01166} = 47,1$$

Sebaiknya dihindari nilai yang didapat dari perkalian berulang seperti diatas pada sudu dalam baris yang berurutan untuk menghindari kemungkinan frekuensi resonansi. Salah satu cara adalah dengan memilih bilangan genap untuk sudu stator, dan bilangan prima untuk sudu rotor (Cohen, 1951). Nilai yang tepat untuk sudu rotor tingkat ini adalah 41, dan perhitungan ulang untuk $n = 47$ menghasilkan :

$$s = 0,0117 \text{ m}, \quad c = 0,02337 \text{ m},$$

Deviasi :

$$\delta = m \cdot \theta \sqrt{(s/c)}$$

Dimana :

$$m = 0,23 \left(\frac{2a}{c} \right)^2 + 0,1 \left(\frac{\alpha_2}{50} \right)$$

a adalah jarak antara titik camber maksimum ke ujung depan sudu. Biasanya *circular arc camber-line* sudah ditentukan sehingga nilai $(2a/c)=1$, dengan demikian nilai (m) menjadi lebih sederhana.

Dengan nilai *circular arc camber-line* tersebut, maka nilai deviasi menjadi :

$$\delta = \left[0,23 \left(\frac{2a}{c} \right)^2 + 0,1 \left(\frac{\alpha_2}{50} \right) \right] \sqrt{0,9} \cdot \theta$$

$$\delta = 0,3197 \theta$$

Camber :

$$\theta = \beta_1' - \beta_2' \quad \text{dan} \quad \beta_2' = \beta_2 - \delta$$

$$\theta = \beta_1' - \beta_2 + \delta$$

$$= \beta_1' - \beta_2 + 0,3197 \theta$$

Dengan asumsi incidence $i = 0$, maka $\beta_1' = \beta_1$

$$0,6828\theta = 50,63 - 2,3$$

$$\theta = 48,33^\circ$$

dan

$$\beta_2' = \beta_1' - \theta = 2,3^\circ,$$

sudut deviasi :

$$\delta = 0,3197 \theta$$

$$= 0,3197 \cdot 48,33 = 13,39^\circ$$

Posisi chord sudu dapat diperbaiki secara relatif terhadap arah aksial dengan sudut stagger ζ , dimana :

$$\zeta = \beta_1' - \frac{\theta}{2}$$

$$\zeta = 50,63 - \frac{48,33}{2} = 26,47^\circ$$

Perhitungan pada hub dan tip dan perhitungan untuk tiap tingkat dilakukan sama seperti perhitungan diatas. Untuk perhitungan selanjutnya nilai h/c akan divariasikan pada masing-masing tingkat, dengan nilai 2,5 untuk tingkat pertama dan semakin mengecil mendekati 1 untuk tingkat terakhir (Vincent, 1950).

Perhitungan untuk seluruh tingkat pada hub, mean, dan tip dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4.3. Ukuran-ukuran sudu pada mean, hub, dan tip

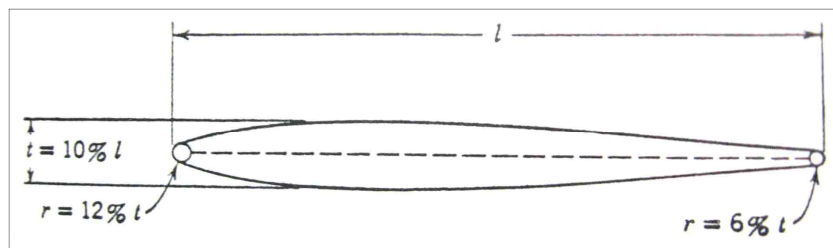
Tingkat	Hub							
	s	c	δ/θ	β_1'	θ	β_2'	δ	ζ
1	0.0117	0.02337	0.27716	50.634	48.3293	2.30513	13.39491	26.46977
2	0.0108	0.02155	0.28073	52.767	45.737	7.030334	12.83966	29.89881
3	0.0114	0.01904	0.28492	54.069	41.0284	13.04067	11.68984	33.55489
4	0.0101	0.01691	0.28448	55.01	37.3582	17.65133	10.62767	36.33042
5	0.0096	0.01595	0.28566	55.713	34.7805	20.93269	9.935324	38.32294
6	0.0088	0.01468	0.27804	56.124	31.8986	24.22547	8.8692	40.17476
7	0.0091	0.0146	0.28066	56.443	30.2484	26.19429	8.489637	41.3185
8	0.0092	0.01444	0.28233	56.186	26.7271	29.45873	7.545769	42.82227



Tingkat	Mean							
	s	c	δ/θ	β_1'	θ	β_2'	δ	ζ
1	0.0156	0.02226	0.28196	53.505	28.6187	24.88656	8.069435	39.19593
2	0.0134	0.01917	0.28445	54.989	30.0769	24.91228	8.555271	39.95074
3	0.0135	0.01897	0.28794	55.863	29.5637	26.29892	8.512647	41.08076
4	0.0115	0.01645	0.28692	56.465	28.8066	27.65809	8.26507	42.06141
5	0.0106	0.01511	0.28765	56.902	28.2191	28.68276	8.117144	42.79232
6	0.0095	0.01447	0.27966	57.118	26.91	30.20776	7.525601	43.66275
7	0.0097	0.01443	0.28204	57.282	26.2703	31.0119	7.409229	44.14706
8	0.0098	0.01436	0.28358	56.944	23.7619	33.18228	6.738356	45.06325

Tingkat	Tip							
	s	c	δ/θ	β_1'	θ	β_2'	δ	ζ
1	0.0195	0.02164	0.28757	56.855	17.9202	38.93448	5.15327	47.89457
2	0.0161	0.0189	0.28866	57.508	20.5126	36.99575	5.921206	47.25205
3	0.0155	0.01825	0.29122	57.807	21.8035	36.00323	6.34958	46.90495
4	0.0129	0.01612	0.28948	58	22.5512	35.44864	6.528225	46.72426
5	0.0116	0.01486	0.28971	58.135	23.1268	35.00834	6.70009	46.57176
6	0.0103	0.01429	0.28131	58.135	22.8566	35.27862	6.42981	46.7069
7	0.0103	0.01429	0.28343	58.135	22.9243	35.2109	6.497533	46.67304
8	0.0103	0.01429	0.28483	57.706	21.1976	36.50815	6.037777	47.10693

Ketebalan irisan sudu dari sisi masuk sampai sisi keluar dihitung berdasarkan compressor base aerofoil C4 (Stepanoff, 1955). Dalam hal ini tebal profil sudu dibuat simetris terhadap garis camber, dan tebalnya tergantung dari panjang chord.



Gambar 4.3. C4 Aerofoil

Ketebalan irisan sudu berdasarkan C4 aerofoil dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4.4 Ketebalan sudu pada C4 aerofoil

% Chord	t/c	% Chord	t/c
0	0		
1.25	1.65	40	4.89
2.5	2.27	50	4.57
5	3.08	60	4.05
7.5	3.62	70	3.37
10	4.02	80	2.54
15	4.55	90	1.6
20	4.83	95	1.06
30	5	100	0

Dalam perancangan ini karena tinggi sudu yang relatif kecil, maka bentuk aerofoil dihitung pada bagian hub dan tip saja. Berdasarkan tabel diatas, ketebalan sudu pada tiap tingkat berdasarkan panjang chordnya dapat dilihat pada tabel berikut :



Tabel 4.5. Ketebalan sudu hub dan tip pada masing-masing tingkat

Tingkat 1				Tingkat 2			
Posisi x (mm)		Thickness t (mm)		Posisi x (mm)		Thickness t (mm)	
Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip
0	0	0	0	0	0	0	0
0.292125	0.2705	0.385605	0.35706	0.269375	0.23625	0.355575	0.31185
0.58425	0.541	0.530499	0.491228	0.53875	0.4725	0.489185	0.42903
1.1685	1.082	0.719796	0.666512	1.0775	0.945	0.66374	0.58212
1.75275	1.623	0.845994	0.783368	1.61625	1.4175	0.78011	0.68418
2.337	2.164	0.939474	0.869928	2.155	1.89	0.86631	0.75978
3.5055	3.246	1.063335	0.98462	3.2325	2.835	0.980525	0.85995
4.674	4.328	1.128771	1.045212	4.31	3.78	1.040865	0.91287
7.011	6.492	1.1685	1.082	6.465	5.67	1.0775	0.945
9.348	8.656	1.142793	1.058196	8.62	7.56	1.053795	0.92421
11.685	10.82	1.068009	0.988948	10.775	9.45	0.984835	0.86373
14.022	12.984	0.946485	0.87642	12.93	11.34	0.872775	0.76545
16.359	15.148	0.787569	0.729268	15.085	13.23	0.726235	0.63693
18.696	17.312	0.593598	0.549656	17.24	15.12	0.54737	0.48006
21.033	19.476	0.37392	0.34624	19.395	17.01	0.3448	0.3024
22.2015	20.558	0.247722	0.229384	20.4725	17.955	0.22843	0.20034
23.37	21.64	0	0	21.55	18.9	0	0

Tingkat 3				Tingkat 4			
Posisi x (mm)		Thickness t (mm)		Posisi x (mm)		Thickness t (mm)	
Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip
0	0	0	0	0	0	0	0
0.238	0.228125	0.31416	0.301125	0.211375	0.2015	0.279015	0.26598
0.476	0.45625	0.432208	0.414275	0.42275	0.403	0.383857	0.365924
0.952	0.9125	0.586432	0.5621	0.8455	0.806	0.520828	0.496496
1.428	1.36875	0.689248	0.66065	1.26825	1.209	0.612142	0.583544
1.904	1.825	0.765408	0.73365	1.691	1.612	0.679782	0.648024
2.856	2.7375	0.86632	0.830375	2.5365	2.418	0.769405	0.73346
3.808	3.65	0.919632	0.881475	3.382	3.224	0.816753	0.778596
5.712	5.475	0.952	0.9125	5.073	4.836	0.8455	0.806
7.616	7.3	0.931056	0.892425	6.764	6.448	0.826899	0.788268
9.52	9.125	0.870128	0.834025	8.455	8.06	0.772787	0.736684
11.424	10.95	0.77112	0.739125	10.146	9.672	0.684855	0.65286
13.328	12.775	0.641648	0.615025	11.837	11.284	0.569867	0.543244
15.232	14.6	0.483616	0.46355	13.528	12.896	0.429514	0.409448
17.136	16.425	0.30464	0.292	15.219	14.508	0.27056	0.25792
18.088	17.3375	0.201824	0.19345	16.0645	15.314	0.179246	0.170872
19.04	18.25	0	0	16.91	16.12	0	0



Tabel 4.4. Ketebalan sudu hub dan tip pada masing-masing tingkat (lanjutan)

Tingkat 5				Tingkat 6			
Posisi x (mm)		Thickness t (mm)		Posisi x (mm)		Thickness t (mm)	
Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip
0	0	0	0	0	0	0	0
0.199375	0.18575	0.263175	0.24519	0.1835	0.178625	0.24222	0.235785
0.39875	0.3715	0.362065	0.337322	0.367	0.35725	0.333236	0.324383
0.7975	0.743	0.49126	0.457688	0.734	0.7145	0.452144	0.440132
1.19625	1.1145	0.57739	0.537932	1.101	1.07175	0.531416	0.517298
1.595	1.486	0.64119	0.597372	1.468	1.429	0.590136	0.574458
2.3925	2.229	0.725725	0.67613	2.202	2.1435	0.66794	0.650195
3.19	2.972	0.770385	0.717738	2.936	2.858	0.709044	0.690207
4.785	4.458	0.7975	0.743	4.404	4.287	0.734	0.7145
6.38	5.944	0.779955	0.726654	5.872	5.716	0.717852	0.698781
7.975	7.43	0.728915	0.679102	7.34	7.145	0.670876	0.653053
9.57	8.916	0.645975	0.60183	8.808	8.574	0.59454	0.578745
11.165	10.402	0.537515	0.500782	10.276	10.003	0.494716	0.481573
12.76	11.888	0.40513	0.377444	11.744	11.432	0.372872	0.362966
14.355	13.374	0.2552	0.23776	13.212	12.861	0.23488	0.22864
15.1525	14.117	0.16907	0.157516	13.946	13.5755	0.155608	0.151474
15.95	14.86	0	0	14.68	14.29	0	0

Tingkat 7				Tingkat 8			
Posisi x (mm)		Thickness t (mm)		Posisi x (mm)		Thickness t (mm)	
Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip	Hub	Tip
0	0	0	0	0	0	0	0
0.1825	0.178625	0.2409	0.235785	0.1805	0.178625	0.23826	0.235785
0.365	0.35725	0.33142	0.324383	0.361	0.35725	0.327788	0.324383
0.73	0.7145	0.44968	0.440132	0.722	0.7145	0.444752	0.440132
1.095	1.07175	0.52852	0.517298	1.083	1.07175	0.522728	0.517298
1.46	1.429	0.58692	0.574458	1.444	1.429	0.580488	0.574458
2.19	2.1435	0.6643	0.650195	2.166	2.1435	0.65702	0.650195
2.92	2.858	0.70518	0.690207	2.888	2.858	0.697452	0.690207
4.38	4.287	0.73	0.7145	4.332	4.287	0.722	0.7145
5.84	5.716	0.71394	0.698781	5.776	5.716	0.706116	0.698781
7.3	7.145	0.66722	0.653053	7.22	7.145	0.659908	0.653053
8.76	8.574	0.5913	0.578745	8.664	8.574	0.58482	0.578745
10.22	10.003	0.49202	0.481573	10.108	10.003	0.486628	0.481573
11.68	11.432	0.37084	0.362966	11.552	11.432	0.366776	0.362966
13.14	12.861	0.2336	0.22864	12.996	12.861	0.23104	0.22864
13.87	13.5755	0.15476	0.151474	13.718	13.5755	0.153064	0.151474
14.6	14.29	0	0	14.44	14.29	0	0

BAB V

PERENCANAAN POROS DAN BANTALAN

5.1. Poros

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap elemen mesin. Poros adalah elemen mesin yang berpenampang bulat pejal atau berlubang, dan berfungsi untuk meneruskan daya. Poros biasanya didukung oleh bantalan.

Poros banyak digunakan pada peralatan mesin, dan pada system transmisi daya. Oleh karena itu bahan yang digunakan untuk poros harus memenuhi syarat-syarat antara lain :

1. Mempunyai kekuatan yang tinggi
2. Mudah dikerjakan mesin
3. Tidak peka terhadap konsentrasi tegangan
4. Tahan aus
5. Dapat diperlakukan panas

Bahan poros yang memenuhi syarat-syarat diatas adalah baja karbon menengah sampai tinggi atau baja paduan.

Menurut pembebanannya, poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Poros Transmisi

Poros ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, sabuk, sproket rantai dan lain-lain.

2. Spindel

Merupakan poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar

Poros seperti ini dipasang di antara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

Ada beberapa hal-hal yang perlu diperhatikan dalam perencanaan poros, yaitu :

1. Kekuatan Poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur, atau gabungan dari keduanya. Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertingkat) atau bila poros mempunyai alur pasak harus diperhitungkan dalam perencanaan.

2. Kekakuan Poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar maka akan mengakibatkan getaran atau suara dan sebagainya.

3. Putaran Kritis

Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada suatu harga tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran tersebut disebut putaran kritis. Hal ini dapat menyebabkan kerusakan pada poros dan pada bagian-bagian lainnya. Karena itu poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

4. Korosi

Bahan-bahan yang tahan korosi harus dipilih untuk poros mesin-mesin yang kontak langsung dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terancam kavitasi, serta poros-poros yang sering berhenti lama.

5. Bahan Poros

Dalam perencanaan poros, harus diperhatikan bahan dari poros tersebut, serta untuk apa dipakai poros tersebut, sehingga nantinya perencanaannya menjadi seefisien mungkin. Contoh, poros-poros yang dipakai untuk

meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan.

Dalam merencanakan poros harus memperhatikan kekuatan poros terhadap beban yang akan diterimanya, lenturan yang terjadi, putaran kritisnya, serta bahan poros yang digunakan.

Pada perencanaan ini digunakan konstruksi rotor tipe drum, karena lebih cocok untuk rotor yang relatif kecil dengan putaran tinggi (Brown, 1986), dan poros merupakan bagian dari drum rotor tersebut.

5.1.1. Perhitungan beban pada poros

Beban poros yang perlu diperhitungkan adalah berat sudu-sudu geraknya dan berat poros sendiri, termasuk drum rotor serta momen yang diakibatkan oleh beban-beban tersebut dan juga torsi pada poros.

5.1.1.1. Berat sudu-sudu rotor

Untuk mengetahui berat sudu rotor terlebih dahulu harus dihitung volumenya. Berat dari suatu benda dapat diperoleh dengan mengalikan volume dan berat jenisnya.

Perhitungan berat sudu rotor ini menggunakan pendekatan, dimana bentuk sudu dianggap sebagai balok dan dihitung berdasarkan ukuran rata-ratanya.

Sehingga volume sudu dapat dihitung dengan persamaan :

$$v = l \cdot h \cdot t \cdot z$$

dengan :

l = lebar sudu rata-rata

h= tinggi sudu rata-rata

t = tebal sudu rata-rata

z= jumlah sudu masing-masing tingkat

Untuk tingkat pertama volume sudu rotor dapat dihitung berdasarkan ukuran rata-rata berikut : $l= 23,25$ mm, $h= 55,73$ mm, $t= 0,698$ mm, dan $z=35$ sehingga :

$$v = 23,25 \cdot 55,73 \cdot 0,698$$

$$v = 155039,8 \text{ mm}^3$$

berat jenis sudu : $7,7 \cdot 10^{-6}$ kg/mm³

berat total sudu tingkat pertama

$$\begin{aligned} W_s &= 155039,8 \text{ mm}^3 \cdot 7,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3 \\ &= 1,19 \text{ kg} \end{aligned}$$

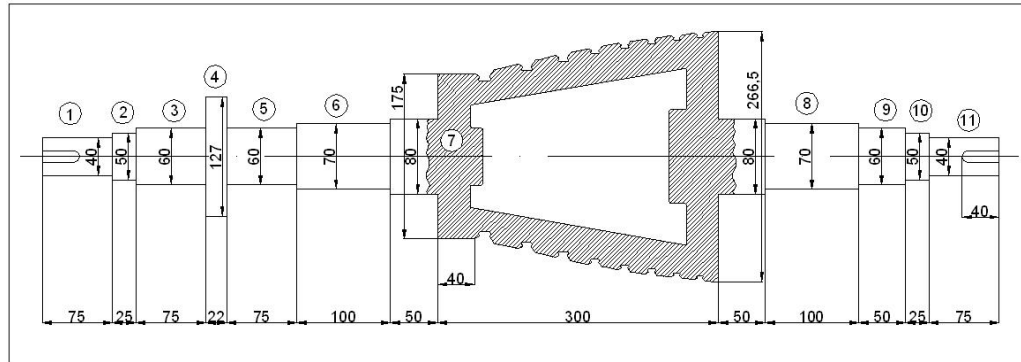
Perhitungan berat sudu untuk tingkat berikutnya dapat dilihat dalam tabel berikut :

Tabel 5.1. Berat sudu masing-masing tingkat

Tingkat	h (mm)	l (mm)	t (mm)	z	v (mm ³)	Ws (kg)
1	55.73	23.25	0.698	35	155039.8	1.19
2	45.59	22.23	0.668	43	142493.2	1.09
3	36.62	19.24	0.578	59	117621.9	0.90
4	29.68	17.25	0.518	79	102605	0.79
5	24.28	15.65	0.470	89	77827.27	0.59
6	20.07	15.56	0.467	91	65034.27	0.50
7	16.83	14.78	0.444	97	52462.67	0.40
8	14.21	14.93	0.448	97	45188.55	0.35

5.1.1.2. Berat poros

Perhitungan berat poros dilakukan sama seperti perhitungan pada sudu rotor di atas. Poros yang digunakan digambarkan pada gambar 5.1 dimana bagian yang diarsir merupakan drum rotor yang merupakan bagian dari poros.



Gambar 5.1. Konstruksi poros yang direncanakan

Diameter terkecil poros akan diambil $d=40$ mm.

Berat poros diperoleh dari perkalian volume total poros dengan berat jenis bahan poros yang digunakan.

Volume poros dihitung perbagian :

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \times 40^2 \times 75$$
$$= 94247 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \times 50^2 \times 25$$
$$= 49087 \text{ mm}^3$$

$$V_3 = \frac{\pi}{4} \times 60^2 \times 75$$
$$= 212057 \text{ mm}^3$$

$$V_4 = \frac{\pi}{4} \times 127^2 \times 22$$
$$= 278.689 \text{ mm}^3$$

$$V_5 = \frac{\pi}{4} \times 60^2 \times 75$$
$$= 212057 \text{ mm}^3$$

$$V_6 = \frac{\pi}{4} \times 70^2 \times 100$$
$$= 384.845 \text{ mm}^3$$

$$\begin{aligned} V_7 &= 2 \times \left(\frac{\pi}{4} \times 80^2 \times 50 \right) + (10.037.438 - 3.944.074) \\ &= 502.654 + 6.093.364 \\ &= 6.596.018 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_8 &= \frac{\pi}{4} \times 70^2 \times 100 \\ &= 384.845 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_9 &= \frac{\pi}{4} \times 60^2 \times 50 \\ &= 141371 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{10} &= \frac{\pi}{4} \times 50^2 \times 25 \\ &= 49087 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{11} &= \frac{\pi}{4} \times 40^2 \times 75 \\ &= 94247 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Bahan poros yang dipilih adalah baja paduan AISI 4340 / JIS G 4103
 SNCM 8 dengan massa jenis $7,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$.

Berat masing-masing bagian poros adalah :

$$\begin{aligned} W_1 &= 94247 \times 7,7 \cdot 10^{-6} \\ &= 0,73 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_2 &= 49087 \times 7,7 \cdot 10^{-6} \\ &= 0,38 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_3 &= 212057 \times 7,7 \cdot 10^{-6} \\ &= 1,63 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_4 &= 278.689 \times 7,7 \cdot 10^{-6} \\ &= 2,15 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_5 &= 212057 \times 7,7 \cdot 10^{-6} \\ &= 1,63 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_6 &= 384.845 \times 7,7.10^{-6} \\ &= 2,96 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_7 &= 6.596.018 \times 7,7.10^{-6} \\ &= 50,79 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_8 &= 384.845 \times 7,7.10^{-6} \\ &= 2,96 \text{ kg}\end{aligned}$$

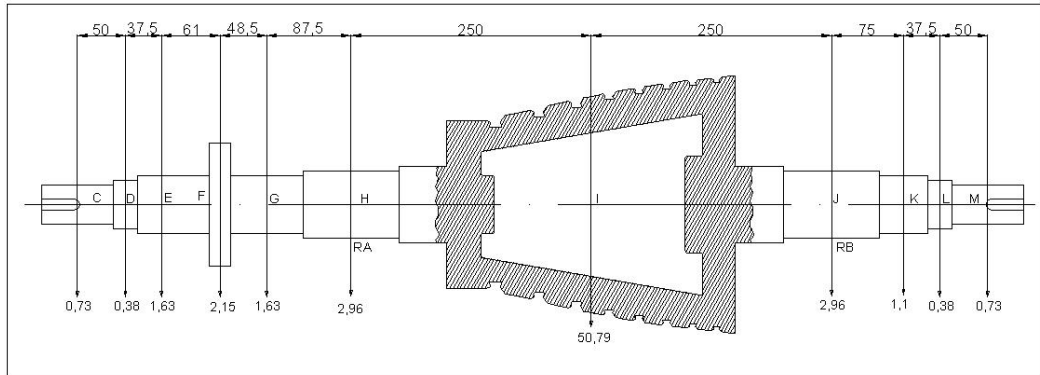
$$\begin{aligned}W_9 &= 141.371 \times 7,7.10^{-6} \\ &= 1.1 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_{10} &= 49087 \times 7,7.10^{-6} \\ &= 0,38 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_{11} &= 94247 \times 7,7.10^{-6} \\ &= 0,73 \text{ kg}\end{aligned}$$

5.1.2. Pemeriksaan Kekuatan Poros

Momen rencana, beban radial dan berat poros berhubungan erat dengan kekuatan poros. Karena itu perlu ditinjau pengaruh momen puntir dan gaya-gaya tersebut terhadap kekuatan poros. Gaya-gaya yang bekerja yakni berat poros perbagian dianggap beban terpusat yang bekerja pada titik berat bagian yang bersangkutan. Untuk drum rotor karena merupakan suatu kesatuan dengan poros pada bagian (7) maka titik berat diasumsikan sama dengan titik berat poros pada bagian tersebut. Poros ditumpu dengan bantalan radial pada bagian F dan H.



Gambar 5.2. Beban pada poros

Setelah gaya-gaya yang bekerja pada poros sudah diketahui, maka reaksi pada masing-masing tumpuan dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$\Sigma M_H = 0$$

$$0,73 (284,5) + 0,38 (234,5) + 1,63 (197) + 2,15 (136) + 1,63 (87,5) - 50,79 (250) - 2,96 (500) + R_B (500) - 1,1 (575) - 0,38 (612,5) - 0,73 (662,5) = 0$$

$$R_B = 28,94 \text{ kg}$$

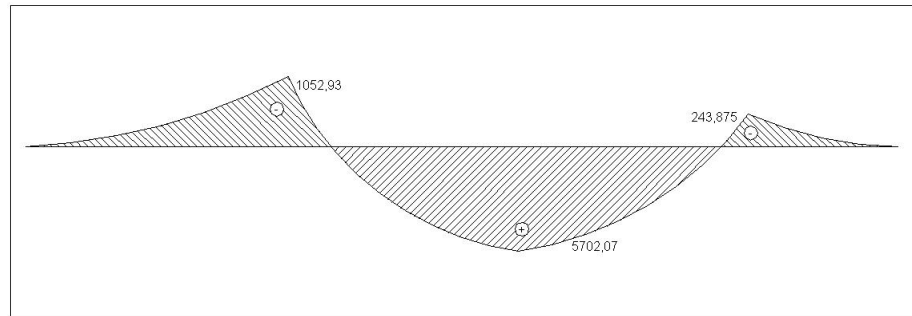
$$\begin{aligned} R_A &= W_{tot} - R_B \\ &= 65,44 - 28,94 \\ &= 36,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Besar momen lengkung pada bagian poros dicari pada titik H, I, dan J saja karena pada titik tersebut terjadi gaya yang cukup besar, sedangkan pada titik lainnya gaya relatif kecil sehingga momen tidak terlalu besar.

$$\begin{aligned} M_H &= -0,73 (284,5) - 0,38 (234,5) - 1,63 (197) - 2,15 (136) - 1,63 (87,5) \\ &= -1052,93 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_I &= -0,73 (534,5) - 0,38 (484,5) - 1,63 (447) - 2,15 (386) - 1,63 (337,5) - \\ & \quad 2,96 (250) + 36,5 (250) = 5702,07 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_J = -0,73 (162,5) - 0,38 (112,5) - 1,1 (75) = -243,875 \text{ kg.mm}$$



Gambar 5.3. Diagram momen lengkung pada poros

Head adiabatik :

$$H_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_s \cdot \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$H_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot \frac{287}{9,8} \cdot 294 \cdot \left[\left(\frac{6,7}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$H_{ad} = 21756,06 \text{ m}$$

Daya adiabatik :

$$P_{ad} = \frac{w \cdot H_{ad}}{75 \cdot \eta_{ad}}$$

$$P_{ad} = \frac{6,4 \cdot 21756,06}{75 \cdot 0,88} = 2109,68 \text{ HP} = 1573,188 \text{ kW}$$

dimana:

$$w = \text{kapasitas kompresor} = 6,4 \text{ kg/s}$$

$$\eta_{ad} = \text{efisiensi adiabatik} = 0,88$$

Daya pada poros :

$$P = \frac{P_{ad}}{\eta_m}$$

dimana :

$$\eta_m = \text{efisiensi mekanis kompresor} = 0,98$$

$$P = \frac{1573.188}{0,98} = 1605,3 \text{ kW}$$

Poros kompresor kali ini mendapat beban puntir dan lentur. Bahan yang dipilih untuk poros adalah baja paduan AISI 4340 dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 105 \text{ kg/mm}^2$.

Momen puntir pada poros :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P}{N}$$

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{1605,3}{22120} = 70685,18 \text{ kg.mm}$$

Tegangan geser yang diijinkan :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}}$$

dimana :

S_{f1} = faktor keamanan untuk batas kelelahan puntir = 6

S_{f2} = faktor keamanan akibat adanya alur pasak atau tangga = 2

sehingga :

$$\tau_a = \frac{105}{6 \cdot 2} = 8,75 \text{ kg/mm}^2$$

Pengecekan kekuatan diameter poros dicari dengan menggunakan rumus ASME sebagai berikut :

$$\tau_{\max} = (5,1/d_s^3) \cdot \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}$$

dimana :

d_s = diameter poros, diambil yang terkecil = 40 mm

K_m = faktor koreksi untuk momen lentur

K_t = faktor koreksi untuk momen puntir

M = momen lengkung maksimum pada poros = 5702,07 kg.mm

$$T = \text{momen puntir pada poros} = 70685,18 \text{ kg.mm}$$

Pada poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur yang tetap, besarnya faktor K_m adalah 1,5. Untuk pembebanan dengan tumbukan ringan K_m antara 1,5 dan 2 dan untuk beban dengan tumbukan berat K_m terletak antara 2 dan 3. Pada perancangan ini K_m diambil 1,5 karena dianggap pembebanan tetap. Sedangkan faktor K_t diambil sama dengan 1,5 karena beban dikenakan dengan tumbukan ringan.

Sehingga:

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \left(\frac{5,1}{40^3} \right) \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 5702,07)^2 + (1,5 \cdot 70685,18)^2} \\ &= 8,5 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros lebih kecil daripada tegangan geser yang diijinkan, sehingga poros masih dalam batas aman.

5.1.3. Defleksi Puntiran :

Defleksi puntiran disebabkan adanya momen puntir yang bekerja pada poros. Besarnya defleksi puntiran ini dapat dicari dengan persamaan:

$$\theta = \frac{T \cdot L}{J \cdot G}$$

dimana :

T = momen puntir pada poros (kg.mm)

L = Panjang poros (mm)

G = Modulus geser bahan poros (kg/mm²)

$$= 8,3 \cdot 10^3 \text{ kg/mm}^2 \text{ (untuk baja)}$$

J = Momen polar poros (mm⁴)

Momen polar poros ditentukan dengan persamaan :

$$J = \frac{\pi}{32} d^4$$

Konstanta pegas torsi K_T untuk poros dapat dicari dengan persamaan (Deutchman,1975) :

$$K_T = \frac{J.G}{L}$$

Sehingga defleksi puntiran θ dapat dicari dengan persamaan :

$$\theta = \frac{T}{K_T}$$

Pada poros bertingkat besarnya harga K_T , L , dan J ditentukan pada tiap-tiap tingkat poros. Bila momen puntir konstan di sepanjang poros bertingkat maka besarnya K_t secara keseluruhan ditentukan dengan persamaan (Deutchman, 1975):

$$K_T = \left[\frac{1}{K_{T_1}} + \frac{1}{K_{T_2}} + \frac{1}{K_{T_3}} + \dots + \frac{1}{K_{T_n}} \right]^{-1}$$

Poros yang digunakan mempunyai modulus geser $G = 8,3 \cdot 10^3 \text{ kg/mm}^2$.
 Harga K_T untuk tiap-tiap tingkat poros dapat dilihat pada tabel 6.1

Tabel 5.2 Harga konstanta pegas puntir K_T tiap tingkat poros

No	D (mm)	L (mm)	J (mm ²)	K_T (kg.mm/rad)
1	40	75	251200	27799466.67
2	50	25	613281.25	203609375
3	60	75	1271700	140734800
4	127	22	25526693	9630525048
5	60	75	1271700	140734800
6	70	100	2355981.3	195546443.8
7	80	300	4019200	111197866.7
8	70	100	2355981.3	195546443.8
9	60	50	1271700	211102200
10	50	25	613281.25	203609375
11	40	75	251200	27799466.67

Berdasarkan harga-harga K_T diatas, maka harga K_T keseluruhan adalah :

$$K_T = \left[\frac{1}{3,6 \cdot 10^8} + \frac{1}{4,91 \cdot 10^9} + \frac{1}{7,11 \cdot 10^9} + \frac{1}{1,04 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{7,11 \cdot 10^9} + \frac{1}{5,11 \cdot 10^9} + \frac{1}{8,99 \cdot 10^9} + \frac{1}{5,11 \cdot 10^9} + \frac{1}{4,74 \cdot 10^9} + \frac{1}{4,91 \cdot 10^9} + \frac{1}{3,6 \cdot 10^8} \right]^{-1}$$

$$= 8330606 \text{ kg.mm/rad}$$

Sehingga defleksi puntiran θ adalah :

$$\theta = \frac{70685,18}{8330606}$$

$$= 0,0085 \text{ rad}$$

$$= 0,49^\circ$$

Untuk poros yang panjang, defleksi torsi yang diijinkan untuk poros yang berputar dibatasi sampai $0,25^\circ$ dan untuk poros yang segaris atau poros transmisi dibatasi antara $2,5^\circ$ - $3,0^\circ$ (Khurmi, 1982). Dengan demikian poros yang direncanakan aman terhadap defleksi puntiran.

5.1.4. Defleksi lenturan :

Defleksi lenturan merupakan penurunan posisi poros dari posisi horisontal karena adanya beban. Pada poros yang direncanakan defleksi dihitung berdasarkan gaya radial yang bekerja pada poros.

Gaya radial yang bekerja pada poros dianggap terpusat pada titik (I) seperti pada gambar 5.2.

Gaya radial yang bekerja pada poros :

$$F_r = W_{\text{sudu}} + W_{\text{drum}} + W_{\text{poros}}$$

$$= 5,8 + 65,44 = 71,24 \text{ kg}$$

Poros dianggap ditumpu secara kaku oleh bantalan, sehingga defleksi lenturannya dapat dinyatakan dengan rumus berikut :

$$y = 3,23 \cdot 10^{-4} \frac{F_r \cdot l_1^3 \cdot l_2^3}{d_s^4 \cdot l^3}$$

dimana :

d_s = diameter poros

l = jarak antara bantalan penumpu

F_r = gaya radial

l_1 dan l_2 = jarak antara bantalan bersangkutan ke titik pembebanan

sehingga :

$$y = 3,23 \cdot 10^{-4} \frac{71,24 \cdot 250^3 \cdot 250^3}{40^4 \cdot 500^3}$$

$$y = 0,017 \text{ mm}$$

Defleksi lenturan yang diijinkan dibatasi antara 0,03 – 0,15 mm untuk setiap 1 m jarak bantalan (Sularso, 1994). Sehingga poros masih dalam keadaan aman.

5.1.5. Pemeriksaan Terhadap Putaran Kritis

Kecepatan kritis adalah kecepatan yang menyebabkan terjadinya getaran yang kuat pada poros. Gejala yang menyebabkan peristiwa ini adalah bila kecepatan putar mesin dinaikkan secara perlahan, maka pada suatu kecepatan tertentu poros akan bergetar kuat. Sedangkan pada kecepatan diatas dan dibawah kecepatan ini, akan beroperasi relatif tenang. Bila suatu unit beroperasi pada atau dekat dengan kecepatan kritis, getaran dengan amplitudo yang besar akan dapat menyebabkan terjadinya tegangan-tegangan yang berbahaya. Mungkin juga dapat menyebabkan terjadinya gesekan dengan bagian-bagian yang berputar dan getaran yang tidak diinginkan akan berpindah ke tumpuan.

Kecepatan kritis dapat dicari dengan persamaan hubungan antara kecepatan kritis dengan defleksi (Lazarkiewicz, 1965) :

$$\omega_{cr} = C \sqrt{\frac{g}{y}} \quad (\text{rad/s})$$

Dimana :

C = Koefisien eksperimen dengan 2 tumpuan

$$= 1-1,2268$$

= diambil 1, karena dianggap beban terpusat

y = defleksi yang terjadi pada poros (0,017 mm)

g = percepatan gravitasi (9810 mm/s²)

Sehingga :

$$\omega_{cr} = 1 \sqrt{\frac{9810}{0,0272}}$$

$$\omega_{cr} = 760 \text{ rad/s}$$

Sehingga putaran kritis yang terjadi adalah :

$$n_{cr} = \frac{30 \cdot \omega_{cr}}{\pi} \quad (\text{rpm})$$

$$n_{cr} = \frac{30 \cdot 760}{\pi}$$

$$n_{cr} = 7257 \text{ rpm}$$

Putaran poros aman bila berada 20% - 30% diatas atau dibawah putaran kritis poros (Church, 1993). Dengan persyaratan ini berarti poros yang direncanakan tidak boleh berputar pada putaran antara 5080 rpm dan 9439 rpm. Karena putaran poros 22120 rpm, maka poros aman dari putaran kritis.

5.2 Pemilihan Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang mampu menumpu poros beban, sehingga putaran atau gerakan bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman dan tahan lama. Bantalan harus kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Apabila bantalan tidak dapat bekerja dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja dengan semestinya.

5.2.1 Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat digolongkan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros
 - a. Bantalan Luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas

b. Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini sering terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol, jarum, atau rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a. Bantalan radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros

b. Bantalan aksial

Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros

c. Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini mampu menahan beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

5.2.2 Perbandingan Antara Bantalan Luncur Dan Bantalan Gelinding

Bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar. Pelumasan pada bantalan ini tidak begitu sederhana. Panas yang timbul dari gesekan yang besar, terutama pada beban besar memerlukan pendingin khusus.

Sekalipun demikian, karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan

biaya pembuatan serta memudahkan pemakaiannya, bantalan gelinding diproduksi menurut standar dalam berbagai bentuk dan ukuran.

Keunggulan dari bantalan ini adalah pada gesekannya yang sangat rendah, pelumasan juga sangat sederhana. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi, namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sangkar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur.

5.2.3 Perencanaan bantalan

Untuk menumpu poros pada kompresor yang direncanakan ini digunakan dua buah bantalan luncur radial dan sebuah bantalan luncur aksial karena poros yang ditumpu memiliki putaran yang tinggi.

5.2.3.1 Bantalan luncur

Pada gambar 5.2 bantalan ini berada pada poros bagian F dan H. Beban yang diterima oleh bantalan ini hanya berupa beban radial dan dari perhitungan sebelumnya telah diketahui beban yang harus ditumpu oleh bantalan ini sama dengan reaksi pada pada titik A (R_A) = 36,5 kg, diameter poros $d = 70$ mm, putaran poros $N = 22120$ rpm.

Bahan poros AISI 4340, $\sigma_B = 105$ kg/mm², faktor keamanan $SF_1 = 6$ dan $SF_2 = 2$.

Tegangan lentur yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\sigma_{ba} &= \sigma_B / (SF_1 \cdot SF_2) \\ &= 105 / (6 \cdot 4) \\ &= 4,375 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Bahan bantalan terbuat dari perunggu dengan tekanan maksimum yang diijinkan $p_a = 0,7 - 2$ kg/mm², sedangkan harga p_a untuk kompresor $\leq 0,2$ kg/mm². Untuk perencanaan kali ini diambil $p_a = 0,12$ kg/mm². Nilai beban diambil dari nilai reaksi bantalan terbesar pada poros bagian I (R_A) = 36,5 kg, dengan faktor keamanan 2, maka bantalan dibuat agar mampu menahan beban hingga $W = 70$ kg.



Perbandingan panjang dan diameter :

$$\begin{aligned} l/d &\leq \sqrt{\frac{1}{5,1} \cdot \frac{\sigma_{ba}}{p_a}} \\ &\leq \sqrt{\frac{1}{5,1} \cdot \frac{4,375}{0,12}} \\ l/d &\leq 2,68 \end{aligned}$$

Harga l/d diambil 1

Panjang bantalan $l = 1 \cdot d = 70 \text{ mm}$

Tekanan permukaan :

$$\begin{aligned} p &= \frac{W}{l \cdot d} \\ p &= \frac{70}{70 \cdot 70} = 0,0124 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

$0,0124 \leq 0,12$, perencanaan dapat diterima.

Minyak pelumas pada bantalan direncanakan memiliki viskositas 7 cP pada 38°C. Kelonggaran minyak pelumas $c = d/1000 = 0,07 \text{ mm}$.

$$\left(\frac{Z.N}{p} \right) = \frac{7 \cdot 22120}{0,0124} = 12487096 \frac{\text{cP.rpm}}{\text{kg/mm}^2}$$

$$\left(\frac{Z.N}{p} \right)_{\min} = 25 \cdot 10^4 \frac{\text{cP.rpm}}{\text{kg/mm}^2}$$

Faktor keamanan diambil 2

$2 \times 25 \cdot 10^4 < 12487096$, perencanaan dapat diterima.

$$\begin{aligned} \left(\frac{Z.N}{p} \right)_0 &= \left(\frac{Z.N}{p} \right) \cdot 1,7 \cdot 10^{-12} \\ &= 12487096 \cdot 1,7 \cdot 10^{-12} \\ &= 2,122 \cdot 10^{-5} \frac{\text{cP.rpm}}{\text{kg/mm}^2} \end{aligned}$$



Koefisien gesekan :

$$\begin{aligned}\mu &= 2 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{d}{c}\right) \cdot \left(\frac{Z \cdot N}{p}\right)_0 \\ &= 2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{70}{0,07} \cdot 2,122 \cdot 10^{-5} \\ &= 1,5\end{aligned}$$

Nilai variabel Sommerfeld :

$$\begin{aligned}S &= \left(\frac{Z \cdot N}{p}\right)_0 \cdot \left(\frac{d}{c}\right)^2 \\ &= 2,122 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{70}{0,07}\right)^2 \\ &= 21,22\end{aligned}$$

Kebalikan eksentrisitas :

$$\begin{aligned}\alpha &= S \cdot 6\pi^2 \\ &= 21,22 \cdot 6 \pi^2 = 1256\end{aligned}$$

Ketebalan lapisan minyak pelumas :

$$\begin{aligned}h &= \frac{c}{2} (1 - 1/\alpha) \\ &= \frac{0,07}{2} (1 - 1/1256) = 0,0375 \text{ mm}\end{aligned}$$

Nilai ketebalan lapisan minyak ini masih berada diatas batas minimum yang diijinkan, yaitu 0,002 mm.

Kecepatan keliling poros :

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 70 \cdot 22120}{60 \cdot 1000} = 81 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Kerja gesekan :

$$H = \mu \cdot W \cdot v$$

$$= 1,5 \cdot 70 \cdot 81 = 8505 \text{ kg.m/s}$$

Daya yang diserap bantalan :

$$P = H / 102$$

$$= 8505 / 102 = 83,4 \text{ kW}$$

Berat jenis minyak pelumas :

$$\rho_t = \rho_{15,5} - 0,000365 (t - 15,5)$$

dimana :

$$\rho_t = \text{berat jenis pada suhu } t \text{ } ^\circ\text{C} = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{15,5} = \text{berat jenis pada suhu } 15,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,87$$

t = temperatur kerja

maka :

$$\rho_t = 0,87 - 0,000365 (38 - 15,5)$$

$$= 0,862 \text{ kg/mm}^3$$

Kapasitas minyak pelumas :

$$q = \frac{j \cdot \mu \cdot W \cdot v}{\gamma_0 \cdot C_0 \cdot \Delta T \cdot J}$$

dengan :

$$j = \text{perbandingan kerugian daya, diambil} = 0,95$$

$$\gamma_0 = \text{berat jenis minyak pelumas} = 0,862 \text{ kg/mm}^3$$

$$C_0 = \text{panas jenis minyak pelumas} = 0,5 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \text{kenaikan temperatur minyak, diambil} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v = \text{kecepatan keliling poros} = 81 \text{ m/s}$$

$$\mu = \text{Koefisien gesek} (1,5)$$

$$W = \text{Beban yang ditumpu bantalan} (70 \text{ kg})$$

$$J = 427 \text{ kg.m/kcal}$$

sehingga :

$$q = \frac{0,95 \cdot 1,5 \cdot 70 \cdot 81}{0,862 \cdot 0,5 \cdot 20 \cdot 427} \cdot 10^{-3} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$$

Jadi kebutuhan minyak pelumas = $2,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min} = 2,2 \text{ lt}/\text{min}$. Kebutuhan minyak untuk dua buah bantalan adalah 4,4 lt/min.

5.2.3.2 Bantalan aksial

Adanya perbedaan tekanan antara ruang di depan dan di belakang sudu maupun bagian-bagian rotor akan menyebabkan timbulnya gaya aksial. Selain itu gaya aksial juga diakibatkan oleh adanya perubahan momentum aliran fluida pada sisi masuk. Gaya aksial ini dapat menyebabkan gerakan relatif antara rotor dan casing dalam arah aksial. Gaya aksial yang terjadi pada kompresor bertendensi untuk mendorong rotor menuju sisi hisap. Untuk mencegah terjadinya gerakan relatif tersebut digunakan bantalan aksial (*thrust bearing*) untuk menahan beban aksial.

Beberapa tipe bantalan aksial yang sering digunakan :

1. Plain collar type
2. Beveled collar type
3. Kingsbury atau michell type
4. Plain collar with fixed inclined thrust pad

5.2.3.2.1 Gaya aksial karena perbedaan tekanan sudu

Besarnya gaya aksial untuk masing-masing tingkat dapat dihitung dengan persamaan (Stepanoff,1955) :

$$F_{a1} = \frac{\pi}{4} (D_t^2 - D_h^2) \cdot (P_2 - P_1)$$

Dimana :

D_t = Diameter tip

D_h = Diameter hub

P_1 & P_2 = Tekanan udara masuk keluar

Untuk tingkat I :

$$F_{a1} = \frac{\pi}{4} (0,29^2 - 0,175^2) \cdot (1157,6 - 9257,032)$$

$$= 99,014 \text{ kg}$$

Hasil perhitungan untuk seluruh tingkat ditampilkan dalam tabel berikut

Tabel 5.3. Gaya aksial karena perbedaan tekanan sudu

Dt (m)	Dh (m)	P1 kg/m ²	P3 kg/m ²	Fa kg
0.2916	0.17493	9257.032	11575.6	99.01421
0.2916	0.19561	12087.88	15115.59	111.0892
0.2916	0.21464	15754.6	19612.58	117.9094
0.2916	0.22935	20462.33	25240.64	121.5362
0.2916	0.24075	26346.27	32224.19	124.7707
0.2916	0.24972	33631.83	40453.67	121.2629
0.2916	0.25652	42229.94	50384.18	122.9123
0.2916	0.26201	52575.08	62041.28	121.531

Besarnya gaya aksial karena perbedaan tekanan sudu $\Sigma F_{a1} = 940,026 \text{ kg}$. Gaya aksial akibat perubahan tekanan ini mempunyai arah yang berlawanan dengan arah aliran udara.

5.2.3.2.2 Gaya Aksial Akibat Perubahan Momentum

Gaya aksial ini diakibatkan oleh perubahan momentum udara saat memasuki sudu.

Gaya aksial akibat perubahan momentum untuk masing-masing tingkat dapat dihitung dengan persamaan (Stepanoff,1955) :

$$F_{a2} = \frac{w}{g} \cdot \frac{(C_{t2} - C_{t1})}{2}$$

dimana :

w = Massa aliran udara (6,4 kg/s)

C_{t1} & C_{t1} = Kecepatan tangensial masuk dan keluar sudu

g = percepatan gravitasi (9,8 m/s)

Untuk tingkat I :

$$F_{a2} = \frac{6,4}{9,8} \cdot \frac{(182,48 - 87,52)}{2}$$

$$= 31,006 \text{ kg}$$

Hasil perhitungan untuk seluruh tingkat ditampilkan dalam tabel berikut

Tabel 5.4. Gaya aksial karena perubahan mometum

Ct1 m	Ct2 m	Fa2 kg
87.52268	182.4773	31.0055
89.24463	192.7227	33.7887
93.86787	199.114	34.3660
97.80688	203.6902	34.5741
100.9925	207.1045	34.6487
104.4655	208.82	34.0749
107.0808	210.1406	33.6521
112.9601	207.4393	30.8503

Besarnya gaya aksial karena perbedaan tekanan sudu $\Sigma F_{a2} = 266,96 \text{ kg}$.
 Gaya aksial akibat perubahan momentum ini searah dengan arah aliran udara.
 Sehingga resultan gaya aksial yang terjadi adalah :

$$F_a = F_{a1} - F_{a2}$$

$$= 940,026 - 266,96$$

$$= 673,065 \text{ kg}$$

Arah resultan gaya aksial ini berlawanan dengan arah aliran udara.

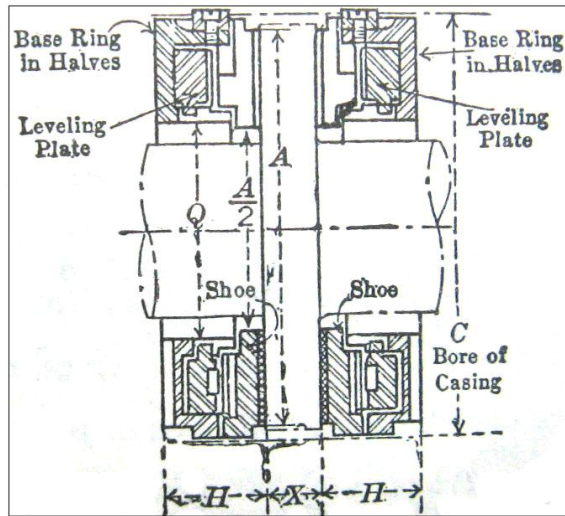
Bantalan aksial direncanakan dapat menahan gaya aksial sebesar 700 kg.

5.2.3.2.3 Perencanaan bantalan aksial

Pada perencanaan ini akan dipakai bearing standar kingsbury 6 shoes nominal size 5, dengan bahan perunggu dan tekanan yang diijinkan $P_a = 0,7 \text{ kg/mm}^2$. Net area (A_s) = $12,5 \text{ in}^2 = 80,65 \text{ cm}^2$. Diameter poros $d = 60 \text{ mm}$, kecepatan keliling poros :

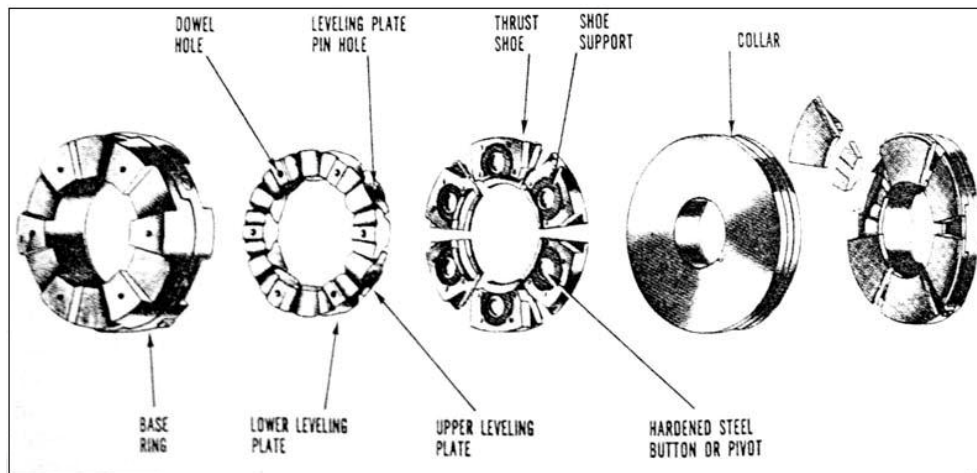
$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$= \frac{\pi \cdot 60 \cdot 22120}{60 \cdot 1000} = 70 \text{ m/s}$$



Gambar 5.4 Bantalan aksial kingsbury (Kent, 1961)

Untuk bantalan aksial kingsbury dengan nominal size 5, maka dimensi bantalan adalah sebagai berikut : A = 5 in, C = 5,375 in, H = 1,75 in, X = 0,875 in.



Gambar 5.5 Susunan bantalan aksial kingsbury (Salars, 1978)

Untuk $v = 70 \text{ m/s} = 229 \text{ ft/s}$ maka tekanan pada sepatu $P = 600 \text{ psi} = 42,18 \text{ kg/cm}^2 = 0,4218 \text{ kg/mm}^2$.

$P < P_a$, perencanaan dapat diterima.

Kapasitas = $6 \cdot A_s \cdot P$

$$= 6 \cdot 80,65 \cdot 42,18 = 20410 \text{ kg}$$

Besarnya kapasitas diatas gaya aksial yang terjadi sehingga perencanaan cukup aman.

Tekanan pelumas masuk (Beaumester, 1958) :

$$P_0 = \frac{2 W}{\pi \cdot (r_1^2 - r_2^2)} \cdot \ln (r_1/r_2)$$

dimana :

$$W = \text{beban} = 700 \text{ kg}$$

$$r_1 = \text{jari-jari luar} = 3,69 \text{ in}$$

$$r_2 = \text{jari-jari collar} = 3,5 \text{ in}$$

sehingga :

$$P_0 = \frac{2 \cdot 700}{\pi \cdot (3,69^2 - 3,5^2)} \cdot \ln (3,69/3,5)$$

$$= 2,42 \text{ lb/in}^2$$

Kebutuhan minyak pelumas :

$$Q = \frac{P_0 \cdot \pi \cdot h_0^3}{6 \cdot \mu \cdot 1,45 \cdot 10^{-7} \cdot \ln (r_1/r_2)}$$

dimana :

$$\mu = \text{viskositas minyak pelumas} = 7 \text{ cP}$$

$$h_0 = \text{ketebalan minyak pelumas} = 0,001 - 0,01 \text{ in, diambil } 0,005 \text{ in.}$$

sehingga :

$$Q = \frac{2,42 \cdot \pi \cdot 0,005^3}{6 \cdot 7 \cdot 1,45 \cdot 10^{-7} \cdot \ln (3,69/3,5)}$$

$$= 2,95 \text{ in}^3/\text{s} = 0,053 \text{ m}^3/\text{s}$$

BAB VI

CASING DAN SUDU PENGARAH

6.1 Casing

Casing merupakan tempat terpasangnya stator dan komponen pendukung seperti sudu pengarah, bantalan, labyrinth dan lainnya. Pada perencanaan ini casing dibuat menjadi satu dengan stator. Casing dibagi menjadi tiga bagian :

1. Bagian depan sebagai saluran masuknya udara, tempat terpasangnya bantalan radial depan dan bantalan aksial
2. Bagian tengah sebagai tempat terpasangnya sudu-sudu stator
3. Bagian belakang sebagai tempat terpasangnya bantalan radial belakang.

Ketiga bagian kompresor tersebut dibagi menjadi dua bagian secara horisontal untuk mempermudah perawatan. Umumnya pada turbin gas poros kompresor terhubung menjadi satu dengan poros turbin gas, sehingga casing kompresor juga terhubung langsung secara aksial dengan ruang bakar dan turbin gas. Bagian-bagian casing tersebut dihubungkan dengan baut.

6.1.1 Tebal Casing

Casing dibuat dengan menggunakan baja karbon cor SC 37 dengan kekuatan tarik 37 kg/mm^2 , dengan faktor keamanan $SF_1 = 6$ dan $SF_2 = 3$ maka tegangan yang diijinkan :

$$\tau_a = \frac{37}{6 \cdot 3} = 2,06 \text{ kg/mm}^2$$

Tebal casing dapat dicari dari persamaan (Kearnton, 1958) :

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot f}$$

dimana :

P = tekanan udara di bagian dalam (6,78 bar = $69136,76 \text{ kg/m}^2$)

D = diameter bagian dalam (291,6 mm = 0,2916 m)

f = tegangan yang diijinkan bahan($2,06 \text{ kg/mm}^2$)

sehingga :

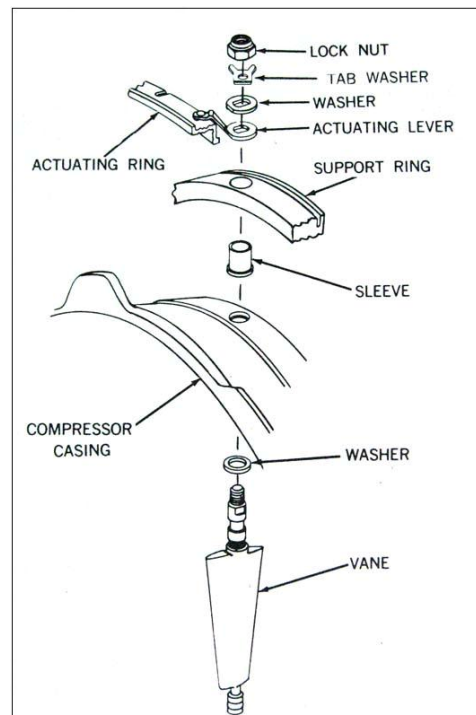
$$t = \frac{69136,76 \cdot 0,2916}{2 \cdot 2,06 \cdot 10^6}$$

$$= 0,00489 \text{ m} = 4,89 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm}$$

Dengan faktor keamanan 2 , maka tebal casing yang dipakai = 10 mm.

6.2 Sudu Pengarah

Sudu pengarah berfungsi untuk mengarahkan aliran udara dari luar masuk ke tingkat pertama kompresor sesuai dengan sudut yang telah direncanakan. Selain itu sudu pengarah juga berfungsi sebagai pengatur kapasitas aliran udara yang masuk, yaitu dengan memutar posisi sudunya. Perubahan posisi sudu ini akan mengakibatkan perubahan kecepatan aksial dan kapasitas. Pada perencanaan ini perubahan kapasitas dibatasi 50% sampai 100% dari kapasitas normal.



Gambar 6.1 Konstruksi sudu pengarah

Besarnya kapasitas diukur pada saat kondisi masuk (sisi isap). Dari perhitungan sebelumnya dan segitiga kecepatan diketahui persamaan sebagai berikut :

$$\Delta T_{oa} = \frac{\Omega \cdot U \cdot C_a}{C_p} \cdot (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)$$

$$C_a = \frac{w}{\rho \cdot A}$$

$$(\tan \beta_1 - \tan \beta_2) = \frac{\Delta T_{oa} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A}{\Omega \cdot U \cdot w}$$

$$\tan \beta_1 = \tan \beta_2 + \frac{\Delta T_{oa} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A}{\Omega \cdot U \cdot w}$$

dimana :

ΔC_t = selisih kecepatan tangensial masuk dan keluar sudu

C_{t1} & C_{t2} = kecepatan tangensial pada sisi masuk dan keluar sudu

C_a = kecepatan aksial

C_p = spesifik panas pada tekanan konstan (1005 J/ kg.K)

ΔT_{oa} = kenaikan temperatur udara rata-rata tiap tingkat

w = laju aliran udara

ρ = rapat massa udara pada sisi masuk (= 1,1101 kg/m³)

A = luas saluran udara (= 0,0427 m²)

U = kecepatan keliling

Ω = work done factor = 0,98

$\tan \beta_1 = \tan \alpha_2$ = sudut udara masuk

$\tan \beta_2 = \tan \alpha_1$ = sudut udara keluar

sehingga :

Untuk kapasitas normal (100 %) :

$$\tan \beta_1 = \tan \alpha_1 + \frac{25 \cdot 1005 \cdot 1,1101 \cdot 0,0427}{0,98 \cdot 270 \cdot w}$$

$$\tan \beta_1 = \tan 32,956 + \frac{4,5}{6,4}$$

$$\tan \beta_1 = 1,35$$

$$\beta_1 = 53,5^\circ$$

Sudut masuk udara sesuai dengan perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya pada bab III.

Untuk kapasitas 50 % dari normal :

$$w_{50\%} = 6,4 \cdot 0,5 = 3,2 \text{ kg/s}$$

$$\tan \beta_1 = \tan \alpha_1 + \frac{4,5}{w_{50\%}}$$

$$\tan \beta_1 = \tan 32,956 + \frac{4,5}{3,2}$$

$$\tan \beta_1 = 2,055$$

$$\beta_1 = 64,05^\circ$$

Untuk kapasitas 50% terjadi perubahan sudut masuk sebesar $\Delta = 64,05 - 53,5 = 10,55^\circ$.

Pemutaran sudu untuk kapasitas yang lain dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 6.1 Pemutaran sudu pengarah untuk berbagai kapasitas

Kapasitas (%)	w (kg/s)	$\tan \beta_1$	β_1	Δ
50	3.2	2.054566	64.046	10.546
60	3.84	1.820191	61.215	7.715
70	4.48	1.652781	58.824	5.324
80	5.12	1.527223	56.783	3.283
90	5.76	1.429566	55.026	1.526
100	6.4	1.351441	53.500	0.000

BAB VII

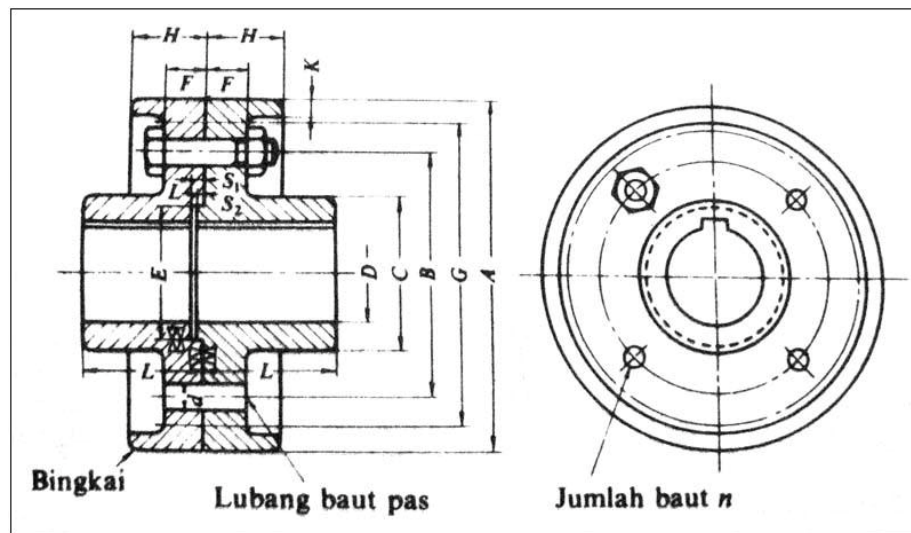
KOMPONEN PENDUKUNG

7.1 KOPLING

Kopling tetap adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip), di mana sumbu kedua poros tersebut terletak pada satu garis lurus atau dapat berbeda sedikit sumbunya. Kopling terdiri dari 2 kelompok yaitu kopling tetap dan kopling tidak tetap.

Kopling tetap mencakup kopling kaku yang tidak mengijinkan ketidaklurusan kedua sumbu poros, kopling luwes yang mengijinkan sedikit ketidaklurusan sumbu poros, dan kopling universal yang digunakan apabila kedua poros akan membentuk sudut yang cukup besar.

Pada perancangan ini digunakan kopling tetap dengan jenis flange, seperti yang ditampilkan pada gambar 7.1.



Gambar 7.1 Kopling flens
(JIS Handbook, 1881)

Karena kompresor aksial merupakan peralatan yang cukup berat dan berputar pada kecepatan yang cukup tinggi, maka kelurusan antara poros turbin dan poros kompresor memerlukan ketelitian yang tinggi.

Kopling ini tidak mengijinkan sedikitpun ketidaklurusan sumbu kedua poros, serta tidak dapat mengurangi tumbukan atau gerakan transmisi. Pada waktu pemasangan, sumbu kedua poros harus terlebih dahulu diusahakan segaris dengan tepat sebelum baut-baut flens dikeraskan.

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam perencanaan kopling tetap :

1. Pemasangan yang mudah dan cepat
2. Ringkas dan ringan
3. Aman pada putaran tinggi, getaran dan rumbukan kecil
4. Tidak ada atau sedikit mungkin bagian yang menjorok (menonjol)
5. Dapat mencegah pembebanan lebih
6. Terdapat sedikit kemungkinan gerakan aksial pada poros sekiranya terjadi pemuaian karena panas.

Berdasarkan perhitungan dan data yang diperoleh, ditentukan bahwa diameter poros untuk memasang kopling adalah 40 mm. Berdasarkan data-data di JIS Handbook, maka diperoleh ukuran-ukuran berikut :

D	= 40 mm	H	= 35,5 mm
A	= 160 mm	K	= 6 mm
L	= 56 mm	n	= 8 mm
C	= 80 mm	d	= 10 mm
B	= 112 mm		
F	= 20 mm		

7.1.1 Pemeriksaan Kekuatan Flens Kopling

Pemeriksaan kekuatan flens kopling dilakukan pada bagian yang rawan terhadap tegangan geser akibat torsi. Tegangan geser yang terjadi pada flens τ_F ditentukan dengan persamaan (Sularso, 1994) :

$$\tau_F = \frac{2.T}{\pi.C^2.F}$$

dimana :

- C = Diameter hub kopling (80 mm)
- F = Lebar flens (20 mm)
- T = Torsi yang terjadi pada poros (70685,18 kg.mm)

sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_F &= \frac{2.70685,18}{\pi.80^2.20} \\ &= 0,35 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Bahan flens dipilih dari baja karbon cor JIS G 5501 FC 20 dengan kekuatan tarik $\sigma_t = 20 \text{ kg/mm}^2$. Tegangan geser yang diijinkan pada flens dapat ditentukan dengan persamaan (Sularso, 1994) :

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_t}{S_F.K_f}$$

dimana :

- σ_t = Tegangan tarik bahan (20 kg/mm²)
- S_F = Faktor keamanan untuk flens (diambil = 6)
- K_f = Faktor koreksi untuk tumbukan (diambil = 2)

sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_{Fa} &= \frac{20}{6.2} \\ \tau_{Fa} &= 1,67 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil daripada tegangan geser yang diijinkan maka flens aman terhadap geseran.

7.1.2 Pemeriksaan Kekuatan Hub Kopling

Tegangan geser pada hub kopling dapat ditentukan dengan persamaan (Khurmi, 1982) :

$$\tau_h = \frac{16 \cdot T \cdot C}{\pi \cdot (C^4 - d^4)}$$

dimana :

T = Torsi pada poros (70685,18 kg.mm)

C = Diameter hub (80 mm)

d = Diameter poros (40 mm)

sehingga :

$$\begin{aligned} \tau_h &= \frac{16 \cdot 70685,18 \cdot 63}{\pi \cdot (80^4 - 40^4)} \\ &= 0,47 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang diijinkan pada hub lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan pada flens. Sehingga hub aman terhadap geseran.

7.1.3 Pemeriksaan Kekuatan Baut Pengikat Kopling

Diameter baut $d = 14$ mm, $n = 4$ buah. Baut ini direncanakan menahan tegangan geser akibat meneruskan torsi. Diasumsikan bahwa tegangan ditahan oleh keenam baut secara merata. Maka besarnya tegangan geser yang terjadi pada masing-masing baut dapat dicari dengan persamaan (Sularso, 1994) :

$$\tau_b = \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot n_e \cdot B}$$

dimana :

T = Torsi yang terjadi pada poros (70685,18 kg.mm)

d = Diameter baut (10 mm)

B = Diameter pusat baut (112 mm)

n_e = Jumlah baut efektif (8 buah)

sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{8 \cdot 70685,18}{\pi \cdot 10^2 \cdot 8 \cdot 112} \\ &= 2,009 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Bahan baut adalah dari baja karbon JIS G 3102 S20C dengan kekuatan tarik $\sigma_t = 40 \text{ kg/mm}^2$. Tegangan geser yang diijinkan untuk baut dapat dicari dengan persamaan (Sularso, 1994) :

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_t}{S_{fb} \cdot K_b}$$

dimana :

σ_t = Tegangan tarik bahan (40 kg/mm^2)

S_{fb} = Faktor keamanan untuk baut (diambil = 6)

K_b = Faktor koreksi untuk tumbukan (diambil = 2)

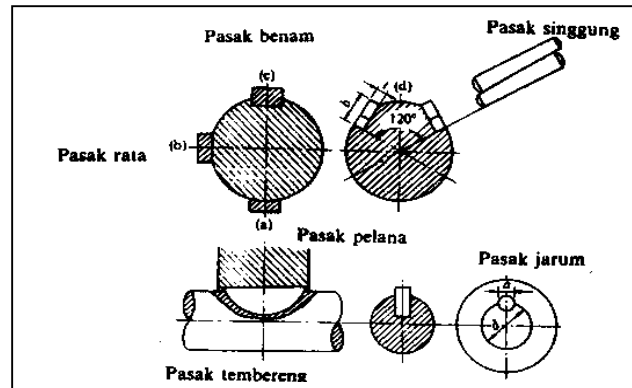
sehingga :

$$\tau_{ba} = \frac{40}{6 \cdot 2} = 3,33 \text{ kg/mm}^2$$

Karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil daripada tegangan geser yang diijinkan maka baut pengikat kopling mampu menahan tegangan geser yang terjadi.

7.2 Pasak

Pasak berfungsi untuk menahan kopling pada poros sehingga gerakan relatif kopling dapat dicegah. Pasak dipasang sejajar dengan sumbu poros dan meneruskan momen dari poros ke hub atau dari hub ke poros. Pasak yang digunakan adalah pasak benam, karena dapat meneruskan momen yang besar.



Gambar 7.2 Macam-macam Pasak
(Sularso, 1994)

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 0,25 – 0,35 dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan diameter poros (antara 0,75 – 1,5 d) (Sularso, 1994). Pasak yang terlalu panjang tidak dapat menahan tekanan yang merata pada permukaannya.

Poros tempat dudukan kopling memiliki diameter $d = 40$ mm. Menggunakan ukuran standar dipilih pasak dengan ukuran-ukuran:

1. Lebar pasak $b = 12$ mm
2. Tinggi pasak $h = 8$ mm
3. Fillet $c = 0,5$ mm
4. Panjang pasak $l_k = 40$ mm
5. Kedalaman alur pasak dalam poros $t_1 = 5$ mm
6. Kedalaman alur pasak dalam hub $t_2 = 3,3$ mm

Bahan pasak yang digunakan sesuai dengan standar JIS G 4103 SNCM 7 dengan kekuatan tarik $\sigma_t = 100$ kg/mm², sedikit dibawah kekuatan poros.

Tegangan geser yang diijinkan pada pasak ditentukan dengan persamaan :

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_b}{Sf_{1k} \cdot Sf_{2k}}$$

dimana :



σ_b = Tegangan tarik bahan pasak (100 kg/mm²)

sf_{1k} = Faktor keamanan pasak (diambil = 6)

sf_{2k} = Faktor keamanan beban (diambil = 1,5)

sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{100}{6 \cdot 1,5} \\ &= 11,11 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi pada pasak ditentukan dengan persamaan :

$$\tau_k = \frac{2 \cdot T}{l_k \cdot b_k \cdot d}$$

dimana :

T = Torsi yang terjadi pada poros (70685,18 kg.mm)

l_k = Panjang efektif pasak (40 mm)

b_k = Lebar pasak (12 mm)

d = Diameter poros tempat pasak dipasang (40 mm)

sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_k &= \frac{2 \cdot 70685,18}{40 \cdot 12 \cdot 40} \\ &= 7,36 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil daripada tegangan geser yang diijinkan ($\tau_k < \tau_{ka}$), sehingga pasak aman terhadap tegangan geser.

Sedangkan tekanan permukaan yang terjadi pada pasak ditentukan dengan persamaan :

$$\tau_c = \frac{2 \cdot T}{l_k \cdot t_1 \cdot d}$$

dimana :

T = Torsi yang terjadi pada poros (70865,18 kg.mm)

l_k = Panjang efektif pasak (40 mm)

t_1 = Tebal pasak yang tertanam pada poros (5 mm)

d = Diameter pasak tempat pasak dipasang (40 mm)

sehingga :

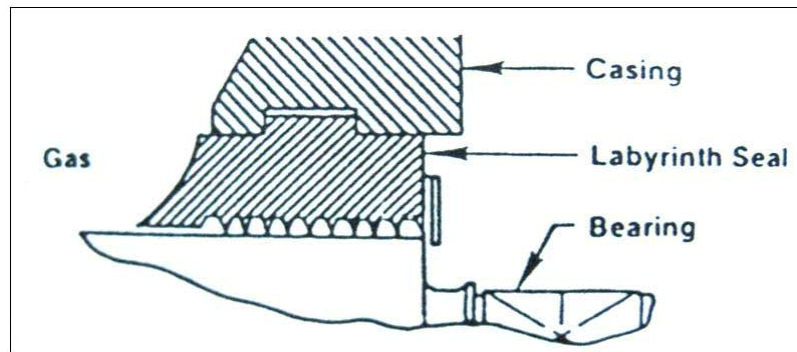
$$\tau_c = \frac{2 \cdot 70865,18}{40 \cdot 5 \cdot 40}$$

$$\tau_c = 17,67 \text{ kg/mm}^2$$

Sedangkan tegangan tekan yang diijinkan adalah dua kali tegangan geser yang diijinkan (Sularso, 1994), yaitu sebesar $22,22 \text{ kg/mm}^2$. Sehingga pasak aman terhadap tegangan tekan.

6.3 Labyrinth

Untuk mencegah kebocoran udara lewat sela-sela poros dengan casing, dipasang suatu penyekat yang disebut labyrinth. Kebocoran dalam hal ini terutama terjadi pada bagian poros disebelah sisi tekan karena udara bertekanan tinggi, tetapi untuk mencegah kebocoran pada sisi hisap, antara poros dengan casing juga akan disekat dengan labyrinth. Bahan yang dipakai adalah perunggu fosfor cor PBC 2A dengan $H_B = 60$.



Gambar 7.3 Labyrinth

Kebocoran pada labyrinth dapat dicari dengan rumus (Stepanoff, 1955) :

$$G = A \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot \sqrt{\frac{g \cdot P_o}{v_o}}$$

dimana :

A = luasan sela labyrinth = $\pi \cdot D \cdot \delta / 144$ (ft²)

α = koefisien aliran, didapat dari gambar 7.5

φ = faktor perbandingan tekanan labyrinth, didapat dari gambar 7.6

γ = faktor koreksi pendekatan pada labyrinth dengan banyak sirip,
didapat dari gambar 7.7

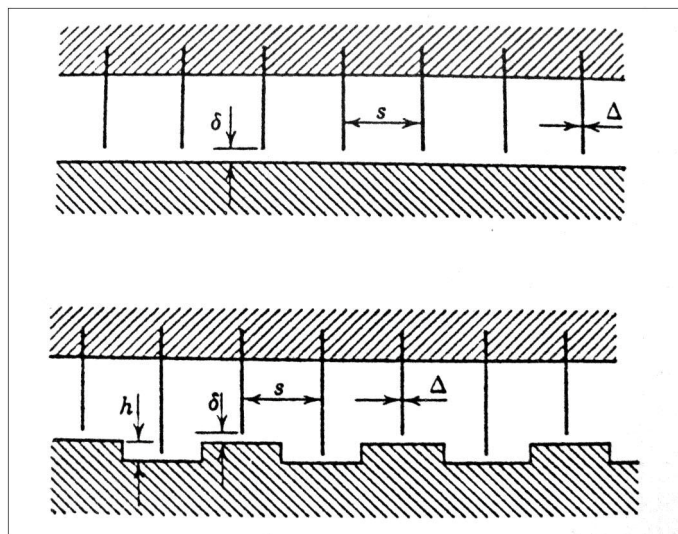
P_o = tekanan tinggi masuk labyrinth (6,78 bar = 98,34 psi)

P_n = tekanan rendah setelah labyrinth (1,013 bar = 14,7 psi)

g = percepatan gravitasi (32,2 ft/s²)

v_o = kecepatan spesifik udara menuju labyrinth (14,43 m³/kg)

s = jarak antar sirip (5 mm = 0,197 in)



Gambar 7.4 Notasi pada labyrinth

Nilai A dicari dengan :

$$A = \pi \cdot D \cdot \delta / 144$$
 (ft²)

dengan :

D = diameter clearance (50,5 mm = 1,99 in)

δ = jarak sela labyrinth (0,5 mm= 0,02 in)

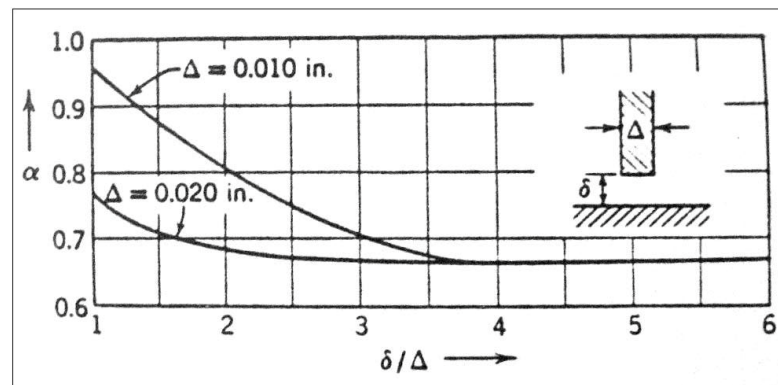
$$= \pi \cdot 1,99 \cdot 0,0197 / 144 = 8,55 \cdot 10^{-4} \text{ ft}^2$$

Nilai α dicari dengan :

δ = jarak sela labyrinth (0,5 mm= 0,0197 in \approx 0,02 in)

Δ = ketebalan sirip labyrinth (0,5 mm = 0,0197 in \approx 0,02 in)

sehingga $\delta/\Delta = 1$, dan dari gambar 7.5 didapat $\alpha = 0,78$



Gambar 7.5 Koefisien aliran untuk labyrinth

Nilai ϕ dicari dengan :

n = jumlah sirip (9)

$$P_n/P_o = 14,7 / 98,34 = 0,15$$

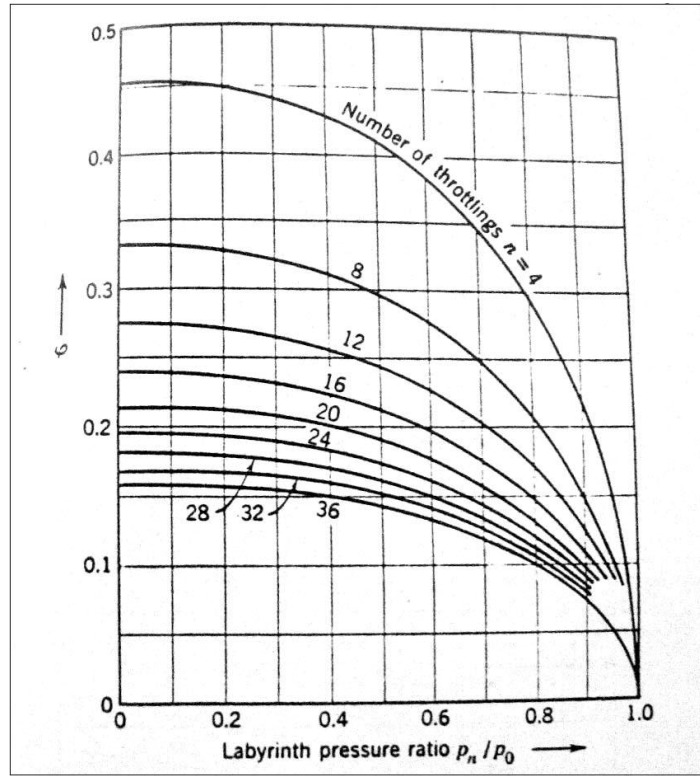
sehingga dari gambar 7.6 didapat $\phi = 0,34$

Nilai γ dicari dengan :

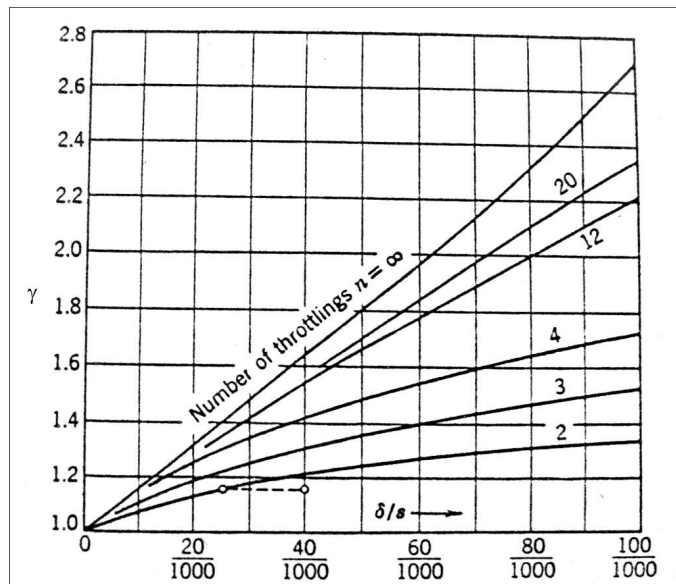
$$\delta/s = 0,0197 / 0,197 = 0,1 = 100 / 1000$$

$n = 9$

sehingga dari gambar 7.7 didapat $\gamma = 2$



Gambar 7.6 Faktor Perbandingan Tekanan pada Labyrinth



Gambar 7.7 Faktor Koreksi Pendekatan pada Labyrinth



Dari nilai- nilai yang telah dicari, kebocoran dapat dihitung :

$$G = 8,55 \cdot 10^{-4} \cdot 0,78 \cdot 0,34 \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{32,2 \cdot 98,34}{14,43}}$$
$$= 0,0067 \text{ lb/s} = 0,003 \text{ kg/s}$$

Persentase kebocoran :

$$\frac{0,003}{6,4} \cdot 100\% = 0,047 \%$$

Persentase kebocoran dinilai cukup kecil, sehingga perencanaan dianggap aman.

BAB VIII

EFISIENSI KOMPRESOR

Efisiensi kompresor aksial tergantung pada beberapa faktor, yaitu kerugian akibat gesekan udara dengan sudu, kerugian gesekan pada bantalan, dan kerugian akibat kebocoran. Efisiensi total merupakan hasil perkalian antara efisiensi adiabatik, efisiensi volumetris, dan efisiensi mekanis.

8.1 Efisiensi Adiabatik

Efisiensi adiabatik η_{ad} merupakan perbandingan antara head teoritis dengan head sesungguhnya. Dari perhitungan sebelumnya didapatkan $\eta_{ad} = 0,88$.

8.2 Efisiensi Volumetris

Efisiensi volumetris berhubungan dengan adanya kerugian akibat kebocoran-kebocoran massa aliran. Hal ini terjadi melalui clearance antara komponen berputar (poros) dan komponen stasioner (casing). Efisiensi volumetris dapat ditulis dengan persamaan (Stefanoff, 1955) :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L}$$

dimana :

$$\begin{aligned} Q_L &= \text{Jumlah kebocoran (0.047\%)} \\ &= 0,00047 Q \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{Q}{Q + 0,00047 Q} \\ &= 0.99 \end{aligned}$$

8.3 Efisiensi Mekanis



Efisiensi mekanis berhubungan dengan kerugian karena adanya gesekan-gesekan, baik pada bantalan maupun antara udara dengan sudu. Besarnya kerugian karena gesekan antara udara dengan sudu dituliskan dengan persamaan :

$$HP_{df} = 0,071 \cdot 10^{-6} \cdot d_h^2 \cdot v^3 \cdot \rho$$

dimana :

d_h = diameter hub (ft)

v = kecepatan keliling drum (fps)

ρ = massa jenis udara (lb/ft³)

Besarnya kerugian gesekan untuk tiap tingkat dapat dilihat pada tabel 8.1.

Tabel 8.1 Kerugian gesekan udara dan sudu

d_h ft	v ft/s	ρ lb/ft ³	HP_{df} HP
0.304	351.73	0.0805	0.0229
0.336	389.42	0.0966	0.0458
0.364	421.45	0.1161	0.0817
0.385	446.23	0.1391	0.1304
0.402	465.57	0.1661	0.1925
0.415	480.53	0.1959	0.265
0.425	492.19	0.2300	0.352
0.433	501.68	0.2692	0.453

$$\Sigma HP_{df} = 1,55$$

Besarnya kerugian gesekan pada bantalan telah dihitung pada bab sebelumnya , yaitu 83,4 KW = 111, 84 HP, sehingga besarnya efisiensi mekanis :

$$\begin{aligned} \eta_m &= 1 - \frac{HP_{df} + HP_{bantalan}}{HP_{tot}} \\ &= 1 - \frac{1,55 + 111,84}{2152,743} \\ &= 0,99 \end{aligned}$$

8.4 Efisiensi Total Kompresor

Efisiensi total kompresor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :



$$\begin{aligned}\eta_{\text{tot}} &= \eta_{\text{ad}} \cdot \eta_v \cdot \eta_m \\ &= 0,88 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \\ &= 0,86 \\ &= 86 \%\end{aligned}$$

BAB IX

PENUTUP

Pada perhitungan yang telah dilakukan di depan, direncanakan sebuah kompresor aksial yang akan digunakan pada sistem turbin gas tipe Saturn 20. Kompresor tersebut mempunyai kapasitas 6,4 kg/s. Berikut ini adalah rangkuman dari kompresor yang direncanakan :

1. Fluida

Fluida yang dialirkan adalah udara dengan suhu 294 K, dengan tekanan 1 atm.

2. Jenis Kompresor

Jenis kompresor yang digunakan adalah kompresor aksial dengan 8 tingkat.

3. Derajat Reaksi

Derajat reaksi yang digunakan adalah derajat reaksi 50% karena memiliki efisiensi yang tinggi.

4. Sudu rotor dan stator

Sudu stator dibuat menjadi satu bagian dengan casing, sedangkan sudu rotor terpasang pada drum rotor dengan konstruksi pemasangan akar jenis dovetail :

Bahan : JIS G 5101 SC 46

5. Sudu pengarah

Sudu pengarah yang digunakan juga berfungsi sebagai pengatur kapasitas udara :

Bahan : JIS G 5101 SC 46

6. Casing

Casing yang digunakan dibagi menjadi tiga bagian, yaitu depan, tengah, dan belakang. Ketiga bagian casing tersebut dibagi lagi secara horisontal menjadi 2 bagian untuk mempermudah perawatan :

Bahan : JIS G 5101 SC 37

Tebal minimum : 10 mm

7. Poros

Poros yang digunakan dihubungkan langsung dengan poros turbin gas yang juga berfungsi sebagai tenaga penggerak. Poros yang digunakan juga merupakan suatu kesatuan dengan drum rotor tempat terpasangnya sudu-sudu rotor :

Bahan : JIS G 4103 SNCM 8

Diameter terbesar : 80 mm

Diameter terkecil : 40 mm

Panjang poros : 1022 mm

8. Bantalan

Bantalan yang digunakan untuk menahan beban radial adalah bantalan luncur, sedangkan untuk menahan beban aksial digunakan bantalan aksial tipe kingsbury.

9. Kopling

Kopling yang digunakan adalah jenis kopling flens tetap :

Bahan : JIS 5501 FC 20

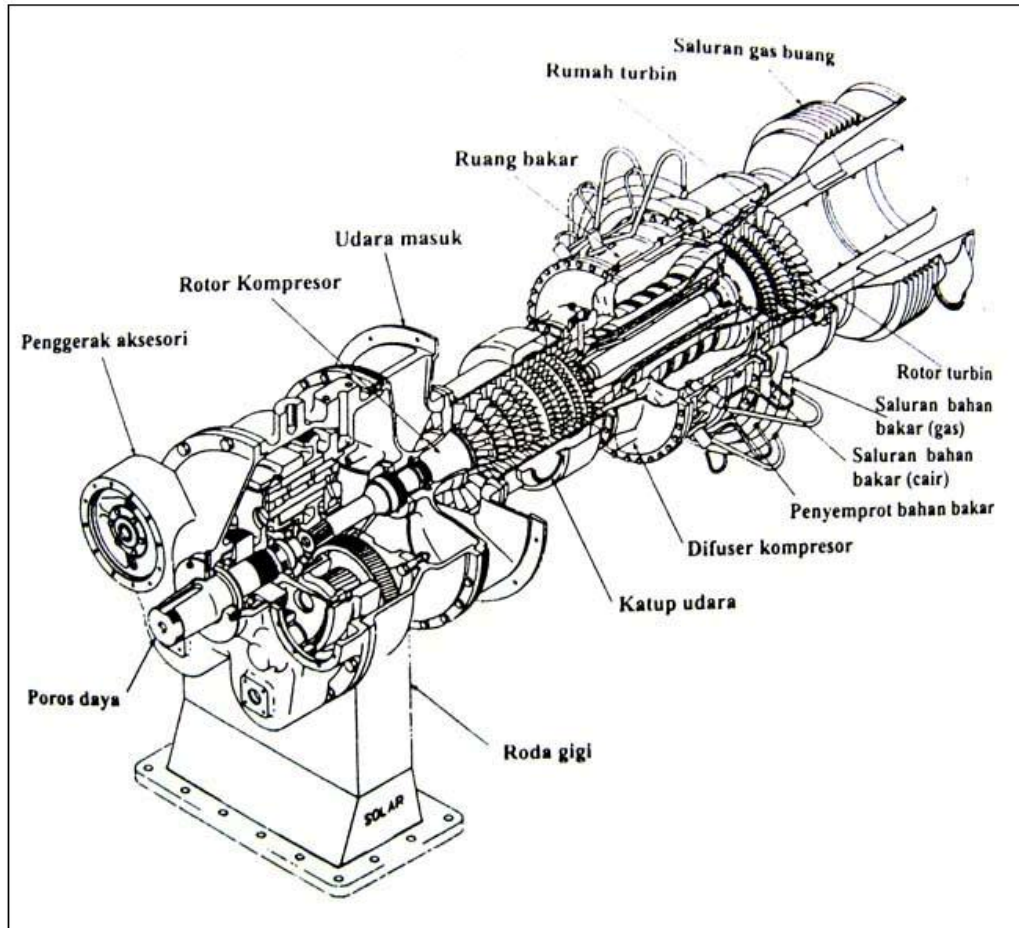
Jumlah baut pengikat : 8 buah

Daftar Pustaka

- Arismunandar, W., 2002, *Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi*, Penerbit ITB, Bandung.
- Bent and Mckinley, 1978, *Aircraft Powerplants*, 4th ed, Greg Division McGraw Hill Book Company, USA.
- Brown, R.N., 1986, *Compressors: Selection and Sizing*, Gulf publishing Company, Houston, Texas.
- Cengel, Y.A. and Boles, M.A., 1989, *Thermodynamics An Engineering Approach*, International ed, McGraw-Hill Book Company, New York.
- Cohen, H., and Roger, G.F.C., 1960, *Gas Turbine Theory*, Longmens Green & Co. Ltd., London.
- Church, A., H., Zulkifli, H., 1990, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, Jakarta.
- Deutschman A. D., Michels W. J., Wilson C.E., 1975, *Machine Design Theory and Practice*, Macmillan Publishing Co. Inc., New York , USA.
- Sriyono, D., 1996, *Turbin Pompa dan Kompresor*, , Erlangga, Jakarta.
- Ganesan, V., 2003, *Gas Turbines*, 2nd ed, Tata McGraw Hill Publishing Company Limited, New Delhi.
- Horlock, J. H., 1973, *Axial Flow Compressor*, Robert E. Krieger Publishing Company, New York.
- Irwin, T.E., 1979, *Aircraft gas Turbine Engine Technology*, 2nd ed, Department of Aviation Technology Purdue University.
- Indarto, 2004, *Mesin-mesin Fluida*, Jurusan Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.
- JIS Handbook, 1981, *Machine Elements*, Japanese Standards Association.
- Kearton, W.J., 1957, *Steam Turbine Theory and Practice*, 7th ed, Pitman, London.
- Kent, 1961, *Mechanical Engineers Handbook*, John Willey & Son's Inc, New York

- Khurmi, R.S., Gupta, J.K., 1979, *A Textbook of Machine Design*, Eurasia Publishing House (P) Ltd, New Delhi. *Handbook*, 2nd edition, Mc Graw Hill Company, USA.
- Kroes, M.J., and Wild, T.W., 1994, *Aircraft Powerplants*, 7th ed, Macmillan/McGraw Hill, Singapore.
- Lazarkiewics, S., Tronskolanski, A., T., 1965, *Impeller Pump*, Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa.
- Lexicon, 1990, *Centrifugal Pump*, 3rd ed, KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal, Federal Republic of Germany.
- Niemann, G., 1978, *Machine Elements, volume I : Fundamentals, Connections, Bearings, Shafts and Accessories*, Springer Verlag, Allied Publisher Private Ltd, India.
- Shigley J. E., 1977, *Mechanical Engineering Design*, Third Edition, McGraw-Hill, Inc., Toshio Printing Co., Ltd., Tokyo, Japan.
- Salaars, M., 1978, *Steam and Gas Turbines for Marine Propulsion*, Naval Institute Press, Annapolis, Maryland.
- Sorensen, H.A., 1951, *Gas turbines*, The Roland Press Company, New York.
- Stepanoff, A., J., 1955, *Turboblowers*, John Willey and Sons, New York.
- Stepanoff, A., J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Willey and Sons, New York.
- Sularso., and Haruo, T., 1983, *Pompa dan Kompresor: Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*, P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso, Suga Kyokatsu, 1987, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, P.T. Prandya Paramitha, Jakarta.
- Sutanto, 1986, *Mekanika Fluida, Termodinamika Mesin Turbo*, UI-Press.
- Vincent, E.T., 1950, *The Teory and Design of Gas Turbine & Jet Engine*, McGraw Hill Book Company Inc., New York.
- Yahya, S.M, 2003, *Turbines, Compressors, and Fans*, 3rd ed, Tata McGraw Hill Publishing Company Limited, New Delhi.

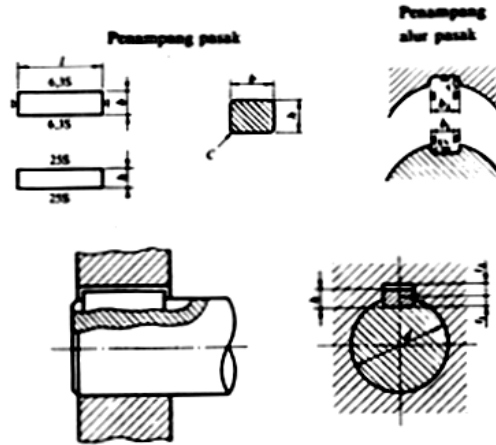
LAMPIRAN 1 TURBIN GAS TIPE SATURN 20



Sumber : Arismunandar 2002

LAMPIRAN 2 STANDAR POROS DAN PASAK

Tabel 1.8 Ukuran pasak dan alur pasak.



Ukuran-ukuran utama

(Satuan : mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar A, A ₁ , dan A ₂	Ukuran standar b		C	P	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Rentan	
		Pasak prisma Pasak lurus	Pasak lurus				Pasak prisma	Pasak lurus	Pasak lurus		Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}	
2 x 2	2	2		0,10- 0,25	6-20	1,2	1,0	0,5	0,08- 0,16	0,08- 0,16	Lebih dari 6-8 8-10 10-12 12-17 17-22	
3 x 3	3	3			6-30	1,5	1,4	0,5				
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8	1,2				
5 x 5	5	5			10-55	3,0	2,3	1,7				
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2				
(7 = 7)	7	7	7,2	0,25- 0,40	16-80	4,0	3,0	3,0	0,16- 0,25	0,16- 0,25	20-25 22-30	
8 = 7	8	7			18-90	4,0	3,3	2,4			30-38 38-44 44-50	
10 = 8	10	8			22-110	5,0	3,3	2,4				
12 = 8	12	8			28-140	5,0	3,3	2,4				
14 = 9	14	9		0,40- 0,60	36-160	5,5	3,8	2,9	0,25- 0,40	0,25- 0,40	50-55 50-56 50-65	
(15 = 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,0			65-75 75-85	
16 = 10	16	10			45-180	6,0	4,3	3,4				
18 = 11	18	11			50-200	7,0	4,6	3,6				
20 = 12	20	12			56-220	7,5	4,9	3,9				
22 = 14	22	14		0,60- 0,80	63-250	8,0	5,6	4,6	0,40- 0,60	0,40- 0,60	80-90 85-95 95-110 110-130	
(24 = 16)	24	16	16,2		70-280	8,0	8,0	8,0				
25 = 14	25	14			70-280	9,0	5,4	4,4				
28 = 16	28	16			80-320	10,0	6,4	5,4				
32 = 18	32	18			90-340	11,0	7,4	6,4				

* / harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Sumber : Sularso 1994

LAMPIRAN

1.3 Poros Dengan Boban Puntir

Tabel 1.7 Diameter poros.

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400			
		24		(105)	240				
4,5	*11,2	25	45	110	250	420			
		28		*112	260	440			
		30		120	280	450			
5	*12,5	*31,5	48	125	*315	480			
		32			130	320	500		
*5,6	14	*35,5	55	140	*355	560			
							(15)	150	360
							16	160	380
6	(17)	18	60	170	600				
				19		180	630		
*6,3	19	20	63	190	630				
				20		200			
				22		220			
7	*7,1	70	70	75	750				
						71	75		
8	80	85	80	85	850				
						90	95		

- Keterangan: 1. Tanda* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan getinding.

Sumber : Sularso 1994

LAMPIRAN 3

SIFAT MEKANIS

DARI BEBERAPA MACAM BESI DAN BAJA

Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

Sumber : Sularso 1994



LAMPIRAN

Tabel 2.2 Bahan untuk flens dan baut kopling tetap.

No	Tipe standar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Flens	Besi cor kelabu (JIS G 5501)	FC20	Pelunakan temperatur rendah	20	
		FC25	-	25	
		FC30	-	30	
		FC35	-	35	
	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37	Pelunakan	37	Penormalan. Kadang-kadang setelah penormalan dilanjutkan dengan ditemper.
		SC42	-	42	
SC46		-	46		
SC49		-	49		
Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF50	Pelunakan	50-60	Perlakuan panas yang lain juga dilakukan.	
	SF55	-	55-65		
	SF60	-	60-70		
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 3102)	S20C	-	40	
		S35C	-	50	
		S40C	-	60	
		S45C	-	70	
	Baja karbon untuk konstruksi biasa (JIS G 3101)	SS41B	-	40	
		SS50B	-	50	
Baja batang difinis dingin (JIS G 3123)	S20C-D	-	50		
	S35C-D	-	60		

Sumber : Sularso 1994

LAMPIRAN

1 JIS G 4051. Baja karbon untuk konstruksi mesin.

(a) Unsur kimia

Lambang	Unsur kimia (%)				
	C	Si	Mn	P	S
S 30 C	0,27-0,33	0,15-0,35	0,60-0,90	0,030	0,035
S 35 C	0,32-0,38				
S 40 C	0,37-0,43				
S 45 C	0,42-0,48				
S 50 C	0,47-0,53				
S 55 C	0,52-0,58				
S 15 CK	0,13-0,18	0,15-0,35	0,30-0,60	0,025	0,025

(b) Ukuran standar baja batang yang dilas panas (Ukuran dalam kurung sedapat mungkin dibedakan pemakaiannya)

9	(10)	11	(12)	13	(14)	(15)	16	(17)	(18)	19	(20)	22	(24)	25	(26)
28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	55	60	65	70
75	80	90	95	100	(105)	110	(115)	120	130	140	150	160	(170)	180	(190)
200															

(c) Sifat-sifat mekanis standar

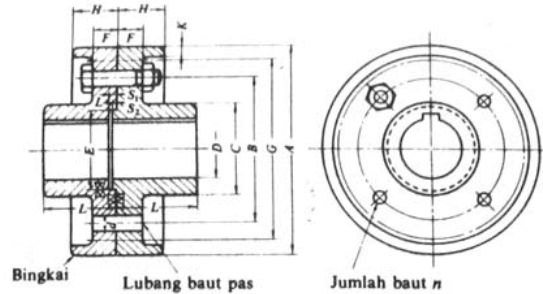
Lambang	Temperatur transformasi		Perlakuan panas			Sifat mekanis			
	A ₁ (°C)	A _{c1} (°C)	Pemurnaan (N)	Celup dingin (H)	Tempur (H)	Perubahan panas	Batas aliran (kg/mm ²)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Ketraman (N _a)
S30C	720-815	780-720	850-900 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	29	46	137-197
						H	34	55	152-212
S35C	720-800	770-710	840-890 Pendinginan udara	850-900 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	31	52	148-207
						H	40	58	167-235
S40C	720-790	760-700	830-880 Pendinginan udara	830-880 Pendinginan air	550-650 Pendinginan cepat	N	33	55	156-217
						H	45	62	179-255

Sumber : Sularso 1994

LAMPIRAN 4

STANDAR KOPLING FLENS TETAP

Tabel 2.1 Ukuran kopling flens (JIS B 1451-1962).



(Satuan : mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	200	23,6	28	45	50	8	6	21	20
315	280	90	71	112	160	236	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180	265	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25

- Keterangan:
1. Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk "halus" maupun untuk "kasar".
 2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.

Sumber : Sularso 1994



LAMPIRAN 5 KONVERSI SATUAN

	Length		
1 in	= 25,4 mm		
1mm	= 0,03937 in		
1 ft	= 30,48 cm		
1m	= 3,28083 ft		
	Area		
1 in ²	= 6,4516 cm ²		
1 ft ²	= 929,03 cm ²		
1 cm ²	= 0,155 in ²		
1 cm ²	= 0,0010764 ft ²		
	Volume		
1 in ³	= 16,387 cm ³		
1 ft ³	= 1728 in ³		
1 ft ³	= 7,4805 US galon		
1 ft ³	= 6,229 British galon		
1 ft ³	= 28,317 liters		
1 US galon	= 0,1337 ft ³		
1 US galon	= 231 in ³		
1 US galon	= 3,785 liters		
1 British gal.	= 1,20094 US galon		
1 British gal.	= 277,3 in ³		
1 British gal.	= 4,546 ft ³		
1 liter	= 61,023 in ³		
1 liter	= 0,03531 ft ³		
1 liter	= 0,2642 US galon		
	Weight		
1 ounce av.	= 28,35 g		
1 lb av.	= 453,59 g		
1 gram	= 0,03527 oz. av.		
1 kg	= 2,205 lb. av		
1 ft ³ of water	= 62,425 lb		
1 US gal. of water	= 8,33 lb		
1 in ³ of water	= 0,03531 lb		
1 Br. gal. of water	= 10,04 lb		
	Velocity		
1 ft/s	= 30,48 cm/s		
1 cm/s	= 0,032808 ft/s		
		Flow	
		1 ft ³ /s	= 448,83 gal/min
		1 ft ³ /s	= 1699,3 liters/min
		1 US gal./min	= 0,002228 ft ³ /s
		1 US gal./min	= 0,06308 liters/s
		1 cm ³ /s	= 0,0021186 ft ³
			Density
		1 lb/ ft ³	= 16,018 kg/m ³
		1 lb/ ft ³	= 0,0005787 lb/in ³
		1 kg/m ³	= 0,06243 lb/ft ³
		1 g/cm ³	= 0,03613 lb/in ³
			Pressure
		1 in of water	= 0,03613 psi
		1 in of water	= 0,07355 in of Hg
		1 ft of water	= 0,4335 psi
		1 in of Hg	= 0,49116 psi
		1 in of Hg	= 13,596 in of water
		1 atm	= 14,696 psi
		1 atm	= 760 mm of Hg
		1 atm	= 29,921 in of Hg
		1 atm	= 33,899 ft of water
		1 psi	= 27,7 in of water
		1 psi	= 2,036 in of Hg
		1 psi	= 0,0703066 kg/cm ²
		1 kg/cm ²	= 14,223 psi
		1 dyne/cm ²	= 0,0000145 psi
			Energy
		1 B.T.U	= 777,97 ft.lbs
		1 erg	= 9,4805.10 ⁻¹¹ B.T.U
		1 kwh	= 2,655. 10 ⁴ ft.lbs
		1 kg calorie	= 3,968 B.T.U
			Power
		1 hp	= 33000 ft.lb/min
		1 hp	= 745,7 watts
		1 watt	= 0,00134 hp
		1 watt	= 44,26 ft.lbs/min