

ANALISA PERFORMANSI KOMPRESOR AKSIAL UNTUK MENSUPLAI UDARA PEMBAKARAN PADA PLTG DENGAN DAYA GENERATOR 34,1 MW

TUGAS AKHIR

**Diajukan Sebagai Salah Satu Persyaratan Untuk Mendapatkan
Gelar Sarjana Teknik**

Oleh :

DEDI ISKANDAR

07.813.0034



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

2011

Document Accepted 14/9/23

ABSTRAK

Mesin-mesin fluida merupakan suatu alat yang dapat mengubah energi fluida menjadi energi mekanis ataupun sebaliknya, mengubah energi mekanis menjadi energi fluida. Kompresor termasuk salah satu jenis mesin fluida yang merupakan bagian utama dari sistem turbin gas yang berfungsi untuk menghisap dan menaikkan tekanan udara yang masuk melalui inlet yang mengakibatkan temperature udara juga meningkat, kemudian udara yang telah dikompresi ini masuk ke dalam ruang bakar (combustion chamber). Di dalam ruang bakar disemprotkan bahan bakar sehingga bercampur dengan udara yang menyebabkan terjadinya proses pembakaran dengan menggunakan spark plug (busi menyala)

Di ruang bakar (combustion chamber) hanya untuk menaikkan temperature. gas hasil pembakaran tersebut di alirkan ke turbin gas melalui nozzle yang berfungsi untuk mengarahkan aliran tersebut ke sudu-sudu turbin. Daya yang dihasilkan tersebut sebagian di gunakan untuk menggerakkan beban (generator listrik) dan sebagian digunakan untuk menggerakkan kompresornya sendiri. Setelah melewati turbin gas , sisa gas hasil pembakaran tersebut akan dibuang melalui exhaust (saluran pembuangan).

Kompresor yang akan dirancang adalah kompresor tipe aksial pada unit 7 PLTG PAYA PASIR yang mensuplay udara ke ruang bakar (combustion chamber) turbin gas dengan daya generatornya 34,1 MW. Kompresor yang direncanakan ini tidak terlepas dari perhitungan beberapa komponen, seperti impeller, diffuser, poros, shaft sleeve dan lainnya yang mendukung kinerja dari kompresor aksial tersebut.

Kata-kata kunci: Kompresor aksial, impeller, diffuser, shaft sleeve.

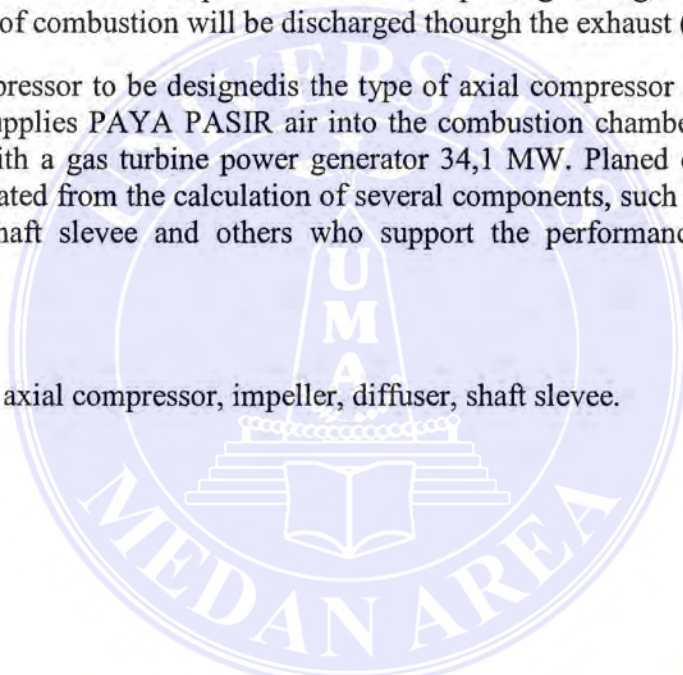
ABSTRAC

Fluid machinery is a tool that can convert fluid energy into mechanical energy into fluid energy. The compressor is one type of fluid machine is a major part of the gas turbine system wich sevves to suck and raise the pressure of air entering through the inlet air temperature also resulted in increased, then this compressed air which has entered into a combustion chamber (combustion chamber). In the combustion chamber so that sprayed the fuel mixes with air which causes the combustion process by using a sparkplug (spark it).

in the combustor (combustion chamber) just to increase temperature. Gas in the turbine through a nozzle that serves to direct the flow to the blades turbine. Using the resulting partially used to drive the load (power generators) and partially used to drive compressor own. After passing thourgh the gas turbine, waste gases of combustion will be discharged thourgh the exhaust (the drain).

compressor to be designedis the type of axial compressor at unit 7 power plant that supplies PAYA PASIR air into the combustion chamber (combustion chamber) with a gas turbine power generator 34,1 MW. Planed compressor can not be separated from the calculation of several components, such as the impeller, diffuser , shaft sleeve and others who support the performance of the axial compressor.

Key words : axial compressor, impeller, diffuser, shaft sleeve.



DAFTAR ISI

Halaman

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK..... i

KATA PENGANTAR..... ii

DAFTAR ISI..... iii

DAFTAR GAMBAR vi

DAFTAR TABEL viii

DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN ix

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang..... 1

1.2 Tujuan Penulisan..... 3

1.3 Batasan Masalah 4

1.4 Manfaat Penelitian..... 6

1.5 Metode Penelitian..... 6

BAB II LANDASAN TEORI

2.1 Mesin-mesin fluida..... 7

2.2 Kompresor 8

2.3 Dasar Analisa Thermodinamika..... 24

2.3.1 Keadaan Gas Ideal..... 24

2.3.2 Panas Spesifik..... 25

2.3.3 Kompresi Udara..... 26

2.4 Cara Kerja Instalasi Turbin Gas..... 28

2.5 Siklus Dasar..... 37

2.5.1 Siklus Brayton..... 38

BAB III SPESIFIKASI KOMPRESOR

UNIVERSITAS MEDAN AREA
3.1 Dasar Rencana..... 46

3.2 Perhitungan Siklus..... 49

3.2.1 Analisa Termodinamika Pada Kompresor.....	50
3.2.2 Analisa Termodinamika Pada Ruang Bakar.....	55
3.2.3 Analisa Termodinamika Pada Turbin.....	56
3.2.4 Analisa Kebutuhan Bahan Bakar.....	59
3.2.5 Perhitungan Daya Dan Efisiensi.....	61
3.2.6 Head Kompresor.....	62
3.2.7 Putaran Kompresor.....	62
3.2.8 Putaran Spesifik.....	63

BAB IV KOMPONEN KOMPRESOR

4.1 Impeller.....	64
4.1.1 Diameter hub.....	65
4.1.2 Kecepatan Impeller eye.....	66
4.1.3 Diameter Sudu Masuk.....	67
4.1.4 Segitiga Kecepatan Masuk.....	67
4.1.5 Diameter Keluar.....	67
4.1.6 Segitiga Kecepatan Keluar.....	68
4.1.7 Tingkat Sudu.....	69
4.1.8 Ketebalan Sudu.....	70
4.1.9 Lebar Sudu.....	70
4.2 Diffuser.....	71
4.2.1 Diameter Inlet Diffuser.....	73
4.2.2 Kecepatan Tangensial Inlet Diffuser.....	73
4.2.3 Tebal Sudu Diffuser.....	73
4.2.4 Jumlah Sudu Diffuser.....	74
4.2.5 Sudut Inlet Diffuser.....	74
4.2.6 Kecepatan Inlet Diffuser.....	75
4.2.7 Kecepatan Radial Inlet Diffuser.....	75

4.2.8 Lebar Sudu Diffuser.....	75
4.2.9 Kecepatan Outlet Diffuser.....	76
4.2.10 Pengujian Terhadap Kecepatan Pada Diffuser.....	76
4.2.11 Diameter Outlet Diffuser.....	77
4.2.12 Sudut Outlet Diffuser.....	77
4.2.13 Kecepatan Tangensial Diffuser.....	77
4.3 Casing	77
4.4 Poros.....	78
4.1.1 Diameter Poros.....	79
4.5 Pasak.....	82
4.5.1 Pengujian Kekuatan.....	83
4.6 Shaft and Sleeve (Selubung Poros).....	84
4.7 Bantalan (Bearing).....	86
BAB V KESIMPULAN.....	87
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Negara Indonesia sebagai Negara yang sedang berkembang, disegala bidang pembangunannya harus memanfaatkan teknologi sebagai salah satu faktor pendukung tercapainya proses pembuatan tersebut.

Sebagai salah satu hasil teknologi penting yang sangat dibutuhkan adalah energi kinetik yang merupakan syarat mutlak dalam pembangunan suatu Negara. Negara yang maju perindustriannya menggunakan energi kinetik yang lebih besar dibandingkan dengan Negara yang sedang berkembang.

Pengembangan energi listrik juga memegang peranan penting dalam kemajuan suatu Negara. Untuk menghasilkan energi listrik itu sendiri perlu diadakan suatu sistem pembangkit tenaga yang merupakan hasil dari teknologi itu sendiri dengan kecanggihannya, salah satunya adalah dengan memanfaatkan turbin gas power generator. Sehubungan dengan itu perlu terus ditingkatkan pengembangan prasarana dan sarana listrik secara efisien dalam pengolahan sehingga diperoleh tenaga listrik dalam jumlah yang cukup untuk memadai ketersediaan pasokan listrik secara merata dengan pelayanan yang semakin membaik.

Di Indonesia upaya pengadaan energi listrik itu telah dilakukan dengan membangun bermacam-macam sistem pembangkit tenaga listrik: seperti PLTA, PLTU, PLTG, PLTD dan lain-lain.

Pembangkit tenaga uap, air, dan diesel sudah sangat banyak kita jumpai pemakainnya dalam kehidupan sehari-hari. Meskipun PLTG masih tergolong muda dalam usia di ukuran Negara kita, tetapi seperti di beberapa tempat khususnya di Indonesia yaitu: PLTG di paya pasir (medan marelan) secanang (belawan), kilang gas alam cair (LNG) di PT.Arun, (aceh utara) dan bontang di Kalimantan timur, PLTG ini bukanlah yang baru lagi. Bahkan masih ada lagi penggunaannya serta pemakainnya di berbagai tempat di Indonesia ini.

Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dapat dioperasikan terpisah dari sistem interkoneksi dengan unit lain. Pola operasi yang dapat dilakukan adalah sebagai unit pemikul beban puncak, beban dasar ataupun sebagai unit stand-by (cadangan).

Sebagai penggerak utama (primer Mover) didalam PLTG adalah turbin gas. Sedangkan sebagai penggerak mula (strating device) turbin gas digunakan mesin diesel atau motor listrik. Peralatan bantu (Auxiliary) unit umumnya menggunakan bahan bakar, Penggunaan bahan bakar berupa gas (gas alam LNG, LPG) atau bahan bakar cair (solar, residu dan sebagainya).

Siklus panas di dalam PLTG merupakan siklus sederhana (simple cycle) atau siklus terbuka, dibanding dengan unit pembangkit thermal lain PLTG mempunyai beberapa keuntungan dan kerugian.

Keuntungan pengoperasian PLTG antara lain:

1. Dapat menjalankan tanpa pasokan listrik dari luar
2. Dapat start dengan cepat, hanya membutuhkan waktu \pm 5 menit untuk sampai sinkron
3. Konstruksinya simple dan kompak sehingga waktu pembangunannya cepat
4. Dapat dioperasikan dari local maupun remote, Sedangkan

Kerugian dalam Pengoperasian PLTG hanya sedikit diantaranya: Biaya operasi dan pemeliharannya mahal serta efisiensi thermalnya rendah.

1.2 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari pengangkatan judul tugas sarjana "*Analisa Performansi Kompresor Aksial Untuk Mensuplai Udara Pembakaran Pada PLTG Dengan Daya Generator 34,1 MW.*" adalah:

- 1 memperkenalkan lebih spesifik komponen kompresor aksial

- 2 Untuk memberikan gambaran tentang perencanaan dan menganalisa kompresor aksial dalam upaya mensuplai udara ke ruang bakar.
- 3 Mengetahui Performance dari kompresor tersebut.
- 4 Untuk memperoleh hasil keterangan penggunaan di banding kompresor lainnya.

1.3 Batasan Masalah

Pembahasan utama pada analisa ini adalah kompresor aksial untuk mensuplai udara ke ruang bakar pada PLTG. Untuk menghindari ketidak-teraturan pembahasan dan mengingat luasnya pembahasan disertai dengan keterbatasan kemampuan dan pengetahuan yang dimiliki, maka adapun penyampaian batasan masalah diantaranya:

- a. Analisa thermodinamika
- b. Pemilihan jenis kompresor dalam penggunaanya
- c. Pemilihan material yang digunakan
- d. Spesifikasi kompresor, Meliputi :
 - 1 Impeller
 - 2 Diffuser
 - 3 Casing
 - 4 Poros

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 14/9/23

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

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

Access From (repository.uma.ac.id)14/9/23

- 5 Pasak
- 6 Shaft And Shaft Sleeve
- 7 Bantalan (Bearing)

1.4 Manfaat Penelitian

1. Untuk mengetahui kerja suatu penggunaan kompresor aksial yang digunakan pada PLTG PAYA PASIR
2. Kesempatan bagi mahasiswa untuk mengembangkan ilmu yang di dapat dari penelitian
3. Memperoleh masukan-masukan dari pelaksanaan penelitian.
4. Sebagai acuan untuk dapat menyelesaikan program strata-1 (S-1) pada jurusan teknik mesin Universitas Medan Area

1.5 Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Metode Literatur

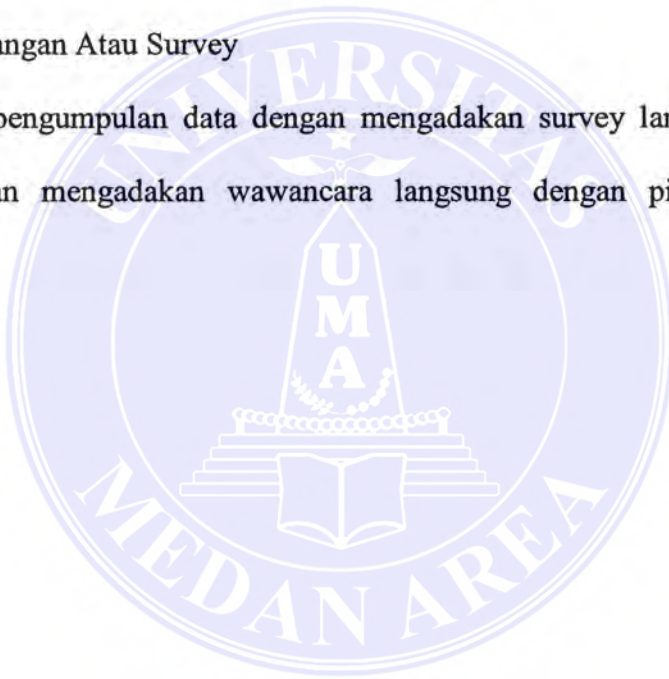
Suatu cara pengumpulan data berdasarkan studi kepustakaan dan kajian dari buku-buku teks pendukung, dan internet yang dapat menunjang penelitian tugas akhir.

2. Metode Diskusi

Peneliti melakukan diskusi dan konsultasi dengan dosen pembimbing dan teman-teman Kampus Universitas Medan Area Fakultas Teknik mengenai masalah-masalah yang timbul selama penelitian berlangsung.

3. Metode Lapangan Atau Survey

Suatu cara pengumpulan data dengan mengadakan survey langsung ke lapangan dan mengadakan wawancara langsung dengan pihak-pihak terkait.



BAB II

LANDASAN TEORI

Mesin fluida yang sering juga disebut mesin hidrolika adalah mesin yang dibuat atau direncanakan untuk tujuan memindahkan energi baik dari fluida maupun ke fluida. Apabila energi mekanik dari luar dipindahkan ke suatu fluida dimana fluida adalah cairan, maka alat itu disebut pompa, sedangkan apabila fluida itu merupakan gas alat itu disebut kompresor.

2.1 Mesin- Mesin Fluida

Mesin-mesin fluida merupakan suatu alat yang dapat mengubah energi fluida menjadi energi mekanis atau sebaliknya mengubah energi mekanis menjadi energi fluida. Mesin-mesin fluida dapat digolongkan menjadi 2 (dua) bagian, yakni:

1. Mesin Tenaga, yaitu mesin fluida yang dapat mengubah energi fluida menjadi energi mekanis, antara lain:
 - a. Turbin Air
 - b. Kincir Air
 - c. Kincir Angin
2. Mesin Kerja, yaitu mesin fluida yang dapat mengubah energi mekanis dari poros menjadi energi kinetik fluida, antara lain:
 - a. Pompa

- b. Fan (Kipas)
- c. Blower
- d. Kompresor

2.2 Kompresor

Kompresor merupakan komponen utama dari system turbin gas yang berfungsi untuk menghasilkan udara kompresi dengan meningkatkan variable tekanan enthalpi temperature dan tekanan sehingga terjadi kondisi udara yang siap mengalami proses pembakaran. Kompresor udara biasanya menghisap udara dari atmosfer namun ada pula kompresor yang menghisap udara atau gas yang bertekanan lebih tinggi atau lebih rendah dari tekanan atmosfer. Dalam kehidupan modern sekarang ini, Kompresor mempunyai kegunaan yang sangat luas di hampir segala bidang industri, pertanian, rumah tangga, dan sebagainya. Jenis dan ukurannya pun beraneka ragam sesuai dengan pemakaiannya.

2.2.1 Klasifikasi Kompresor

Klasifikasi kompresor dapat digolong-golongkan atas beberapa, yaitu :

- A. Kompresor yang digolongkan atas dasar tekanannya :
 1. Kompresor (Pemampat) dipakai untuk jenis bertekanan tinggi
 2. Blower (Peniup) dipakai untuk bertekanan rendah
 3. Fan (Kipas) dipakai untuk bertekanan sangat rendah

B. Atas dasar pemampatannya kompresor dapat dibagi 2(dua) yaitu:

1. Jenis Turbo (bertekanan dinamis)

Jenis turbo menaikkan tekanan dan kecepatan gas-gas dengan gaya yang ditimbulkan oleh impeller atau dengan gaya angkat (lift) yang ditimbulkan oleh sudu. Kompresor tekanan dinamis disebut juga dengan turbo kompresor dimana kenaikan tekananya disebabkan oleh aliran fluida yang semakin cepat oleh *impeller*. Yang kemudian diubah dari energi kecepatan menjadi energi tekanan pada volute. Kompresor ini mempunyai bagian utama berupa roda, sudu dan karangan sudu dimana melalui sudu-sudu tersebut mengalir udara secara kontinu dimana pada sudu-sudu tersebut terjadi perubahan moment.

Kompresor tekanan dinamis dapat digolongkan atas tiga golongan yaitu:

- a. Kompresor centrifugal
- b. Kompresor Aksial
- c. Kompresor Aksial radial

1.a Kompresor Centrifugal

Kompresor centrifugal adalah mesin-mesin yang sangat penting, yang

Dipergunakan pada berbagai macam proses. Pada kompresor centrifugal ini kecepatan keliling yang tinggi di berikan kepada udara atau gas yang dikompresikan oleh sudu-sudu oleh impeller. Gaya centrifugal yang dihasilkan dengan cara ini sebagian daripadanya memanfaatkan udara atau gas. Pada kompresor bertingkat banyak jumlah impeller adalah menunjukkan jumlah tingkatnya. Udara atau gas yang masuk ke impeller yang kedua dan seterusnya pindah ke impeller yang terakhir. Tekanan yang dihasilkan impeller yang kedua hingga seterusnya.

Berdasarkan tekanannya, kompresor centrifugal dibedakan menjadi:

- a. Ventilator
- b. Blower
- c. Kompresor dengan pendingin
- d. Kompresor tanpa pendingin



Gambar 2.1 Kompresor Centrifugal

1.b Kompresor Aksial

Pada kompresor ini tekanan, akan terjadi dengan memperlambat aliran yang terutama bergerak ke arah aksial. Dalam hal ini nozzle memiliki peranan yang sangat penting dimana berfungsi mengarahkan dan mempercepat aliran gas atau udara ke dalam sudu pengarah. Dari sudu pengarah, gas akan masuk ke sudu putar yang akan menambahkan energi ke dalam gas. Sudu tetap berfungsi sebagai diffuser dan pembelok arah aliran ke deratan sudu gerak pada tingkat berikutnya. Biasanya beberapa deret pertama dari sudu tetap dapat diatur untuk penggunaan mesin diluar kondisi rancangan, sedangkan sebagian besar sudu tetap adalah *fixed*. Sudu tetap pada tingkat terakhir berfungsi sebagai sudu pembebas olakan, sebelum aliran gas atau udara lewat nozzle sisi keluar. Kompresor ini umumnya

tekanan yang tidak terlalu tinggi, seperti mesin jet, mesin kapal kecepatan tinggi, dan pembangkit listrik skala kecil.

Penggolongan menurut konstruksi :

- a. Terbuka, motor listrik dipasang terpisah dari kompresor
- b. Semi hermetik, motor listrik dibuat menjadi satu rumah dengan kompresor.
- c. Hermetik, hampir sama dengan semi hermetik, hanya disini penyambungan rumah kompresor dengan stator motor dilakukan melalui pengelasan.

Kompresor aksial yang direncanakan dengan baik mempunyai randemen 10% lebih besar dari kompresor radial yang mempunyai kemampuan (performance) yang sama.



UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

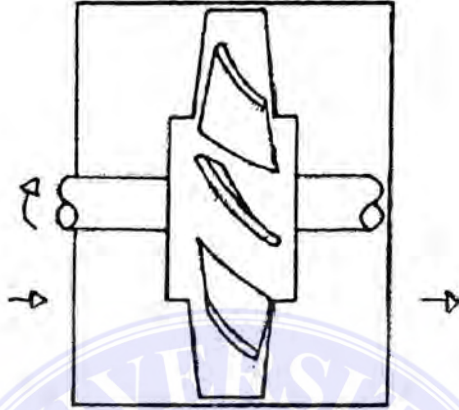
Gambar 2.2 Kompresor Aksial

Document Accepted 14/9/23

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

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

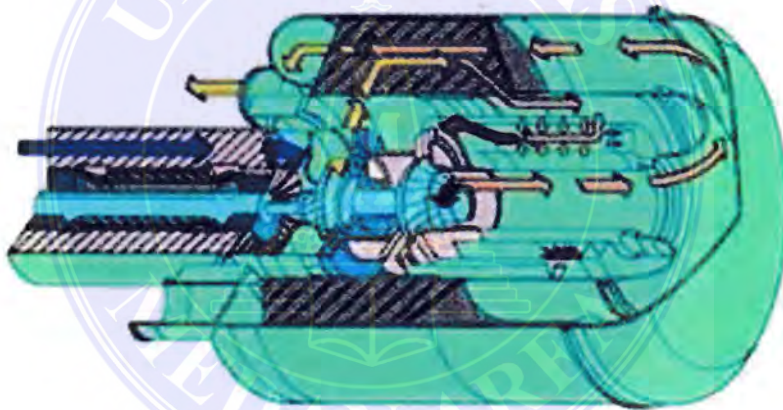


Gambar 2.3 aliran kompresor aksial

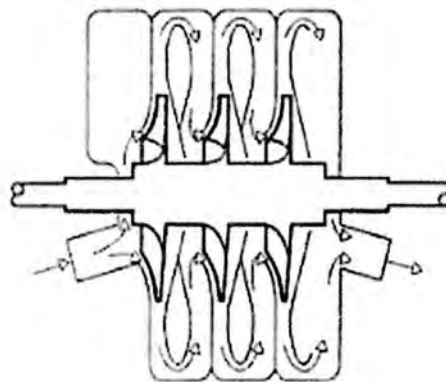
1.c Kompresor radial

Kompresor tersebut biasanya digunakan sebagai pemampat udara, gas-gas yang seperti udara, dan gas nitrogen sebagai pemampat udara pada instalasi-instalasi yang membutuhkan udara yang banyak seperti pada pabrik-pabrik baja, untuk pembuatan bahan pupuk pada instalasi amoniak dipasang pada pengasan (gasiper) batubara. Didalam seri model konstruksinya memenuhi rumah untuk debit dari $50\ 000\text{m}^3/\text{jam}$ sampai $540\ 000\text{m}^3/\text{jam}$ dan pada perbandingan tekanan 6 sampai 8,5 bar. Tergantung daripada perbandingan tekanan, Kompresor jenis ini dibuat dengan 5 sampai 9 tingkat aksial. Setelah melewati bagian aksial dan tingkat radial yang pertama gas dimasukan ke dalam suatu pendingin antara. Tingkat radial tidak mendapat implus

dari gas yang telah didinginkan. Tingkat-tingkat radial lebih tidak sensitif terhadap pengotoran daripada tingkat aksial. Percepatan aliran yang ditimbulkan oleh kompresor ini berasal dari ruangan keruangan berikutnya secara radial. Pada lubang masuk pertama udara dilemparkan keluar menjauhi sumbu dan oleh dinding ruangan dipantulkan dan kembali mendekati sumbu. Dari tingkat pertama masuk lagi ketinggian berikutnya, sampai beberapa tingkat yang dibutuhkan.



Gambar 2.4 Kompresor radial

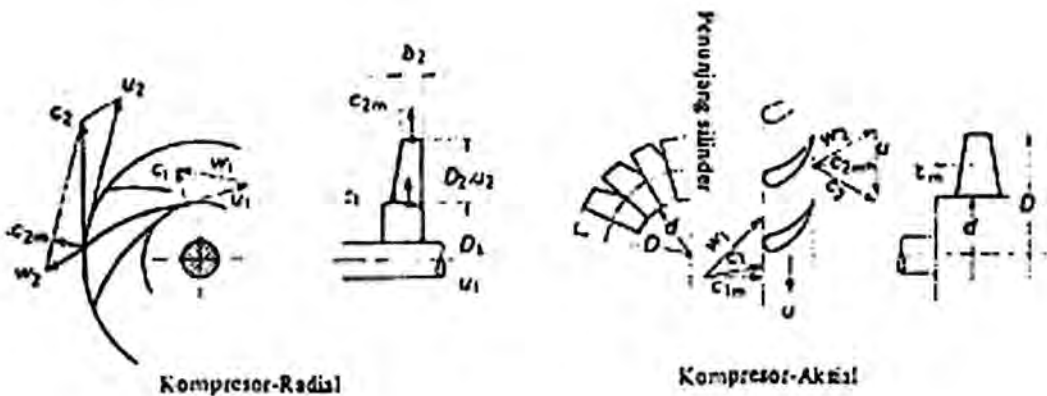


Gambar 2.5 Aliran kompresor radial

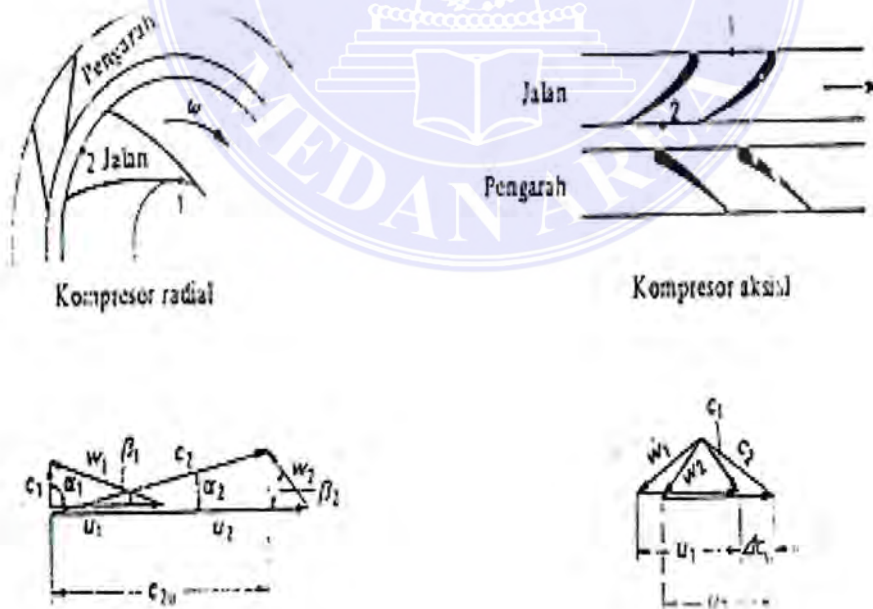
Berdasarkan laju aliran udara yang memasuki kompresor, maka arah dan jumlah aliran udara yang masuk dibagi atas tiga jenis, yaitu:

1. Aliran secara aksial
2. Aliran secara radial
3. Aliran secara aksial- radial

Untuk instalasi turbin gas yang dipergunakan menaikkan head (H) atau tekanan digunakan kompresor radial atau kompresor aksial. Pada kompresor radial udara masuk dengan kecepatan (C_2) yang tinggi. Untuk mendapatkan (C_2) yang lebih tinggi dibutuhkan perbandingan impeller D_2 / D_1 yang besar. Demikian juga kecepatan (C_2) yang keluar impeller, tidak dapat langsung digunakan tetapi harus mempunyai peralatan tertentu seperti pengarah, seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.6 perbandingan diameter yang besar sekali menyebabkan luas penampang aliran pada sisi masuk jauh lebih kecil dari luas penampang aliran sisi keluar, sehingga kapasitas kompresor radial relatif kecil.



Pada kompresor aksial arah aliran didalam sudu sejajar sumbu poros (aksial), diameter rata-rata sudu antara bagian masuk dan bagian keluar adalah sama. Sehingga kecepatan tangensial sisi masuk (U_1) sama dengan kecepatan tangensial sisi keluar (U_2) seperti diperlihatkan pada gambar 2.7. agar tekanan gas atau udara dapat dinaikkan maka kecepatannya diperbesar, hal ini dapat diatur dengan merancang bentuk kelengkungan sudu yang sesuai dengan kapasitas. Sehingga dapat disimpulkan bahwa kapasitas kompresor aksial lebih baik dibandingkan dengan kapasitas kompresor radial.



Gambar 2.7 Penampang sudu dari kompresor radial dan kompresor aksial.

2. Jenis Perpindahan positif (Positive displacement)

Kompresor jenis ini menaikkan tekanan dengan memperkecil atau memanfaatkan volume gas yang dihisap kedalam silinder atau stator oleh torak atau sudu.

Jenis perpindahan ini dibagi 2(dua) macam yaitu:

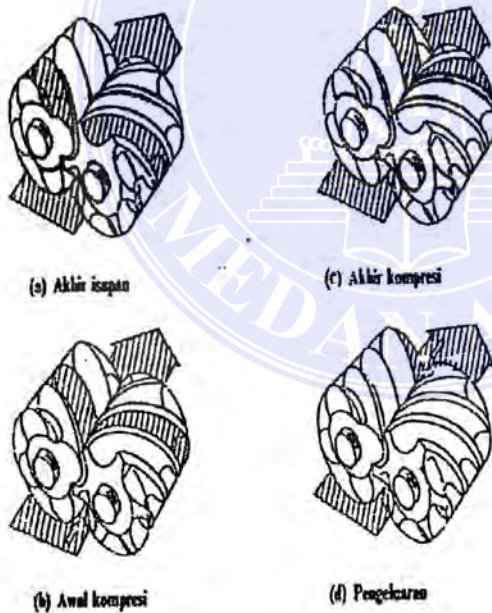
1. Jenis Putar (Rotary)

Jenis ini dibagi atas beberapa,yaitu:

- a. Kompresor sekrup
- b. Kompresor sudu luncur
- c. Kompresor roots

1.a Kompresor sekrup

Kompresor ini mempunyai sepasang rotor yang berbentuk sekrup, yang satu mempunyai alur dengan permukaan cembung dan yang lain dengan permukaan cekung. Pasangan rotor berputar berlawanan arah dan dikurung dalam satu rumah. apabila rotor berputar ruangan yang berbentuk antara rotor cekung dengan dinding rumah akan bergerak ke aksial sehingga udara atau gas akan dimanfaatkan.



Gambar 2.8 Proses kompresi dari kompresor sekrup.

Dan jenis kompresor ini pula dibagi atas dua macam yakni:

1. Kompresor sekrup jenis injeksi minyak

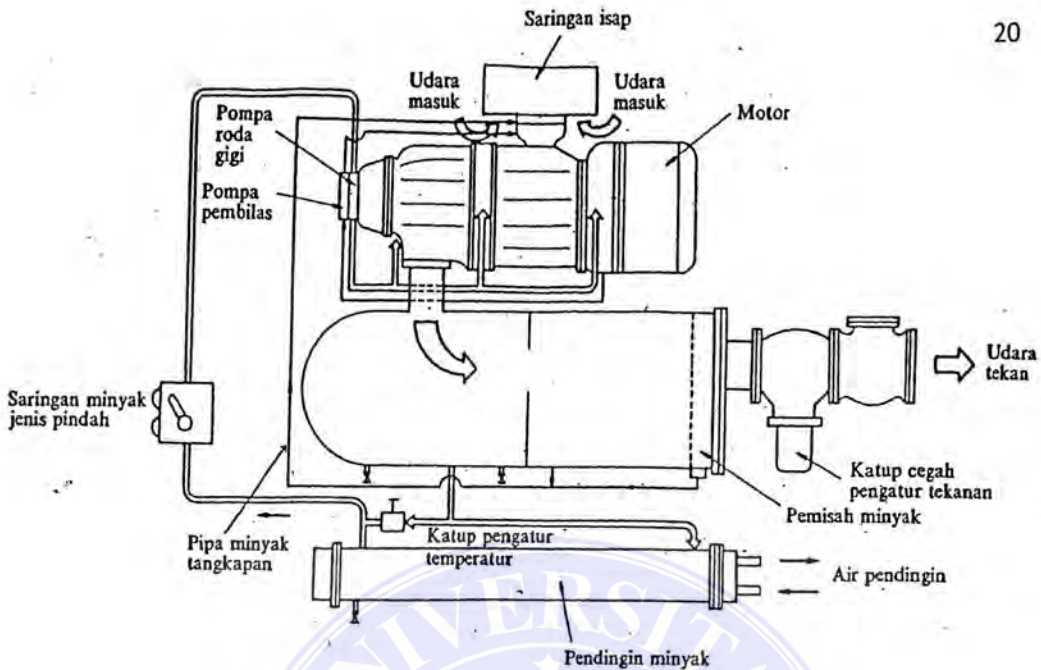
2. Kompresor jenis bebas minyak

1.1 Kompresor sekrup jenis injeksi minyak

Pada kompresor ini, minyak dalam jumlah yang cukup besar diinjeksikan ke dalam pasangan alur rotor yang sedang saling berkait pada proses kompresi. Adapun maksudnya adalah:

- a) Untuk mendinginkan udara yang sedang mengalami proses kompresi agar proses kompresinya berjalan secara isothermal
- b) Untuk merapatkan celah antara alur-alur rotor yang berkait dengan dinding rumah sehingga kebocoran dapat dikurangi
- c) Untuk menggerakkan rotor beralur cekung oleh rotor beralur cembung dengan memberikan pelumasan yang cukup

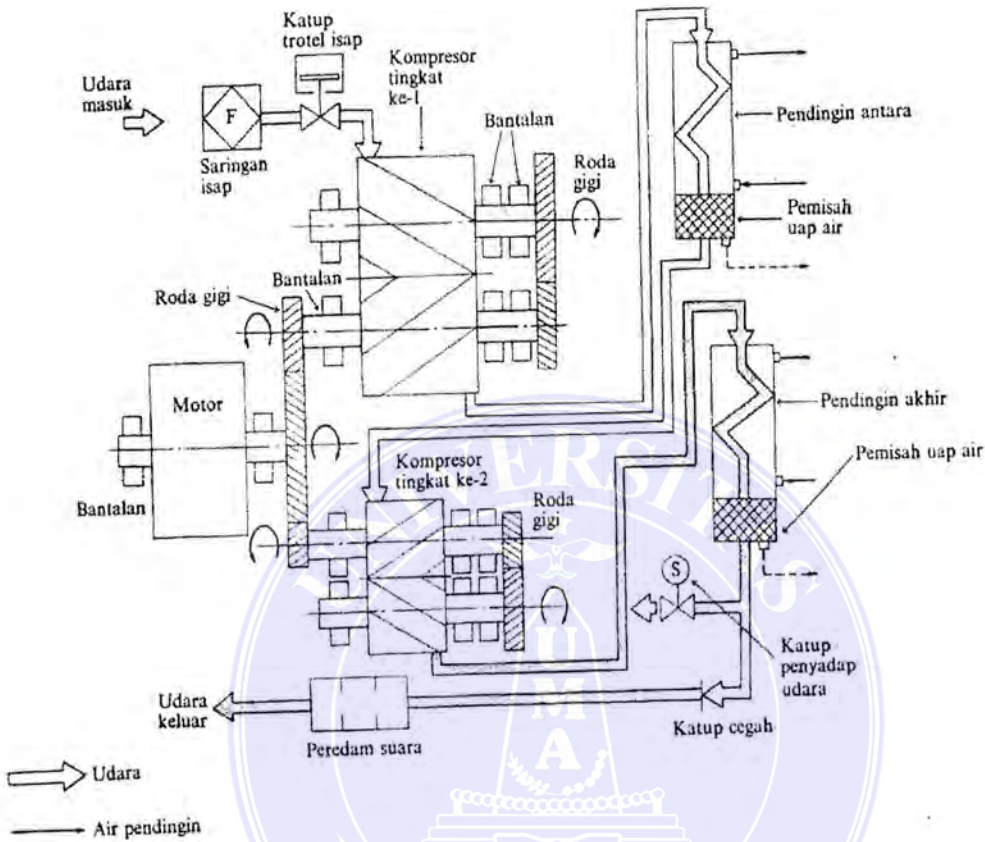
Kompresor sekrup jenis ini, biasanya digerakkan oleh motor listrik 2 kutub atau 4 kutub yang dihubungkan langsung dengan rotor yang beralur cembung.



Gambar 2.9 Diagram Sistem kompresor sekrup jenis injeksi minyak.

1.2 Kompresor sekrup jenis bebas minyak

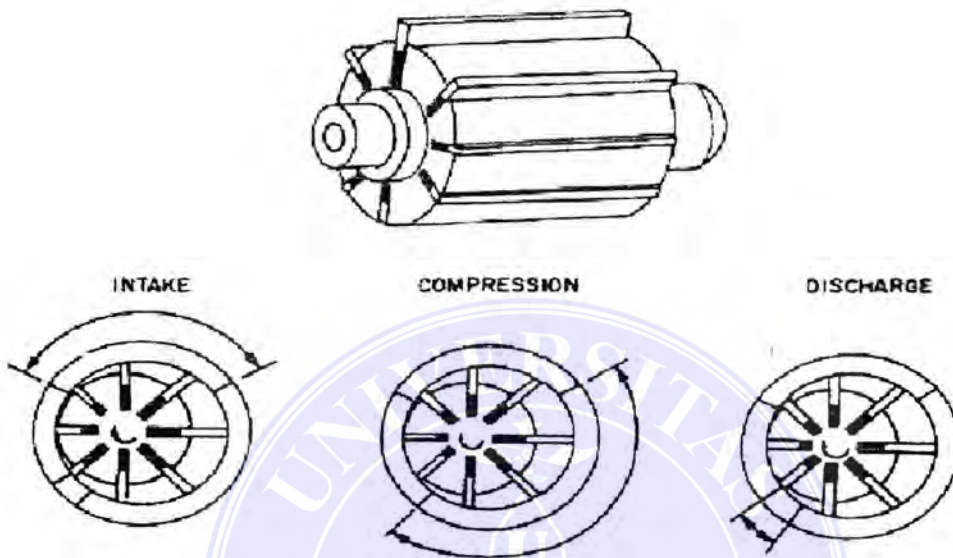
Kompresor ini memiliki 2 tingkat di mana rotor beralur cembung pada tingkat 1 dan tingkat 2 mempunyai empat gigi. rotor ini digerakkan melalui roda gigi peningkat putaran. Rotor yang beralur cekung mempunyai 6 gigi dan yang beralur cembung mempunyai 4 gigi. Kedua rotor ini berputar dalam arah berlawanan dengan perbandingan putaran 2:3 yang diperoleh melalui sepasang roda gigi. kompresor sekrup bebas minyak bekerja dengan putaran tinggi sampai beberapa ribu rpm untuk menghindari performansi yang buruk karena kebocoran melalui kelonggaran-kelonggaran yang ada. putaran tinggi ini dapat dicapai dengan menggunakan roda gigi peningkat putaran.



Gambar 2.10 Diagram sistem kompresor sekrup bebas minyak

1.b Kompresor Sudu Luncur.

Kompresor ini mempunyai rotor yang dipasang di dalam rumah yang berbentuk silinder. Pada rotor terdapat beberapa parit dalam arah aksial dimana dipasang sudu-sudu. Jika rotor berputar, Volume ruangan yang dibatasi oleh dua sudu mula-mula membesar sehingga udara akan terpisah melalui lubang isap, kemudian mengecil lagi sehingga udara akan menentukan besarnya tekanan yang dapat dicapai. Cara kerja azas kompresor ini dapat dilihat pada gambar berikut ini:

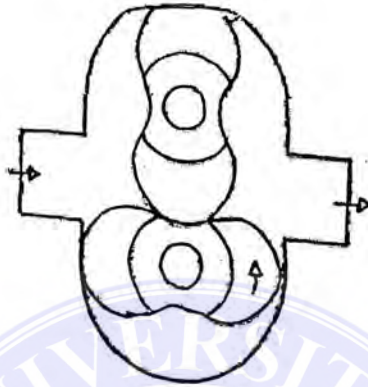


Gambar 2.11 Azas kerja kompresor sudu luncur

Sumber : Sularso (2004)

1.c Kompresor Roots

Kompresor ini mempunyai dua buah rotor yang masing-masing mempunyai dua buah “gigi” dan bentuknya mirip kepompong. Kedua rotor berputar serempak dengan arah saling berlawanan di dalam rumah. Sumbu gigi dari rotor yang satu selalu membentuk sudut 90^0 terhadap sumbu gigi rotor yang lain.



Gambar 2.12 Kompresor roots blower

3. Jenis Bolak-balik

Kompresor yang dibagi atas dasar konstruksinya dapat dibagi menjadi 7 (tujuh) yaitu:

1. Berdasarkan jumlah tingkat kompresi, yaitu: satu tingkat, dua tingkat dan banyak tingkat
2. Berdasarkan langkah kerja, yaitu: Kerja tunggal (single acting), kerja ganda (double acting)
3. Berdasarkan susunan silinder, yaitu: mendatar, tegak, bentuk-L, bentuk-V, Bentuk-W, bentuk bintang, lawan berimbang (balanced oposed)
4. Berdasarkan cara pendingin, yaitu :Pendingin air, pendingin udara.
5. Berdasarkan tranmisi penggerak, yaitu: langsung, sabuk-V, roda

- 6. Berdasarkan penempatannya, yaitu: permanen (stationary), dapat dipindahkan (portable)
- 7. Berdasarkan cara pelumasannya, yaitu: pelumas minyak, tanpa minyak.

2.3 Analisa Thermodinamika

Udara atau gas yang memasuki kompresor akan dimanfaatkan dari tekanan rendah ke tekanan yang lebih tinggi berdasarkan hukum thermodinamika. Akibat proses pemampatan ini suhu udara atau gas akan naik karena tekanan naik.

2.3.1 Keadaan gas ideal

Gas ideal adalah suatu gas yang tenaga ikat antara molekulnya dapat diabaikan karena jarak antara molekulnya terlalu jauh dari inti atom tersebut. udara yang digunakan sebagai media kerja pada kompresor dapat dianggap sebagai gas ideal karena ikat antara molekulnya dapat diabaikan.

Dari Hukum Thermodinamika, Persamaan untuk gas ideal adalah:

$$P.V = R.T \dots\dots\dots(2.1)$$

$$P.V = m.R.T$$

Dimana: P= Tekanan Mutlak (Pa)

V= Volume spesifik (m³/kg)

R= Konstanta gas spesifik (8,317 J/mol⁰K)

V= Volume yang dibutuhkan oleh gas (m³)

m= Massa (Kg)

T= Temperatur Absolut (⁰K)



2.3.2 Panas spesifik

Panas spesifik merupakan jumlah kalor yang dibutuhkan untuk menaikkan temperature satu unit gas sebesar satu derajat. Perbandingan antara panas spesifik konstan dengan panas spesifik pada volume konstan dinyatakan dengan γ (konstan)

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \dots\dots\dots(2.2)$$

Untuk gas beratom tunggal (monoatomik) diperoleh bahwa:

$$c_p = \frac{5}{2} R \quad c_v = \frac{3}{2} R$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,67$$

Untuk gas beratom dua (diatomic) diperoleh bahwa:

$$c_p = \frac{7}{2}R \quad c_v = \frac{5}{2}R$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$$

2.3.3 Kompresi Udara

Kompresi udara atau gas dapat dilakukan dengan tiga cara:

a. Kompresi isoteremis

Apabila suatu gas dikompresikan maka pada gas tersebut akan diberikan energy mekanik. Energi ini diubah menjadi energy panas yang mana temperature gas akan naik jika tekanan semakin sesuai persamaan berikut:

$$P \cdot V = R \cdot T$$

$$P \cdot V = \text{Konstan} \dots \dots \dots (2.3)$$

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$$

b. Kompresi adiabatik

Kompresi adiabatik adalah yang pada proses kompresinya tidak ada panas yang masuk dan keluar dari system.dalam hal ini system adalah kompresor diisolasi secara sempurna.

Hubungan antara P dan V dapat dilihat dari persamaan berikut:

$$P_1.V_1^k = \text{Konstan} \dots\dots\dots(2.4)$$

$$P_1.V_1^k = P_2.V_2^k$$

Dimana k adalah perbandingan panas jenis gas pada tekanan tetap dengan panas jenis gas pada volume tetap.

c. Kompresi polytropik

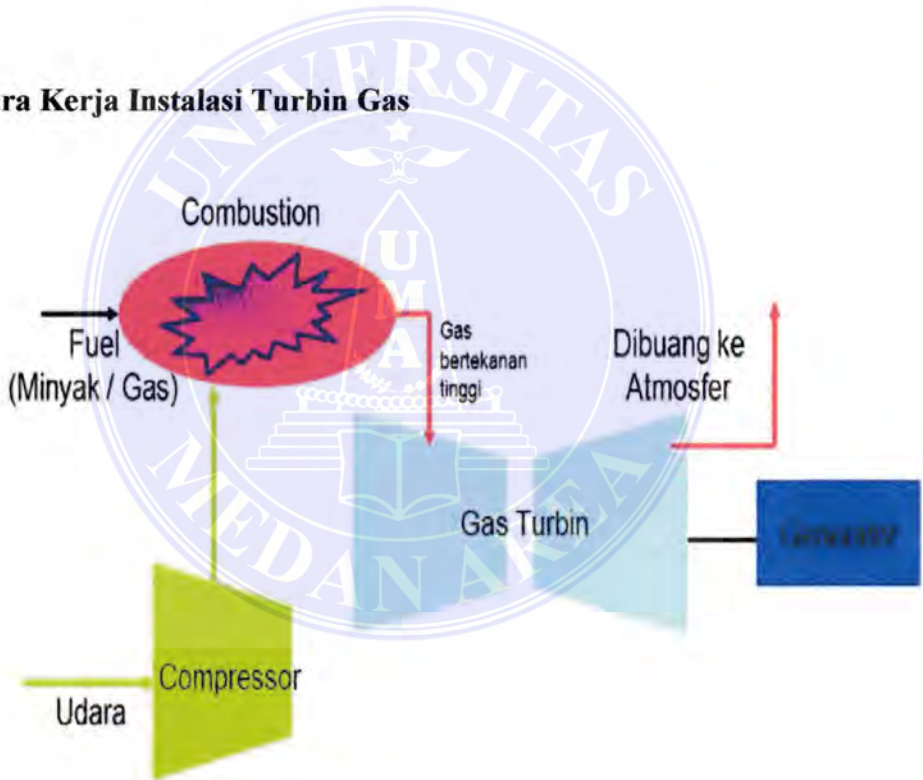
Pada kenyataanya kompresi yang sesungguhnya adalah kompresi polytropik bukan kompresi adiabetic maupun isothermal. Kompresi Polytropik berada diantara kompresi isothermal dan kompresi adiabetic karena ada kenaikan temperature dan panas yang keluar.Hal ini dapat dilihat dari persamaan berikut:

$$P_1 \cdot V_1^n = \text{konstan} \dots \dots \dots (2.5)$$

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n$$

Dimana n adalah indeks polytropik yang hanya terletak diantara 1 (proses isothermal) dan (proses adiabatik)

2.4 Cara Kerja Instalasi Turbin Gas



Gambar 2.13 Diagram Aliran Turbin Gas Siklus Terbuka

Udara masuk kedalam kompresor melalui saluran masuk udara (inlet). Lalu katup Kompresor menaikkan tekanan udara. Kemudian udara bertekanan ini masuk ke ruang bakar. Didalam ruang bakar dilakukan proses pembakaran dengan cara mencampurkan udara bertekanan dan bahan bakar dengan dipicu oleh percikan

berfungsi untuk mengarahkan aliran tersebut ke sudu-sudu turbin. Daya yang dihasilkan oleh turbin tersebut digunakan untuk memutar kompresornya sendiri lalu memutar beban lain seperti generator listrik, dll. Setelah melewati turbin ini gas tersebut akan dibuang keluar melalui saluran buang (exhaust).

Secara umum proses yang terjadi pada suatu system turbin gas adalah sebagai berikut:

1. Pemampatan (compression) udara dihidap dan dimampatkan
2. Pembakaran (combustion) bahan bakar dicampur dengan udara kemudian dibakar.
3. Pemuaiian (expansion) gas hasil pembakaran memuai dan mengalir eluar melalui nozzel.
4. Pembuangan gas (exhaust) gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.

Pada kenyataannya tidak ada proses yang selalu ideal, tetapi terjadi kerugian- kerugian yang dapat menyebabkan turunnya daya yang dihasilkan oleh turbin gas

dan berakibat pada menurunnya performa turbin gas itu sendiri. Kerugian-

UNIVERSITAS MEDAN AREA

kerugian tersebut dapat terjadi pada ketiga komponen system turbin gas

© Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

Sebab-sebab terjadinya kerugian antara lain :

- Adanya gesekan fluida yang menyebabkan terjadinya kerugian tekanan (pressure losses) diruang bakar.
- Adanya kerja yang berlebih waktu proses kompresi yang menyebabkan terjadinya gesekan antara bantalan turbin dengan angin.
- Adanya *mechanical loss*, dsb

Untuk memperkecil kerugian ini hal yang dapat kita lakukan antara lain dengan maintenance (perawatan) yang teratur atau dengan memodifikasi peralatan yang ada

Ada 3 komponen utama yang menunjang kerja Turbin Gas, yaitu:

1.Kompresor aksial

Yang dimaksud aliran aksial adalah bahwa jalan aliran udara arahnya paralel atau memanjang searah dengan shaft dari rotor . Kompresor aksial terdiri dari beberapa tingkat (dapat mencapai 30 tingkat), masing-masing tingkat terdiri dari satu baris sudu gerak pada rotor, dan satu baris sudu tetap pada stator untuk memperoleh efisiensi yang tinggi diperlukan rasio kompresi yang tinggi. Namun, karena dalam satu tingkat hanya dapat memberikan kenaikan tekanan yang kecil, maka kenaikan

tekanan yang diperoleh dalam satu baris sudu tidak besar. Dengan demikian untuk

memperoleh efisiensi yang tinggi diperlukan beberapa tingkat kompresor aksial dalam seri.

2. Ruang bakar

Ruang bakar sangat menentukan mutu gas pembakaran, bukan hanya dari segi energi yang disediakan tetapi juga emisi gas buangnya. Untuk menjamin hal tersebut maka ruang bakar turbin gas harus memenuhi syarat-syarat berikut ini

1. Efisiensi pembakaran yang tinggi, bahan bakar harus terbakar sempurna sehingga semua energi kimia dapat dikonversi menjadi energi panas.
2. Distribusi temperatur keluar ruang bakar yang sama
3. Emisi polutan (CO, NO_x, SO_x) dan asap yang rendah
4. Harga yang murah dan mudah perawatannya. Maka konstruksi harus sederhana serta dibuat dari material yang tidak mahal
5. Tahan lama. Konstruksi dan material yang baik serta pendinginan yang baik.

ada beberapa jenis ruang bakar :

1. Tubular atau kan [3]

a. Konstruksi yang tegar dan kuat

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

b. Aliran bahan bakar dan aliran udara mudah dipadukan.

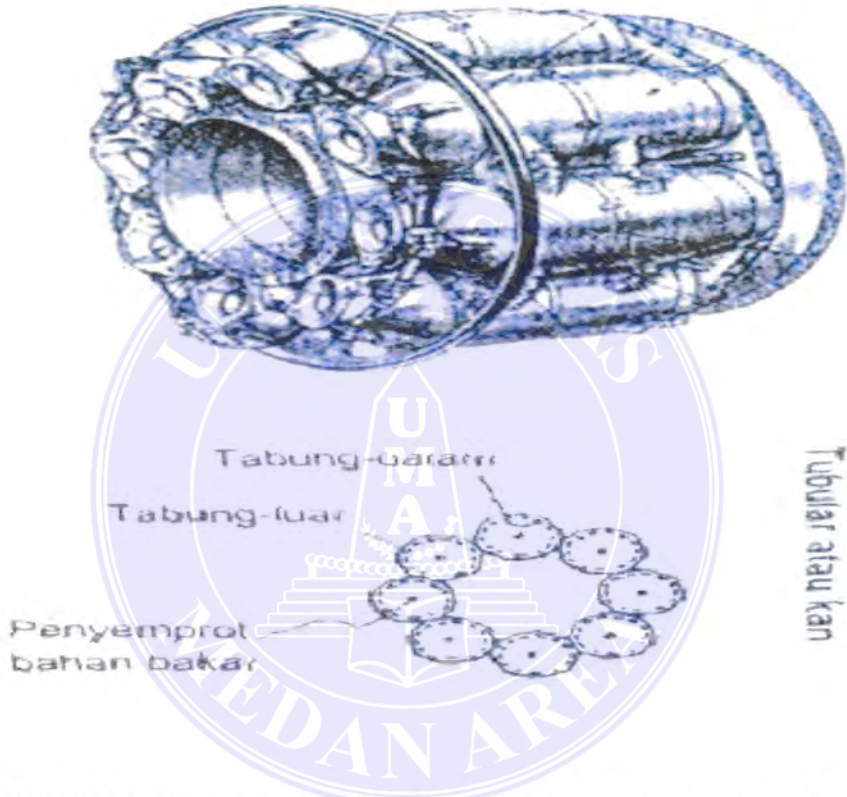
1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

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

c. Berat total material ringan

d. Mudah pemeriksaan dan penggantian.

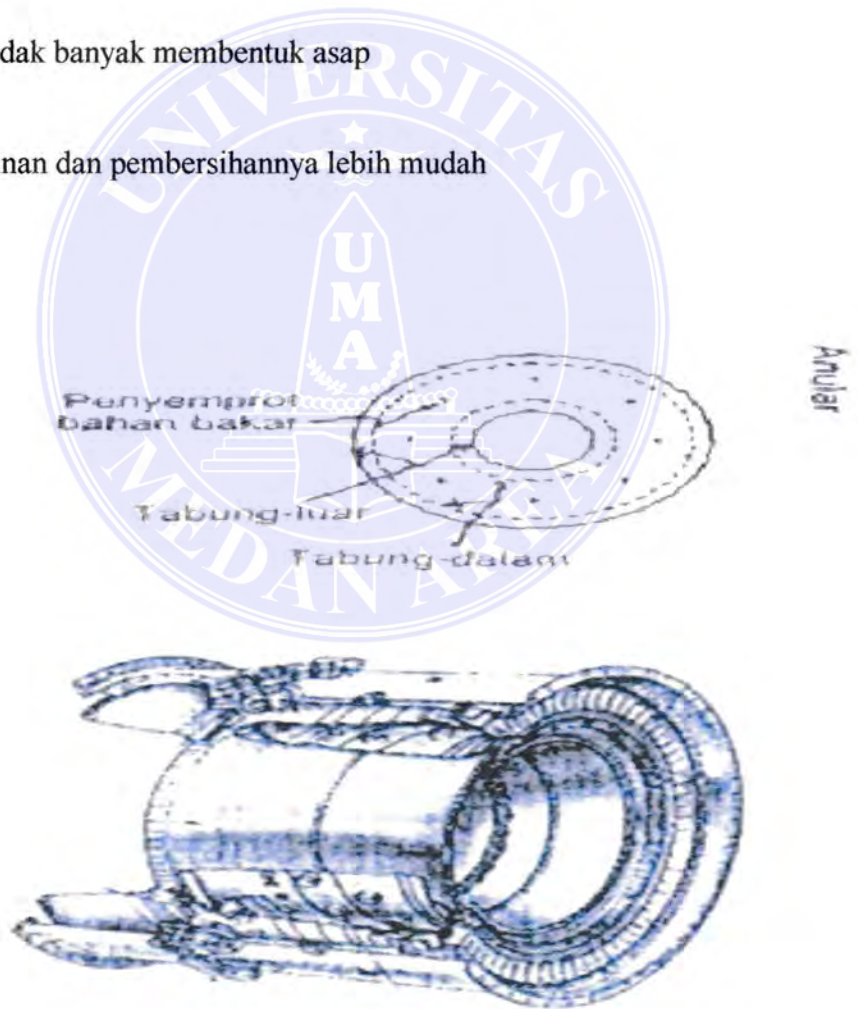


Gambar 2.14 Melintang titik nyala pada ruang bakar tubular atau kan (3)

Gambar 2.15 Potongan gambar ruang bakar tubular atau kan (1)

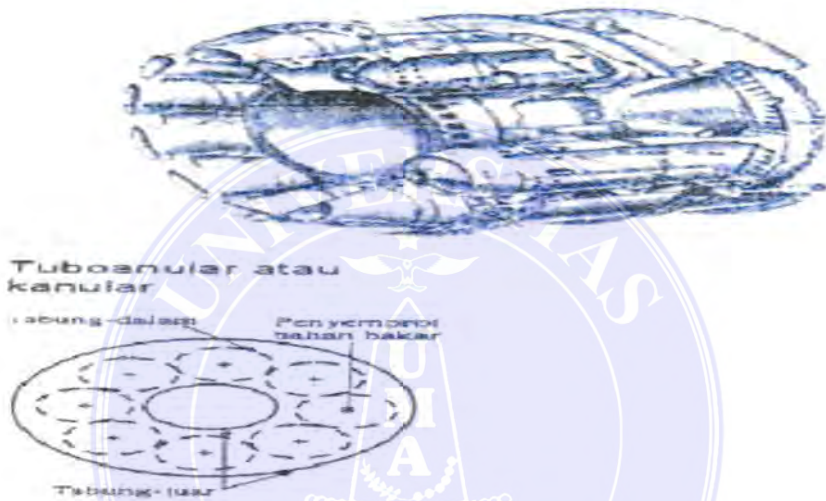
2. Anular [3]

- a. Penampang frontal minimum
- b. Penyalaan lebih mudah
- c. Relatif tidak banyak membentuk asap
- d. Pendinginan dan pembersihannya lebih mudah



Gambar 2.16 Gambar melintang pada ruang bakar anular
Gambar 2.17 Potongan gambar ruang bakar anular

3. Tubo-anular atau kanular [3] Pola aliran bahan bakar dan aliran udara mudah disesuaikan



Gambar 2.18 Melintang titik nyala pada ruang bakar tubuanular atau kanular (3)

Gambar 2.19 Potongan gambar ruang bakar tuboanular atau kanular (1)

Ruang bakar terdiri dari tabung luar dan tabung dalam, tabung luar merupakan bungkus dan sekaligus struktur penyangga ruang bakar. Sedangkan tabung dalam membentuk atau membatasi ruang dimana proses pembakaran itu berlangsung. Di dalam tabung dalam terdapat penyemprot bahan bakar dan penyala, dan pemegang nyala (*flame holder*) yang berfungsi memperlambat aliran, membentuk vorteks atau turbulensi, sehingga api pembakaran terbakar sempurna dan tetap ditempat.

Hanya sekitar 20 – 30 % udara yang digunakan untuk pembakaran pada beban penuh (full load). Sedangkan sisanya akibat panas dari api pembakaran akan mengembang atau berekspansi melalui sudu-sudu turbin. Udara yang digunakan untuk pembakaran itulah yang disebut *Primary Air* dan jumlahnya diatur oleh banyak dan besarnya lubang- lubang combustor ,tempat udara tersebut masuk ke daerah pembakaran.Sebelum digunakan untuk proses pembakaran, sebagian dari *primary air* diarahkan melalui lubang-lubang di sekeliling combustor untuk membentuk selubung (*layers*) udara yang berfungsi untuk melindungi dinding kombustor dari sentuhan api.Di sebelah bawah kombustor, dimasukkan aliran udara yang disebut *Secondary Air* Aliran udara ini bercampur dengan gas panas hasil pembakaran (*primary air*), untuk mencegah masuknya aliran yang sangat panas ke dalam turbin. Udara sekunder (*cooling air*) tersebut juga berfungsi mendinginkan ruang bakar, nozzle blade, dan turbine disc.Tanpa adanya aliran udara tersebut maka ruang bakar akan menjadi bola api yang besar yang bertemperatur kira-kira 3500 derajat Fahrenheit (1927 deg. C). Letak penyala pada kombustor ditetapkan berdasarkan pengalaman dan pengujian, yaitu ditempat dimana campuran bahan bakar– udara paling mudah terbakar tetapi juga dilindungi dari api yang panas. Hal tersebut disebabkan karena fungsi penyala adalah menyalakan campuran bahan bakar–udara sampai terjadi pembakaran yang tetap atau stabil, setelah itu tidak bekerja atau dimatikan[2 & 3].

3. Turbin Aksial

Bagian turbin merubah panas dari pembakaran di ruang bakar menjadi tenaga putar mekanis. (proses ekspansi) Sama seperti kompresor, bagian turbin juga terdiri dari beberapa deret sudu-sudu yang berputar dan tidak berputar.

Sudu-sudu yang berputar tersebut disebut rotor blade dan sudu-sudu yang tidak berputar pada turbin disebut *nozzle*. Karena proses aliran gas didalam turbin adalah ekspansi, sudu turbin dapat dibuat dengan sudut belok lebih besar dari pada sudu kompresor. Hal tersebut memungkinkan konversi energi per tingkat yang lebih besar pula. Maka tidak mengherankan jika satu tingkat turbin dapat menghasilkan daya untuk menggerakkan 12 atau lebih tingkat kompresor dengan efisiensi yang cukup tinggi. Perlu kiranya disebutkan disini bahwa pada unit daya tinggi, turbin dibuat dengan beberapa tingkat karena keterbatasan kemampuan satu tingkat turbin untuk menyerap semua energi gas yang tersedia itu sekaligus secara efisien [2 & 3]. Tetapi perlu diketahui Pada kenyataannya tidak ada proses yang selalu ideal, tetapi terjadi kerugian-kerugian yang dapat menyebabkan turunnya daya yang dihasilkan oleh turbin gas dan berakibat pada menurunnya performa turbin gas itu sendiri. Kerugian-kerugian tersebut dapat terjadi pada ketiga komponen system turbin gas.

2.5 Siklus Dasar

Siklus dasar turbin gas dapat dibedakan menjadi dua bagian, yaitu:

- a. Open cycle (Siklus Terbuka)
- b. Close cycle (Siklus Tertutup)

Perbedaan dari kedua tipe siklus ini adalah berdasarkan siklus fluida kerjanya pada siklus terbuka (Open cycle) akhir ekspansi kerjanya langsung dibuang ke udara atmosfer. Instalasi turbin gas dengan siklus ini memiliki struktur yang sederhana , yaitu terdiri dari kompresor, ruang bakar, dan turbin sebagai penggerak beban dan generator listrik.

Sedangkan siklus tertutup (Close cycle) akhir ekspansi fluida kerjanya didinginkan untuk kembali ke dalam proses awal siklus. Hal ini sangat menguntungkan dari segi pencegahan kerusakan yang disebabkan oleh erosi dan korosi. Pemilihan fluida kerjanya dapat disesuaikan dengan persyaratan yang diminta. Salah satu yang penting adalah bahwa pada system ini dapat digunakan tekanan tinggi (sampai 40 atm) seperti pada turbin uap, tetapi fluida kerjanya tidak mengalami perubahan fasa. Penggunaan turbin gas dengan system ini memiliki konstruksi lebih rumit, karena membutuhkan pesawat pemanas yang mempunyai luas pemanas yang lebih besar dan juga membutuhkan pesawat pendingin udara sebelum masuk kompresor. Keuntungan dalam penggunaannya lebih menghemat penggunaan bahan bakar, untuk daya yang sama turbin ini memiliki ukuran turbin

2.5.1 Siklus Brayton

a. Siklus Ideal

Siklus turbin gas secara termodinamika bekerja dengan siklus Brayton dimana siklus ini merupakan siklus daya utama satu satunya yang beroperasi sebagai motor bakar maupun mesin pembakaran luar. siklus ini terdiri dari dua proses isobar dan dua proses isentropic.

Siklus ideal adalah siklus yang dibangun berdasarkan asumsi sebagai berikut:

- a) Proses kompresi dan ekspansi berlangsung secara reversible dan adiabatic isentropis
- b) Perubahan energy kinetik dari fluida kerja diantara sisi masuk dan sisi keluar setiap kompresor diabaikan
- c) Tidak ada kerugian tekanan pada sisi masuk ruang bakar dan keluar gas.
- d) Fluida kerja dianggap ideal dengan panas jenis konstan
- e) Massa aliran gas dianggap konstan

Siklus brayton merupakan siklus teoritis pada system turbin gas yang terdiri atas 4 macam proses,yaitu:

1 → 2 = Proses kompresi secara isentropik/adiabatic pada kompresor

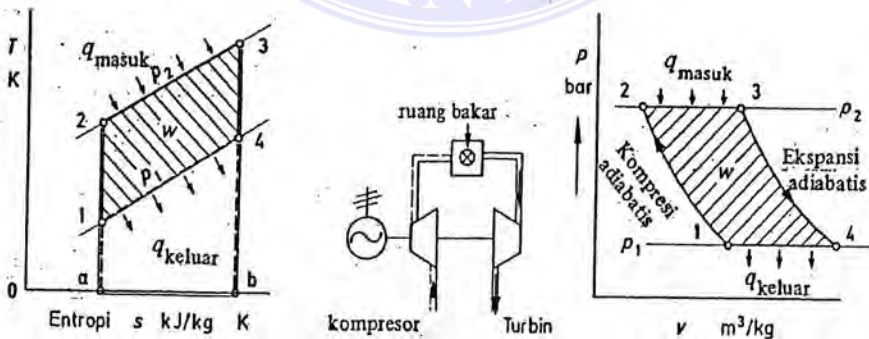
2 → 3 = Proses pembakaran panas(kalor) pada tekanan konstan secara isobar

3 → 4 = Proses ekspansi turbin secara isentropik/adiabatic

4 → 1 = Proses pelepasan panas pada tekanan konstan secara isobar

Proses-proses tersebut di atas dapat juga digambarkan pada diagram T-S dan

P-V siklus Brayton ideal system turbin gas seperti gas gambar di bawah ini.



Gambar 2.20 Proses siklus gas dalam diagram T-S ;gambar hubungan (rangkaiian) UNIVERSITAS MEDAN AREA

Pada hukum thermodinamika I untuk setiap steady state (keadaan tunak) pada masing-masing system yang ditunjukkan di dalam diagram energy serta dengan mengabaikan perubahan-perubahan potensial.

Proses 1-2 = Daya Kompresor (N_c)

$$N_c = M_a (h_2 - h_1) \text{ [Kj/s]} \dots\dots\dots(2.5)$$

Proses 2-3 = Penambahan panas (Q_m)

$$Q_{in} = mc.HSD \text{ (fuel)} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$= (m_a + m_f) h_3 - m_a h_2 \text{ [Kj/s]}$$

Proses 3-4 = Daya Turbin (N_t)

$$N_t = (m_a + m_f) (h_3 - h_4) \text{ [Kj/s]} \dots\dots\dots(2.7)$$

$$N_t = \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) m_a (h_3 - h_4)$$

Proses 4-1 = Pelepasan Panas (Q_{out})

$$Q_{out} = m_a (h_4 - h_1) \dots\dots\dots(2.8)$$

Daya bersih system $[N_{net}]$

$$N_{net} = N_t - N_c \dots\dots\dots(2.9)$$

$$N_{net} = (m_a + m_f)(h_3 - h_4) - [m_a(h_2 - h_1)]$$

Effisiensi thermal siklus $[\eta_{th}]$

$$\eta_{th} = \frac{[(m_a + m_f)(h_3 - h_4)] - [m_a(h_2 - h_1)]}{(m_a + m_f)(h_3 - m_a h_2)} \dots\dots\dots(2.10)$$

Oleh karena Proses 1-2 dan 3-4 adalah proses yang berlangsung secara isenropik maka hubungan P-T diperoleh :

$$\frac{T_2}{T_1} = (r_p)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} = \frac{T_3}{T_4}$$

Dimana (r_p) adalah perbandingan tekanan (pressure ratio), yaitu :

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} = \frac{Pr_1}{Pr_2} = \frac{Pr_3}{Pr_4}$$

Dimana : m_a = massa udara

m_c = massa campuran udara+ bahan bakar

m_f = massa bahan bakar

Siklus brayton ideal dikenal hanya sebagai dasar teoritis dimana siklus ini mengabaikan seluruh kerugian yang terjadi.

b. Siklus Aktual

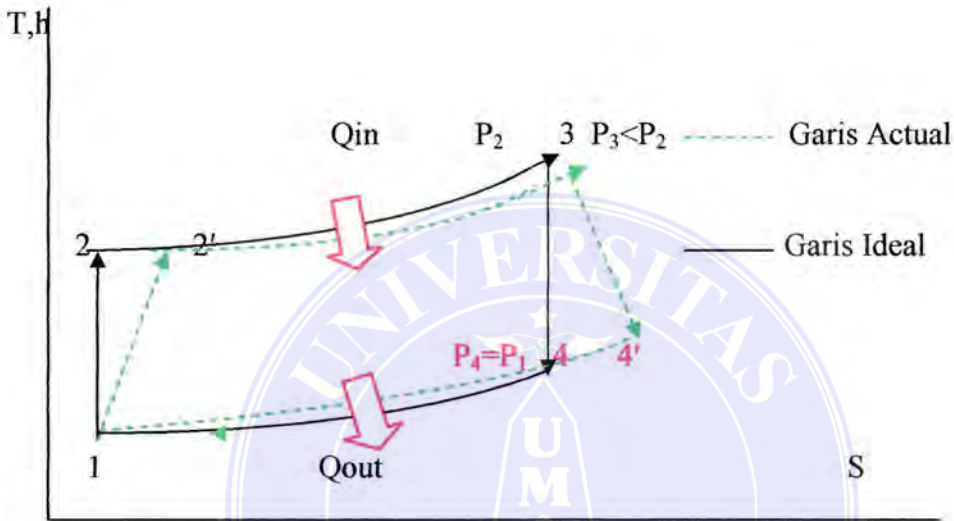
Proses-proses yang terjadi diatas berlaku secara teoritis, Tetapi kenyataannya (*secara actual*) terjadi penyimpangan-penyimpangan dari proses yang ideal.

Penyimpangan-penyimpangan itu ialah:

- 1) Fluida kerja bukanlah gas ideal dengan panas spesifik konstan
- 2) Laju aliran massa tidak konstan
- 3) Proses yang berlangsung disetiap komponen tidak adiabatic dan reversible, karena ada kerugian energi akibat gesekan, perpindahan panas dan lain-lain.
- 4) Proses kompresi di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropic.
- 5) Proses Ekspansi di dalam turbin tidak berlangsung secara isentropic
- 6) Terjadi penurunan tekanan pada ruang bakar

Kerugian-kerugian diatas akan mempengaruhi efisiensi dari siklus. untuk losses lebih jelasnya berikut digambarkan diagram T,h-s Siklus brayton

actual turbin gas dan memperlihatkan penyimpangan-penyimpangan seperti yang disebutkan di atas.



Gambar 2.18. Diagram T,h-s siklus brayton actual

Dari gambar 2.9 dapat diinformasikan:

- 1- 2 : Proses kompresi isentropic
- 1 - 2¹ : Proses kompresi actual
- 2¹ - 3 : Proses pembakaran actual
- 3 - 4 : Proses ekspansi isentropic
- 3 - 4¹ : Proses ekspansi actual
- 4¹ - 1 : Proses pengembangan kalor actual

Dengan demikian proses kompresi dan ekspansi dengan gesekan fluida mengakibatkan entropi mengalami peningkatan dalam proses adiabatik dan hal ini disebabkan tingkat ketidakmampuan-balikkan fluida semakin besar. Ketidakmampuan-balikkan fluida diakibatkan oleh gesekan fluida yang semakin meningkatnya temperature fluida sekaligus akan menyerap beberapa masukan kerja yang dilepas di dalam gesekan fluida. Pada akhirnya peningkatan entropi akan menurunkan dan daya bersih siklus akibat kompresor yang semakin besar dan sebaliknya kerja turbin menjadi menurun sehingga kedua proses di atas memiliki efisiensi politropik atau adiabatik isentropik dapat di tulis sebagai berikut:

a. Efisiensi isentropik kompresor (η_c):

$$\eta_c = \frac{\text{Kerja Isentropik kompresor}}{\text{Kerja Aktual Kompresor}}$$

$$= \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{C_{pa}(T_{2s} - T_1)}{C_{pa}(T_2 - T_1)} \dots\dots\dots(2.11)$$

b. Efisiensi Isentropik Turbin (η_t):

$$\eta_t = \frac{\text{Kerja Aktual Turbin}}{\text{Kerja Isentropik Turbin}}$$

$$\frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{C_{pg}(T_3 - T_4)}{C_{pg}(T_3 - T_{4s})} \dots\dots\dots(2.12)$$

e. Efisiensi Siklus Dirumuskan:

$$\eta = \frac{W_N}{fHSD_{fuel}} \dots\dots\dots(2.13)$$



BAB III

SPEKIFIKASI KOMPRESOR

Dalam Spesifikasi kompresor angka yang terpenting adalah laju volume gas yang dikeluarkan serta tekanan gasnya. Jika kedua hal ini sudah ditetapkan, daya kompresor dapat dihitung sesuai dengan cara yang telah diuraikan. Karena itu, untuk dapat memilih sebuah kompresor udara bagi suatu keperluan misalnya, harus terlebih dahulu diketahui jumlah udara dan tekanan yang diperlukan oleh peralatan yang akan dilayaninya. Dimana telah diketahui kompresor dalam hal ini digunakan untuk mensuplai udara ke ruang bakar pada turbin gas maka spesifikasi kompresor disesuaikan dengan kebutuhan udara pada turbin gas yang mana turbin gas ini berhubungan antara kompresor, turbin, generator listrik, motor listrik start yang semuanya berada dalam satu poros dan ruang bakar yang diletakkan disamping mesin.

3.1 Dasar Rencana

Di bidang industri kimia dan teknik penggunaan kompresor aliran aksial ini sudah sering digunakan pada tahun 1960-an, dimana seiring dengan pembuatan mesin-mesin yang besar yang diperlukan oleh penggerak pesawat terbang. Dikarenakan effisiensinya yang cukup baik.

Pada kompresor aksial yang digunakan khususnya pada PLTG Paya Pasir Medan Marelan, kenaikan tekanan akan terjadi dengan memperlambat aliran yang terutama bergerak ke arah aksial.

Apabila tekanan akhir dari tingkat aksial tidak dapat cukup tinggi atau panjang sudu-sudu terlalu pendek, maka pada rumah kompresor yang sama dipasang sebuah atau 2 sampai 3 tingkat radial ke belakang tingkat aksial.

Kompresor aksial terdiri dari komponen berputar dan stasioner . sebuah poros drum drive pusat, dipertahankan oleh bantalan, yang memiliki sejumlah baris airfoil annulus terpasang. Ini merotasi antara jumlah yang sama airfoil baris stasioner terpasang pada casing tubular stasioner. Baris bergantian antara airfoils yang berputar (rotor) dan stasioner airfoils (stators), dengan menanamkan rotor energi ke fluida, dan mengkonversi stators peningkatan energi kinetik rotasi.

Untuk mengalirkan gas dari tingkat yang satu ke tingkat lainnya kompresor aksial membutuhkan jalan yang pendek. Kompresor aksial yang direncanakan dengan baik mempunyai randemen 10% lebih besar dari kompresor radial yang mempunyai kemampuan (performance) yang sama. Tetapi perlu diketahui dari hal tersebut di atas disampaikan keuntungan dan kerugian di dalam memilih penggunaan tipe kompresor aksial. Dibandingkan dengan penggunaan kompresor centrifugal dan kompresor radial. Pada tabel 3.1 berikut :

No	Jenis Kompresor	Keuntungan	Kerugian
1	Radial	<ol style="list-style-type: none"> 1. Efisien dalam penggunaannya 2. Rasio kompresi tinggi (20:1) 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Desain Kompleks 2. Mahal
2	Aksial	<ol style="list-style-type: none"> 1. Simple dan tidak mahal 2. Relatif ringan bobotnya 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Frontal area yang besar 2. Rasio kompresi terbatas
3	Centrifugal	<ol style="list-style-type: none"> 1. Dapat menghasilkan velocity dan tekanan yang tinggi 2. Tekanan dan velocity (kerapatan) yang dihasilkan data secara mendadak 3. Dapat menghisap udara lebih banyak dibanding dengan tipe lain. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Konstruksi yang besar sehingga membutuhkan tempat yang besar. 2. Memerlukan waktu yang lama untuk perawatannya. 3. Dalam pemasangan serta pembongkaran mesin kembali lebih sukar.

Tabel 3.1 perbandingan kompresor radial, aksial, centrifugal

Dalam spesifikasi perencanaan ini perlu pengambilan efisiensi untuk mencapai hasil perhitungan yang mendekati proses sebenarnya, besarnya harga-harga efisiensi ini diambil berdasarkan survey yang ada.

a. *Effisiensi Kompresor Aksial*

$$\eta_c = 0,85-0,90 \text{ (Dalam hal ini direncanakan } \eta_c = 0,85)$$

b. *Effisiensi Ruang Bakar*

$$\text{Dalam hal perencanaan ini mengambil } \eta_{r,b} = 0,95$$

c. *Effisiensi Turbin*

$$\eta_t = 0,82-0,89 \text{ (Dalam hal ini direncanakan } \eta_t = 0,89)$$

Selain penyimpangan-penyimpangan di atas, masih ada penyimpangan-penyimpangan lainnya, yaitu disebabkan oleh pressure drop (Penurunan tekanan di dalam ruang bakar. Dalam perencanaan ini dapat diperkirakan penurunan tekanan dalam ruang bakar adalah sebesar 2%

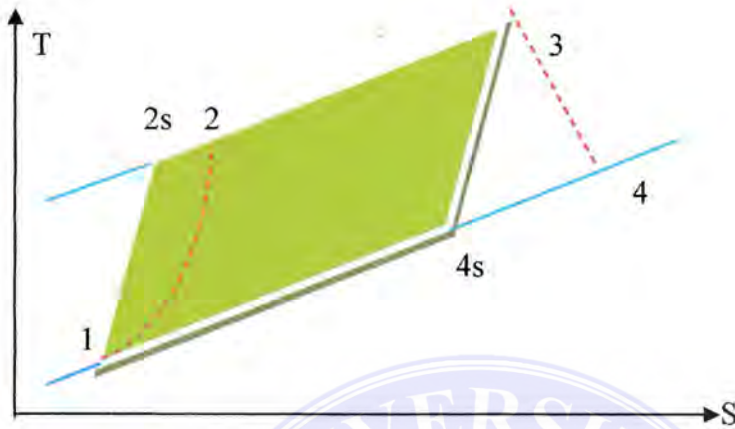
3.2 Perhitungan Siklus

Dari hasil survey di PLTG PAYA PASIR MARELAN, di dapat tekanan operasi kompresor.

1. Daya Generator = 34,1 MW
2. Temperatur udara masuk kompresor (T_1) = 30⁰ C = 303,16⁰K
3. Tekanan inlet rata-rata kompresor = 1 bar (P_1) = 1,013 bar
4. Pressure ratio kompresor = 4.15

5. Putaran Turbin = 5100 rpm

6. Temperatur gas masuk turbin = 900⁰C = 1100⁰K



Gambar 3.1 Siklus turbin gas sebenarnya

Dari Gambar 3.1 dapat diinformasikan :

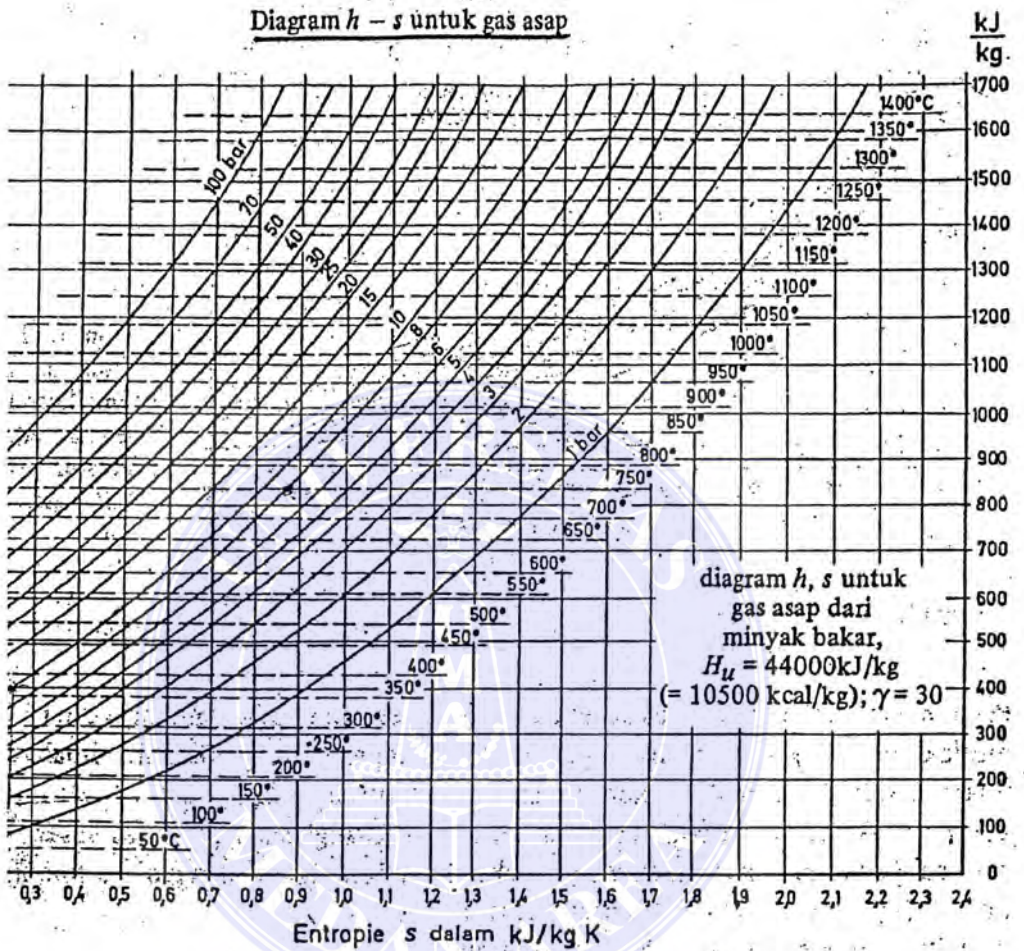
1. Kompresi berlangsung tidak secara isentropic menurut garis 1-2 sedangkan proses ideal pada garis 1-2s
2. Proses ekspansi tidak berlangsung secara isentropic dengan mengikuti garis 3-4 sedangkan proses ideal adalah mengikuti garis 3-4s
3. *Pressure Drop* (penurunan tekanan) terjadi di ruang bakar P_2-P_3
4. Tekanan pada saat keluar turbin sama dengan tekanan pada saat masuk ke kompresor ($P_4=P_1$) hal ini dikarenakan turbin gas menggunakan system siklus terbuka

3.2.1 Analisa termodinamika pada kompresor

Kompresor berfungsi untuk memampatkan atau mengkompresikan udara luar menjadi udara dengan kondisi tekanan dan temperature tinggi atau

menyediakan udara yang sesuai dengan kebutuhan proses

pembakaran. Diagram $h-s$ proses kompresi udara gas asap dari minyak bahan bakar dapat dilihat pada gambar 3.2 berikut :



Gambar 3.2 Diagram $h-s$ gas asap dari minyak bahan bakar

Kondisi udara pada titik 1 adalah kondisi dimana udara memasuki kompresor, Dari data diperoleh :

$$P_1 = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_1 = 30^\circ \text{C} = 303,16^\circ \text{K}$$

Dari tabel gas (lampiran 3) berdasarkan kondisi di atas di peroleh harga:

$$h_1 = 303,20 \text{ KJ/Kg}$$

$$Pr_1 = 1,4192 \text{ (rasio tekanan isentropis udara/Ketentuan)}$$

Maka tekanan udara keluar kompresor adalah :

$$\begin{aligned} P_2 &= r_p \times P_1 \dots\dots\dots(3.1) \\ &= 4,15 \times 1,013 \\ &= 4,203 \text{ bar} \end{aligned}$$

Bila kondisi adalah isentropic maka persamaan (3.1) berubah menjadi:

$$\begin{aligned} Pr_{2s} &= r_p \times Pr_1 \dots\dots\dots(3.2) \\ &= 4,15 \times 1,4192 \\ &= 5,889 \end{aligned}$$

Dari tabel gas, untuk $Pr_{2s} = 5,889$ diperoleh harga :

$$T_{2s} = 560,75^\circ \text{K} = 287,75^\circ \text{C}$$

$$h_{2s} = 565,95 \text{ KJ/kg}$$

Dengan demikian kenaikan enthalpy isentropic adalah :

$$\begin{aligned} \Delta h_s &= h_{2s} - h_1 \\ &= 565,95 - 303,20 \\ &= 262,75 \text{ KJ/kg} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas diperoleh kenaikan enthalpy atau kondisi

dapat dihitung dengan memperhatikan tingkat efisiensi kompresor. Dalam hal ini efisiensi kompresor diasumsikan 85%, maka:

$$\eta_c = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} \dots\dots\dots(3.3)$$

$$\Delta h = \frac{\Delta h_s}{\eta_c}$$

$$\Delta h = \frac{262,75}{0,85}$$

$$\Delta h = 309,11 \text{ KJ / Kg}$$

Maka enthalpy actual udara pada saat meninggalkan kompresor adalah :

$$\begin{aligned} h_2 &= \Delta h + h_1 \\ &= 309,11 + 303,20 \\ &= 612,13 \text{ KJ/kg} \end{aligned}$$

dari tabel gas untuk $h_2 = 612,31 \text{ KJ/kg}$ maka temperature udara actual pada saat keluar dari kompresor adalah :

$$\begin{aligned} T_2 &= 3032,16 \text{ } ^\circ\text{K} \\ &= 332,13 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$Pr_2 = 16,804 \text{ KJ/kg}$$

Untuk mencari *Pressure ratio* pada setiap tingkat kompresor (r_c) perlu dianalisa banyaknya tingkat kompresor, adapun banyaknya tingkat kompresor digunakan persamaan berikut :

$$T_2 - T_1 = Z_c \times \Delta t_c \dots\dots\dots(3.4)$$

Dimana:

Z_c = Jumlah tingkat kompresor

UNIVERSITAS MEDAN AREA

T_1 = Temperatur udara pada saat masuk ke kompresor = 303⁰K

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 14/9/23

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

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

Δtc = Kenaikan temperature tiap tingkat = 10 - 30°K

$T_{2s}=T_{3s}$ = Temperatur udara pada saat keluar kompresor = 3023,16°K

$\frac{P_{2c}}{P_1}$ = Kenaikan tekanan pertingkat kompresor = 1.1 – 1,2 (1,2 diambil)

k = Eksponen adiabatic = 1,4

Untuk mencari Δtc harus memenuhi syarat tersebut, sedangkan untuk perbandingan temperature pertingkat kompresor dapat dicari dengan persamaan proses kompresi isentropic berikut :

$$\frac{T_{2c}}{T_1} = \left(\frac{P_{2c}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \text{Maka : } \frac{T_{2c}}{T_1} &= (1,2)^{\frac{0,4}{1,4}} \\ &= (1,2)^{0,285} \\ &= 1,053 \end{aligned}$$

$$T_{2c} = 1,053 \times T_1$$

$$= 1,053 \times 303,16$$

$$= 319,22^0\text{K}$$

Untuk beda kenaikan suhu tiap tingkat adalah:

$$\Delta tc = T_{2c} - T_1$$

$$= 319,22 - 303,16$$

$$= 16,06^0\text{K}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$\begin{aligned}
 \text{Maka : } Zc &= \frac{T_{2s} - T_1}{\Delta tc} \\
 &= \frac{3023,16 - 303,16}{16,06} \\
 &= 17 \text{ Tingkat.}
 \end{aligned}$$

Perbandingan tekanan untuk tiap kompresor (r_c) adalah :

$$\begin{aligned}
 r_c &= r_p^{\frac{1}{zc}} \\
 &= (9,47)^{\frac{1}{16}} \\
 &= (9,47)^{0,0625} \\
 &= 1,15
 \end{aligned}$$

3.2.2 Analisa termodinamika pada ruang bakar

Analisa termodinamika pada ruang bakar ini diperlukan untuk menentukan Proses pembakaran campuran bahan bakar (AFR)_{AKT} dengan udara yang berada di dalam *combustion chamber* (ruang bakar) menghasilkan gas panas yang selanjutnya berfungsi sebagai fluida kerja untuk menggerakkan turbin. Dalam hal ini efisiensi ruang bakar diambil 95% dan factor kehilangan tekanan pada ruang bakar diambil 2% maka:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{loss}} &= 0,02 \times p_2 \\
 &= 0,02 \times 4,203 \\
 &= 0,08406 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Sehingga tekanan udara pada saat memasuki turbin, adalah :

$$\begin{aligned} P_3 &= P_2 - P_{\text{loss}} \\ &= 4,203 - 0,08406 \\ &= 4,11 \text{ bar} \end{aligned}$$

Berdasarkan data pada tugas perencanaan diketahui temperature gas masuk turbin

$$T_3 = 900^\circ\text{K} (1100^\circ\text{K}).$$

Maka berdasarkan harga tabel gas diperoleh :

$$\begin{aligned} h_3 &= 1122,95 \text{ KJ/kg} \\ Pr_3 &= 147,85 \end{aligned}$$

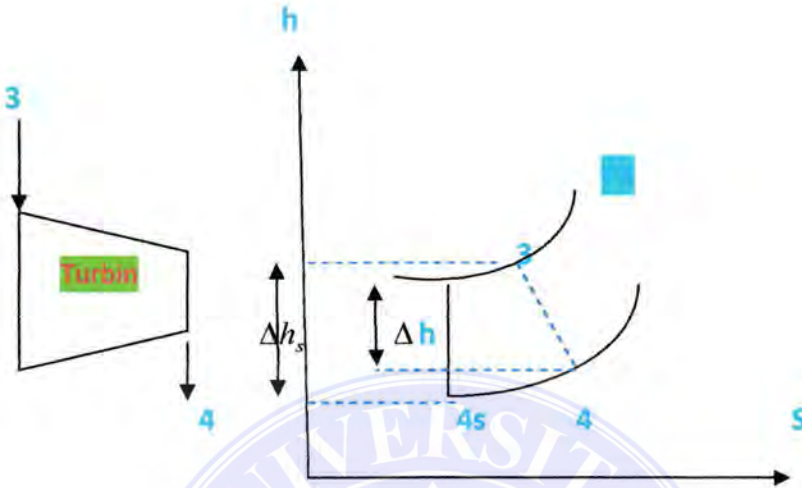
Pada perencanaan ini ruang bakar menggunakan bahan bakar gas alam (lampiran5) dengan spesifikasi sebagai berikut :

Bahan bakar	=	HSD (High speed diesel)/ solar
Nilai panas pembakaran rendah (HSD)	=	36000 Kg/m ³
	=	50.000 Kg/Kj
	=	0,7 Kg/m ³

3.2.1 Analisa Thermodinamika Pada Turbin

Pada turbin terjadi pelepasan energi untuk menggerakkan beban (kompresor dan generator). Karena terbatasnya kekuatan material sudu turbin terhadap temperature dan tegangan thermal maka temperature gas masuk turbin di batasi. Gas panas yang dihasilkan pada Combustion Chamber (ruang bakar) selanjutnya masuk ke dalam turbin melalui *transition piece* dan di dalam turbin gas, gas panas tersebut mengalami prosesn ekspansi. Diagram H-s sistem ekspansi

UNIVERSITAS MEDAN AREA



Gambar 3.3. Diagram h-s turbin

Pada perhitungan di atas telah diperoleh :

$$P_3 = 4,11 \text{ bar}$$

$$P_4 = 1 \text{ bar} = 1,013 \text{ bar.}$$

Maka rasio ekspansi, dapat diperoleh :

$$rp = \frac{P_3}{P_4} \dots\dots\dots(3.6)$$

$$= \frac{4,11}{1,013}$$

$$= 4,05$$

Bila kondisi adalah isentropic, maka persamaan (3.6) menjadi :

$$rp = \frac{Pr_3}{Pr_{4s}} \dots\dots\dots(3.7)$$

$$\begin{aligned} \text{Maka: } Pr_{4s} &= \frac{Pr_3}{rp} \\ &= \frac{147,85}{4,05} \\ &= 36,50 \end{aligned}$$

Dari tabel gas untuk $Pr_{4s} = 36,50$ maka diperoleh :

$$T_{4s} = 593,50^0\text{K} = 320,50^0\text{C}$$

$$h_{4s} = 600,20 \text{ KJ/kg.}$$

dengan demikian,

$$\begin{aligned} \Delta h_s &= h_3 - h_{4s} \\ &= 1122,95 - 600,20 \\ &= \underline{-487,25 \text{ KJ/kg.}} \end{aligned}$$

Untuk mengetahui beda enthalpy pada titik masuk dan keluar turbin harus diperhatikan tingkat efisiensinya, dalam hal ini diasumsikan efisiensi sebesar 90% . maka dapat disimpulkan dengan persamaan ;

$$\eta_t \quad \Delta = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} \dots\dots\dots(3.8)$$

maka, $\Delta h = \eta_t \Delta h_s$

$$\begin{aligned} &= 0,90 \times -487,25 \\ &= -438,525 \text{ KJ/kg} \end{aligned}$$

Sehingga besarnya enthalpy gas pada saat keluar dari turbin (h_4) adalah :

$$\begin{aligned} h_4 &= h_3 - \Delta h \\ &= 1122,95 - (-438,525) \end{aligned}$$

$$= 1561,47 \text{ KJ/kg}$$

Dari tabel gas untuk nilai $h_4 = 1561,47 \text{ KJ/kg}$, diperoleh :

$$T_4 = 367,16^0\text{K}$$

3.2.4 Analisa Kebutuhan Bahan Bakar

Untuk menghitung kebutuhan bahan bakar atau besarnya massa udara dan massa bahan bakar (CH_4), terlebih harus dihitung daya bersih atau daya efektif dari turbin. Pada perencanaan ini generator yang direncanakan berkapasitas 34,1 MW. Sedangkan untuk mengetahui daya turbin terlebih dahulu telah ditetapkan efisiensi generator sebesar 95% maka besarnya daya efektif generator adalah :

$$N_{ef} = \frac{N_g}{\eta_g} \dots\dots\dots(3.9)$$

Dimana : $N_g = \text{Daya generator} = 34.1000 \text{ Kw}$

$\eta_g = \text{Effisiensi generator} = 95 \%$

Maka :

$$N_{net} = \frac{34.1000kW}{0.95}$$

$$= 35,89473 \text{ KW}$$

Untuk menghitung daya efektif generator (N_{ef}) = Daya bersih system(N_{net})

$$N_{net} = N_t - N_c \dots\dots\dots(3.10)$$

Dimana: $N_t = \text{Daya Turbin}$

$$= \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) m_a (h_3 - h_4)$$

$$= (1 + 0,0183)m_a(-438,52)$$

$$= -446,54 m_a$$

N_c = Daya Kompresor

$$= m_a (h_2 - h_1)$$

$$= m_a (612,13 - 303,20)$$

$$= 308,93 m_a$$

Dengan diketahuinya nilai dari daya turbin (N_t) dan daya kompresor (N_c) maka dapat disubsitusikan ke persamaan (3.10) di dapat :

$$N_{net} = N_t - N_c$$

$$35,89473 = 446,54 m_a - 308,93 m_a$$

$$= 755,47 m_a$$

$$M_u = \frac{35,89473}{755,47}$$

$$= 0,0475 \text{ Kg/s}$$

Jadi massa udara untuk proses pembakaran di dalam ruang bakar $m_a = 0,0475 \text{ Kg/s}$ sedangkan untuk memperoleh besarnya massa bahan bakar (CH_4) dapat dicari dari persamaan berikut :

$$\frac{m_f}{m_a} = f' \dots\dots\dots(3.11)$$

Maka, $m_f = f'.m_a$

$$= 0,0183 \times 0,0475$$

$$= 8,6925 \times 10^{-4} \text{ Kg/s}$$

Jadi, jumlah gas methana (CH_4) yang harus disuplay pada proses pembakaran adalah sebesar 3,861666 Kg/s. Besarnya massa campuran udara dan bahan bakar (m_c) adalah :

$$\begin{aligned} m_c &= m_a + m_f \dots\dots\dots(3.12) \\ &= 0,0475 + 0.000869 \\ &= 0,04836 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

3.2.5 Perhitungan Daya dan Effisiensi.

Dari persamaan-persamaan pada sub-sub sebelumnya, maka dapat kita tentukan kerja atau daya kompresor dan turbin, yakni :

Daya Kompresor (N_c)

$$\begin{aligned} N_c &= 308,93 \cdot m_a \\ &= 308,93 \times 0,04836 \\ &= 14,9398548 \text{ KW} \end{aligned}$$

Jadi jumlah daya yang harus disuplay turbin untuk menggerakkan kompresor dan generator adalah :

Daya turbin (N_t)

$$\begin{aligned} N_t &= N_{\text{net}} + N_c \dots\dots\dots(3.14) \\ &= 35,89473 + 14,9398548 \\ &= 50,83458 \text{ Kw} \\ &= 508,34 \text{ MW} \end{aligned}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Persentase daya penggerak kompresor adalah :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 14/9/23

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

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

Access From (repository.uma.ac.id) 14/9/23

$$\begin{aligned} \eta_{Comp} &= \frac{N_c}{N_t} \times 100\% \dots\dots\dots(3.15) \\ &= \frac{14,9398548}{508,34} \times 100\% \\ &= 0,698 \times 100 \% \\ &= 69,8 \% \end{aligned}$$

Sedangkan sisanya sekitar 35,6 % dari daya turbin yang digunakan untuk menggerakkan generator atau karena kerugian-kerugian daya lainnya seperti kerugian-kerugian mekanis dan thermis.

3.2.6 Head Kompresor

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_c \cdot 1000 \cdot \eta_c}{m_{udara} \cdot g} \dots\dots\dots(3.16) \\ &= \frac{14,9398548 \cdot 1000 \cdot 0,85}{0,0475 \cdot 9,81} \\ &= 2673744,7 \text{ m. kolom udara} \end{aligned}$$

Dimana :

H = Head (tinggi kenaikan) kompresor dalam m.kolom udara

g = 9,81 m/det

3.2.7 Putaran Kompresor

$$n = nomx \frac{H}{No.IMP.1000}$$

$$n = 7300 \times \frac{267344,7}{7.10000}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

n = 2738,4 rpm (diambil n = 3000 rpm dari data PLTG) Document Accepted 14/9/23

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
 Access From (repository.uma.ac.id)14/9/23

Dimana :

Nom speed = putaran nominal kompresor (7300rpm)

No.IMP = 7 tingkat

3.2.8 Putaran Spesifik

$$n_s = \frac{n \cdot q}{\left(\frac{H}{No.IMP}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_s = \frac{5100 \times 231}{\left(\frac{267344,7}{7}\right)^{\frac{3}{4}}}$$

$$= 4312,3 \text{ rpm (Diambil } n_s = 4312 \text{ rpm)}$$

Berdasarkan data yang diperoleh bahwa putaran spesifik kompresor aksial adalah n_s 60 -4312 rpm . maka hasil perhitungan putaran spesifik di atas adalah sesuai dengan jenis kompresor yang dipilih.

BAB V

KESIMPULAN

Kompresor merupakan salah satu komponen penting pada sistem turbin gas. Kompresor berfungsi untuk mensuplai udara pembakaran bertekanan dalam ruang bakar turbin gas. Kompresor yang dianalisa adalah kompresor aksial pada PLTG Paya Pasir Medan Marelan dengan menggunakan tipe Open cycle (Siklus Terbuka). Karena kompresor ini lebih efisien dan lebih baik penggunaannya sebagai sektor pembantu (gabungan) pembangkit tenaga listrik dibanding dengan kompresor radial. Yang melibatkan fluida kompresibel dalam aplikasinya. Dimana kecepatan fluida merupakan parameter penting dalam menganalisis aliran dan transfer energi dalam turbin. Kecepatan fluida relative terhadap titik stasioner dinamakan kecepatan absolute (V) hal ini penting untuk menganalisis aliran yang melewati stationery blade (Nozzle).

Perbandingan daya turbin: Kompresor: Beban ideal adalah 3:2:1 dari perhitungan pada bab-bab sebelumnya, diperoleh data-data sebagai berikut :

➤ ***Spesifikasi Diesel start (hasil survey)***

1. Daya motor listrik : 450 kw
2. Putaran : 1200rpm

➤ ***Spesifikasi kompresor***

1. Type kompresor : kompresor aksial
2. Pressure ratio kompresor : 4.15

3. Putaran kompresor : 5100 rpm
4. Tekanan inlet rata-rata : 1 bar= 1,013 bar
5. Tekanan outlet rata-rata : 10 bar
6. Temperature masuk kompresor : 34-30⁰C (pada siang hari)

24-27⁰C (pada malam hari)

Masuk (ada 17 tingkat)

1. Tingkat 1: 303,16⁰K= 30⁰C
2. Tingkat 2: 323,16⁰K
3. Tingkat 3: 345,16⁰K
4. Tingkat 4:367,16⁰K
5. Tingkat 5:389,16⁰K
6. Tingkat 6:411,16⁰K
7. Tingkat 7: 433,16⁰K
8. Tingkat 8: 455,16⁰K
9. Tingkat 9: 477,16⁰K
10. Tingkat 10: 499,16⁰K
11. Tingkat 11:521,16⁰K
12. Tingkat12: 543,16⁰K
13. Tingkat13: 565,16⁰K
14. Tingklat14:587,16⁰K

15. Tingkat 15: 609,16⁰K

16. Tingkat 16:631,16⁰K

17. Tingkat 17:653,16⁰K

7. Temperatur Keluar kompresor : 300⁰C

Keluar (ada 17 tingkat)

1. Tingkat 1 : 3023,16⁰K

2. Tingkat 2 : 345,16⁰K

3. Tingkat 3 : 367,16⁰K

4. Tingkat 4 : 389,16⁰K

5. Tingkat 5 : 411,16⁰K

6. Tingkat 6 : 433,16⁰K

7. Tingkat 7 : 455,16⁰K

8. Tingkat 8: 477,16⁰K

9. Tingkat 9: 499,16⁰K

10. Tingkat 10: 521,16⁰K

11. Tingkat 11: 543,16⁰K

12. Tingkat 12: 565,16⁰K

13. Tingkat 13: 587,16⁰K

14. Tingkat 14: 609,16⁰K

15. Tingkat 15:631,16⁰K

16. Tingkat 16:633,16⁰K

17. Tingkat 17:675,16⁰K

8. Kompresor Penggerak : Turbin gas

9. Persentase daya penggerak kompresor: 70%(teoritis)

UNIVERSITAS MEDAN AREA
10. Tingkat satu : 17 tingkat

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 14/9/23

11. Putaran kritis kompresor : 2500 - 3100 rpm

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)14/9/23

➤ **Ruang Bakar**

1. *Lossis* pada ruang bakar : 0 bar
2. Tekanan masuk ruang bakar : 3,4Mpa - 4Mpa
3. Bahan bakar : HSD (High Speed Diesel)

➤ **Turbin Gas**

1. Jenis Turbin : Single Shaft (poros tunggal)
2. Temperatur masuk turbin : $1100^0\text{K} = 900^0\text{C}$
3. Temperatur keluar turbin : 500^0C
4. Tekanan keluar turbin : 1 bar

➤ **Generator (Beban)**

1. Daya Generator (power generator) unit 7 : 34,1 MW
2. Penggerak : Generator turbin gas

Hasil dari analisa pengambilan data yang dilaksanakan di PLTG PAY A PASIR Medan Marelان dikatakan cukup bagus karena hasil analisa menunjukkan performance yang baik dan mendukung system turbin gas. Hal ini dapat ditunjukkan oleh perbandingan yang diperoleh antara daya turbin, daya kompresor dan daya generatormya 3:2:1

DAFTAR PUSTAKA

1. Prof.Dipl.Ing. Fritz Dietzel dan Ir.Dakso Sriyono (alih bahasa), (1990)
"Turbin, Pompa Dan Kompresor" Penerbit Erlangga Jakarta
2. Bernardd,wood dan Ir.Zulkifli Harahap(alih bahasa), (1982)"Penerapan Termodinamika" Penerbit Erlangga Jakarta
3. Sularsa, Kiyukatso suga "Dasar-dasar perencanaan dan pemeliharaan. (1983)" Penerbit PT. Pratnya Paramita, Jakarta
4. Arismunandar Wiranto, (1988) "Penggerak Mula Turbin Gas" Penerbit PT. Ganesha, ITB Bandung
5. Syamsir A. Muin, (1993) "Pesawat-pesawat konversi energi II,Penerbit PT. Raja Grafindo Persada,Jakarta
6. Werli.S.Naingolan, (1987)" Teori soal penyelesaian Termodinamika" Penerbit CV. ARMICO, Bandung
7. Meherwan P. Boyce, (2001) "Gas Turbine Engineering Hand Book" Second Edition, Gulf Professional Publishing, Houston, Texas.
8. Joseph H Keenan, Jing Chao Joseph Kave, (1983) " Gas Tables International Version, Second Edition, Texas