

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terkait

1. Penelitian yang dilakukan pada Turbin Gas tipe Centaur 40 di Lapangan Produksi Sepinggan, Chevron Indonesia menunjukkan setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* mengakibatkan penurunan 1,49% *thermal efficiency* dan 1,37% *power output*, sebaliknya setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* menaikkan 2,16% *heat rate*, 2,17% *specific fuel consumption* dan 0,3% *compressor work*. Pernah juga dilakukan penelitian yang hasilnya menunjukkan setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* mengakibatkan penurunan 0%- 0,12% *power output* dan 0% -1,17% *thermal efficiency*, sebaliknya setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* menaikkan 0%-0,12% *power differential*, 0%-27,18% *heat rate* dan 0%-27,18% *specific fuel consumption*. Penelitian pada rentang *ambient temperature* 260-330° K menunjukkan kenaikan *ambient temperature* menurunkan *thermal efficiency* siklus. (Adib et al., 2019)
2. Penelitian yang telah dilakukan oleh Didik Purwanto di PLTG Grati unit 3.2 pada Tahun 2022 menunjukkan bahwa seiring dengan meningkatnya suhu inlet kompresor, nilai efisiensi termal cenderung menurun. Pengaruh tersebut dapat dilihat saat nilai temperatur masuk kompresor mengalami kenaikan yaitu 296,69K, 299,49K dan 304,11K menyebabkan penurunan nilai efisiensi gas turbine 32,17%, 31,84% dan 31,79%.
3. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan pada Turbin Gas Mitsubishi PLTGU Priok Blok 3.2 dengan membandingkan 3 variasi temperatur yaitu, $28,7^{\circ}\text{C}$, 30°C , dan $32,5^{\circ}\text{C}$ pada beban 139,5 MW dan 150 MW. Efisiensi thermal pada beban 139,5 MW pada temperatur masuk $28,7^{\circ}\text{C}$ efisiensi thermal sebesar 43,62%, pada temperatur 30°C nilai efisiensi thermal sebesar 43,52%, dan pada temperatur $32,5^{\circ}\text{C}$ sebesar 43,93%, dan pada beban 150 MW pada temperatur masuk $28,7^{\circ}\text{C}$ nilai efisiensi thermal sebesar 44,18%, pada temperatur 30°C nilai efisiensi thermal sebesar 44,11% dan pada temperatur $32,5^{\circ}\text{C}$ nilai efisiensi thermal sebesar 43,93%. Hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi temperatur masuk yang lebih rendah, nilai efisiensi

thermal turbin gas lebih tinggi daripada nilai efisiensi thermal kondisi temperatur udara masuk yang lebih tinggi dan semakin kecil temperatur udara masuk kompresor maka nilai efisiensi thermal meningkat. (Hendri et all.,2024)

4. Berdasarkan Penelitian yang telah dilakukan pada PLTG MPP Parit Baru Pontianak, penelitian menunjukkan bahwa efisiensi turbin gas tertinggi tercatat pada pukul 06.00 dengan nilai 90,234 %, sementara efisiensi terendah tercatat pada pukul 12.00 dengan nilai 89,929 %. (Ridwan et all.,2024)
5. Berdasarkan penelitian yang dilakukan Sandi Setiawan di mesin diesel merk SDEC/*Licens Caterpillar* PLTD Pulau Panjang Banten, menunjukkan bahwa dengan turunnya temperatur udara sekitar dari 31,1°C sampai 27,4°C menyebabkan menurunnya juga SFC yang dihasilkan dari perhitungan 0,7 menurun hingga menjadi 0,62 Kg/kw.jam sedangkan T_{out} maksimal didapat 300,21°C pada T_{in} 27,4 °C dan minimum 299,42° C pada T_{in} 31.1°C.

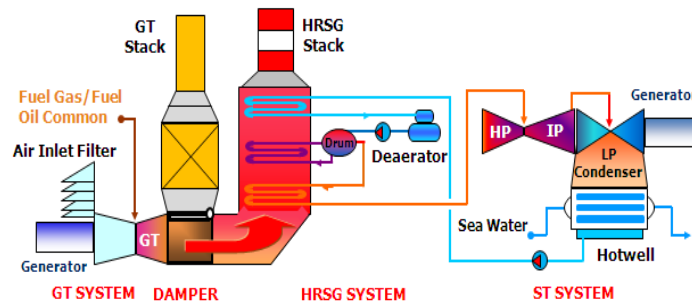
2.2 Landasan Teori

2.2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU)

Di Indonesia terdapat beberapa PLTGU, salah satunya yaitu PLTGU Cilegon. PLTGU Cilegon adalah salah satu unit pembangkit listrik tenaga gas dan uap milik PT. PLN Indonesia Power. PLTGU Cilegon mempunyai Daya Mampu Netto (DMN) sebesar 740 MW yang terdiri dari 2 turbin gas dan 1 turbin uap dengan DMN masing-masing turbin gas sebesar 240 MW dan turbin uap sebesar 260 MW. (Cilegon, 2025)

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) merupakan instalasi yang berfungsi mengonversi energi panas hasil pembakaran bahan bakar dan udara menjadi energi listrik yang dapat dimanfaatkan. Secara prinsip, PLTGU merupakan gabungan antara Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Pada sistem ini, gas buang dari PLTG yang masih memiliki temperatur tinggi dimanfaatkan oleh Heat Recovery Steam Generator (HRSG) untuk menghasilkan uap jenuh kering. Uap tersebut kemudian digunakan untuk memutar sudu turbin sehingga menghasilkan energi mekanik

yang selanjutnya dikonversi menjadi energi listrik melalui generator (Derinaldi, 2014).



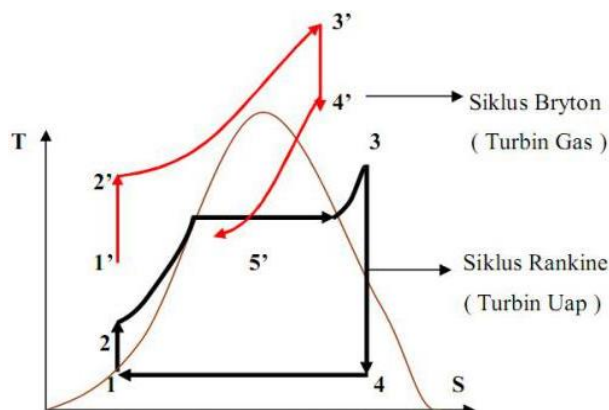
Gambar 2. 1 Peralatan di PLTGU

(sumber: PLTGU Cilegon)

Gas yang dihasilkan dalam ruang bakar pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) akan menggerakkan turbin dan kemudian generator, yang akan mengubahnya menjadi energi listrik. Sama halnya dengan PLTU, bahan bakar PLTG bisa berwujud cair (BBM) maupun gas (gas alam). Penggunaan bahan bakar menentukan tingkat efisiensi pembakaran dan prosesnya.

2.2.2 Siklus PLTGU

Banyak pembangkit listrik dan mesin beroperasi dengan mengubah energi panas menjadi kerja. Hukum pertama termodinamika menerapkan prinsip konservasi energi ke sistem dimana perpindahan panas dan kerja yang dilakukan



Gambar 2. 2 Siklus kombinasi pada PLTGU

adalah satu metode untuk mentransfer energi masuk dan keluar dari sistem.

Hukum I Termodinamika berbunyi: “Dalam sebuah sistem tertutup, perubahan energi dalam sistem tersebut akan sama dengan banyaknya kalor yang masuk ke dalam sistem dikurangi usaha yang dilakukan oleh sistem tersebut. Perubahan energi internal suatu sistem ΔU , sama dengan perpindahan panas netto ke dalam sistem Q , ditambah kerja bersih yang dilakukan pada sistem W . Dalam bentuk persamaan, hukum pertama termodinamika adalah,

$$\Delta U = Q - Ws$$

Dimana, ΔU adalah perubahan energi dalam (J), Q adalah panas/kalor (J) dan Ws adalah usaha netto yang ditransfer ke dalam sistem (J). Dimana Q adalah jumlah semua panas yang ditransfer ke dalam dan keluar dari sistem. W adalah kerja netto yang dilakukan pada sistem. Siklus kerja PLTGU merupakan gabungan antara siklus *Brayton* (siklus gas) dan siklus *Rankine* (siklus uap), di mana *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) berperan sebagai komponen utama dalam siklus *Rankine*.

Siklus *Brayton* pada kondisi state ($1' \rightarrow 2'$), terjadi proses kompresi adiabatik di dalam kompresor turbin gas. Selanjutnya, pada state ($2' \rightarrow 3'$) berlangsung proses pembakaran, yaitu pencampuran bahan bakar dengan udara bertekanan yang dialirkan ke ruang bakar. Proses berikutnya, state ($3' \rightarrow 4'$), merupakan tahap ekspansi di mana gas hasil pembakaran digunakan untuk memutar sudu turbin gas. Pada siklus terbuka atau sederhana, gas panas hasil ekspansi dari state ($4'$) kembali menuju state ($1'$) sebagai pembuangan ke atmosfer. Namun, pada pembangkit dengan siklus kombinasi, gas buang tersebut tidak langsung dilepas ke udara, melainkan dialirkan ke penukar panas pada *boiler HRSG*. Dengan demikian, gas buang pada state ($4'$) dalam siklus *Brayton* dimanfaatkan untuk memasuki state ($5'$) pada siklus *Rankine* sebagai sumber panas dalam pengoperasian *boiler HRSG*.

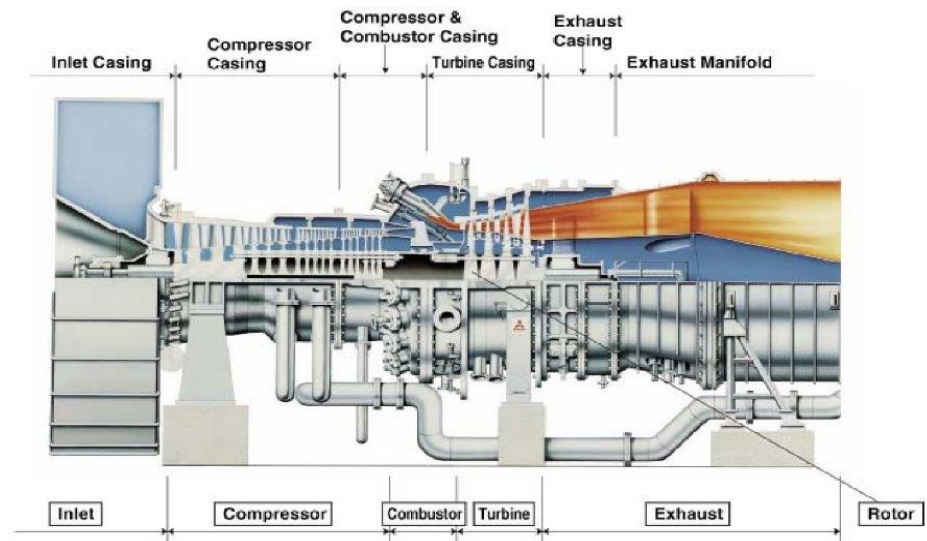
Pada proses kerja *boiler HRSG*, tahapan state ($1 \rightarrow 2$) merupakan proses kompresi isentropik oleh pompa, di mana air dikompresi menjadi air bertekanan sebelum dialirkan ke penukar panas pada *HRSG*. Selanjutnya, pada state ($2 \rightarrow 3$), air bertekanan tersebut dipanaskan di dalam boiler hingga berubah menjadi uap. Proses berikutnya, state ($3 \rightarrow 4$), adalah ekspansi isentropik uap kering yang

digunakan untuk memutar sudu turbin uap. Sementara itu, pada state ($4 \rightarrow 1$) terjadi proses kondensasi di kondensor, sehingga uap kembali berubah menjadi air.

Kapasitas uap yang dihasilkan *HRSG* dalam sistem PLTGU sangat dipengaruhi oleh jumlah energi panas yang masih terkandung dalam gas buang dari turbin gas. Dengan demikian, kapasitas produksi uap juga bergantung pada beban turbin gas. Pada prinsipnya, turbin gas beroperasi pada kecepatan putar konstan dengan aliran udara masuk ke kompresor yang juga relatif konstan. Perubahan beban turbin dipengaruhi oleh jumlah bahan bakar, yang berdampak pada fluktuasi suhu gas buang. Untuk menjaga kestabilan suhu gas buang, digunakan mekanisme *Inlet Guide Vane (IGV)*, yaitu sirip pengatur aliran udara masuk ke kompresor yang diatur berdasarkan umpan balik suhu gas buang.

2.2.3 Sistem Kerja *Gas Turbine*

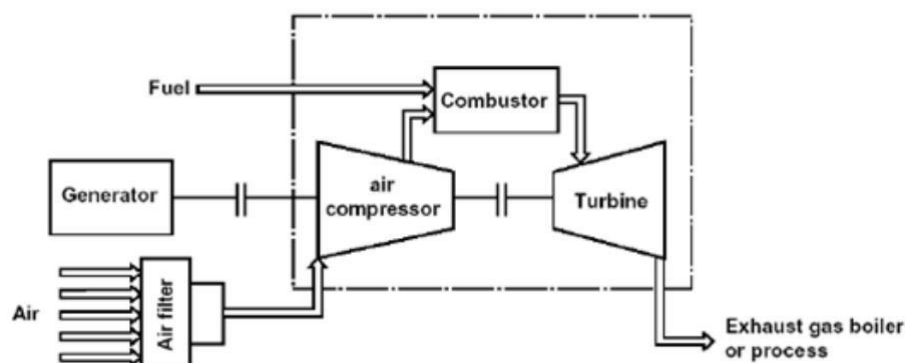
Pada *gas turbine* Mitsubishi M701F terdapat kompresor aksial bertingkat yang berfungsi untuk menaikkan tekanan udara. Udara yang bertekanan kemudian dicampur dengan gas alam/bahan bakar cair di *combustion chamber*. Selanjutnya percikan bunga api listrik dengan busi sehingga menghasilkan pembakaran. Proses pembakaran menghasilkan gas panas untuk memutar *gas turbine*. Putaran dari *gas turbine* menghasilkan daya poros yang digunakan untuk menggerakkan kompresor *gas turbine*. Selain itu putaran tersebut juga digunakan sebagai penggerak generator untuk menghasilkan tenaga listrik (Rachmanu, 2018). Pada *gas turbine* M701F ini terdapat 17 stage kompresor jenis *stage axial flow compressors*.



Gambar 2. 3 Turbin Gas Mitsubishi M701F

Sumber: (PLTGU Cilegon, 2025)

Pada *gas turbine*, energi kinetik dikonversi ke energi mekanik untuk memutar turbin. *Gas turbine* mempunyai komponen yang berputar disebut rotor dan komponen diam disebut stator. Beban generator dan kompresor digerakan oleh *shaft* rotor *gas turbine* (Gusnita et al., 2017). Gambar 2.4 merupakan ilustrasi prinsip kerja *gas turbine* dimana energi kinetik dikonversi menjadi energi mekanik.



Gambar 2. 4 Diagram alir *gas turbine*

(Sumber: Haleonar Mycson Karusitio Silaban, 2020)

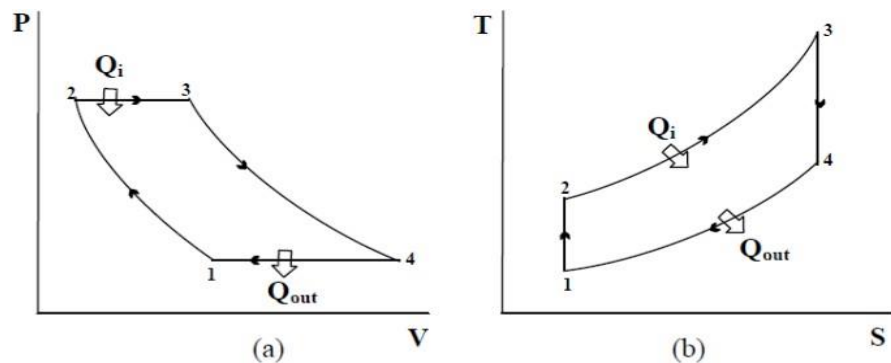
Berdasarkan daya dan efisiensinya, aplikasi dan desain *gas turbine* dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- *Frame type heavy duty gas turbinees.*
- *Micro turbinees.*
- *Small gas turbinees.*
- *Industrial type gas turbinees.*
- *Aircraft derivative gas turbinees aeroderivative.*

(Adib et al., 2019)

2.2.4 Konfigurasi Gas Turbine

Pada siklus Brayton (*brayton cycle*) menggambarkan hubungan *pressure- volume* dan *temperature-entropy* yang ditunjukkan Gambar 2.5.



Gambar 2. 5 Brayton cycle: (a) Grafik P-V. (b) Grafik T-S

Berikut adalah proses *brayton cycle*:

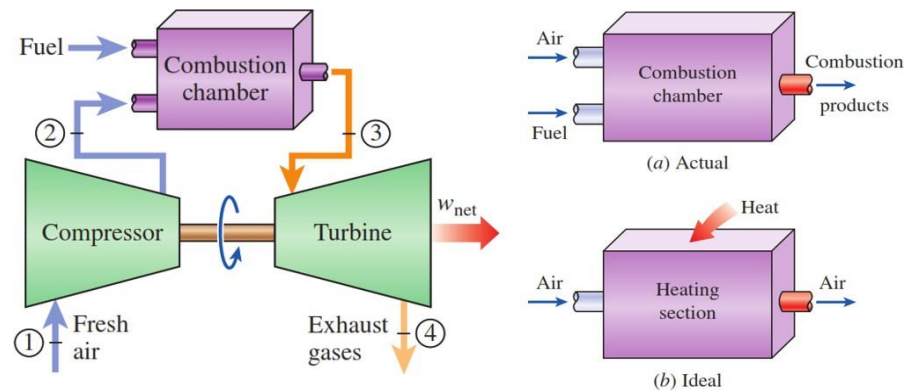
1) Kompresi

Pada grafik nomor 1 – 2 merupakan kompresi secara isentropik. Pada proses ini terjadi pemampatan udara atmosfer dengan cara adiabatik. Pada kondisi adiabatik terjadi isolasi panas sempurna yaitu tidak ada kalor yang masuk maupun kalor keluar.

2) Pembakaran

Pada grafik nomor 2 – 3 terjadi pembakaran di combustion chambers dengan

pressure (P) konstan. Proses pembakaran merupakan proses penambahan panas yang mengakibatkan perubahan suhu gas. Gambar 2.6 berikut adalah ilustrasi terjadinya pembakaran.



Gambar 2. 6 Pembakaran (penambahan panas)

(Çengel, Yunus A. Boles, Michael A. Kanoğlu, 2019)

3) Ekspansi

Pada grafik nomor 3 – 4 merupakan ekspansi di gas turbine dengan cara isentropik. Ekspansi di gas turbine terjadi penurunan pressure dan temperature gas untuk menggerakkan turbin. Gas hasil pembakaran dengan temperatur tinggi dan bertekanan diubah menjadi fluida yang berkecepatan tinggi memutar turbin.

4) Pembuangan

Pada grafik nomor 4 – 1 merupakan proses pembuangan gas dengan pressure konstan. Proses ini berawal dari gas hasil pembakaran yang di manfaatkan turbin kemudian dialirkan ke exhaust duct. Pada proses pembuangan gas terdapat pelepasan panas ke atmosfer (Haleonar Mycson Karusitio Silaban, 2020).

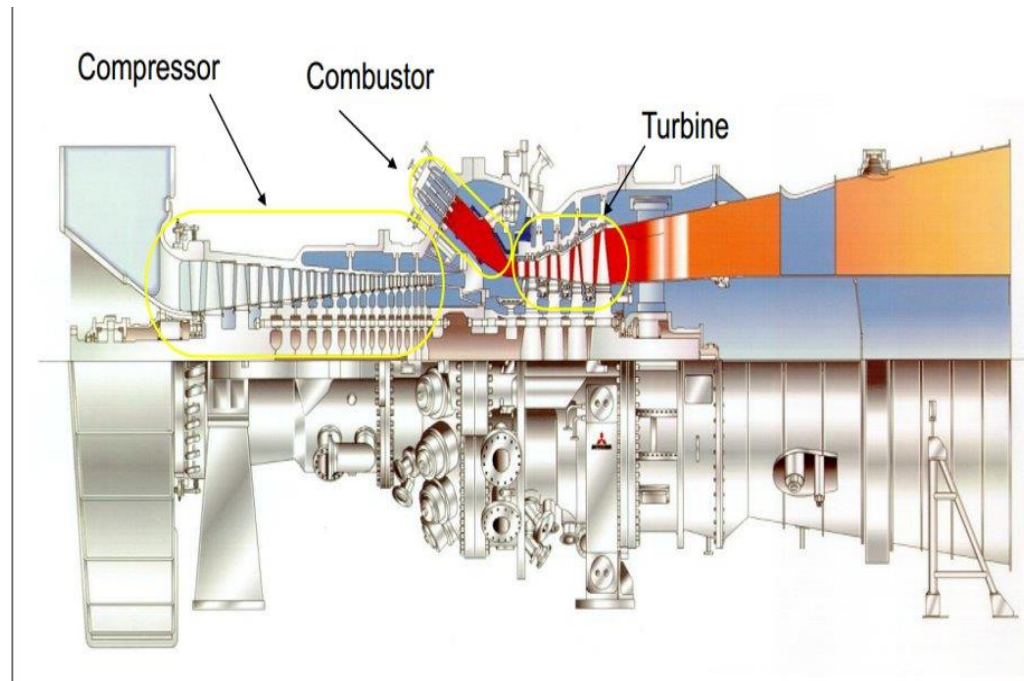
Siklus brayton terdiri dari 4 proses untuk menghasilkan sejumlah kerja yaitu:

- Grafik nomor 1 – 2 adalah kompresi adiabatik reversibel (*isentropic*)
- Grafik nomor 2 – 3 adalah pemasukan panas pressure konstan (*isobaric*)
- Grafik nomor 3 – 4 adalah ekspansi adiabatic reversibel (*isentropic*)
- Grafik nomor 4 – 1 adalah pembuangan panas pressure konstan (*isobaric*)

(I Gusti Ketut Sukadana, 2015).

2.2.5 Komponen Utama Gas Turbine

Komponen GT dikategorikan menjadi dua, yaitu komponen utama dan pendukung. Komponen utama *gas turbine* yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin. Komponen pendukung gas turbine yaitu sistem permulaan, pelumasan, pembakaran dan pemindah daya.



Gambar 2. 7 Komponen Utama Turbin Gas M701F

(Sumber: PLTGU Cilegon, 2025)

Pada *gas turbine* dengan sistem *single shaft*, komponen utama *gas turbine* yang meliputi *compressor*, *combustor* dan *gas turbine* terhubung dalam satu poros yang sama. Gambar 2.8 menunjukkan skema dan ilustrasi dari konfigurasi turbin gas.

1. *Air Intake Section*

Berfungsi untuk menyaring kotoran dan debu yang terbawa bersama udara sebelum masuk kedalam kompresor.

Bagian ini terdiri dari:

- a) *Air Intake Housing*, merupakan tempat udara masuk dimana didalamnya terdapat peralatan pembersih udara.

- b) *Inertia Separator*, berfungsi untuk membersihkan debu-debu atau partikel yang terbawa bersama udara masuk.
- c) *Pre-Filter*, merupakan penyaringan udara awal yang dipasang pada inlet house.
- d) *Main Filter*, merupakan penyaring utama yang terdapat pada bagian dalam inlet house, udara yang telah melewati penyaring ini masuk ke dalam kompresor aksial.
- e) *Inlet Bellmouth*, berfungsi untuk membagi udara agar merata pada saat memasuki ruang kompresor. Pada bagian ini terpasang *Inlet Air Filter* yang berfungsi sebagai penyaring utama udara sebelum ke dalam kompresor
- f) *Inlet Guide Vane*, merupakan blade yang berfungsi sebagai pengatur jumlah udara yang masuk agar sesuai dengan yang diperlukan.

2. *Compressor Section*

Udara masuk ke dalam kompresor melalui saluran udara masuk (*inlet*). Kompresor berfungsi untuk menghisap dan menaikkan tekanan udara, sehingga temperatur udara juga akan ikut meningkat. Selanjutnya udara bertekanan tersebut kemudian dialirkan ke ruang bakar. Kompresor Turbin Gas Mitsubishi tipe M701F milik PLTGU Cilegon terdiri dari 17 *stage* dengan tipe *Axial Flow Compressor*

3. *Combustion Section*

Pada bagian ini terjadi proses pembakaran antara bahan bakar dengan fluida kerja yang berupa udara bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi. Hasil pembakaran ini berupa energi panas yang diubah menjadi energi kinetik dengan mengarahkan udara panas tersebut ke *transition pieces* yang juga berfungsi sebagai *nozzle*. Fungsi dari keseluruhan sistem adalah untuk mensuplai energi panas ke siklus turbin. Sistem pembakaran ini terdiri dari komponen-komponen yang jumlahnya bervariasi tergantung besar *frame* dan penggunaan turbin gas. Gas hasil pembakaran tersebut kemudian dialirkan ke turbin gas melalui suatu nozel berfungsi untuk mengarahkan aliran tersebut ke sudu-sudu turbin. Berikut adalah overview proses pembakaran pada Gas Turbin Mitsubishi M701F

Keterangan:

$P = \text{pressure}$

$v = \text{specific volume } v = \frac{1}{\rho}, \rho = \text{density udara/gas}$

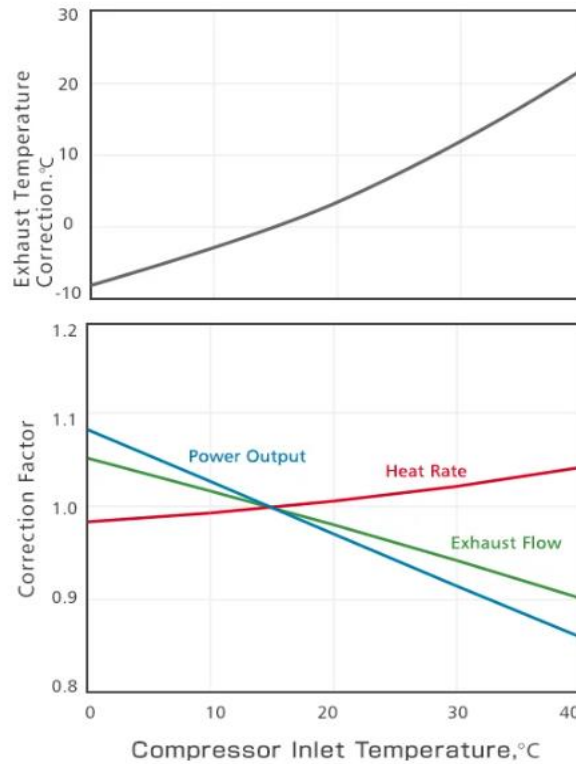
$T = \text{temperature}$

Jika udara/gas tekanannya konstan, persamaan menjadi berikut:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1} \dots\dots\dots(2.2)$$

Apabila temperatur mengalami penurunan ($T_2 < T_1$) mengakibatkan *density* mengalami peningkatan ($\rho_2 > \rho_1$). Jika nilai *density* (kerapatan udara) mengalami peningkatan maka berdampak pada semakin besarnya nilai $\dot{m}$ udara. Nilai $\dot{m}$ udara yang digunakan kompresor GT meningkat berdampak pada peningkatan nilai daya *output turbine*. Kondisi tersebut disebabkan karena *power output* GT adalah perkalian laju massa udara yang masuk dan entalphi gas yang masuk atau keluar GT. Seiring meningkatnya temperatur udara maka densitas udara akan berkurang, dimana akan mengakibatkan turunnya laju aliran massa udara. Berkurangnya laju aliran massa udara mengakibatkan udara yang melewati turbin gas semakin mengecil dan menurunkan performa dari turbin gas. Oleh sebab itu salah satu cara menaikkan efisiensi *gas turbine* di negara Indonesia adalah dengan mengurangi suhu udara masuk atau *ambient temperature* yang menuju kompresor *gas turbine*. Hal tersebut disebabkan karena dengan menurunkan temperatur akan berdampak terhadap meningkatnya densitas fluida dan laju aliran massa fluida. Gambar 2.9 adalah perbandingan *ambient temperature* versus *power output*, *heat rate* dan *exhaust flow* pada *gas turbine*.

Effects of Compressor Inlet Temperature on Gas Turbine Performance (Typical)



Gambar 2. 9 Performance Correction Curves

(Mitsubishi Power, 2025)

2.2.7 Sistem Pendinginan Udara

Penurunan kinerja pembangkit listrik turbin gas selama musim panas telah meyakinkan para spesialis untuk mengusulkan berbagai teknik pengurang suhu udara masuk. Dalam pengoperasiannya banyak faktor yang dapat mempengaruhi performa dari sistem turbin gas, salah satunya adalah temperatur udara ambient. Penggunaan sistem pendingin udara merupakan salah satu cara untuk menurunkan temperatur masuk kompresor GT, sehingga efisiensi yang baik dapat dicapai sesuai dengan standar pabrikan. Salah satu sistem pendingin udara yang dapat diaplikasikan pada temperatur masuk kompresor GT adalah jenis sistem *evaporative cooling*. *Evaporative cooling* merupakan salah satu sistem pendingin yang cara kerjanya *ambient temperature* didinginkan dengan adanya kontak

langsung air dan udara. Proses tersebut mengakibatkan terjadinya perpindahan panas antara udara dan air yang berakibat terjadi penguapan sehingga temperatur udara masuk menurun. Berikut adalah beberapa contoh sistem *evaporative cooling*:

- *Fog Inlet Ait Cooling System*

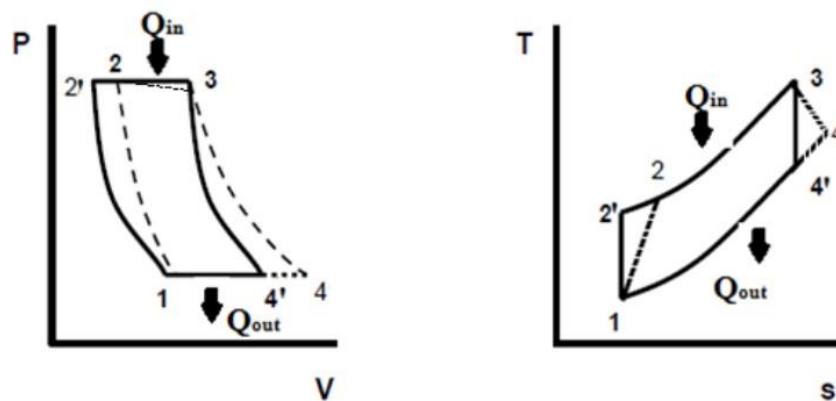
Fog inlet ait cooling system adalah cara mendinginkan udara temperatur masuk kompresor GT dengan pengabutan air melalui nozzle (*atomizing process*) sehingga terjadi penguapan pada titik-titik air.

- *Evaporative Air Cooler*

Evaporative air cooler adalah sistem pendingin dengan menguapkan air yang disirkulasikan oleh pompa. Proses penguapan air ke udara mengakibatkan energi diambil dari molekul udara sehingga berdampak pada penurunan temperatur udara (Hizbullah, 2014).

2.2.8 Teori Perhitungan Efisiensi PLTG

Pada perhitungan efisiensi PLTG menggunakan siklus brayton dari mulai kompresi, pembakaran, ekspansi dan pembuangan. Gambar 2.10 merupakan grafik hubungan antara *pressure-volume* (P-V) dan *temperature-entropy* (T-S) yang menunjukkan beberapa proses dari siklus brayton.



Gambar 2. 10 Grafik P-V dan T-S

Keterangan grafik :

Grafik no. 1-2'-3-4'= Proses ideal

Grafik no. 1-2-3-4 = Proses actual

(Faizal et al., 2017)

Proses perhitungan efisiensi PLTG dilakukan dengan pengolahan data parameter operasi terlebih dahulu. Berikut adalah tahapan formula perhitungan efisiensi PLTG:

$$\frac{Pr2}{Pr1} = \frac{P2}{P1} \dots\dots\dots(2.3)$$

Keterangan :

Pr1 = Tekanan relatif udara masuk kompresor *gas turbine*

Pr2 = Tekanan relatif udara keluar kompresor *gas turbine*

P1 = Tekanan udara masuk kompresor gas turbine (kg/cm²)

P2 = Tekanan udara keluar kompresor gas turbine (kg/cm²)

$$\frac{Pr3}{Pr4} = \frac{P3}{P4} \dots\dots\dots(2.4)$$

Keterangan :

Pr3 = Tekanan relatif gas yang masuk turbin

Pr4 = Tekanan relatif gas yang keluar turbin

P3 = Tekanan gas yang masuk ke turbin (kg/cm²)

P4 = Tekanan gas yang keluar dari turbin (kg/cm²)

Pada siklus brayton rasio kompresi mengalami tekanan konstan saat proses *isentropic*, berikut adalah persamaannya :

$$rp = \frac{P2}{P1} \dots\dots\dots(2.5)$$

Keterangan :

rp = Rasio tekanan

P1 = Tekanan udara yang masuk ke kompresor (kg/cm²)

P2 = Tekanan udara yang keluar dari kompresor (kg/cm²)

$$r_p = \frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{Pr_3}{Pr_4} \dots \dots \dots (2.6)$$

Keterangan :

r_p = Rasio tekanan

Pr1 = Tekanan relatif udara yang masuk kompresor

Pr2 = Tekanan relatif udara yang keluar kompresor

Pr3 = Tekanan relatif gas yang masuk turbin

Pr4 = Tekanan relatif gas yang keluar turbin

(H. Singh & Mahawar, 2018)

Interpolasi adalah salah satu metode numerik yang dipakai untuk mencari nilai sebuah fungsi atau nilai dari sekumpulan data yang tidak dimiliki oleh data maupun fungsi yang bersangkutan. Metode interpolasi untuk melakukan pendekatan (*akprosimasi*) terhadap sebuah fungsi yang tidak diketahui bentuk formulasinya. (Solusi Penyelesaian Interpolasi Linier dan Interpolasi Lagrange Memakai Program C ++ Maulida, 2015). Perhitungan nilai Pr4, T3, h1, h2, h3, h4, h2' dan h4' menggunakan formula interpolasi dari nilai tabel A-17 : *Ideal-gas properties of air* dari buku “*Thermodynamics an Engineering Approach.Ninth Edition.2019*” karangan Çengel (Indra Yogaswara, Supari, 2020).

$$Pr_4 = \frac{(T_4 - T_{bawah})(Pr_{atas} - Pr_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} + Pr_{bawah} \dots \dots \dots (2.7)$$

Perhitungan temperatur ideal udara keluar kompresor (T2') berdasarkan rumus di bawah ini:

$$T_2' = T_1 \times r_p^{(k-1)/1,4} \dots \dots \dots (2.8)$$

Keterangan :

T1 = Temperatur udara masuk kompresor (K)

rp = Rasio tekanan

Perhitungan temperatur ideal gas keluar turbin (T4') berdasarkan rumus di bawah ini:

$$T4' = T3 \times \frac{1}{rp^{(k-1)/1,4}} + \dots \dots \dots (2.9)$$

Keterangan :

T3 = Temperatur gas masuk turbin (K)

rp = Rasio tekanan

(Mubarrok et al., 2021)

Pada sistem termodinamika entalphi merupakan jumlah total energi internal dan jumlah total energi yang dimanfaatkan untuk mengerjakan aktivitas pada sebuah materi. Perubahan entalphi hanya bisa dinilai tetapi tidak dapat diukur secara langsung. *Entalphi* adalah perpindahan panas dengan konstan. Hukum termodinamika pertama berbunyi “energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan tapi hanya dapat dikonversi dari suatu bentuk ke bentuk lain”. Hukum tersebut berhubungan dengan entalphi (energi internal). Perhitungan nilai entalphi yang akurat bisa menggunakan metode interpolasi pada tabel gas ideal. Perhitungan metode interpolasi dilakukan karena tabel gas ideal tidak terdapat data aktual sesuai lapangan (Indra Yogaswara, Supari, 2020).

Nilai entalphi (h) yang akurat dihitung dengan metode interpolasi, berikut adalah metode perhitungan interpolasi persamaan h1 yang dihitung dengan memakai tabel gas ideal (K.S et al., 2018).

$$h1 = \frac{(T1 - Tbawah)(h atas - h bawah)}{(Tatas - Tbawah)} + h bawah \dots \dots \dots (2.10)$$

Perhitungan laju aliran massa dari bahan bakar berdasarkan rumus berikut : (Riandy, 2019).

$$m_{bb} = \frac{(V_{bb} \times Sg_{bb} \times \rho_{Udara})}{3600} \dots \dots \dots (2.11)$$

Keterangan :

$\dot{m}_{bb}$ = Laju aliran massa dari bahan bakar (kg/s)

V_{bb} = Volume aliran dari bahan bakar (Nm³/h)

Sg_{bb} = Spesific gravity bahan bakar

ρ_{Udara} = *Density* udara (kg/m³)

Perhitungan kalor masuk berdasarkan rumus dibawah ini (Fellah, 2014).

$$Q_{in} = \dot{m}_{bb} \times LHV \dots \dots \dots (2.12)$$

Keterangan :

Q_{in} = Panas pembakaran di ruang bakar (kJ/s)

$\dot{m}_{bb}$ = Laju aliran massa dari bahan bakar (kg/s)

LHV = *Low heating value* (kJ/kg)

Perhitungan *air fuel ratio* $\left(\frac{A}{F}\right)$ dihitung menggunakan rumus dibawah ini (K.Sal.,2018).

$$W_{net} = W_T - W_C = \frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} \dots \dots \dots (2.13)$$

$$\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} = (\dot{m}_{bb} + \dot{m}_{iu}) (h_3 - h_4) - \dot{m}_{iu} (h_2 - h_1) \dots \dots \dots (2.14)$$

$$\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} = \left(1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right) \dot{m}_{bb} (h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F}\right) \dot{m}_{bb} (h_2 - h_1) \dots \dots \dots (2.15)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} - \dot{m}_{bb} (h_3 - h_4)}{\dot{m}_{bb} (h_3 - h_4) - \dot{m}_{bb} (h_2 - h_1)} \dots \dots \dots (2.16)$$

Keterangan :

$\left(\frac{A}{F}\right)$ = Air fuel ratio

$\dot{m}_{bb}$ = laju aliran massa dari bahan bakar (kg/s)

$\dot{m}_{iu}$ = laju aliran massa dari udara (kg/s)

h_1 = Entalphi udara ke kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalphi udara dari kompresor (kJ/kg)

h_3 = Entalphi gas dari pembakaran menuju turbin (kJ/kg)

h_4 = Entalphi gas hasil pembakaran keluaran turbin (kJ/kg)

W_{gen} = Kerja generator (kW)

η_{gen} = Efisiensi generator (%)

Perhitungan laju aliran massa udara berdasarkan rumus dibawah ini (Setiawan et al, 2017).

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bb} \times \left(\frac{A}{F}\right) \dots \dots \dots (2.17)$$

Keterangan :

$\dot{m}_{udara}$ = Laju aliran massa dari udara (kg/s)

$\dot{m}_{bb}$ = Laju aliran massa dari bahan bakar (kg/s)

$\left(\frac{A}{F}\right)$ = *Air fuel ratio*

Selanjutnya perhitungan laju aliran massa gas menggunakan rumus dibawah ini (RIANDY, 2019).

$$\dot{m}_{Gas} = \dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb} \dots \dots \dots (2.18)$$

Keterangan :

$\dot{m}_{Gas}$ = Laju aliran massa gas (kg/s)

$\dot{m}_{udara}$ = Laju aliran massa udara (kg/s)

$\dot{m}_{bb}$ = Laju aliran massa dari bahan bakar (kg/s)

Perhitungan efisiensi kompresor dengan menggunakan rumus dibawah ini (Setiawan, Hidayat, & Dwi, 2017).

$$\eta_{\text{Compressor}} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100 \% \dots \dots \dots (2.19)$$

Keterangan:

$\eta_{\text{Compressor}}$ = Efisiensi kompresor (%)

h_1 = Entalphi udara yang menuju kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalphi udara keluaran kompresor (kJ/kg)

$h_{2'}$ = Entalphi udara keluaran kompresor ideal (kJ/kg)

Perhitungan kerja dari kompresor dengan menggunakan rumus dibawah ini:

$$W_c = \dot{m}_{\text{udara}} \times (h_2 - h_1) \% \dots \dots \dots (2.20)$$

Keterangan :

W_c = Kerja kompresor (kJ/s)

$\dot{m}_{\text{udara}}$ = Laju aliran massa dari udara (kg/s)

h_1 = Enthalpi udara menuju kompresor (kJ/kg)

h_2 = Enthalpi udara keluaran kompresor (kJ/kg)

Perhitungan efisiensi turbin menggunakan rumus dibawah ini (Fellah, 2014).

$$\eta_{\text{Turbin}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}} \times 100 \% \dots \dots \dots (2.21)$$

Keterangan:

η_{Turbin} = Efisiensi turbin (%)

h_3 = Entalphi gas yang masuk turbin (kJ/kg)

h_4 = Entalphi gas keluaran turbin (kJ/kg)

$h_{4'}$ = Entalphi gas keluaran turbin ideal (kJ/kg)

Perhitungan kerja turbin berdasarkan rumus dibawah ini (Setiawan, Hidayat, & Dwi, 2017).

$$W_T = m \text{ Gas} \times (h_3 - h_4) \dots\dots\dots(2.22)$$

Keterangan :

W_T = Kerja turbin (kJ/s)

$m \text{ Gas}$ = Laju aliran massa dari gas (kg/s)

h_3 = Entalphi gas menuju turbin (kJ/kg)

h_4 = Entalphi gas keluaran turbin (kJ/kg)

Efisiensi *thermal* PLTG adalah ukuran untuk mengetahui seberapa efisien unit *gas turbine* dalam menghasilkan energi. Perhitungan efisiensi *thermal* PLTG berdasarkan rumus dibawah ini (Igoma et al., 2016).

$$\eta \text{ Thermal PLTG} = \frac{W_{net}}{Q_{added}} \times 100 \% \dots\dots\dots(2.23)$$

$$\eta \text{ Thermal PLTG} = \frac{W_T - W_C}{Q_{in}} \times 100 \% \dots\dots\dots(2.24)$$

Selain metode perhitungan diatas, nilai efisiensi yaitu perbandingan antara *output* (produksi energi kWh) dan *input* (pemakaian bahan bakar). Perhitungan berdasarkan rumus di bawah ini (Pedoman tata niaga tenaga listrik edisi II, 2019).

$$\eta \text{ Thermal PLTG} = \frac{\text{Prod (kwh)} \times 860 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kwh}}}{\text{Vol.bbakar (kg;ltr)} \times \text{nilai kalor} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg;ltr}} \right)} \times 100\% \dots\dots\dots(2.25)$$

$$\eta \text{ Thermal PLTG} = \frac{P}{Q_{in}} \times 100\% \dots\dots\dots(2.26)$$

Keterangan:

$\eta \text{ Thermal PLTG}$ = Efisiensi *thermal* (%)

W_T = Kerja dari turbin (kJ/s)

W_C = Kerja dari kompresor (kJ/s)

Q_{in} = Kalor masuk (kJ/s)

$$P = \text{Power generator (kJ/s)}$$

Heat Rate merupakan besarnya energi dari bahan bakar yang dimanfaatkan untuk memproduksi energi listrik sebesar 1 kWh. Perhitungan *heat rate* berdasarkan rumus dibawah ini (Igoma et al., 2016).

$$\text{Heat Rate} = \frac{\dot{Q}_{in}}{W_T - W_C} \dots\dots\dots(2.27)$$

Keterangan:

Heat Rate = Energi bahan bakar yang digunakan (kJ/kWh)

$\dot{Q}_{in}$ = Kalor masuk (kJ/s)

W_C = Kerja dari kompresor (kJ/s)

W_T = Kerja dari turbin (kJ/s)