

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Kajian Relevan

1. Penelitian *Gas Turbine Degradation* [4].

Penelitian ini merupakan rujukan fundamental yang mengklasifikasikan kerugian performa turbin gas menjadi dua jenis, yakni kerugian yang dapat dipulihkan (*recoverable*) melalui pencucian kompresor dan kerugian permanen (*non-recoverable*). Secara kuantitatif, penumpukan kotoran menyumbang porsi penurunan awal terbesar, namun selalu terdapat peluruhan performa permanen sebesar 0,5% hingga 1,5% per tahun yang tidak dapat disembuhkan melalui pencucian rutin. Peluruhan menetap ini dipicu oleh perubahan geometri profil sudu dan peningkatan jarak kerenggangan (*clearance*) akibat akumulasi jam terbang operasional. Hal ini menjadikannya landasan teori utama bagi penelitian ini untuk memvalidasi bahwa efisiensi termal mesin akan selalu mengalami laju degradasi permanen secara konstan sepanjang fase operasi kritis dari pasca-CI menuju MI.

2. Penelitian Analisis Efisiensi Thermal PLTG Grati Unit 2.1 Sebelum dan Sesudah Pelaksanaan *Major Inspection* [3].

Skripsi ini mengevaluasi seberapa besar dampak pelaksanaan perombakan total mesin (*Major Inspection*) terhadap pemulihan daya dan efisiensi termal turbin gas. Evaluasi termodinamika yang dilakukan memperlihatkan bahwa tindakan restorasi skala besar tersebut berhasil memulihkan efisiensi mesin secara drastis dengan mengganti komponen jalur gas panas yang telah mencapai batas keausan maksimal. Kondisi ini secara langsung membuktikan bahwa efisiensi termal terus merosot secara progresif sebanding dengan akumulasi *Equivalent Operating Hours* (EOH), di mana titik Pra-MI merupakan fase dengan tingkat kerugian energi tertinggi. Oleh karena itu, penelitian ini memperkuat urgensi mengapa laju penurunan performa harus

dipetakan secara presisi tepat sebelum unit tersebut memasuki fase perombakan akhir.

3. Penelitian Analisis Kinerja Turbin Gas (GT 3.1) PLTGU Muara Karang Setelah Masa Konstruksi Sesuai ISO 2314:2009 [5].

Penelitian ini mengevaluasi kinerja unjuk kerja turbin gas tipe M701F5 di PLTGU Muara Karang yang menggunakan parameter lingkungan (suhu, kelembapan) sebagai variabel pengaruh daya keluaran. Ditemukan bahwa perbedaan kondisi lingkungan pesisir (temperatur ambien) sangat mendistorsi pembacaan *Net Output* dan *Net Plant Heat Rate* mesin jika tidak distandardisasi. Parameter cuaca di sekitar Muara Karang sangat fluktuatif. Meskipun skripsi ini tidak menggunakan rumus ISO 2314, jurnal ini menjadi pembenaran logis mengapa penarikan data operasi dari DCS wajib disortir pada hari dan jam yang suhu udaranya seragam, agar fluktuasi cuaca tidak mengganggu analisis tren degradasi.

4. Penelitian Analisis Efisiensi Turbin Gas Tipe V94.2 Sebelum dan Sesudah Minor Inspection Pada Blok 4 Unit 3 PLTGU Muara Tawar [1].

Penelitian ini Menganalisis perubahan efisiensi turbin gas Siemens V94.2 akibat pelaksanaan *Minor Inspection* (MI) atau setara dengan *Combustion Inspection* (CI). Hasil pada penelitian ini terdapat kenaikan efisiensi termal dari 32,55% menjadi 33,72% setelah pelaksanaan inspeksi dan pemeliharaan pada ruang bakar. Meskipun levelnya hanya inspeksi minor, perbaikan pada area *combustor* mampu memberikan pemulihan performa yang terukur. Jurnal ini memperkuat argumen penulis mengenai dampak CI terhadap pemulihan efisiensi.

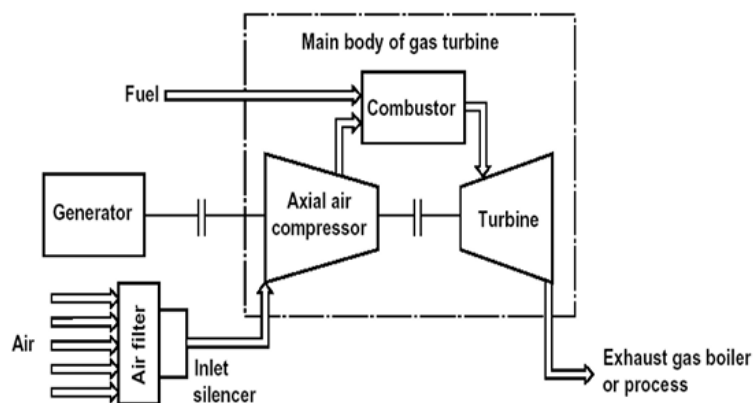
5. Penelitian Analisis Perbandingan Performa Turbin Gas Sebelum dan Sesudah Pemeliharaan Combustor [6].

Penelitian ini membuktikan bahwa pemeliharaan yang berfokus pada ruang bakar secara langsung berkorelasi dengan pemulihan daya turbin mendekati kondisi *commissioning*. Temuan ini memperkuat justifikasi dalam penelitian ini untuk mengevaluasi secara khusus efektivitas *Combustion Inspection*.

2.2. Landasan Teori

2.2.1. Sistem Kerja PLTG

Pada sistem PLTG atau *gas turbine*, sesuai siklus *brayton* terdiri dari 3 komponen utama yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin gas. Pada *gas turbine* Mitsubishi tipe M701F3 Up – rated, kompresor tersusun axial dengan jumlah tahapan atau stage pada kompresor sebanyak 17 *stage*. Sedangkan pada ruang bakar terdiri dari 20 buah ruang bakar yang disusun secara melingkar atau biasa disebut dengan *multi burner*. Sementara turbin nya tersusun dengan 4 *stage* turbin yang dilapisi *coating* untuk mencegah kerusakan material akibat temperatur dan tekanan tinggi (manual book).



Gambar 2. 1 Skema Sistem Kerja PLTG

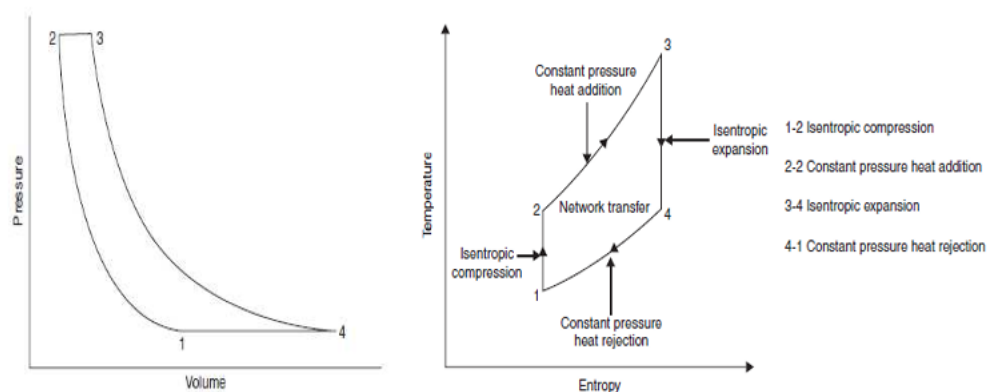
Sumber: [5]

PLTG merupakan jenis pembangkit listrik memanfaatkan udara yang terkompresi dan bersuhu tinggi sebagai fluida kerja dimana fluida ini digunakan untuk menggerakkan poros turbin [7]. Prinsip kerja PLTG yaitu udara sekitar diserap dan difilter sebelum memasuki ruang kompresi, kemudian udara ambient dikompresi hingga bertekanan tinggi lalu udara bertekanan tinggi dibakar di ruang bakar dengan bantuan bahan bakar berupa gas maupun minyak dan pemantik (*Igniter*) sehingga terjadi proses pembakaran. Udara panas hasil pembakaran kemudian membentur sudu-sudu turbin sehingga memutar poros turbin, poros

turbin ini kemudian dikopelkan dengan poros generator dan menggerakkan rotor pada generator sehingga terjadi induksi elektromagnetik antara rotor dan stator yang kemudian akan menghasilkan listrik seiring dengan putaran poros turbin yang dikopelkan .

2.2.2. Konfigurasi PLTG

Pada dasarnya konfigurasi pada PLTG sesuai dengan teori Siklus *Brayton* (*Brayton Cycle*), Siklus *Brayton* merupakan siklus termodinamika yang menggambarkan kerja ideal dari turbin gas. Siklus ini diawali dengan proses kompresi isentropik kemudian diakhiri dengan pelepasan panas dengan tekanan konstan atau isobarik, [8] dan siklus ini menggambarkan hubungan antara tekanan dengan volume (P-V) dan temperatur dengan entropi (T-S).



Gambar 2. 2 Siklus Brayton dengan Diagram P-V dan T-S

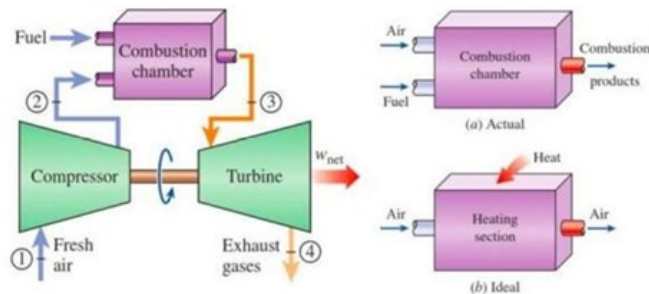
Sumber: [5]

Berdasarkan siklus pada gambar 2.2, proses kerja dalam turbin gas dapat dijelaskan sebagai berikut:

1. Proses Kompresi Isentropik (1-2)

Proses ini adalah proses kompresi isentropik, dimana proses kompresi tanpa adanya penambahan kalor. Udara lingkungan dengan tekanan atmosfer pada titik 1 dihisap oleh kompresor lalu ditekan ke titik 2, pada titik ini suhu dan tekanan naik.

2. Proses Pembakaran Isobarik (2-3)



Gambar 2. 3 Proses Pembakaran Isobarik

Sumber: [9]

Proses ini adalah proses pembakaran dengan tekanan tetap (Isobarik), pada titik 2 udara terkompresi diinjeksikan ke dalam ruang bakar, kemudian dicampurkan dengan bahan bakar dan dilakukan proses pembakaran dengan pemantik. Kemudian pada titik 3 udara bertekanan dan bertemperatur tinggi dihembuskan keluar dari ruang bakar.

3. Proses Ekspansi Isentropik (3-4)

Proses ini adalah proses ekspansi atau penurunan tekanan tanpa adanya penambahan kalor (Isentropik). Gas panas bertekanan pada titik 3 membentur sudu-sudu turbin kemudian energi potensial gas panas dikonversi dalam bentuk energi mekanik putaran turbin yang kemudian diekspansikan sehingga tekanan menurun pada titik 4.

4. Proses *Exhaust* panas Isobarik (4-1)

Gas panas hasil ekspansi pada titik 4 kemudian dibuang ke lingkungan sehingga terjadi pembuangan kalor. Secara fundamentalnya, siklus brayton ideal mengasumsikan proses kompresi dan ekspansi terjadi secara isentropik murni tanpa adanya kerugian tekanan di ruang bakar serta perbedaan efisiensi isentropik pada kompresor dan turbin akibat gesekan fluida yang harus selalu diperhatikan, karena faktor-faktor inilah yang secara riil membatasi daya netto dan efisiensi termal yang dapat dihasilkan sistem. [10]

2.2.3. Komponen Utama PLTG

1. *Compressor Section*

Compressor Section merupakan komponen yang berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan meningkatkan tekanan udara secara bertahap melalui serangkaian sudu-sudu yang disusun secara aksial. Umumnya kompresor tipe aksial memiliki beberapa *stage* yang tersusun dari sudu rotor dan stator.

Udara masuk ke dalam kompresor melalui *Inlet Guide Vanes* (IGV) yang berfungsi untuk mengatur volume aliran udara sesuai dengan kebutuhan beban operasi. Proses kompresi ini menaikkan tekanan dan suhu udara sebelum dialirkan menuju *combustor section* untuk proses pembakaran. Secara mekanis, rotor kompresor tersusun dari cakram-cakram roda yang digabungkan oleh baut pengikat (*tie bolts*) untuk memastikan struktur komponen aman saat berputar pada kecepatan tinggi. [11]

2. *Combustor Section*

Combustor Section berguna sebagai tempat terjadinya proses pembakaran dengan mengkonversi energi kimia bahan bakar menjadi energi panas melalui reaksi pembakaran. Sistem pembakaran pada *Combustor Section* GT 2.2 menggunakan tipe *multi-chamber can-annular* dengan 12 buah ruang bakar yang disusun mengelilingi poros mesin.

Di dalam ruang bakar, udara bertekanan tinggi dari *compressor section* dicampur dengan bahan bakar dan dinyalakan secara kontinu. Gas hasil pembakaran dengan temperatur dan tekanan tinggi kemudian dialirkan menuju *turbine section* melalui komponen *transition piece*. Komponen tersebut berfungsi sebagai penghubung sekaligus pengarah aliran gas panas agar masuk ke dalam nosel turbin dengan sudut yang optimal. [12]

3. *Turbine Section*

Turbine Section merupakan komponen utama yang mengkonversi energi kinetik dan termal dari gas hasil pembakaran menjadi energi mekanik berupa putaran poros. Gas panas bertekanan tinggi akan menumbuk sudu-sudu turbin, yang menyebabkan rotor turbin berputar. Energi yang dihasilkan dari putaran poros turbin digunakan sebagai penggerak kompresor, sedangkan

sisanya energinya digunakan untuk memutar generator guna menghasilkan listrik. [13]

2.2.4. *Scheduled Inspection and Maintenance Gas Turbine*

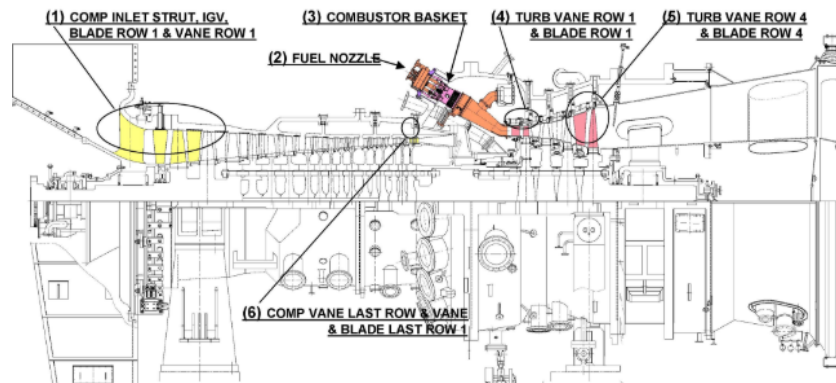
Overhaul dan inspeksi merupakan bagian integral dari strategi pemeliharaan gas turbin yang bertujuan untuk menjaga keandalan, efisiensi, dan keselamatan operasi pembangkit listrik. [14] Berdasarkan manual pemeliharaan gas turbin Mitsubishi Heavy Industries (MHI) Tipe M701F serta pedoman *outage management* yang diterapkan pada unit PLTG, kegiatan inspeksi dan Overhaul dilaksanakan secara terencana dengan mempertimbangkan *Equivalent Operating Hours* (EOH), Jumlah siklus start-stop, serta kondisi aktual pada komponen. Pendekatan ini dapat memungkinkan deteksi dini terhadap degradasi komponen sehingga potensi terjadinya forced outage dapat diminimalisir.

Secara umum, inspeksi dan Overhaul pada gas turbin diklasifikasikan ke dalam beberapa tingkatan berdasarkan kedalaman pemeriksaan dan lingkup pembongkaran komponen. Pembagian ini disesuaikan dengan tingkat paparan komponen terhadap temperatur tinggi, beban mekanik serta karakteristik operasi gas turbin.

1. *Running Inspection*

Inspeksi dan pemeliharaan harian perlu dilakukan setiap hari, mingguan, atau bulanan untuk setiap peralatan sesuai kebutuhan selama unit beroperasi. Inspeksi ini akan bervariasi tergantung pada kondisi operasi unit. Dalam proses pemeliharaan dan inspeksi harian perlu diperhatikan tren karakteristik operasi dan kondisi operasi unit. Dimana umumnya aktivitas *Running Inspection* dapat ditentukan oleh hasil analisis parameter operasi yang akan diamati setiap hari ataupun dalam periode waktu tertentu.

2. *Combustor Section Inspection*

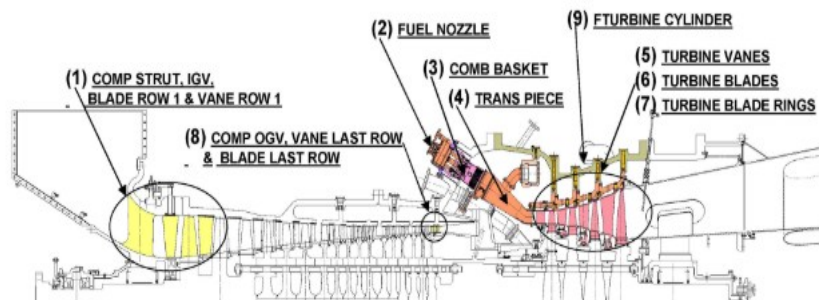


Gambar 2. 4 *Scope Pengerjaan Combustor Inspection*

Sumber: [2]

Combustion Inspection (CI) merupakan inspeksi berkala yang berfokus pada combustion section dan komponen pendukungnya guna memastikan proses pembakaran berlangsung stabil, aman, dan sesuai batas desain pabrik. *Scope* pekerjaan ini mencakup *combustor basket*, *pre-mix fuel nozzle*, *transition piece*, *cross flame tube*, *igniter*, dan *flame detector*, dengan pembongkaran terbatas tanpa perlu membuka casing utama sehingga memerlukan durasi pemeliharaan yang singkat. Inspeksi difokuskan pada evaluasi visual guna mendeteksi retak termal, oksidasi, erosi, distorsi, serta degradasi lapisan pelindung akibat temperatur tinggi, sekaligus menilai kualitas sistem pembakaran secara keseluruhan. Perhatian utama diberikan pada kondisi *fuel nozzle*, terutama bagian *pre-mix* dan pilot, karena berpengaruh langsung terhadap kestabilan nyala api dan distribusi temperatur; ketidaksempurnaan pencampuran udara-bahan bakar dapat memicu api yang tidak stabil dan peningkatan emisi NO_x yang mempercepat degradasi komponen *turbine*. Hasil CI kemudian digunakan sebagai dasar penentuan tindakan perbaikan, pembersihan, atau penggantian komponen guna mencegah kerusakan lebih lanjut, menjaga kontinuitas operasi, dan memperpanjang umur komponen pembakaran. [2]

3. *Turbine Section Inspection*

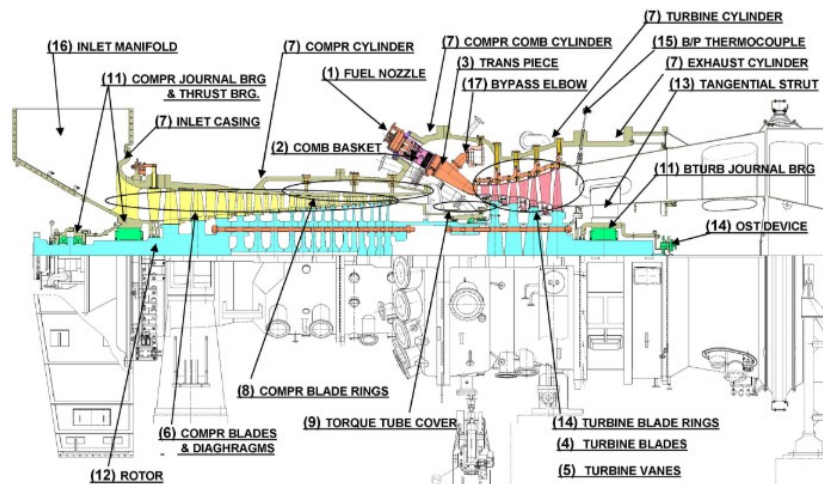


Gambar 2. 5 Scope Pengerjaan Turbine Inspection

Sumber: [2]

Turbine Inspection (TI) merupakan inspeksi berkala yang berfokus pada turbine section dan komponen utamanya guna memastikan integritas struktural serta performa turbin tetap berada dalam batas desain pabrikan. Scope pekerjaan ini mencakup turbine blade (rotor dan stator), vane, shroud, seal, serta komponen pendukung jalur aliran gas panas, dengan tingkat pembongkaran yang lebih mendalam dibandingkan combustion inspection namun belum mencapai overhaul penuh. Inspeksi difokuskan pada evaluasi visual dan dimensional untuk mendeteksi kerusakan seperti retak akibat fatigue termal, creep, oksidasi, korosi suhu tinggi, erosi, serta deformasi yang dapat mempengaruhi efisiensi dan keselamatan operasi. Perhatian utama diberikan pada kondisi blade dan vane, khususnya pada leading edge dan trailing edge, karena area ini paling rentan terhadap beban termal dan mekanis yang tinggi serta berpengaruh langsung terhadap performa ekspansi gas dan distribusi beban pada rotor. Selain itu, kondisi clearance antar komponen turut dievaluasi untuk menghindari gesekan berlebih yang dapat memicu kerusakan lanjutan. Hasil TSI kemudian digunakan sebagai dasar penentuan tindakan perbaikan, penggantian komponen, atau penjadwalan overhaul, sehingga dapat menjaga keandalan unit, mencegah kegagalan kritis, dan memperpanjang umur operasi turbin. [2]

4. *Major Overhaul Inspection*



Gambar 2. 6 Scope Pengerjaan *Major Inspection*

Sumber: [2]

Major Inspection (MI) merupakan inspeksi menyeluruh dengan tingkat pembongkaran paling tinggi yang mencakup seluruh section utama turbin gas, yaitu *compressor*, *combustion*, dan *turbine*, guna memastikan kondisi keseluruhan unit tetap andal, aman, dan sesuai dengan batas desain pabrik. *Scope* pekerjaan ini melibatkan pembongkaran casing utama, pelepasan rotor, serta inspeksi detail terhadap komponen kritis seperti *blade*, *vane*, *disc*, *shaft*, *bearing*, *seal*, dan komponen pendukung lainnya, sehingga memerlukan durasi pemeliharaan yang lebih panjang serta peralatan khusus. Inspeksi difokuskan pada evaluasi visual, dimensional, dan *non-destructive test* (NDT) untuk mendeteksi kerusakan seperti retak akibat fatigue, creep, deformasi, keausan, serta degradasi material akibat beban termal dan mekanis jangka panjang. Perhatian utama diberikan pada komponen berumur pakai terbatas (*life-limited parts*) dan integritas rotor, karena kegagalan pada bagian ini dapat berdampak langsung terhadap keselamatan dan kontinuitas operasi unit. Selain itu, dilakukan pula pengukuran ulang clearance, alignment, serta balancing untuk memastikan performa optimal setelah *reassembly*. Hasil MI kemudian digunakan sebagai dasar penentuan overhaul menyeluruh, penggantian komponen utama, serta evaluasi umur pakai, sehingga dapat mencegah kegagalan kritis, meningkatkan keandalan unit, dan memperpanjang umur operasi gas turbin secara keseluruhan. [2]

Selain itu, degradasi performa turbin gas akibat penumpukan kotoran atau *fouling* pada kompresor dan keausan mekanis pada *hot gas path* dapat diukur secara kuantitatif. Pemeliharaan berkala seperti *Combustion Inspection* dan *Major Inspection* dirancang untuk memulihkan kerugian performa yang masih dapat dikembalikan atau tergolong dalam *recoverable losses* agar parameter unit dapat kembali mendekati batas design pabrikan. [15]

2.2.5. Kinerja Termal Turbin Gas

Evaluasi kinerja pada sistem pembangkit daya turbin gas pada dasarnya berlandaskan pada prinsip kesetimbangan energi untuk volume atur dalam kondisi tunak (*steady state*). Berdasarkan Hukum Pertama Termodinamika, analisis ini memfasilitasi perhitungan kerja kompresor, jumlah panas yang ditambahkan, dan kerja turbin dengan mengevaluasi perubahan entalpi pada tiap titik siklus operasi. [16]

Dasar kerja turbin gas dapat tergambarkan melalui Siklus *Brayton*, siklus ini menunjukkan hubungan antara temperatur, tekanan, volume dan entropi. Berdasarkan siklus tersebut proses mengubah energi panas menjadi energi mekanik melalui kompresi, pembakaran hingga ekspansi. Kompresor mengkompresi udara kemudian dicampurkan dengan bahan bakar dan dipantik menggunakan pemantik (*Igniter*) di dalam ruang bakar dengan tekanan konstan. Gas panas hasil pembakaran tersebut kemudian digunakan untuk memutar turbin dan menghasilkan energi mekanik yang kemudian digunakan untuk memutar poros generator hingga menghasilkan listrik.

Langkah-langkah dalam pengolahan data hingga mendapatkan Kinerja termal pada turbin gas dapat dijabarkan sebagai berikut: [17]

$$\frac{Pr2}{Pr1} = \frac{P2}{P1} \quad (2.1)$$

Keterangan:

Pr_1 : Tekanan relatif udara masuk pada kompresor gas turbine (kg/cm²)

Pr_2 : Tekanan relatif udara keluar dari kompresor gas turbine (kg/cm²)

P_1 : Tekanan udara masuk pada kompresor gas turbine (kg/cm²)

P_2 : Tekanan udara keluar dari kompresor gas turbine (kg/cm²)

Sehingga persamaan tersebut juga berlaku untuk turbin dan *exhaust* di titik 3 dan 4 dan digambarkan pada persamaan berikut

$$\frac{Pr_3}{Pr_4} = \frac{P_3}{P_4} \quad (2.2)$$

Keterangan:

Pr_3 : Tekanan relatif gas yang masuk pada turbin (kg/cm²)

Pr_4 : Tekanan relatif gas yang keluar dari turbin (kg/cm²)

P_3 : Tekanan gas yang masuk ke turbin (kg/cm²)

P_4 : Tekanan gas yang keluar dari turbin (kg/cm²)

Kemudian berdasarkan siklus *brayton* pada proses isentropic rasio tekanan dapat dijelaskan pada persamaan berikut:

$$rp = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.3)$$

Keterangan:

rp : Rasio tekanan

P_1 : Tekanan udara yang masuk ke kompresor (kg/cm²)

P_2 : Tekanan udara yang keluar dari kompresor (kg/cm²)

Kemudian rasio tekanan relatif dapat dijelaskan dengan persamaan berikut:

$$rp = \frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{Pr_3}{Pr_4} \quad (2.4)$$

Keterangan:

rp : Rasio tekanan

Pr_1 : Tekanan relatif udara yang masuk ke kompresor (kg/cm²)

Pr_2 : Tekanan relatif udara yang keluar dari kompresor (kg/cm²)

Pr_3 : Tekanan relatif gas yang masuk ke turbin (kg/cm²)

Pr_4 : Tekanan relatif gas yang keluar dari turbin (kg/cm²)

Adapun nilai dari parameter *Air Fuel Ratio* (AFR), dimana parameter ini menjelaskan tentang seberapa banyak udara yang digunakan untuk proses pembakaran di ruang bakar. Parameter tersebut dapat dijelaskan pada persamaan berikut:

$$\frac{A}{F} = \frac{[(NGT/\eta_{gen}) - (\dot{m}_f \times (h_3 - h_4))]}{[(\dot{m}_f \times (h_3 - h_4)) - (\dot{m}_f \times (h_2 - h_1))]} \quad (2.5)$$

Keterangan:

$\frac{A}{F}$	:	<i>Air Fuel Ratio</i>
NGT	:	Daya Bersih Generator (kW)
η_{gen}	:	Efisiensi Generator
$\dot{m}_f$	:	Laju aliran bahan bakar (kg/s)
h_1	:	Entalpi udara masuk kompresor (kJ/kg)
h_2	:	Entalpi udara keluar kompresor (kJ/kg)
h_3	:	Entalpi gas masuk turbin (kJ/kg)
h_4	:	Entalpi gas keluar turbin (kJ/kg)

Kemudian dalam mengkalkulasi efisiensi termal turbin gas diperlukan *spezifik fuel consumption* (SFC) dimana parameter ini menggambarkan seberapa besar bahan bakar di konsumsi atau digunakan, sehingga persamaannya adalah sebagai berikut:

$$SFC = \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \quad (2.6)$$

Keterangan:

SFC	:	<i>Spezifik Fuel Consumption</i>
$\dot{m}_{bb}$	:	Laju aliran bahan bakar (kJ/s)
$\dot{W}_{netto}$	:	Selisih daya aktual (kJ/s)

Efisiensi turbin gas tidak terlepas dari efektivitas siklus kompresi yang mengolah udara *ambient* dari saluran *inlet*. Selama fase ini, terjadi peningkatan parameter termodinamika pada udara yang keluar dari sisi *discharge*. Dinamika tersebut cenderung menurunkan nilai efisiensi sehingga memicu konsumsi energi

atau kerja kompresor yang lebih besar. Besarnya beban kerja tersebut dapat dievaluasi melalui formulasi di bawah ini:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{udara}(h_2 - h_1) \quad (2.7)$$

Keterangan:

- $\dot{W}_C$: Kerja Kompresor (kJ/s)
- $\dot{m}_u$: Laju aliran massa udara (kg/s)
- h_1 : Entalpi udara masuk kompresor (kJ/kg)
- h_2 : Entalpi udara keluar kompresor (kJ/kg)

Evaluasi terhadap penambahan kalor pada unit combustor dilakukan setelah proses di sisi kompresor selesai. Dalam operasional aktual, terjadi penyusutan tekanan jika dikomparasikan dengan tekanan *discharge* kompresor akibat adanya rugi-rugi mekanis, termasuk friksi selama fase pembakaran berlangsung. Besarnya energi panas yang masuk ke dalam sistem dapat ditentukan melalui persamaan di bawah ini:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{bahan\ bakar} \times LHV \quad (2.8)$$

Keterangan:

- $\dot{Q}_{in}$: Laju aliran panas yang ditambahkan pada ruang bakar (kJ/s)
- $\dot{m}_{bb}$: Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
- LHV : Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)

Tahap selanjutnya melibatkan penghitungan daya yang dihasilkan oleh komponen turbin setelah fase pembakaran selesai. Karena adanya resistensi gesek dan kerugian energi di dalam sistem, suhu gas buang pada sisi keluaran turbin akan lebih tinggi dibandingkan dengan hasil perhitungan proses isentropik. Guna menentukan nilai kerja turbin secara tepat, digunakan rumus sebagai berikut:

$$\dot{W}_T = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar}) \times (h_3 - h_4) \quad (2.9)$$

Keterangan:

- W_T : Kerja turbin aktual (kJ/s)
 $\dot{m}_u$: Laju aliran massa udara (kg/s)
 $\dot{m}_{bb}$: Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
 LHV : Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)
 h_3 : Entalpi gas masuk turbin (kJ/kg)
 h_4 : Entalpi gas keluar turbin (kJ/kg)

Aliran gas panas yang keluar dari sisi turbin selanjutnya akan dilepas kembali ke atmosfer. Pada model siklus *Brayton* teoretis, udara buangan tersebut masih membawa sejumlah energi panas yang kemudian berpindah ke lingkungan sekitar. Besarnya energi yang terbuang ini dapat diidentifikasi melalui rumus berikut:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_g (h_4 - h_1) \quad (2.10)$$

Keterangan:

- $\dot{Q}_{out}$: Laju aliran panas yang dilepas turbin (kJ/s)
 h_4 : Entalpi gas keluar turbin (kJ/kg)
 h_1 : Entalpi gas masuk kompresor (kJ/kg)

Sehingga berdasarkan Laju aliran panas yang masuk dan dilepas oleh turbin dapat diketahui persamaan efisiensi dari kerja turbin yaitu:

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}} \times 100\% \quad (2.11)$$

Keterangan:

- η_{GT} : Efisiensi *Gas Turbine* (kg/s)
 h_3 : Entalpi gas masuk turbin (kJ/kg)
 h_4 : Entalpi gas keluar turbin (kJ/kg)
 $h_{4'}$: Entalpi gas keluar turbin ideal (kJ/kg)

Maka efisiensi komponen kompresor dan combustor digambarkan berturut-turut dalam persamaan (2.8) dan (2.9) di bawah ini:

$$\eta_c = \frac{(h_{2'} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \times 100\% \quad (2.12)$$

Keterangan:

- η_c : Efisiensi *Compressor* (%)
- h_1 : Entalpi udara masuk kompresor (kJ/kg)
- h_2 : Entalpi udara keluar kompresor (kJ/kg)
- $h_{2'}$: Entalpi udara keluar kompresor ideal (kJ/kg)

$$\eta_{cc} = \frac{(\dot{m}_u + \dot{m}_{bb})h_3 - \dot{m}_u \cdot h_2}{(\dot{m}_{bb} \cdot LHV)} \times 100\% \quad (2.13)$$

Keterangan:

- η_{cc} : Efisiensi *Combuster Chamber* (%)
- $\dot{m}_u$: Laju aliran massa udara (kg/s)
- $\dot{m}_{bb}$: Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
- LHV : Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)
- h_3 : Entalpi gas masuk turbin (kJ/kg)
- h_4 : Entalpi gas keluar turbin (kJ/kg)
- $h_{4'}$: Entalpi gas keluar turbin ideal (kJ/kg)

Maka, kinerja turbin dapat tergambarkan melalui persamaan efisiensi termal turbin gas di bawah ini:

$$\eta_{thermal} = \frac{W_{netto}}{\dot{Q}_{in}} \times 100\% \quad (2.14)$$

$$\eta_{thermal} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{in}} \times 100\%$$

Keterangan:

- $\eta_{thermal}$: Efisiensi *Thermal* PLTG (%)
 $\dot{W}_{netto}$: Daya bersih aktual (kJ/s)
 $\dot{Q}_{in}$: Laju aliran panas yang ditambahkan pada ruang bakar (kg/s)
 $\dot{W}_T$: Kerja turbin aktual (kJ/s)
 $\dot{W}_C$: Kerja Kompresor (kJ/s)

Adapun jumlah energi yang dibutuhkan unit pembangkit untuk menghasilkan satu kWh dapat dijelaskan pada persamaan berikut:

$$Heat\ Rate\ Netto = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{netto}} \quad (2.15)$$

Keterangan:

- HR : Heat Rate (kJ/kg)
 $\dot{W}_{netto}$: Daya bersih aktual (kJ/s)
 $\dot{Q}_{in}$: Laju aliran panas yang ditambahkan pada ruang bakar (kg/s)

2.2.6. Efektivitas Pemulihan Kinerja (*Recovery Effectiveness*)

Secara umum efektivitas (ϵ) merupakan parameter tanpa satuan yang membandingkan perubahan nyata yang dihasilkan pada suatu komponen dengan perubahan maksimum yang secara teori dapat terjadi dalam kondisi ideal. [17] Persamaan ini kemudian peneliti gunakan sebagai acuan ukur dalam mengkalkulasi besaran pemulihan kinerja secara efektif setelah overhaul dilakukan. Sehingga persamaannya ditulis sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{Actual\ Gain}{Maximum\ Possible\ Gain} \times 100\% \quad (2.16)$$

- ε : Efektivitas (%)
 Actual gain : Selisih antara kondisi sebelum dan sesudah suatu proses
 Max possible gain : Selisih kondisi ideal dengan sebelum suatu proses

Dengan persamaan efektivitas (ε) di atas kemudian diaplikasikan ke dalam konteks pemeliharaan Turbin Gas sehingga persamaannya dapat dijelaskan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\eta_{pasca\ OH} - \eta_{pra\ OH}}{\eta_{commissioning} - \eta_{pra\ OH}} \times 100\% \quad (2.17)$$

- ε_{OH} : Efektivitas (%)
 $\eta_{pasca\ OH}$: Efisiensi unit setelah Overhaul (%)
 $\eta_{ora\ OH}$: Efisiensi unit setelah Overhaul (%)
 $\eta_{commissioning}$: Efisiensi Commisioning unit (%)

Adapun efisiensi ideal unit atau baseline yang digunakan dalam proses kalkulasi efektivitas pemulihan merupakan efisiensi unit saat *Commissioning* atau besaran kinerja unit saat awal pengoperasian.