

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

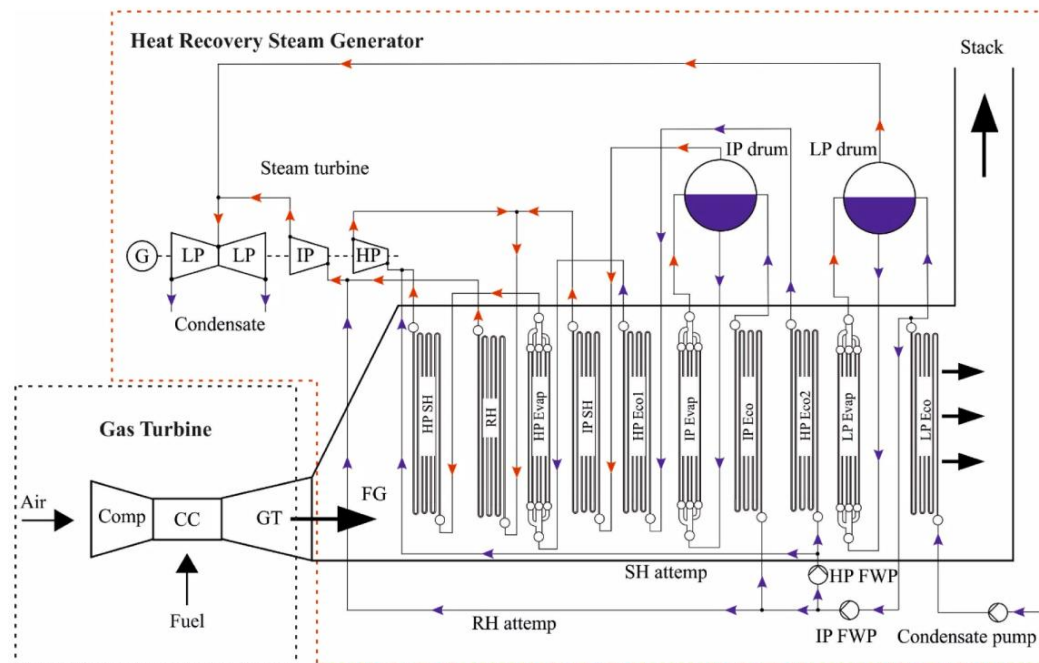
2.1 Prinsip Kerja PLTGU

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU), atau yang secara internasional dikenal sebagai *Combined Cycle Power Plant* (CCPP), merupakan manifestasi rekayasa sistem energi paling efisien yang tersedia secara komersial saat ini untuk mengkonversi energi kimia dari bahan bakar fosil menjadi energi listrik. Konsep fundamental PLTGU adalah penggabungan dua siklus termodinamika yang berbeda: siklus brayton sebagai siklus puncak (*topping cycle*) dan siklus rankin sebagai siklus dasar (*bottoming cycle*). Penggabungan ini bertujuan untuk memanfaatkan secara maksimal energi panas yang terkandung dalam gas buang turbin gas, yang pada pembangkit siklus tunggal akan terbuang ke lingkungan. Dengan meregenerasi panas buang ini, PLTGU modern mampu mencapai efisiensi termal netto di atas 60%, sebuah angka yang jauh melampaui efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) sederhana (35-42%) maupun Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) subkritis (35-40%). Peran PLTGU menjadi semakin krusial dalam era transisi energi, tidak hanya karena efisiensinya yang tinggi, tetapi juga karena fleksibilitas operasinya yang mampu menyeimbangkan fluktuasi pasokan dari sumber energi terbarukan yang intermiten (Zhang, 2024).

Pembangkit Listrik Tenaga Gas & Uap yang diteliti merupakan turbin gas milik GE, yaitu GE 9HA.02 *gas turbine* (GT), bersama dengan GE D650 *steam turbine* (ST), *heat recovery steam generator* (HRSG), dan peralatan pembangkit lainnya. Pembangkit listrik ini memiliki kapasitas sekitar 880 MW listrik ke jaringan listrik Indonesia, yang setara dengan kebutuhan daya hingga lima juta rumah tangga di Indonesia. Teknologi yang digunakan di pembangkit ini merupakan salah satu yang terbaru dan paling efisien. Teknologi *single-shaft*, di mana turbin gas, generator, dan turbin uap yang terpasang dalam satu poros -sebagaimana diilustrasikan secara rinci pada lampiran menghasilkan efisiensi operasional lebih dari 64%, emisi terendah di industrinya, fleksibilitas bahan bakar, dan kemampuan perubahan beban yang cepat sebesar 8 hingga 12% per menit (Alobaid et al., 2024).

HRSG yang digunakan memiliki orientasi horizontal dengan tekanan bertingkat tiga (low-pressure (LP), intermediate-pressure (IP) drum-type boilers, dan high-pressure (HP) once-through-type boiler dengan pembakaran tambahan), serta dilengkapi dengan reheater (RH). Secara rinci:

1. Jalur evaporator once-through pada sirkuit tekanan tinggi (HP).
 2. Jalur evaporator dengan sirkulasi alami pada sirkuit tekanan menengah (IP) dan rendah (LP).
 3. Bagian reheater setelah turbin tekanan tinggi (HP).
- Tiga tahap turbin uap (HP, IP, dan LP).



Gambar 2.1 Skematik diagram PLTGU

Jenis HRSG ini sering disebut sebagai Benson *once-through* HRSG dan memungkinkan respons dinamis yang lebih cepat dalam proses start-up dan perubahan beban. Gas buang dari turbin gas memiliki suhu sebesar 638 °C dan laju aliran massa 1119 kg/s. Gambar 1 menunjukkan diagram skematik dari pembangkit listrik *combined cycle* ini (GE Gas Power, 2021).

Sistem pembangkitan listrik yang direpresentasikan dalam Gambar 2.1 diawali pada unit *gas turbine*, di mana udara atmosfer dihisap dan dikompresi oleh kompresor (*Comp*) sebelum dialirkan ke ruang bakar (*Combustion Chamber/CC*). Di dalam ruang bakar, udara bertekanan tinggi bercampur dengan bahan bakar dan mengalami proses pembakaran, menghasilkan gas panas bertekanan tinggi yang kemudian diekspansikan untuk memutar turbin gas (*GT*). Gas buang (*Flue Gas/FG*) yang keluar dari turbin gas masih memiliki entalpi tinggi dan dialirkan menuju HRSG untuk dimanfaatkan kembali, alih-alih dibuang langsung ke atmosfer (GE Gas Power, 2021).

Di dalam *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG), terjadi proses perpindahan panas dari gas buang ke fluida kerja (air) melalui serangkaian alat penukar panas (*heat exchangers*) yang disusun secara *counter-flow* terhadap aliran gas untuk memaksimalkan efisiensi termal. Sistem HRSG ini beroperasi pada tiga tingkat tekanan, yaitu *Low Pressure* (LP), *Intermediate Pressure* (IP), dan *High Pressure* (HP). Gas buang mengalir melewati *Superheater* (SH), *Reheater* (RH), *Evaporator*, dan *Economizer* pada berbagai tingkat tekanan, secara bertahap menurunkan temperatur gas sebelum akhirnya dilepas ke lingkungan melalui cerobong (GE Gas Power, 2021).

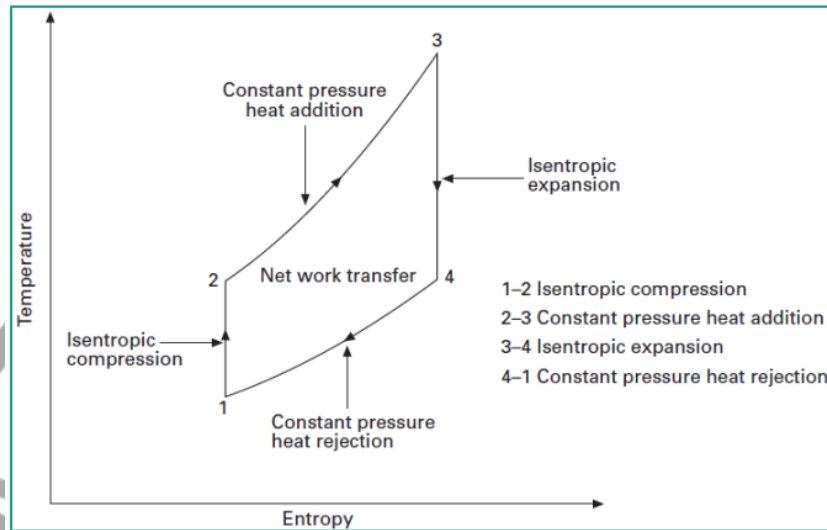
Siklus air dan uap dimulai dari pompa kondensat (*Condensate Pump*) yang mengalirkan air menuju *LP Economizer*. Dari titik ini, aliran air terdistribusi ke tiga sirkuit tekanan. Pada sirkuit tekanan rendah, air dipanaskan di *LP Evaporator* menuju *LP Drum* untuk diubah menjadi uap. Sebagian air dari sisi LP dipompakan oleh *IP Feedwater Pump* (IP FWP) dan *HP Feedwater Pump* (HP FWP) menuju sirkuit tekanan menengah dan tinggi. Air pada sirkuit HP akan melewati *HP Economizer*, masuk ke *HP Evaporator*, dan selanjutnya uap jenuh yang dihasilkan dipanaskan lanjut di *HP Superheater* sebelum dialirkan menuju turbin uap tekanan tinggi (*HP Turbine*). Untuk menjaga temperatur uap agar tidak melebihi batas metalurgi turbin, sistem dilengkapi dengan *SH Attemperator* dan *RH Attemperator* yang menyemprotkan air demine untuk mengontrol suhu (GE Gas Power, 2021).

Pada sisi turbin uap, energi termal uap dikonversi menjadi energi mekanik. Uap dari *HP Superheater* diekspansikan di *HP Turbine*. Uap *exhaust* dari turbin HP yang telah mengalami penurunan tekanan dan temperatur dikembalikan ke HRSG untuk dipanaskan ulang dalam *Reheater* (RH). Uap yang telah dipanaskan ulang (*Hot Reheat*) kemudian dialirkan ke *IP Turbine* bersamaan dengan injeksi uap dari *IP Superheater*. Selanjutnya, uap berekspansi menuju *LP Turbine* dengan tambahan induksi uap dari *LP Superheater*. Energi kinetik rotasi dari poros turbin gas dan turbin uap yang terkoneksi melalui *SSS clutch* kemudian memutar Generator (G) yang sama untuk menghasilkan energi listrik. Uap yang keluar dari *LP Turbine* didinginkan kembali menjadi fase cair di kondensor untuk disirkulasikan ulang (GE Gas Power, 2021).

2.1.1 Siklus Brayton

Gas Turbin merupakan mesin termal yang mengubah energi panas dari bahan bakar menjadi energi mekanis. Prinsip kerja Gas Turbin melibatkan beberapa tahapan, dimulai dari kompresi udara, pembakaran bahan bakar, hingga ekspansi gas melalui turbin. Tahapan ini menciptakan siklus termal yang menghasilkan daya mekanis. Siklus Brayton merupakan

landasan teoretis untuk operasi turbin gas (gas turbine). Dalam konteks PLTGU, siklus ini beroperasi sebagai mesin utama yang menghasilkan daya sekaligus sebagai sumber panas berkualitas tinggi bagi siklus di bawahnya. Proses-proses yang terjadi dalam siklus Brayton terbuka yang ideal dapat diuraikan sebagai berikut (Boyce et al., 2006):



Gambar 2.2 Siklus Brayton

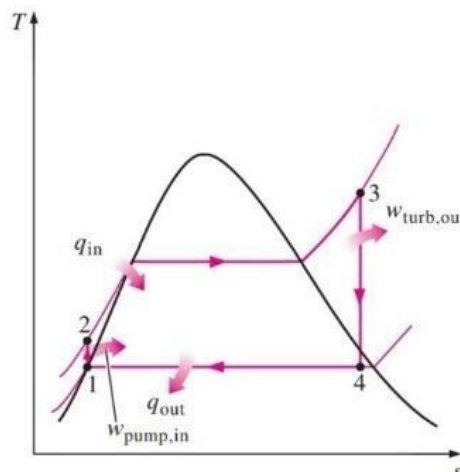
1. **Kompresi Isentropik pada Kompresor:** Udara ambien dalam volume yang sangat besar ditarik masuk ke dalam kompresor, yang umumnya merupakan kompresor aliran aksial (*axial-flow compressor*) dengan banyak tingkatan (*multi-stage*). Di dalam kompresor, udara dimampatkan secara adiabatik sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat drastis. Proses ini sangat intensif energi, mengkonsumsi sekitar dua pertiga dari total daya yang dihasilkan oleh bagian turbin.
2. **Pemasukan Kalor Isobarik pada Ruang Bakar:** Udara bertekanan tinggi yang panas dialirkan ke ruang bakar (*combustor*). Di sana, bahan bakar (umumnya gas alam) diinjeksikan dan dibakar pada tekanan yang dijaga hampir konstan. Teknologi modern, seperti pembakar *Dry Low NOx* (DLN), digunakan untuk memastikan proses pembakaran berlangsung sempurna pada temperatur yang terkontrol untuk meminimalkan pembentukan emisi oksida nitrogen (NO_x). Hasilnya adalah gas superpanas dengan temperatur dapat mencapai 1.500-1.700°C.
3. **Ekspansi Isentropik pada Turbin Gas:** Gas superpanas ini kemudian dialirkan untuk berekspansi melalui serangkaian sudu-sudu turbin. Energi termal dan kinetik dari gas diubah menjadi kerja mekanis dalam bentuk putaran poros berkecepatan tinggi. Seperti yang telah disebutkan, sebagian besar kerja ini digunakan untuk memutar kompresor. Sisa

sepertiga kerja yang tersedia adalah daya mekanis netto yang digunakan untuk memutar generator dan menghasilkan daya listrik.

4. **Pelepasan Panas Isobarik:** Setelah berekspansi dan menghasilkan kerja, gas keluar dari turbin sebagai gas buang (*exhaust gas*). Meskipun energinya telah diekstraksi, gas buang ini masih memiliki temperatur sangat tinggi (umumnya 550-650°C) dan laju aliran massa yang besar. Dalam PLTG siklus tunggal, energi ini dibuang ke atmosfer dan menjadi kerugian utama. Namun, dalam PLTGU, gas buang ini adalah sumber daya yang sangat berharga yang akan dimanfaatkan sepenuhnya oleh Siklus Rankine.

2.1.2 Siklus Rankin

Siklus Rankine, yang menjadi landasan bagi pembangkitan listrik tenaga uap, memegang peranan esensial sebagai siklus dasar (*bottoming cycle*) dalam arsitektur Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU). Fungsi utamanya adalah secara efektif mengkonversi energi termal tingkat menengah, yang terkandung dalam gas buang turbin gas (550-650°C), menjadi kerja mekanis bernilai tinggi. Tanpa siklus dasar ini, energi tersebut akan terbuang ke atmosfer, yang merupakan kerugian efisiensi yang sangat besar. Dalam konteks PLTGU modern, Siklus Rankine bukan lagi sekadar siklus uap sederhana, melainkan sebuah sistem rekayasa termal yang sangat teroptimisasi, yang mengintegrasikan konfigurasi multi-tekanan dan pemanasan ulang (*reheat*) untuk memaksimalkan ekstraksi energi. Keberhasilan dalam merancang dan mengoperasikan siklus dasar ini secara langsung menentukan performa dan efisiensi keseluruhan dari sebuah PLTGU (Hoang & Pawluskiewicz, 2016).



Gambar 2.3 Siklus Rankin

1. Kompresi Isentropik Fluida Kerja di Pompa

Setelah melepaskan panasnya di kondensor, fluida kerja kembali ke fasa cair jenuh atau sedikit terkompresi (*subcooled*). Dari titik ini, ia dihisap oleh Pompa Air Umpan (*Feedwater Pump*). Tahap ini secara fundamental bertujuan untuk menaikkan tekanan fluida dari tingkat vakum kondensor ke tingkat tekanan sangat tinggi yang diperlukan oleh *boiler* (HRSG).

2. Pemasukan Panas Isobarik di HRSG

Air bertekanan tinggi dari pompa kemudian memasuki HRSG, di mana ia menyerap energi dari gas buang turbin gas dalam proses penambahan panas bertekanan konstan (isobarik). Proses ini adalah inti dari fungsi Siklus Rankine sebagai pemanfaat energi sisa. Di dalam HRSG, proses ini terbagi lagi menjadi beberapa tahap yang dirancang secara cermat:

- **Economizer:** Pemanasan awal air cair hingga mendekati temperatur jenuhnya.
- **Evaporator:** Perubahan fasa dari cair jenuh menjadi uap jenuh pada temperatur dan tekanan konstan.
- **Superheater:** Pemanasan lanjut uap jenuh menjadi uap superpanas, yang sangat penting untuk meningkatkan efisiensi siklus dan melindungi sudu-sudu turbin. HRSG modern dengan sistem multi-tekanan (misalnya *triple-pressure*) adalah kunci untuk memaksimalkan efisiensi PLTGU. Dengan memiliki sirkuit uap tekanan tinggi (HP), menengah (IP), dan rendah (LP) secara paralel, profil temperatur gas buang yang menurun dapat "dicocokkan" secara lebih dekat dengan profil temperatur air/uap yang meningkat. Hal ini meminimalkan perbedaan temperatur rata-rata antara kedua fluida, yang mengurangi irreversibilitas termal (destruksi exergi) dan memaksimalkan jumlah panas yang dapat dipulihkan.

3. Ekspansi Isentropik pada Turbin Uap

Uap superpanas bertekanan tinggi yang dihasilkan oleh HRSG adalah fluida berenergi tinggi yang siap untuk dikonversi menjadi kerja. Proses ini terjadi di dalam turbin uap, di mana uap berekspansi secara adiabatik dan mendorong serangkaian sudu untuk menghasilkan putaran poros. Pada PLTGU skala besar, untuk mengekstraksi energi secara bertahap dan efisien, proses ekspansi dibagi ke dalam beberapa modul turbin:

- **Turbin Tekanan Tinggi (HPT):** Menerima uap dengan kondisi paling energik langsung dari *superheater* utama.
- **Pemanasan Ulang (*Reheat*):** Konfigurasi standar pada PLTGU efisiensi tinggi melibatkan pemanasan ulang. Uap yang keluar dari HPT (yang tekanannya sudah menurun) dialirkan kembali ke bagian *reheater* di dalam HRSG untuk dipanaskan kembali. Praktik ini meningkatkan temperatur rata-rata siklus, yang secara langsung meningkatkan output kerja dan efisiensi termal.
- **Turbin Tekanan Menengah (IPT) dan Rendah (LPT):** Uap hasil pemanasan ulang kemudian diekspansikan lebih lanjut melalui IPT dan LPT hingga mencapai tekanan vakum di kondensor. Menurut Crespi et al. (2020), meskipun konfigurasi *reheat* sangat efisien pada beban penuh, ia dapat menjadi salah satu batasan dalam operasi fleksibel (perubahan beban cepat atau beban sangat rendah) karena kompleksitas termal dan waktu respons yang dibutuhkan oleh sirkuit pemanasan ulang. Menjaga kualitas uap (kandungan kering) di atas 90% pada sudu-sudu terakhir LPT adalah parameter desain yang kritis untuk menghindari kerusakan akibat erosi.

4. Pelepasan Panas Isobarik di Kondensor

Setelah melalui tingkat turbin terakhir, uap telah melepaskan sebagian besar energinya. Ia kemudian masuk ke kondensor untuk menyelesaikan siklus. Fungsi kondensor ada dua, dan keduanya sama-sama vital:

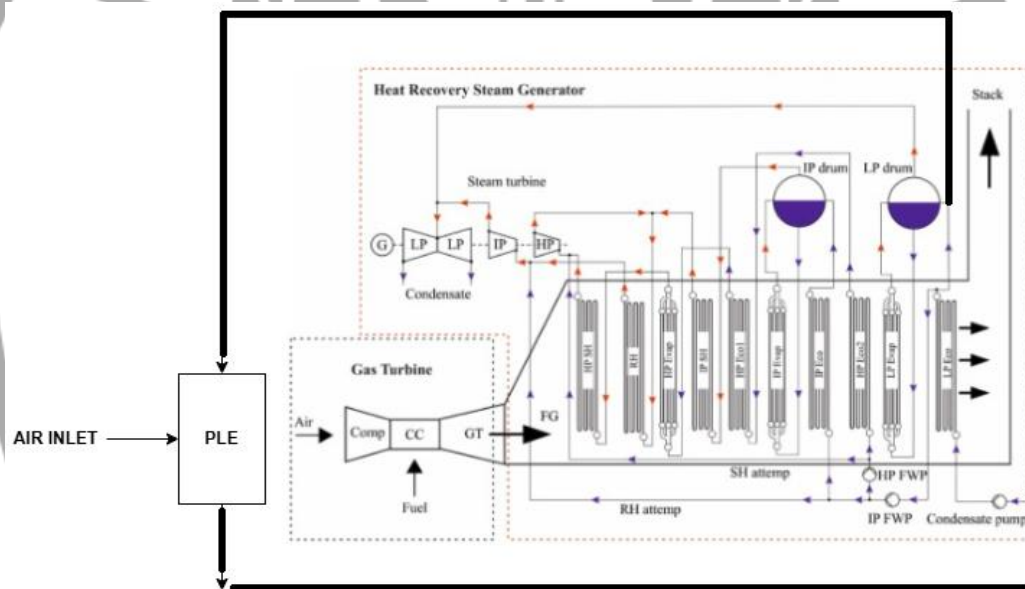
- **Mengembalikan Uap ke Fasa Cair:** Dengan mendinginkan uap menggunakan media pendingin (air atau udara), uap diubah kembali menjadi cairan sehingga dapat dipompa kembali, menjaga siklus tetap tertutup.
- **Menciptakan Tekanan Vakum:** Ini adalah fungsi termodinamika yang paling penting. Dengan beroperasi pada tekanan jauh di bawah atmosfer (vakum), kondensor menciptakan sisi keluar bertekanan sangat rendah bagi turbin. Perbedaan tekanan yang sangat besar antara sisi masuk HPT dan sisi keluar LPT inilah yang memungkinkan terjadinya ekspansi uap secara maksimal, sehingga kerja yang diekstraksi oleh turbin juga menjadi maksimal.

Meskipun esensial, kondensor adalah lokasi terjadinya kerugian energi terbesar dalam siklus. Analisis exergi yang mendalam pada PLTGU superkritis menunjukkan bahwa kondensor merupakan komponen dengan destruksi exergi tertinggi, di mana sejumlah besar energi panas berkualitas rendah (namun tetap signifikan secara kuantitas) harus dibuang ke

lingkungan. Li et al. (2023) dalam analisisnya menggarisbawahi bahwa sekitar 30-40% dari total potensi kerja (exergi) bahan bakar hilang pada tahap ini. Hal ini menyoroti batasan fundamental dari Siklus Rankine, namun juga menegaskan pentingnya optimisasi pada setiap komponen lain untuk meminimalkan kerugian sebelum mencapai tahap akhir ini.

2.1.3 Air Inlet Heater/PLE

Penerapan sistem pemanas udara masuk (*Air Inlet Heater*) pada turbin gas merupakan salah satu strategi manajemen termal yang bertujuan untuk memodifikasi kondisi udara ambien sebelum memasuki sisi hisap kompresor (*compressor bellmouth*). Secara spesifik, konfigurasi yang memanfaatkan ekstraksi air umpan tekanan rendah (*Low Pressure/LP Feedwater*) yang diambil setelah melewati LP Economizer di dalam *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) menawarkan integrasi siklus yang efisien seperti pada Gambar 2.4. Dalam skema ini, sebagian aliran air umpan yang telah menyerap panas gas buang dialirkan kembali menuju koil penukar panas pada sisi *inlet* filter udara, mentransfer energi termal ke aliran udara masuk untuk meningkatkan temperaturnya di atas kondisi ambien.



Gambar 2.4 Diagram Blok Air Inlet Heater

Peningkatan temperatur udara masuk (*Air Inlet Temperature*) melalui mekanisme ini memiliki implikasi signifikan terhadap karakteristik operasional Turbin Gas Siklus Ganda (CCGT), terutama pada kondisi beban sebagian (*partial load*). Kenaikan temperatur udara masuk menurunkan densitas udara. Pada operasi beban sebagian, pengurangan laju aliran massa ini memungkinkan *Inlet Guide Vanes* (IGV) beroperasi pada bukaan yang lebih optimal untuk mempertahankan temperatur gas buang turbin (*Turbine Exhaust Temperature*) tetap tinggi.

Temperatur gas buang yang terjaga tinggi ini krusial untuk menjaga kualitas uap yang dihasilkan di HRSG, sehingga mencegah penurunan efisiensi siklus uap (*bottoming cycle*) yang drastis saat turbin gas tidak beroperasi pada beban dasar (*base load*).

Dari perspektif analisis energi dan eksergi, pemanfaatan *LP Feedwater* pasca-economizer sebagai media pemanas dinilai lebih unggul dibandingkan menggunakan sumber panas berkualitas tinggi seperti uap ekstraksi atau pembakaran tambahan. *LP Feedwater* merepresentasikan sumber energi dengan kualitas menengah (*low-to-medium grade heat*) yang, jika tidak dimanfaatkan, hanya akan dikembalikan ke siklus dengan potensi kerja yang terbatas. Dengan mengalihkan energi ini ke sisi *inlet*, sistem melakukan *regenerative heating* yang menurunkan konsumsi bahan bakar spesifik untuk menjaga temperatur pembakaran, sekaligus memberikan perlindungan terhadap risiko pembentukan es (*anti-icing*) pada komponen *inlet* kompresor di lingkungan dengan kelembaban tinggi atau temperatur rendah.

2.2 Persamaan Energi

Analisis termodinamika sistem energi secara tradisional didasarkan pada Hukum Pertama Termodinamika, yang dikenal sebagai prinsip konservasi energi. Analisis ini sering disebut sebagai analisis energi, mengkuantifikasi aliran energi masuk dan keluar dari suatu sistem atau komponen, memastikan bahwa energi total dilestarikan (Ivan et al., n.d.). Namun, analisis energi memiliki keterbatasan fundamental, yaitu ia tidak memberikan informasi tentang kualitas energi atau lokasi dan besaran sebenarnya dari inefisiensi termodinamika dalam suatu proses (Dincer & Cengel, 2001). Menurut Hukum Pertama, semua bentuk energi diperlakukan setara, padahal kemampuannya untuk menghasilkan kerja sangat bervariasi.

Untuk melakukan analisis energi pada sebuah komponen, persamaan neraca massa dan energi harus diterapkan. Persamaan fundamental ini menjadi dasar untuk menghitung semua interaksi energi dalam sistem (Ameri & Enadi, n.d.). Persamaan Kontinuitas:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (2.1)$$

Persamaan Energi Aliran Tunak (*Steady Flow Energy Equation* - SFEE) adalah bentuk dari Hukum Pertama Termodinamika untuk volume atur. Dalam bentuknya yang paling umum, persamaan ini ditulis sebagai:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) \quad (2.2)$$

Pada praktiknya, untuk sebagian besar perangkat dalam siklus termal seperti turbin, kompresor, dan ruang bakar, perubahan energi kinetik ($\frac{v^2}{2}$) dan energi potensial (gz) seringkali sangat kecil

dibandingkan dengan perubahan entalpi (h), sehingga dapat diabaikan untuk menyederhanakan analisis. Dengan demikian, persamaan energi seringkali direduksi menjadi:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2.3)$$

di mana:

- $\dot{Q}$ adalah laju perpindahan panas bersih ke dalam sistem
- $\dot{W}$ adalah laju kerja bersih yang dilakukan oleh sistem
- h adalah entalpi spesifik
- $\dot{m}$ laju aliran massa
- Subskrip i dan e merujuk pada aliran masuk (*inlet*) dan keluar (*exit*).

2.2.1 Persamaan Energi pada Turbin Gas

Analisis energi untuk setiap komponen turbin gas, berdasarkan Hukum Pertama Termodinamika untuk volume terkontrol kondisi tunak dan mengabaikan perubahan energi kinetik dan potensial, adalah sebagai berikut (Mrzljak et al., n.d.):

1. Kompresor udara (*Air Compressor*)

Kompresor mengonsumsi kerja untuk menaikkan tekanan udara dari tekanan lingkungan (P_1) ke tekanan operasi siklus (P_2). Kerja ideal (isentropik) yang dibutuhkan adalah:

$$\dot{W}_{Cs} = \dot{m}_a (h_{2s} - h_1) \quad (2.4)$$

Akibat adanya gesekan dan faktor irreversibilitas lainnya, kerja aktual yang dibutuhkan oleh kompresor selalu lebih besar dari kerja idealnya. Sehingga persamaannya adalah:

$$\dot{W}_{Ca} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

Untuk menghubungkan kerja ideal dan kerja aktual, digunakan konsep efisiensi isentropik, yang didefinisikan sebagai rasio kerja ideal terhadap kerja aktual sebagai berikut:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{Cs}}{\dot{W}_{Ca}} \quad (2.6)$$

di mana:

- $\dot{W}_{Ca}$ adalah laju kerja aktual yang dikonsumsi kompresor (kW)
- $\dot{W}_{Cs}$ adalah laju kerja isentropik/ideal yang dibutuhkan kompresor (kW)
- $\dot{m}_a$ adalah laju aliran massa udara (kg/s)
- h_1 adalah entalpi spesifik udara pada titik masuk kompresor (kJ/kg)
- h_2 adalah entalpi spesifik udara pada titik keluar aktual kompresor (kJ/kg)
- h_{2s} adalah entalpi spesifik udara pada titik keluar isentropik/ideal (kJ/kg)
- η_c adalah efisiensi isentropik kompresor

2. Ruang Bakar (*Combustion Chamber*)

Di ruang bakar, energi ditambahkan ke udara terkompresi melalui pembakaran bahan bakar pada tekanan yang diasumsikan konstan. Laju penambahan panas (Q_{in}) dapat dihitung dari neraca energi:

$$Q_{in} = \dot{m}_{gas} h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (2.7)$$

Alternatifnya, input energi sering kali dinyatakan dalam bentuk laju energi bahan bakar:

$$Q_{in} = \dot{m}_f \times \text{LHV} \quad (2.8)$$

di mana:

- Q_{in} adalah laju penambahan panas dari bahan bakar (kW)
- $\dot{m}_{gas}$ adalah laju aliran massa gas hasil pembakaran ($\dot{m}_a + \dot{m}_f$) (kg/s)
- $\dot{m}_a$ adalah laju aliran massa udara (kg/s)
- $\dot{m}_f$ adalah laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
- h_2 adalah entalpi spesifik pada titik masuk ruang bakar (kJ/kg)
- h_3 adalah entalpi spesifik pada titik keluar ruang bakar (kJ/kg)
- LHV adalah *Lower Heating Value* bahan bakar (kJ/kg)

3. Turbin Ekspander (*Gas Turbine Expander*)

Kerja teoretis maksimum yang bisa dihasilkan jika proses ekspansi gas panas berlangsung secara sempurna (reversibel dan adiabatik), sehingga tidak ada kenaikan entropi adalah sbb:

$$\dot{W}_{Ts} = \dot{m}_{gas} (h_3 - h_{4s}) \quad (2.9)$$

Kerja ini dihitung menggunakan entalpi keluaran isentropik (h_{4s}), yaitu entalpi pada tekanan keluar jika entropinya tetap sama dengan entropi pada titik masuk. Karena adanya gesekan, turbulensi, dan faktor ireversibilitas lainnya, kerja aktual yang dihasilkan oleh turbin selalu lebih kecil dari kerja idealnya.

$$\dot{W}_{Ta} = \dot{m}_{gas} (h_3 - h_4) \quad (2.10)$$

Kerja ini dihitung menggunakan entalpi keluaran aktual (h_4). Nilai h_4 lebih tinggi dari h_{4s} karena sebagian energi yang seharusnya menjadi kerja hilang akibat inefisiensi dan tetap sebagai entalpi dalam gas.

Untuk mengukur kinerja turbin, digunakan efisiensi isentropik, yang didefinisikan sebagai rasio kerja aktual yang dihasilkan terhadap kerja ideal yang seharusnya bisa dicapai.

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{Ts}}{\dot{W}_{Ta}} \quad (2.11)$$

di mana:

- $\dot{W}_{Ta}$ adalah laju kerja aktual yang dihasilkan turbin (kW)
- $\dot{W}_{Ts}$ adalah laju kerja isentropik/ideal yang dapat dihasilkan turbin (kW)
- $\dot{m}_{gas}$ adalah laju aliran massa gas hasil pembakaran (kg/s)
- h_3 adalah entalpi spesifik gas pada titik masuk turbin (kJ/kg)
- h_4 adalah entalpi spesifik gas pada titik keluar aktual turbin (kJ/kg)
- h_{4s} entalpi spesifik gas pada titik keluar isentropik/ideal (kJ/kg)
- η_T adalah efisiensi isentropik turbin.

Setelah menganalisis komponen-komponen secara terpisah, kita dapat menggabungkannya untuk mengevaluasi kinerja siklus secara keseluruhan menggunakan dua parameter utama: kerja bersih dan efisiensi termal. Kerja bersih adalah output daya mekanis dari turbin gas. Nilai ini didapat dari selisih antara kerja yang dihasilkan oleh turbin dengan kerja yang dikonsumsi oleh kompresor, yaitu:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{Ta} - \dot{W}_{Ca} \quad (2.12)$$

Efisiensi termal adalah metrik paling penting yang menunjukkan seberapa efektif siklus turbin gas mengubah energi dari bahan bakar (input kalor) menjadi kerja bersih (output yang berguna). Ini adalah rasio dari apa yang kita dapatkan (kerja bersih) terhadap apa yang kita bayar (energi bahan bakar) dengan persamaan sebagai berikut:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{net}}{Q_{in}} \quad (2.13)$$

Dengan mensubstitusikan komponen-komponennya, persamaan menjadi:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{Ta} - \dot{W}_{Ca}}{\dot{m}_f \times \text{LHV}} \quad (2.14)$$

di mana η_{GT} adalah efisiensi termal siklus turbin gas.

2.2.2 Persamaan Energi pada Pompa Air

Pompa air umpan (*feedwater pump*) adalah komponen penting dalam siklus Rankine (siklus uap). Fungsinya adalah untuk menaikkan tekanan air yang terkondensasi (kondensat) dari tekanan rendah di kondensor ke tekanan tinggi di boiler atau HRSG. Proses ini membutuhkan input kerja, tetapi karena air berada dalam fase cair yang hampir tidak dapat dimampatkan (*incompressible*), kerja yang dibutuhkan relatif kecil dibandingkan dengan kerja yang dihasilkan oleh turbin (Madan & Singh, 2023).

Dengan menerapkan Hukum Pertama pada volume air pompa dalam kondisi tunak dan mengasumsikan proses adiabatik, kerja yang dikonsumsi oleh pompa adalah:

$$\dot{W}_{Pa} = \dot{m}_w (h_{out} - h_{in}) \quad (2.15)$$

Karena perubahan suhu pada air cair selama pemompaan kecil, dan dengan asumsi air tidak dapat dimampatkan (volume spesifik konstan), kerja isentropik dapat diperkirakan dengan sangat akurat sebagai:

$$\dot{W}_{Ps} = \dot{m}_w v (P_{out} - P_{in}) \quad (2.16)$$

Dengan membandingkan kinerja pompa aktual dengan kondisi idealnya, maka didapatkan efisiensi isentropiknya:

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_{Ps}}{\dot{W}_{Pa}} \quad (2.17)$$

di mana:

- $\dot{W}_{Pa}$ adalah laju kerja aktual yang dikonsumsi pompa (kW)
- $\dot{W}_{Ps}$ adalah laju kerja isentropik/ideal yang dibutuhkan pompa (kW)
- $\dot{m}_w$ adalah laju aliran massa air (kg/s)
- h_{in} h_{out} adalah entalpi spesifik air pada titik masuk dan keluar aktual (kJ/kg)
- v adalah volume spesifik rata-rata air (dianggap konstan) (m³/kg)
- P_{in} P_{out} adalah tekanan air pada titik masuk dan keluar (kPa)
- η_P adalah efisiensi isentropik pompa

2.2.3 Persamaan Energi pada HRSG

Dengan menerapkan prinsip konservasi energi pada HRSG sebagai satu volume kontrol tunggal yang beroperasi pada kondisi tunak, neraca energi umum dapat dituliskan sebagai berikut (Temraz et al., 2020):

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (2.18)$$

Dengan mengabaikan perubahan energi kinetik dan potensial, persamaan ini dapat diekspresikan dalam bentuk entalpi. Energi yang masuk ke dalam HRSG adalah entalpi dari aliran gas buang panas dan aliran air umpan dingin. Energi yang keluar adalah entalpi dari aliran gas buang yang telah didinginkan dan aliran uap superpanas, ditambah dengan potensi rugi-rugi panas ke lingkungan.

Secara konseptual proses ini adalah pertukaran panas antara dua aliran fluida. Panas yang dilepaskan oleh aliran gas buang (Q_g) diserap oleh aliran air/uap ($Q_{w/s}$), dengan memperhitungkan adanya rugi-rugi panas (Q_{loss}).

1. Laju Panas yang Dilepaskan oleh Gas Buang (Q_g)

Berikut ini adalah persamaan total energi termal yang tersedia dari gas buang turbin gas untuk dipulihkan oleh HRSG:

$$Q_g = \dot{m}_g (h_{g.in} - h_{g.out}) \quad (2.19)$$

di mana $h_{g.in}$ adalah entalpi spesifik gas buang pada saat masuk HRSG dan $h_{g.out}$ adalah entalpi spesifik gas buang pada saat keluar menuju cerobong (*stack*). Jika gas buang dianggap sebagai gas ideal dengan kalor jenis ($c_{p,g}$) yang konstan pada rentang temperatur operasional, persamaan ini dapat disederhanakan menjadi:

$$Q_g = \dot{m}_g c_{p,g} (T_{g.in} - T_{g.out}) \quad (2.20)$$

2. Laju Panas yang Diserap oleh Air/Uap ($Q_{w/s}$)

Berikut ini adalah persamaan total energi termal yang berhasil ditransfer dari gas buang ke fluida kerja siklus Rankine (air/uap):

$$Q_{w/s} = \dot{m}_s (h_{s.out} - h_{w.in}) \quad (2.21)$$

di mana $h_{w.in}$ adalah entalpi spesifik air umpan (*feedwater*) yang masuk ke *economizer* dan $h_{s.out}$ adalah entalpi spesifik uap superpanas yang keluar dari *superheater* menuju turbin uap.

Untuk HRSG modern yang umumnya beroperasi dengan beberapa tingkat tekanan (misalnya, *Triple Pressure Reheat*), energi yang diserap adalah jumlah total dari energi yang diterima oleh setiap sirkuit. Dalam konteks penelitian ini, di mana sebagian aliran *LP Feedwater* diekstrak, perhitungan harus mempertimbangkan perubahan aliran dan entalpi secara cermat.

$$Q_{w/s} = \sum (\dot{m}_{uap} \cdot \Delta h) \quad (2.22)$$

Secara lebih detail untuk siklus *Triple Pressure Reheat*:

$$Q_{w/s} = \dot{m}_{HP} \cdot (h_{HP.out} - h_{HP.in}) + \dot{m}_{IP} \cdot (h_{IP.out} - h_{IP.in}) + \dot{m}_{LP} \cdot (h_{LP.out} - h_{LP.in}) \quad (2.23)$$

3. Efisiensi Termal HRSG

Efisiensi termal HRSG (η_{HRSG}) secara umum didefinisikan sebagai rasio antara total energi panas yang diserap oleh fluida kerja (air/uap) terhadap energi panas yang tersedia dari aliran gas buang turbin gas.

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{w/s}}{Q_g} \times 100\% \quad (2.24)$$

dimana:

- $Q_{w/s}$ adalah laju total energi panas yang diserap oleh siklus air/uap (dalam kW)
- Q_g adalah laju total energi panas gas buang, dihitung relatif terhadap suatu temperatur referensi (dalam kW).

2.2.4 Persamaan Energi pada Turbin Uap

Analisis kinerja turbin uap secara fundamental didasarkan pada Hukum Pertama Termodinamika, yang diaplikasikan dalam bentuk Persamaan Energi Aliran Stabil (*Steady Flow Energy Equation* - SFEE). Persamaan ini mencerminkan hukum kekekalan energi untuk sistem terbuka di mana fluida (uap) mengalir secara kontinu (Wang & Wang, 2020).

Persamaan energi umum yang berlaku untuk berbagai aliran stabil dapat diekspresikan sebagai berikut untuk setiap unit massa fluida:

$$q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g (z_2 - z_1) + w_s \quad (2.25)$$

Dalam praktik rekayasa untuk menganalisis turbin uap yang beroperasi dalam kondisi stabil, persamaan umum di atas dapat disederhanakan secara signifikan berdasarkan beberapa asumsi yang valid:

- **Proses Adiabatik:** Turbin uap biasanya terisolasi dengan baik untuk meminimalkan kehilangan panas ke lingkungan. Dibandingkan dengan kerja yang dihasilkan, jumlah perpindahan panas ini sangat kecil dan dapat diabaikan. Oleh karena itu, proses ekspansi dianggap adiabatik, yang berarti $q \approx 0$
- **Perubahan Energi Kinetik Diabaikan:** Meskipun uap memiliki kecepatan tinggi, perbedaan antara energi kinetik di saluran masuk dan keluar seringkali kecil dibandingkan dengan perubahan entalpi yang besar selama proses ekspansi. Dengan demikian, perubahan energi kinetik dapat diabaikan: $\frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) \approx 0$
- **Perubahan Energi Potensial Diabaikan:** Turbin uap biasanya dipasang secara horizontal, dan perbedaan ketinggian antara saluran masuk dan keluar sangat kecil. Akibatnya, perubahan energi potensial gravitasional dapat diabaikan: $g (z_2 - z_1) \approx 0$.

Dengan menerapkan asumsi-asumsi ini, Persamaan Energi Aliran Stabil untuk turbin uap disederhanakan menjadi:

$$w_s = (h_1 - h_2) \quad (2.26)$$

Persamaan yang disederhanakan ini memiliki makna fisis yang sangat penting, yaitu kerja poros yang dihasilkan oleh turbin per unit massa uap secara langsung sama dengan penurunan entalpi uap saat mengalir dari saluran masuk ke saluran keluar. Sehingga daya total (P) yang dihasilkan oleh turbin adalah hasil kali dari kerja poros per unit massa (w_s) dengan laju aliran massa uap ($\dot{m}$) yang melalui turbin:

$$P = \dot{m} w_s = \dot{m} (h_1 - h_2) \quad (2.27)$$

Maka di dapatkan persamaan efisiensi termal turbin uap dapat dinyatakan dalam bentuk berikut:

$$\eta = \frac{W_{net}}{\dot{m}_s \cdot (h_{in} - h_{out})} \quad (2.28)$$

di mana:

- η = Efisiensi termal turbin uap
- W_{net} = Daya netto keluaran turbin (kW)
- $\dot{m}_s$ = Laju aliran massa uap (kg/s)
- h_{in} = Entalpi uap pada kondisi masuk turbin (kJ/kg)
- h_{out} = Entalpi uap pada kondisi keluar turbin (kJ/kg)

2.2.5 Persamaan Energi pada Kondenser

Kondenser adalah komponen penukar panas yang terletak di akhir siklus uap, setelah turbin tekanan rendah. Fungsinya adalah untuk mendinginkan dan mengkondensasikan uap dari turbin kembali menjadi fase cair (kondensat) pada tekanan vakum (Abd El-Maksoud, Kotb, Mahmoud, et al., 2022). Proses ini sangat penting karena dua alasan utama: pertama, ia memungkinkan fluida kerja untuk digunakan kembali dalam siklus tertutup, dan kedua, dengan menciptakan tekanan vakum di sisi keluar turbin, ia memaksimalkan penurunan entalpi uap di turbin, sehingga secara signifikan meningkatkan kerja yang dihasilkan dan efisiensi siklus secara keseluruhan (Brooke, n.d.).

1. Analisis Energi

Analisis energi pada kondenser adalah neraca panas antara uap yang terkondensasi dan media pendingin (biasanya air). Laju panas yang dilepaskan oleh uap sama dengan laju panas yang diserap oleh air pendingin, dengan asumsi tidak ada kerugian panas ke lingkungan (Qurrahman et al., 2021). Maka persamaannya adalah:

$$\dot{Q} = \dot{m}_s (h_{s.in} - h_{s.out}) = \dot{m}_{cw} c_{p,cw} (T_{cw.out} - T_{cw.in}) \quad (2.29)$$

di mana:

- $\dot{Q}$ = laju perpindahan panas (kW)
- $\dot{m}_s$ = laju aliran massa uap (kg/s)
- $\dot{m}_{cw}$ = laju aliran massa air pendingin (kg/s)
- $h_{s.in}$ = entalpi uap masuk (kJ/kg)
- $h_{s.out}$ = entalpi kondensat keluar (kJ/kg)
- $c_{p,cw}$ = kapasitas panas spesifik air pendingin
- $T_{cw.out}$ = temperatur air pendingin keluar (°C)
- $T_{cw.in}$ = temperatur air pendingin masuk (°C).

2. Efektivitas Kondensor

Rumus umum untuk efektivitas dapat disederhanakan secara signifikan untuk kasus khusus kondensor, yang mengarah langsung pada formula yang diajukan dalam kueri. Penyederhanaan ini berasal dari sifat termodinamika unik dari proses kondensasi (Sumarna et al., 2024).

Di dalam kondensor pembangkit listrik tenaga uap, fluida panas (uap) mengalami perubahan fasa dari uap jenuh menjadi cair jenuh. Proses ini terjadi pada suhu yang hampir konstan, dengan asumsi penurunan tekanan (*pressure drop*) di sisi *shell* dapat diabaikan (Laskowski et al., 2021). Dari sudut pandang termodinamika, perubahan fasa pada suhu konstan menyiratkan bahwa kalor jenis efektif (c_p) fluida tersebut mendekati tak terhingga. Akibatnya, laju kapasitas kalor uap ($C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$) secara efektif menjadi tak terhingga ($C_h \rightarrow \infty$), menjadikannya sebagai C_{max} . Sebaliknya, air pendingin tetap dalam fasa cair tunggal saat melintasi kondensor, sehingga memiliki laju kapasitas kalor yang terbatas ($C_c = \dot{m}_{cw} c_{p,cw}$). Oleh karena itu, dalam kondensor, laju kapasitas kalor air pendingin selalu menjadi C_{min} . Dengan menetapkan air pendingin sebagai fluida dengan C_{min} , persamaan untuk Q_{aktual} dan Q_{max} menjadi:

$$Q_{aktual} = C_{min} (T_{cw.out} - T_{cw.in}) \quad (2.30)$$

$$Q_{max} = C_{min} (T_{s.in} - T_{cw.in}) \quad (2.31)$$

Di sini, $T_{cw.out}$ dan $T_{cw.in}$ adalah suhu air pendingin keluar dan masuk, dan $T_{s.in}$ adalah suhu saturasi uap yang masuk ke kondensor. Dengan mensubstitusikan kedua ekspresi yang disederhanakan ini ke dalam definisi dasar efektivitas, $\epsilon = Q_{aktual}/Q_{max}$. Hal ini menghasilkan rumus spesifik untuk efektivitas kondensor:

$$\epsilon = \frac{T_{cw.out} - T_{cw.in}}{T_{s.in} - T_{cw.in}} \quad (2.32)$$

Rumus ini secara eksplisit disajikan dalam sumber akademis yang teridentifikasi, *Archives of Thermodynamics*, sebagai Persamaan 32, di mana T menunjukkan suhu, dan subskripnya selaras sempurna dengan notasi yang umum digunakan: $cw.out$ adalah suhu air pendingin keluar, $cw.in$ adalah suhu air pendingin masuk, dan $s.in$ adalah suhu kondensasi uap (Sumarna et al., 2024). Rumus ini secara intuitif mengukur seberapa efektif air pendingin menyerap panas, dengan membandingkan kenaikan suhu aktualnya dengan kenaikan suhu maksimum yang mungkin dicapai jika dipanaskan hingga suhu uap.

2.3 Persamaan Eksergi

2.3.1 Definisi Eksergi dan Hukum Kedua Termodinamika

Analisis kinerja sistem termal secara tradisional mengandalkan Hukum Pertama Termodinamika, yang berfokus pada konservasi energi. Namun, pendekatan ini memiliki keterbatasan fundamental karena tidak memperhitungkan kualitas energi atau degradasi potensinya selama proses konversi (Ibrahim et al., 2017). Analisis eksergi, yang merupakan aplikasi gabungan dari Hukum Pertama dan Kedua Termodinamika, mengatasi keterbatasan ini dengan menyediakan ukuran kuantitatif dari potensi kerja maksimum yang dapat diperoleh dari suatu sistem ketika sistem tersebut dibawa ke dalam kesetimbangan termodinamika total dengan lingkungannya. Lingkungan ini didefinisikan sebagai *dead state* atau keadaan mati, yang dicirikan oleh temperatur T_0 dan tekanan P_0 (Younus Hamid et al., 2020).

Perbedaan mendasar antara energi dan eksergi terletak pada prinsip konservasinya. Energi selalu kekal dalam setiap proses, sedangkan eksergi dihancurkan atau didestruksi dalam setiap proses nyata yang bersifat ireversibel (Indriyati et al., 2024). Destruksi eksergi ini merupakan representasi langsung dari hilangnya potensi kerja dan menjadi ukuran sejati dari inefisiensi termodinamika suatu proses (Ibrahim et al., 2017). Dengan demikian, analisis eksergi memungkinkan identifikasi lokasi, besaran, dan penyebab inefisiensi termodinamika secara lebih akurat dibandingkan analisis energi konvensional (Younus Hamid et al., 2020).

Untuk melakukan analisis eksergi, neraca massa dan energi dari sistem harus ditentukan terlebih dahulu. Jika hukum pertama dan kedua termodinamika digabungkan, maka persamaan neraca eksergi akan terbentuk sebagai berikut (Ameri & Enadi, n.d.):

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \sum \dot{m}_e e_e + \dot{E}x_D + \dot{E}x_W \quad (2.33)$$

di mana subskrip i dan e masing-masing merujuk pada aliran yang masuk dan keluar dari wilayah kontrol. Laju eksergi dari suatu aliran zat (dengan mengabaikan komponen potensial dan kinetik) dapat ditulis dalam bentuk:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (2.34)$$

atau dalam bentuk lain:

$$\dot{E}x = \dot{m} e_x \quad (2.35)$$

Eksergi spesifik (e_x) dari suatu aliran fluida pada keadaan termodinamika tertentu didefinisikan oleh persamaan fundamental berikut, dengan mengabaikan efek kinetik dan potensial (Haouam et al., 2019):

$$e_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.36)$$

di mana h dan s adalah entalpi dan entropi spesifik pada keadaan tersebut, sementara h_0 dan s_0 adalah entalpi dan entropi spesifik pada keadaan mati (T_0, P_0). Persamaan ini menjadi landasan untuk semua perhitungan eksergi dalam analisis komponen sistem.

Eksergi kimia campuran didefinisikan sebagai berikut:

$$ex_{mix}^{ch} = [\sum_{i=1}^n X_i ex_i^{ch} + R T_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln (X_i) + G^E] \quad (2.37)$$

Suku terakhir, G^E yang merupakan energi bebas Gibbs berlebih, dapat diabaikan pada tekanan rendah dalam campuran gas. Konsep eksergi kimia bahan bakar dapat digeneralisasi untuk setiap komponen $C_\alpha H_\beta N_\gamma O_\epsilon$. Eksergi kimia molar ex_c^{ch} dari komponen tersebut adalah:

$$ex_c^{ch} = (\mu_{c,o} - \mu_c^\epsilon) \quad (2.38)$$

Di mana μ_c^ϵ merujuk pada potensial kimia komponen pada keadaan mati terbatas (*restricted dead state*).

$$\mu_c^\epsilon = \alpha \bar{\mu}_{CO_2}^\epsilon + \frac{\beta}{2} \bar{\mu}_{H_2O}^\epsilon + \frac{\gamma}{2} \bar{\mu}_{N_2}^\epsilon + (-\alpha - \frac{\beta}{4} + \frac{\delta}{2}) \bar{\mu}_{O_2}^\epsilon \quad (2.39)$$

$\mu_{CO_2}^\epsilon$ merepresentasikan potensial kimia komponen pada keadaan kesetimbangan termomekanisnya dengan lingkungan standar. Untuk evaluasi eksergi bahan bakar, rumus di atas tidak dapat digunakan. Oleh karena itu, rasio eksergi yang disederhanakan didefinisikan sebagai berikut:

$$\xi = \frac{ex_f}{LHV_f} \quad (2.40)$$

Karena fakta bahwa untuk sebagian besar bahan bakar gas yang umum, rasio eksergi kimia terhadap *Lower Heating Value* (Nilai Kalor Bawah) biasanya mendekati 1, maka dapat dituliskan:

$$\xi_{CH_4} = 1.06 \quad (2.41)$$

$$\xi_{H_2} = 0.985 \quad (2.42)$$

2.3.2 Neraca Eksergi Umum dan Konsep Destruksi Eksergi

Alat analisis utama dalam studi eksergi adalah persamaan neraca eksergi untuk volume atur (*control volume*) yang beroperasi pada kondisi tunak (*steady-state*). Persamaan ini menyatakan bahwa laju total eksergi yang masuk ke dalam volume atur harus sama dengan laju total eksergi yang keluar ditambah dengan laju destruksi eksergi di dalam volume atur tersebut (Chand et al., 2013). Persamaan neraca eksergi umum dapat ditulis sebagai (Oyedepo et al., 2015):

$$\dot{E}_D = \sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} \quad (2.43)$$

atau dalam terminologi "Bahan Bakar-Produk" (*Fuel-Product*) yang sering digunakan didapat ekisiensi eksergi (Chand et al., 2013):

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.44)$$

di mana $\dot{E}_F$ adalah laju eksergi bahan bakar (input), $\dot{E}_P$ adalah laju eksergi produk (output yang dihasilkan), $\dot{E}_D$ (atau $\dot{I}$) adalah laju destruksi eksergi (kerugian internal), dan $\dot{E}_L$ adalah laju kehilangan eksergi (eksergi yang keluar bersama aliran limbah). Konsep destruksi eksergi secara fundamental terhubung dengan generasi entropi melalui Teorema Gouy-Stodola (Oyedepo et al., 2015):

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2.45)$$

Teorema ini secara eksplisit menyatakan bahwa setiap ireversibilitas dalam suatu proses—seperti gesekan, perpindahan panas melintasi perbedaan temperatur yang terbatas, reaksi kimia yang tidak terkendali, atau pencampuran zat yang berbeda—akan menghasilkan entropi ($\dot{S}_{gen} > 0$) dan, akibatnya, menyebabkan destruksi eksergi ($\dot{E}_D$) (Soultanzadeh & Haratian, 2018).

Penerapan analisis eksergi ini menghasilkan pergeseran paradigma dalam evaluasi kinerja. Analisis energi konvensional seringkali memberikan gambaran yang menyesatkan. Sebagai contoh, ruang bakar pada turbin gas umumnya memiliki efisiensi energi yang sangat tinggi (seringkali di atas 97%) karena kehilangan panas ke lingkungan relatif kecil (Younus Hamid et al., 2020). Namun, analisis eksergi secara konsisten menunjukkan bahwa ruang bakar adalah komponen dengan efisiensi eksergetik terendah dan laju destruksi eksergi tertinggi (Ibrahim et al., 2017). Kontradiksi ini muncul karena analisis energi tidak mampu mengukur degradasi kualitas energi yang masif akibat ireversibilitas internal proses pembakaran. Sebaliknya, analisis eksergi secara akurat mengidentifikasi dan mengkuantifikasi ketidaksempurnaan termodinamika ini, menjadikannya alat yang superior untuk menunjuk lokasi-lokasi yang memerlukan perbaikan guna meningkatkan efisiensi sistem secara keseluruhan (Younus Hamid et al., 2020).

2.3.3 Persamaan Eksergi Kompresor

Analisis exergy pada kompresor bertujuan untuk mengevaluasi efektivitas konversi kerja mekanik yang diinputkan menjadi peningkatan potensi kerja (exergy) dari fluida kerja, yang dalam siklus turbin gas adalah udara (Khaljani et al., 2015). Efisiensi exergy, sebagai rasio antara produk exergy yang diinginkan terhadap "bahan bakar" exergy yang dikonsumsi, menjadi metrik penting dalam analisis ini (Meftahpour et al., 2024).

Untuk menurunkan rumus efisiensinya, kita mulai dari persamaan neraca exergy umum untuk sebuah komponen yang beroperasi dalam kondisi tunak (*steady-state*):

$$\sum \dot{E}x_{in} + \sum \dot{E}x_Q = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{W} + \dot{E}x_W \quad (2.46)$$

Untuk kompresor yang diasumsikan beroperasi secara adiabatik (laju transfer exergy melalui panas ($\dot{E}x_Q=0$) dan mengonsumsi kerja (kerja input, $\dot{W}_C$), persamaan neraca exergy dapat disederhanakan menjadi:

$$\dot{E}x_1 + \dot{W}_C = \dot{E}x_2 + \dot{E}_{D.C} \quad (2.47)$$

Sehingga persamaan untuk laju destruksi eksergi ($\dot{E}_{D.C}$ atau $\dot{I}_C$) adalah:

$$\dot{E}_{D.C} = \dot{W}_C - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) \quad (2.48)$$

Dari perspektif fungsional kompresor, "bahan bakar" eksergi yang digunakan adalah kerja input ($\dot{W}_C$), dan "produk" eksergi yang dihasilkan adalah peningkatan exergy pada aliran udara ($\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$). Dengan demikian, efisiensi exergy untuk kompresor (ϵ_C) didefinisikan sebagai:

$$\epsilon_C = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_C} \quad (2.49)$$

$$\epsilon_C = \frac{\dot{m}_a (e_{x.out} - e_{x.in})}{\dot{W}_C} \quad (2.50)$$

di mana:

- $\dot{W}_C$: Daya aktual yang dikonsumsi oleh kompresor (kW)
- $\dot{m}_a$: Laju aliran massa udara (kg/s)
- $e_{x.out} e_{x.in}$: Eksergi spesifik udara di sisi keluar dan masuk (kJ/kg).

2.3.4 Persamaan Eksergi Ruang Bakar (*Combustion Chamber*)

Ruang bakar secara universal diakui sebagai sumber utama irreversibilitas dan perusakan exergy dalam siklus turbin gas (Hatem et al., 2025). Tingginya tingkat perusakan exergy ini berasal dari beberapa faktor yang melekat pada proses pembakaran, yaitu: irreversibilitas reaksi kimia, perpindahan panas internal dengan perbedaan temperatur yang sangat besar, serta proses pencampuran antara udara, bahan bakar, dan produk pembakaran (Qi & Huang, 2022).

Ruang bakar adalah komponen di mana energi kimia bahan bakar diubah menjadi energi termal gas panas. Analisis eksergi untuk komponen ini unik karena input "bahan bakar" utamanya bukan kerja mekanis, melainkan eksergi kimia dari bahan bakar hidrokarbon ($\dot{E}x_f$). Input lainnya adalah eksergi dari udara bertekanan yang masuk dari kompresor ($\dot{E}x_a$). Produknya adalah eksergi dari gas hasil pembakaran yang panas dan bertekanan tinggi ($\dot{E}x_g$). Dengan mengasumsikan tidak ada kerja poros dan proses adiabatik, neraca eksergi untuk ruang bakar menjadi (Chand et al., 2013):

$$\dot{E}_{D.CC} = (\dot{E}x_a + \dot{E}x_f) - \dot{E}x_g \quad (2.51)$$

Persamaan ini dapat ditulis ulang sebagai:

$$\dot{E}_{D.CC} = (\dot{m}_a e_{x.a} + \dot{m}_f e_{x.f}) - (\dot{m}_a + \dot{m}_f) e_{x.g} \quad (2.52)$$

di mana $e_{x,f}$ adalah eksergi kimia spesifik bahan bakar, yang nilainya bergantung pada komposisi kimia bahan bakar dan lingkungan referensi. Nilai ini seringkali dapat ditemukan dalam tabel standar atau dihitung menggunakan korelasi. Salah satu pendekatan yang umum digunakan dalam banyak studi adalah mengaproksimasi eksergi kimia bahan bakar sebagai fungsi dari LHV (*Lower Heating Value*) (Haouam et al., 2019) seperti pada Persamaan 40, di mana γ_f adalah faktor eksergi yang nilainya sedikit lebih besar dari satu untuk bahan bakar hidrokarbon umum seperti gas alam.

Efisiensi exergy ruang bakar (ϵ_{CC}) didefinisikan sebagai rasio antara exergy aliran gas panas yang keluar (produk) terhadap total exergy yang masuk (bahan bakar), yang terdiri dari exergy bahan bakar dan exergy udara bertekanan (Qi & Huang, 2022). "Bahan bakar" exergy adalah $\dot{E}x_a + \dot{E}x_f$, di mana exergy bahan bakar mencakup komponen fisik dan kimianya. "Produk" exergy adalah exergy dari aliran gas panas bertekanan tinggi yang keluar menuju turbin, $\dot{E}x_g$. Dengan demikian persamaannya adalah:

$$\epsilon_{CC} = \frac{\dot{E}x_g}{\dot{E}x_a + \dot{E}x_f} \quad (2.53)$$

di mana:

- $\dot{E}x_g$: Laju aliran exergy gas hasil pembakaran (kW).
- $\dot{E}x_a$: Laju aliran exergy udara masuk (kW).
- $\dot{E}x_f$: Laju aliran exergy bahan bakar yang masuk (kW).

2.3.5 Persamaan Eksergi Turbin Ekspander

Turbin berfungsi untuk mengekstraksi kerja dari gas panas bertekanan tinggi yang berasal dari ruang bakar. Dalam analisis eksergi, "bahan bakar" untuk turbin adalah laju eksergi gas panas yang masuk ($\dot{E}x_3$), dan "produk"-nya adalah kerja poros yang dihasilkan ($\dot{W}_T$). Laju eksergi gas buang yang keluar ($\dot{E}x_4$) dianggap sebagai kehilangan eksergi (*exergy loss*) atau input untuk komponen hilir (seperti HRSG dalam siklus kombinasi). Persamaan destruksi eksergi untuk turbin ($\dot{E}_{D,T}$ atau $\dot{I}_T$) diturunkan dari neraca eksergi sebagai berikut (Chand et al., 2013):

$$\dot{E}_{D,T} = (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) - \dot{W}_T \quad (2.54)$$

Temperatur Masuk Turbin (*Turbine Inlet Temperature, TIT*) adalah salah satu parameter operasional paling penting yang menentukan kinerja dan efisiensi siklus turbin gas. Peningkatan TIT secara langsung meningkatkan kandungan entalpi dan eksergi gas yang masuk ke turbin, sehingga memungkinkan ekstraksi kerja yang lebih besar (Chand et al., 2013). Studi parametrik secara konsisten menunjukkan bahwa peningkatan TIT dapat mengurangi laju destruksi eksergi

relatif di dalam turbin itu sendiri dan meningkatkan efisiensi eksergetiknya (Abd El-Maksoud, Kotb, Sadek, et al., 2022). Hal ini terjadi karena pada temperatur yang lebih tinggi, penurunan entalpi per unit kenaikan entropi menjadi lebih besar. Namun, batas atas TIT sangat ditentukan oleh kapabilitas material sudu-sudu turbin untuk menahan temperatur dan tekanan tinggi secara berkelanjutan (Younus Hamid et al., 2020).

Dalam kasus turbin, "produk" yang diinginkan adalah kerja output ($\dot{W}_T$), sedangkan "bahan bakar" exergy adalah exergy yang dilepaskan oleh fluida kerja selama proses ekspansi ($\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$) (Khaljani et al., 2015). Dengan demikian, efisiensi exergy untuk turbin (ϵ_T) didefinisikan sebagai:

$$\epsilon_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} \quad (2.55)$$

di mana:

- $\dot{W}_T$: Daya aktual yang dihasilkan oleh turbin (kW).
- $\dot{E}x_3$: Laju aliran exergy gas masuk ke turbin (kW).
- $\dot{E}x_4$: Laju aliran exergy gas keluar dari turbin (kW).

2.3.6 Persamaan Eksergi Pompa

Dalam siklus termodinamika, pompa memegang peranan krusial untuk menaikkan tekanan fluida kerja dalam fasa cair, yang secara langsung meningkatkan potensi kerja atau exergy dari fluida tersebut sebelum memasuki komponen pemanas seperti boiler atau evaporator (Khaljani et al., 2015). Analisis efisiensi exergy pada pompa bertujuan untuk mengukur seberapa efektif daya (kerja) yang dikonsumsi oleh pompa dapat dikonversi menjadi kenaikan exergy pada fluida kerja (Meftahpour et al., 2024).

Penurunan rumus efisiensi exergy untuk pompa didasarkan pada neraca exergy untuk sistem terbuka dalam kondisi tunak. Untuk sebuah pompa yang diasumsikan beroperasi secara adiabatik ($\dot{E}x_Q=0$) dan mengonsumsi kerja ($\dot{W}_P$), persamaan neraca exergy-nya adalah (Khaljani et al., 2015):

$$\dot{E}x_{in} + \dot{W}_P = \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{D.P} \quad (2.56)$$

$$\dot{E}x_{D.P} = \dot{W}_P - (\dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in}) \quad (2.57)$$

Berdasarkan fungsi utamanya, "bahan bakar" exergy untuk pompa adalah daya yang dikonsumsi ($\dot{W}_P$). Sementara itu, "produk" exergy yang dihasilkan adalah laju peningkatan exergy pada fluida kerja yang dipompa ($\dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in}$). Dengan demikian, efisiensi exergy untuk pompa (ϵ_P) dapat didefinisikan sebagai berikut (Meftahpour et al., 2024):

$$\epsilon_P = \frac{\dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{in}}{\dot{W}_P} \quad (2.58)$$

$$\epsilon_P = \frac{\dot{m}(e_{x.out} - e_{x.in})}{\dot{W}_P} \quad (2.59)$$

di mana:

- $\dot{W}_P$: Daya aktual yang dikonsumsi oleh pompa (kW).
- $\dot{E}x_{out}$: Laju aliran exergy fluida keluar dari pompa (kW).
- $\dot{E}x_{in}$: Laju aliran exergy fluida masuk ke pompa (kW).
- $\dot{m}$: Laju aliran massa fluida (kg/s).
- $e_{x.out} e_{x.in}$: Exergy spesifik fluida di sisi keluar dan masuk (kJ/kg).

2.3.7 Persamaan Eksergi HRSG

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) adalah komponen penukar panas yang menjadi penghubung antara siklus atas (turbin gas) dan siklus bawah (kogenerasi uap). Fungsinya yang krusial adalah untuk memindahkan energi dari gas buang turbin yang masih memiliki temperatur tinggi ke aliran air, sehingga menghasilkan uap. Proses perpindahan panas ini, yang terjadi melintasi perbedaan temperatur yang tak terhindarkan, menjadikan HRSG sebagai sumber irreversibilitas yang signifikan dalam sistem (Khaljani et al., 2015).

Neraca exergy untuk HRSG melibatkan dua aliran fluida, yaitu gas buang panas yang mendingin (dari $\dot{E}x_{g.in}$ ke $\dot{E}x_{g.out}$) dan air yang memanaskan menjadi uap (dari $\dot{E}x_{w.in}$ ke $\dot{E}x_{s.out}$). Untuk HRSG modern yang umumnya beroperasi dengan beberapa tingkat tekanan, maka memiliki beberapa keluaran uap dan air umpan, sehingga persamaannya adalah:

$$\dot{E}x_{g.in} + \sum \dot{E}x_{w.in} = \dot{E}x_{g.out} + \sum \dot{E}x_{s.out} + \dot{E}x_{D.HRSG} \quad (2.60)$$

$$\dot{E}x_{D.HRSG} = (\dot{E}x_{g.in} - \dot{E}x_{g.out}) - (\sum \dot{E}x_{s.out} - \sum \dot{E}x_{w.in}) \quad (2.61)$$

Di sini, "bahan bakar" exergy adalah exergy yang dilepaskan oleh gas panas ($\dot{E}x_{g.in} - \dot{E}x_{g.out}$), dan "produk"-nya adalah exergy yang diserap oleh air ($\sum \dot{E}x_{s.out} - \sum \dot{E}x_{w.in}$). Maka, efisiensi exergy HRSG didefinisikan sebagai:

$$\epsilon_{HRSG} = \frac{\sum \dot{E}x_{s.out} - \sum \dot{E}x_{w.in}}{\dot{E}x_{g.in} - \dot{E}x_{g.out}} \quad (2.62)$$

di mana:

- ϵ_{HRSG} : Efisiensi exergy HRSG
- $\dot{E}x_{g.in}$: Laju aliran exergy masuk gas panas (kW)
- $\dot{E}x_{g.out}$: Laju aliran exergy keluar gas panas (kW)
- $\dot{E}x_{s.out}$: Laju aliran exergy keluar uap HRSG (kW)
- $\dot{E}x_{w.in}$: Laju aliran exergy masuk air HRSG (kW)
- $\dot{E}x_{D.HRSG}$: Laju perusakan exergy di dalam HRSG (kW).

HRSG merupakan sumber perusakan exergy terbesar kedua dalam sistem, setelah ruang bakar, dari total perusakan exergy. Ireversibilitas ini terutama disebabkan oleh perbedaan temperatur yang signifikan antara kedua aliran fluida. Peningkatan perbedaan temperatur *pinch point* pada HRSG akan menurunkan efisiensi exergy dan menaikkan total biaya sistem (Khaljani et al., 2015).

2.3.8 Persamaan Eksergi Turbin Uap

Dalam konfigurasi *Combined Cycle Power Plant* (CCPP), turbin uap (*Steam Turbine - ST*) merupakan komponen sentral dari siklus bawah (*bottoming cycle*) Rankine. Fungsinya adalah untuk mengekstraksi kerja dari uap bertekanan dan bertemperatur tinggi yang dihasilkan oleh *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). Kinerja turbin uap secara langsung mempengaruhi efisiensi dan daya output dari siklus bawah, dan oleh karena itu, memberikan kontribusi signifikan terhadap kinerja CCPP secara keseluruhan. Analisis exergy pada turbin uap memungkinkan kuantifikasi efektivitas proses ekspansi dalam mengubah exergy uap menjadi kerja poros yang bermanfaat, dengan memperhitungkan kerugian termodinamika (ireversibilitas) yang terjadi selama proses tersebut (Hamada et al., 2023).

Untuk menurunkan rumus efisiensinya, dapat digunakan persamaan neraca exergy umum. Untuk turbin uap yang diasumsikan beroperasi secara adiabatik dan menghasilkan kerja, neraca exergy-nya dapat ditulis sebagai:

$$\sum \dot{E}x_{ST.in} = \sum \dot{E}x_{ST.out} + \dot{W}_{ST} + \dot{E}x_{D.ST} \quad (2.63)$$

$$\dot{E}x_{D.ST} = (\sum \dot{E}x_{ST.out} - \sum \dot{E}x_{ST.in}) - \dot{W}_{ST} \quad (2.64)$$

Persamaan ini menunjukkan bahwa total exergy yang masuk bersama aliran uap ke semua tingkatan turbin ($\sum \dot{E}x_{ST.in}$) akan dikonversi menjadi kerja yang dihasilkan ($+ \dot{W}_{ST}$), sisa exergy pada aliran uap keluar ($\sum \dot{E}x_{ST.out}$), dan exergy yang hancur atau hilang akibat ireversibilitas ($\dot{E}x_{D.ST}$).

Berdasarkan fungsi turbin, "produk" exergy yang diinginkan adalah kerja output ($\dot{W}_{ST}$), sementara "bahan bakar" exergy adalah total penurunan exergy pada aliran uap yang melintasi seluruh tingkatan turbin ($\sum \dot{E}x_{ST.in} - \sum \dot{E}x_{ST.out}$). Dengan demikian, efisiensi exergy turbin uap (ϵ_{HRSG}) didefinisikan sebagai rasio produk terhadap bahan bakar adalah sebagai berikut:

$$\epsilon_{HRSG} = \frac{\dot{W}_{ST}}{\sum \dot{E}x_{ST.in} - \sum \dot{E}x_{ST.out}} \quad (2.65)$$

di mana:

- $\dot{W}_{ST}$: Daya aktual yang dihasilkan oleh turbin uap (MW)

- $\sum \dot{E}x_{ST.in}$: Jumlah laju aliran exergy uap yang masuk ke semua tingkat turbin (MW)
- $\sum \dot{E}x_{ST.out}$: Jumlah laju aliran exergy uap yang keluar dari semua tingkat turbin (MW)
- $\dot{E}x_{D.ST}$: Laju perusakan exergy di dalam turbin uap (MW).

Dalam studi kasus pada CCPP 750 MW yang dianalisis oleh Hamada et al. (2023), ditemukan bahwa turbin uap merupakan salah satu kontributor signifikan terhadap perusakan exergy total. Hasil analisis menunjukkan bahwa turbin uap menempati urutan ketiga sebagai sumber perusakan exergy terbesar dalam sistem, dengan laju perusakan sebesar 7,07% dari total perusakan exergy CCPP (Hamada et al., 2023).

2.3.9 Persamaan Eksergi Kondenser

Kondenser memegang peranan esensial dalam siklus uap (*bottoming cycle*) pada sebuah *Combined Cycle Power Plant* (CCPP). Fungsi utamanya adalah untuk mendinginkan dan mengkondensasikan uap bertekanan rendah yang keluar dari turbin uap, mengubahnya kembali menjadi fasa cair (kondensat) sebelum dipompa kembali ke HRSG. Proses ini merupakan tahap pelepasan panas sisa dari siklus ke lingkungan. Karena proses ini melibatkan perpindahan panas antara uap yang mengembun pada temperatur konstan dan air pendingin yang temperaturnya lebih rendah dan terus meningkat, terjadi perbedaan temperatur yang signifikan di seluruh penukar panas. Perbedaan temperatur yang besar ini secara inheren menyebabkan ireversibilitas termodinamika yang tinggi, menjadikan kondenser sebagai salah satu lokasi utama perusakan exergy dalam sistem (Hamada et al., 2023).

Untuk menurunkan rumus efisiensinya, neraca exergy untuk kondenser sebagai sebuah penukar panas dapat digunakan. Dengan asumsi tidak ada kerja yang terlibat, persamaannya adalah:

$$\dot{E}x_{cond.in} + \dot{E}x_{cw.in} = \dot{E}x_{cond.out} + \dot{E}x_{cw.out} + \dot{E}x_{D.cond} \quad (2.66)$$

$$\dot{E}x_{D.cond} = (\dot{E}x_{cond.in} - \dot{E}x_{cond.out}) - (\dot{E}x_{cw.out} - \dot{E}x_{cw.in}) \quad (2.67)$$

Dari perspektif fungsional kondenser, "bahan bakar" exergy adalah exergy yang dilepaskan oleh uap saat ia mengembun ($\dot{E}x_{cond.in} - \dot{E}x_{cond.out}$). "Produk" yang dihasilkan adalah peningkatan exergy pada fluida pendingin ($\dot{E}x_{cw.out} - \dot{E}x_{cw.in}$). Maka, efisiensi exergy kondenser (ϵ_{cond}) dapat didefinisikan sebagai:

$$\epsilon_{cond} = \frac{\dot{E}x_{cw.out} - \dot{E}x_{cw.in}}{\dot{E}x_{cond.in} - \dot{E}x_{cond.out}} \quad (2.68)$$

di mana:

- $\dot{E}x_{cw.out}$: Laju aliran exergy air pendingin keluar (kW).
- $\dot{E}x_{cw.in}$: Laju aliran exergy air pendingin masuk (kW).
- $\dot{E}x_{ST.in}$: Laju aliran exergy uap masuk (kW).
- $\dot{E}x_{cond.out}$: Laju aliran exergy kondensat keluar (kW).
- $\dot{E}x_{D.cond}$: Laju kerusakan exergy di dalam kondenser (kW).

2.4 Plant Heat Rate

Dalam industri pembangkitan listrik, efisiensi termal seringkali diekspresikan dalam bentuk *Heat Rate* (Laju Kalor). *Heat Rate* adalah ukuran seberapa efisien sebuah pembangkit mengubah energi kimia dalam bahan bakar menjadi energi listrik. Secara definisi, *heat rate* adalah jumlah energi termal (dalam satuan seperti kJ atau Btu) yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu unit energi listrik (biasanya satu kilowatt-jam atau kWh). Oleh karena itu, *heat rate* yang lebih rendah menunjukkan efisiensi yang lebih tinggi. Metrik yang paling relevan untuk mengevaluasi kinerja pembangkit secara keseluruhan adalah *Net Plant Heat Rate* (NPHR). NPHR memperhitungkan total input energi termal dari bahan bakar dan membaginya dengan output daya listrik *neto* yang dikirim ke jaringan listrik. Formulasi matematis dasar untuk NPHR adalah sebagai berikut (Kiamah, 2003):

$$NPHR = \frac{\dot{m}_f \cdot LHV}{W_{net}} \quad (2.69)$$

di mana:

- $\dot{m}_f$ = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
- LHV = Nilai kalor rendah bahan bakar (kJ/kg)
- W_{net} = Daya listrik netto yang dihasilkan pembangkit (kW)

NPHR memiliki hubungan terbalik langsung dengan efisiensi neto pembangkit (η_{net}). Hubungan ini diberikan oleh faktor konversi sederhana. Jika NPHR dinyatakan dalam kJ/kWh, maka efisiensinya adalah (Sahin et al., 2016):

$$\eta_{net} = \frac{NPHR \text{ (kJ/kWh)}}{3600 \text{ kJ/kWh}} \quad (2.70)$$

Penting untuk membedakan antara metrik "Gross" dan "Net". *Gross Heat Rate* dan *Gross Efficiency* hanya mempertimbangkan daya yang dihasilkan di terminal generator (P_{gross}). Namun, setiap pembangkit listrik mengonsumsi sebagian dari daya yang dihasilkannya untuk menjalankan peralatannya sendiri, seperti pompa, kipas, dan sistem kontrol. Konsumsi internal ini disebut *auxiliary consumption* atau beban parasitik (P_{net}). Output daya neto adalah selisih

antara daya bruto dan konsumsi *auxiliary* ($P_{net} = P_{gross} - P_{aux}$). Oleh karena itu, NPHR, yang menggunakan P_{net} sebagai penyebutnya, merupakan indikator yang jauh lebih akurat mengenai kinerja pembangkit dari perspektif sistem kelistrikan dan ekonomi, karena ini adalah daya yang benar-benar dapat dijual (Sahin et al., 2016)

Salah satu aspek paling krusial dan seringkali menjadi sumber kebingungan dalam perhitungan *heat rate* adalah basis nilai kalor bahan bakar yang digunakan: *Lower Heating Value* (LHV) atau *Higher Heating Value* (HHV). Perbedaan antara keduanya terletak pada perlakuan terhadap panas laten penguapan air (H_2O) yang terbentuk sebagai produk pembakaran. Gas alam, bahan bakar utama PLTGU, kaya akan hidrogen. HHV (nilai kalor atas) mengasumsikan bahwa seluruh uap air dalam gas buang terkondensasi menjadi cair, sehingga melepaskan energi panas latennya. Sebaliknya, LHV (nilai kalor bawah) mengasumsikan bahwa uap air tetap dalam fase gas dan panas latennya tidak dapat dipulihkan (Ibrahim et al., 2011). Karena temperatur gas buang dari cerobong PLTGU selalu jauh di atas titik embun air, LHV sering dianggap sebagai representasi yang lebih realistis dari energi yang benar-benar dapat dimanfaatkan dalam siklus. Namun, standar pelaporan bervariasi secara global. Di Amerika Utara, HHV sering digunakan, sementara di Eropa dan banyak bagian lain dunia, LHV adalah norma. Perbedaan ini tidak bisa dianggap sepele; untuk gas alam, nilai HHV sekitar 10-11% lebih tinggi dari LHV. Akibatnya, efisiensi yang dilaporkan berbasis LHV akan secara numerik lebih tinggi daripada efisiensi pembangkit yang sama yang dilaporkan berbasis HHV. Kegagalan untuk secara eksplisit menyatakan basis yang digunakan dapat menyebabkan perbandingan kinerja yang tidak valid dan kesimpulan yang keliru. Oleh karena itu, setiap analisis kinerja yang kredibel harus dengan jelas mendefinisikan basis nilai kalor yang digunakan (Zhiqiang Pan, 2020).