

ANALISIS EKSERGI PADA SIKLUS TURBIN GAS SEDERHANA 14 MW INSTALASI PEMBANGKIT TENAGA KERAMASAN PALEMBANG

^{a,*} Hasan Basri^b, Dyos Santoso

^a Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sriwijaya

^b Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sriwijaya

Abstrak

Studi ini berkenaan dengan analisis performansi siklus turbin gas sederhana pada Instalasi Pembangkit Tenaga Keramasan Palembang dengan menggunakan konsep eksersi, yang dapat mengatasi keterbatasan hukum termodinamika pertama; dan didasarkan atas hukum termodinamika pertama dan kedua. Studi ini dilakukan untuk menentukan efisiensi hukum kedua bagi instalasi tenaga tersebut secara keseluruhan dan mengidentifikasi lokasi-lokasi dan proses-proses dimana eksersi terbuang, hilang atau dimusnahkan dan menyarankan langkah-langkah yang dapat diambil untuk mengurangi kerugian dan pemborosan eksersi. Hasil studi menunjukkan bahwa pembakar memberikan kontribusi terbesar terhadap pemusnahan eksersi. Persentase rasio pemusnahan eksersi terhadap pemusnahan eksersi total maksimum diperoleh pada ruang bakar (82,13%), diikuti oleh kompresor (9,60%), dan kemudian turbin gas (8,27%). Eksersi yang dibawa oleh gas buang (11,17%) dianggap sebagai suatu kerugian. Sebagai tambahan, efisiensi eksersetik siklus terhitung rendah (21,0%) akibat rasio kerja balik dan temperature gas buang yang tinggi.

Katakunci: Siklus turbin gas, analisis eksersi, pemusnahan eksersi, efisiensi eksersetik, diagram Grassman

1. PENDAHULUAN

Keharusan untuk mengontrol emisi-emisi gas rumah kaca, gas-gas polutan dan zat-zat lainnya di atmosfer akan menyebabkan sorotan pada efisiensi semua proses konversi energi dan aplikasinya semakin bertambah, khususnya pada sistem pembangkit tenaga. Di sisi lain, saat ini beberapa sumber energi yang diketahui persedianya semakin menipis. Oleh karena itu, isu-isu yang berhubungan dengan pemanfaatan sumber daya alam secara efisien, termasuk energi, menjadi sangat penting. Untuk alasan ini, pada tahun belakangan ini analisis eksersi banyak menarik perhatian para ilmuan dan perancang sistem. Ada beberapa yang mencurahkan studi-studinya pada analisis eksersi komponen [9] dan peningkatan efisiensi [10].

Efisiensi adalah salah satu istilah yang paling sering dipakai dalam termodinamika, dan ia mengindikasikan seberapa baik suatu konversi energi atau proses terjadi. Efisiensi juga adalah salah satu istilah yang paling sering disalahgunakan dalam termodinamika, dan sering menjadi sumber kesalahanpahaman. Hal ini dikarenakan efisiensi sering digunakan tanpa pendefinisan terlebih dahulu [6]. Efisiensi secara tradisional telah didefinisikan terutama berdasarkan hukum pertama (yakni energi). Pada dasawarsa belakangan ini, analisis eksersi telah semakin diterima secara luas sebagai alat yang bermanfaat dalam desain, penilaian, optimisasi dan peningkatan sistem-sistem energi [4]. Penentuan efisiensi eksersi untuk sistem keseluruhan dan/atau komponen-komponen individual yang membentuk sistem merupakan bagian utama analisis eksersi. Analisis yang

komprehensif suatu sistem termodinamika melibatkan baik analisis energi maupun analisis eksersi agar diperoleh gambaran kerja sistem secara lengkap.

Untuk membantu peningkatan efisiensi instalasi pembangkit tenaga, karakteristik dan performansi termodinamika instalasi tersebut biasanya diteliti. Instalasi pembangkit tenaga biasanya diuji dengan analisis energi tetapi, sebagaimana diungkapkan sebelumnya, pemahaman yang lebih baik dapat dicapai bila diambil tinjauan termodinamika yang lebih lengkap yang menggunakan hukum termodinamika kedua bersama-sama dengan analisis energi melalui metode eksersi. Walaupun analisis eksersi secara umum dapat diterapkan pada sistem energi atau sistem lainnya, nampak bahwa analisis eksersi akan menjadi alat yang lebih berguna daripada analisis eksersi khususnya untuk siklus-siklus tenaga karena fakta bahwa analisis eksersi dapat membantu menentukan besar kerugian yang sesungguhnya, penyebabnya dan lokasinya, sehingga dapat membantu peningkatan sistem secara keseluruhan ataupun komponen-komponennya.

Sebagai tambahan, efek dari berbagai keadaan lingkungan referensi biasanya juga disajikan pada analisis ini.

Sampai saat ini, pembangkit tenaga dengan sistem turbin gas sederhana masih banyak digunakan terutama di Indonesia. Sistem pembangkit tenaga gas ini mempunyai efisiensi yang rendah karena gas buang yang masih bertemperatur tinggi langsung dibuang ke atmosfer. Hal ini, disamping menyebabkan pemborosan energi juga menyebabkan polusi termal.



Dalam upaya untuk meningkatkan efisiensi suatu sistem turbin gas, maka perlu diketahui lokasi dan besarnya kerugian yang terjadi, serta penyebab kerugian tersebut. Untuk mengetahui masalah tersebut, maka perlu dilakukan analisis eksersi. Agar diperoleh hasil yang lebih rinci maka analisis eksersi ini melibatkan eksersi fisik dan eksersi kimia, serta memperhitungkan komposisi udara dan bahan bakar yang dipergunakan.

Tujuan dari studi ini adalah mengevaluasi parameter-parameter performansi sistem turbin gas sederhana (siklus Brayton) dan komponen-komponennya, serta mengidentifikasi komponen-komponen sistem yang cukup berpotensi untuk dilakukan peningkatan. Dengan demikian dapat menyusun langkah-langkah yang diperlukan dalam usaha peningkatan performansi sistem dan komponen-komponen sistem turbin gas yang ada sekarang ini.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Banyak buku pelajaran termodinamika terkemuka [1] menjelaskan pemanfaatan konsep eksersi yang berdasarkan hukum termodinamika kedua. Pemanfaatan konsep eksersi untuk menganalisa instalasi pembangkit tenaga uap yang menghasilkan evaluasi yang akurat terhadap pemborosan energi yang tersedia dan oleh karena itu hasilnya lebih berarti bila dibandingkan dengan yang diperoleh bila menggunakan hukum pertama. Hasilnya menunjukkan bahwa efek dari beberapa parameter mempunyai perbedaan yang signifikan antara hukum pertama dan hukum kedua.

Buku “Desain dan Optimisasi Termal” oleh Bejan, Tsatsaronis dan Moran [5] memberikan introduksi yang komprehensif dan teliti pada desain dan optimisasi sistem termal dari perspektif jaman sekarang. Buku tersebut memasukkan pengembangan-pengembangan termodinamika teknik, perpindahan kalor, dan ekonomi teknik saat ini yang relevan dengan pendesainan. Penggunaan analisis eksersi dan yang dicirikan oleh peminimalan pembangkitan entropi. Selain itu, suatu studi kasus dibahas secara bertahap, permasalahan demi permasalahan demi kontinuitas penyajian. Studi kasus tersebut menyangkut desain sistem turbin gas kogenerasi.

Makalah “Analisis eksersi dan efisiensi hukum kedua pada siklus Brayton Regeneratif dengan tambahan kalor pada temperatur konstan” oleh Jubeh [10] menyajikan analisis hukum kedua untuk mengevaluasi efek tambahan kalor secara isothermal dengan ruang bakar konvergen pada siklus Brayton. Hasilnya memperlihatkan bahwa pada rasio tekanan rendah, temperatur lingkungan yang lebih rendah, dan temperatur masuk turbin yang lebih tinggi diperoleh peningkatan efisiensi hukum kedua yang signifikan.

Makalah “Analisis eksersetik pada instalasi turbin gas” oleh Ebadi, J., M., dan Gorji-Bandpy, M [8] melakukan analisis eksersi pada instalasi turbin gas 116-MW. Hukum konservasi massa dan konservasi energi diterapkan pada tiap komponen. Neraca eksersi secara

kuantitatif diperhitungkan pada masing-masing komponen dan untuk sistem secara keseluruhan. Pada studi ini, eksersi arus material dipisahkan menjadi eksersi termal, mekanikal dan kimia, dan aliran produksi entropi. Pengaruh temperatur masuk turbin terhadap efisiensi eksersetik dan pemusnahan eksersi di dalam instalasi dievaluasi. Hasilnya mengkonfirmasikan bahwa efisiensi eksersetik dan pemusnahan eksersi sangat tergantung pada perubahan temperatur masuk turbin.

Termodinamika dasar yang diterapkan dalam studi kasus ini adalah untuk mencari sifat-sifat termodinamika pada masing-masing keadaan dan energi termal pada setiap proses.

Dalam analisis, proses-proses dipertimbangkan sebagai aliran stedi keadaan stedi (*steady state steady flow*). Sebagai tambahan efek energi kinetik dan energi potensial diabaikan. Untuk gas ideal, formulasi yang digunakan memperhitungkan variasi entalpi dan entropi absolut terhadap temperatur untuk berbagai substansi.

Untuk proses aliran stedi keadaan stedi, neraca laju energi volume atur dapat dituliskan sebagai:

$$Q_{CV} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g \cdot z_i \right) = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) + W_{CV} \quad (1)$$

Perubahan entropi antara dua keadaan untuk gas ideal dituliskan sebagai [5]:

$$\bar{s}(T_2, p_2) - \bar{s}(T_1, p_1) = \bar{s}^o(T_2) - \bar{s}^o(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2)$$

Entalpi dan entropi untuk campuran gas ideal dapat ditentukan sebagai penjumlahan sifat masing-masing komponen gas, asalkan kontribusi dari setiap gas dievaluasi pada kondisi dimana gas berada dalam campuran [5]. Jadi:

$$H = \sum_{k=1}^N n_k \bar{h}_k \quad \text{atau} \quad \bar{h} = \sum_{k=1}^N x_k \bar{h}_k \quad (3)$$

$$S = \sum_{k=1}^N n_k \bar{s}_k \quad \text{atau} \quad \bar{s} = \sum_{k=1}^N x_k \bar{s}_k \quad (4)$$

Entalpi gas ideal hanya tergantung pada temperatur, suku \bar{h} yang nampak pada persamaan di atas dievaluasi pada temperatur campuran. Entropi adalah fungsi dari dua sifat bebas. Oleh karena, suku \bar{s}_k dievaluasi baik pada temperatur dan volume campuran atau temperatur campuran maupun pada tekanan parsial komponen p_k [5]. Jadi untuk entropi berlaku:

$$S = \sum_{k=1}^N n_k \cdot \bar{s}_k(T, x_k, p) \quad (5)$$

Berat molekul campuran M ditentukan berdasarkan berat molekul-molekul komponen M_k sebagai berikut:

$$M = \sum_{k=1}^N x_k \cdot M_k \quad (6)$$

Hukum Termodinamika Ketiga berkenaan dengan entropi zat pada temperatur nol absolut, dan pada



dasarnya menyatakan bahwa entropi kristal sempurna adalah nol pada nol absolut. Fakta yang berhubungan dengan hukum termodinamika ketiga adalah bahwa hukum ini memberikan dasar absolut untuk ukuran entropi setiap zat. Entropi relatif terhadap dasar ini disebut entropi absolut.

Bilamana entropi absolut diketahui pada keadaan standar, entropi spesifik pada titik-titik lainnya dapat diperoleh dengan menambahkan perubahan entropi antara dua keadaan pada entropi absolut pada keadaan standar. Cara yang sama bila entropi absolut diketahui pada tekanan p_{ref} dan temperatur T, entropi absolut pada temperatur yang sama dan tekanan p berapapun dapat diperoleh dari:

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}^0(T) - R \cdot \ln \frac{p}{p_{ref}} \quad (\text{gas ideal}) \quad (7)$$

Entropi komponen campuran gas ideal k^{th} dievaluasi pada temperatur campuran T dan tekanan parsial p_k . Untuk komponen campuran gas ideal k^{th} , persamaan (7) dapat dituliskan menjadi:

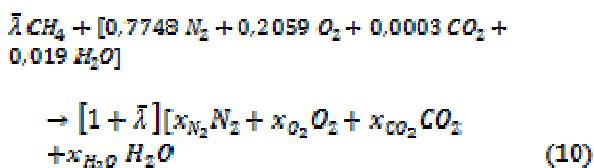
$$\bar{s}_k(T, p) = \bar{s}^0(T) - R \cdot \ln \frac{x_k \cdot p}{p_{ref}} \quad (8)$$

Udara atmosfer dapat dianggap terdiri dari udara kering dan uap air. Analisis molar udara (%) adalah: 77.48 N₂, 20.59 O₂, 0.03 CO₂, 1.90 H₂O_(g).

Dengan menyatakan rasio bahan bakar udara sebagai λ , laju aliran molar bahan bakar, udara, dan produk pembakaran dihubungkan oleh:

$$\frac{n_f}{n_a} = \lambda, \quad \frac{n_p}{n_a} = 1 + \lambda \quad (9)$$

dimana subskrip f, p, dan a masing-masing menyatakan bahan bakar, produk pembakaran, dan udara. Untuk pembakaran sempurna dari metana, persamaan kimia adalah sebagai berikut:



Neraca karbon, hydrogen, dan nitrogen, fraksi mol dari komponen-komponen produk pembakaran adalah:

$$\begin{aligned} x'_{\text{N}_2} &= \frac{0.7748}{1+\lambda}, & x'_{\text{O}_2} &= \frac{0.2059 - \lambda}{1+\lambda} \\ x'_{\text{CO}_2} &= \frac{0.0003 + \lambda}{1+\lambda}, & x'_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{0.019 + \lambda}{1+\lambda} \end{aligned} \quad (11)$$

Seperi yang sering kita ketahui, keadaan setimbang sempurna hampir tidak dapat dicapai. Setiap sistem yang berada pada temperatur, tekanan atau komposisi kimia yang lebih tinggi daripada lingkungannya tidak dalam kesetimbangan dan berpotensial untuk melakukan kerja. Potensial kerja ini disebut sebagai eksersi dari sistem. Bila sifat-sifat sistem sama dengan yang dimiliki oleh lingkungannya, eksersi dari sistem tersebut adalah nol. Keadaan dimana suatu sistem dan lingkungannya berada dalam kesetimbangan disebut keadaan mati (*dead state*).

Eksersi adalah ukuran seberapa jauh perbedaan suatu sistem dan lingkungannya, dengan demikian eksersi merupakan suatu sifat dari sistem dan lingkungannya.

Eksersi adalah kata lain yang digunakan untuk menggambarkan energi yang dapat dimanfaatkan (*available energy*) atau ukuran ketersediaan energi untuk melakukan kerja. Eksersi menyajikan standar kualitas energi yang paling mendasar dan dapat diterima secara universal dengan menggunakan parameter-parameter lingkungan sebagai keadaan-keadaan referensi. Eksersi suatu sumber daya memberikan indikasi seberapa besar kerja yang dapat dilakukan oleh sumber daya tersebut pada suatu lingkungan tertentu. Konsep eksersi secara eksplisit memperlihatkan kegunaan (kualitas) suatu energi dan zat sebagai tambahan selain apa yang dikonsumsi dalam tahapan-tahapan pengkonversian atau transfer energi. Kapan eksersi mengalami kehilangan kualitasnya, sebagai akibat adanya eksersi yang dimusnahkan. Istilah-istilah lain yang biasa digunakan untuk eksersi meliputi energi yang dapat dimanfaatkan (*available energy*) dan availabilitas.

Kotas [11] menyatakan bahwa eksersi suatu arus/aliran (*stream*) stedi dari suatu zat adalah sama dengan jumlah kerja maksimum yang dapat diperoleh bila arus tersebut dibawa dari keadaan awalnya ke keadaan mati melalui suatu proses yang mana arus tersebut hanya berinteraksi dengan lingkungan. Jadi eksersi suatu arus adalah sifat dari keadaan arus tersebut dan keadaan lingkungan tersebut. Sekali suatu sistem berada dalam kesetimbangan dengan lingkungannya, maka sistem tersebut tidak mungkin lagi untuk menggunakan energi dalam sistem tersebut untuk menghasilkan kerja. Pada kondisi ini, eksersi dari suatu sistem telah dimusnahkan sepenuhnya.

Energi didefinisikan sebagai gerak atau kemampuan untuk menimbulkan gerakan dan selalu bersifat kekal didalam suatu proses (memenuhi Hukum Termodinamika Pertama). Di sisi lain, eksersi didefinisikan sebagai kerja atau kemampuan untuk menimbulkan kerja dan selalu bersifat kekal dalam proses reversibel namun selalu berkurang dalam suatu proses irreversibel (memenuhi Hukum Termodinamika Kedua). Sementara energi adalah ukuran kuantitas, sedangkan eksersi adalah ukuran kuantitas dan kualitas. Sama halnya dengan energi, eksersi dapat berpindah melintasi batas sistem.

Hukum Termodinamika Pertama menyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan. Energi tersedia dalam beberapa bentuk yang berbeda dan dapat dikonversikan dari suatu bentuk ke bentuk lainnya. Hukum Termodinamika Kedua menyatakan bahwa pengkonversian energi hanya dimungkinkan jika total entropi bertambah. Dengan mengajukan eksersi, energi dan entropi dapat dikaji secara simultan. Kualitas energi digambarkan dengan konsep entropi. Entropi tinggi berarti kualitas energi adalah rendah. Bentuk-bentuk energi yang berbeda mempunyai kualitas yang berbeda yang mengindikasikan seberapa besar energi tersebut secara teoritis dapat



dikonversikan menjadi kerja. Batasan ini adalah suatu hukum alam yang mengimplikasikan bahwa kualitas energi selalu berkurang dalam setiap pengkonversian (Hukum Termodinamika Kedua).

Dengan tidak adanya efek-efek nuklir, magnetik, elektikal, tegangan permukaan, eksersi total suatu sistem dapat dibagi menjadi empat komponen: eksersi fisik E^{PH} , eksersi kinetik E^{KN} , eksersi potensial E^{PT} , dan eksersi kimia E^{CH} [5]:

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (12)$$

Persamaan (12) dapat dinyatakan dengan basis unit massa

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (13)$$

Eksersi kinetik dan eksersi potensial adalah sebagai berikut :

$$e^{KN} = \frac{1}{2} V^2 \quad \text{dan} \quad e^{PT} = g \cdot z \quad (14)$$

Komponen eksersi fisik yang menyertai arus/aliran suatu zat adalah:

$$e^{PH} = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) \quad (15)$$

dimana : i = Mengacu pada titik-titik keadaan

Eksersi fisik untuk gas ideal [11]:

$$E^{PH} = C_p \left(T - T_o - T_o \ln \frac{T}{T_o} \right) + \bar{R} T_o \ln \frac{P}{P_o} \quad (16)$$

Dalam mengevaluasi eksersi fisik untuk gas-gas ideal, beberapa pertimbangan khusus harus diperhitungkan. Bila suatu campuran gas ideal yang mengandung $H_2O_{(g)}$ ditinggikan pada tekanan konstan di bawah temperatur titik embun, pengkondensasian uap air akan terjadi. Misalkan bahwa suatu campuran gas ideal yang terdiri dari N_2 , O_2 , CO_2 , dan $H_2O_{(g)}$ dan fraksi molnya masing-masing adalah x_{N_2} , x_{O_2} , x_{CO_2} , $x_{H_2O(g)}$. Pada kondisi atmosferik, campuran dapat terdiri dari N_2 , O_2 , dan CO_2 , beserta uap air jenuh yang berada dalam kesetimbangan dengan cairan jenuh.

Tekanan parsial uap air akan sama dengan tekanan jenuh. Jumlah uap air setelah proses kondensasi, x_V , dapat diperoleh seperti berikut ini.

$$P_{sat}(T_o) = \frac{x_V}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V} \cdot P_o \quad (17)$$

Dengan menyusun kembali persamaan (17) selanjutnya diperoleh:

$$x_V = \frac{(1 - x_{H_2O(g)}) P_{sat}(T_o)}{P_o - P_{sat}(T_o)} \quad (18)$$

Jadi komposisi baru akan terdiri dari N_2 , O_2 , CO_2 , dan $H_2O_{(g)}$ dan $H_2O_{(l)}$, dengan fraksi mol masing-masing adalah x_{N_2} , x_{O_2} , x_{CO_2} , x_V dan $(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V)$. Kemudian, h_o dapat dihitung dengan menggunakan komposisi baru sebagai berikut.

$$h_o = x_{N_2} \bar{h}_{N_2} + x_{O_2} \bar{h}_{O_2} + x_{CO_2} \bar{h}_{CO_2} + x_V \bar{h}_{H_2O(g)}$$

$$+ (1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V) \bar{h}_{H_2O(l)} \quad (19)$$

Pada persamaan (19) suku-suku entalpi dihitung pada temperatur atmosferik.

Fraksi mol komponen fase gas adalah:

$$x'_{N_2} = \frac{x_{N_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V} \quad (20)$$

$$x'_{O_2} = \frac{x_{O_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V} \quad (21)$$

Fraksi mol CO_2 dan $H_2O_{(g)}$ pada fase gas dituliskan dengan cara yang sama. Kontribusi N_2 terhadap s_o dievaluasi pada T_o dan tekanan parsial $x'_{N_2} \cdot P_o$

$$\bar{s}_{N_2}(T_o, x'_{N_2} \cdot P_o) = \bar{s}_{N_2}(T_o) - \bar{R} \cdot \ln \frac{x'_{N_2} \cdot P_o}{P_{ref}} \quad (22)$$

Kontribusi komponen lainnya dapat dituliskan dengan cara yang sama. Oleh karena itu, s_o dapat dihitung dengan menggunakan komposisi yang sama seperti yang digunakan dalam perhitungan h_o .

$$s_o = x_{N_2} \bar{s}_{N_2} + x_{O_2} \bar{s}_{O_2} + x_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} + x_V \bar{s}_{H_2O(g)} + (1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V) \bar{s}_{H_2O(l)} \quad (23)$$

Eksersi kimia adalah komponen eksersi yang terkait dengan perbedaan komposisi kimia dari suatu sistem dengan yang dimiliki lingkungan. Tabel eksersi kimia molar standar tersedia pada beberapa literatur. Sebagai contoh tabel pada [11] memberikan nilai-nilai untuk kondisi atmosferik pada 298,15 K dan 1,01325 bar. Dan juga tabel pada [13] memberikan nilai-nilai untuk kondisi pada 298,15 dan 1 atm. Menurut [5] jika kondisi-kondisi lingkungan dari sistem sedikit berbeda daripada kondisi yang digunakan pada tabel, tabel tersebut masih dapat digunakan.

Untuk air, tabel eksersi kimia standar dapat digunakan untuk kondisi-kondisi atmosferik. Untuk kondisi di luar atmosferik, formulasi berikut ini dapat dipergunakan:

$$\bar{e}^{CH} = \bar{R} \cdot T_o \cdot \ln \frac{P_{sat}(T_o)}{x_{H_2O} \cdot P_o} \quad (24)$$

Untuk campuran gas ideal, formulasi berikut ini dapat digunakan:

$$\bar{e}^{CH} = - \bar{R} \cdot T_o \cdot \sum x_k \cdot \ln \frac{x_k}{x_k} \quad (25)$$

Persamaan (25) dapat dinyatakan sebagai [1]:

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \cdot \bar{e}_k^{CH} + \bar{R} \cdot T_o \cdot \sum x_k \cdot \ln x_k \quad (26)$$

Dalam hal bila pertimbangan kondensasi di atas harus diperhitungkan, suku x_k pada persamaan (25) dan (26) harus diganti dengan x'_k untuk mendapatkan kontribusi fase gas terhadap eksersi kimia. Kontribusi fase air terhadap eksersi kimia dapat dihitung dari persamaan persamaan (24) atau tabel. Oleh karena itu, eksersi kimia dapat dihitung dengan menambahkan kontribusi tersebut sebagai berikut:

$$\bar{e}^{CH} = (x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_V) \cdot \bar{e}_{gas}^{CH}$$



$$+(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_V) \cdot \bar{e}_{F,q}^{CH} \quad (27)$$

Untuk bahan bakar hidrokarbon, C_aH_b , tabel eksersi kimia standar dapat digunakan. Hubungan yang paling akurat untuk eksersi kimia bahan bakar dapat ditetapkan sebagai berikut [13]

$$\begin{aligned} \bar{e}_F^{CH} = & \left[\bar{h}_F + \left(a + \frac{b}{4} \right) \cdot \bar{h}_{O_2} - a \cdot \bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2} \cdot \bar{h}_{H_2O(g)} \right] \\ & \cdot \left(T_o, P_o \right) - T_o \left[s_F + \left(a + \frac{b}{4} \right) \cdot s_{O_2} - a \cdot s_{CO_2} - \frac{b}{2} \cdot s_{H_2O(g)} \right] \left(T_o, P_o \right) + R \cdot T_o \\ & \cdot \ln \left[\frac{\left(x_{O_2} x_{CO_2} \right)^{a+b/4}}{\left(x_{O_2} x_{CO_2} \right)^a \cdot \left(x_{H_2O(g)} \right)^{b/2}} \right] \end{aligned} \quad (28)$$

Suatu pendekatan untuk eksersi kimia bahan bakar hidrokarbon diberikan sebagai berikut [13]

$$\frac{\bar{e}_F^{CH}}{LHV} \cong 1.033 + 0.0169 \frac{b}{a} - \frac{0.0698}{a} \quad (29)$$

Eksersi kimia bahan bakar hidrokarbon dapat juga diperoleh dari hubungan berikut [5]

$$\bar{e}_F^{CH} = m \bar{e}^{CH} \quad (30)$$

dimana nilai eksersi kimia molar standar \bar{e}^{CH} dapat diperoleh dari Tabel C.2 [5].

Bentuk keadaan stedi dari neraca eksersi volume atur [5]

$$\begin{aligned} 0 = & \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \cdot Q_j - W_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \cdot e_i \\ & - \sum_e \dot{m}_e \cdot e_e - \dot{E}_D \end{aligned} \quad (31)$$

Suku terakhir pers. (31), \dot{E}_D sama dengan $T_o \cdot \dot{S}_{gen}$ dari Dalil Guoy-Stodola.

Lain halnya dengan energi, eksersi tidaklah kekal tapi dapat dimusnahkan oleh irreversibilitas di dalam sistem. Irreversibilitas ini dapat diklasifikasikan sebagai irreversibilitas internal dan irreversibilitas eksternal. Sumber utama irreversibilitas internal adalah gesekan, ekspansi tak tertahan, percampuran dan reaksi kimia. Irreversibilitas eksternal timbul akibat transfer kalor melalui beda temperatur hingga. Eksersi adalah rugi/hilang bila eksersi yang menyertai material atau arus/aliran yang dilepaskan ke lingkungan.

Laju eksersi yang dimusnahkan pada komponen sistem dapat dibandingkan dengan laju eksersi bahan bakar yang diberikan ke dalam sistem keseluruhan, $\dot{E}_{F,tot}$ memberikan rasio pemusnahan eksersi:

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (32)$$

Sebagai alternatif, laju pemusnahan eksersi komponen dapat dibandingkan dengan laju pemusnahan eksersi total di dalam sistem, $\dot{E}_{D,tot}$ memberikan rasio:

$$y_D^* = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (33)$$

Rasio kerugian eksersi didefinisikan dengan cara yang sama dengan membandingkan kerugian eksersi dengan eksersi bahan bakar yang diberikan ke dalam sistem keseluruhan, yaitu:

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (34)$$

Dalam mendefinisikan efisiensi eksersetik, pertama kita perlu untuk mengidentifikasi mana produk dan mana bahan bakar untuk suatu sistem termodinamik yang sedang dianalisis. Produk menggambarkan perolehan yang diinginkan yang dihasilkan oleh sistem. Sehubungan dengan itu, definisi produk haruslah konsisten dengan tujuan pembelian dan penggunaan sistem. Bahan bakar menggambarkan sumber daya yang digunakan untuk membangkitkan produk, dan tidak perlu terbatas pada bahan bakar yang sebenarnya seperti gas alam, minyak bumi atau batubara. Baik produk maupun bahan bakar dinyatakan sebagai eksersi [5]. Efisiensi eksersetik dari suatu komponen atau sistem dapat diberikan sebagai:

$$\epsilon = \frac{\dot{E}_F}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_F} \quad (35)$$

Efisiensi eksersetik keseluruhan dari suatu sistem dapat didefinisikan dalam istilah rasio pemusnahan eksersi, dan rasio kerugian energi.

$$\epsilon = 1 - \sum y_D - \sum y_L \quad (36)$$

3. DESKRIPSI SISTEM TURBIN GAS PLTG KERAMASAN PALEMBANG

Pembangkit listrik tenaga gas digunakan sebagai unit pembangkit penghasil energi listrik dengan menggunakan bahan bakar gas alam dan bahan bakar HSD (*High Speed Diesel*) sebagai fluida kerjanya. Sistem pembangkit ini terdiri dari tiga komponen utama, yaitu :

- Kompresor
- Ruang bakar
- Turbin

Proses unit pembangkit ini dimulai dari udara atmosfer masuk kedalam kompresor yang berfungsi menghisap dan menaikkan tekanan udara tersebut sehingga temperaturnya akan naik di atas temperatur atmosfer. Di dalam ruang bakar (*combustor*) disemprotkan bahan bakar dengan udara yang bertekanan tinggi dari kompresor, sehingga terjadi proses pembakaran dan selanjutnya pembakaran tersebut menghasilkan gas yang bertemperatur tinggi dan bertekanan tinggi. Gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi tadi dialirkan melalui nozzle turbin sehingga arahnya terarah melalui sudu-sudu tetap dan menumbuk sudu-sudu jalan turbin (*turbin blade*) sehingga terjadi perputaran poros turbin oleh tenaga panas hasil pembakaran di ruang bakar. Proses ini berlangsung secara terus menerus dan konstan, dimana



energi panas dirubah menjadi energi mekanik berupa putaran poros turbin beserta alat bantunya berikut memutarkan generator melalui kopling. Untuk memutarkan kompresor itu sendiri diperlukan daya yang cukup besar, yaitu lebih kurang 60 % dari energi yang dihasilkan turbin berikut alat-alat bantunya dan sisanya baru dapat dipergunakan untuk memutarkan poros generator yang terkopel dengan poros turbin.

Di PLN Sektor Keramasan Palembang unit pembangkit listrik tenaga gas dengan bahan bakar gas dan HSD (*High Speed Diesel*) terdiri dari :

1. Unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas I dan II (WESTINGHOUSE).

Unit WESCAN I ini dibangun tahun 1976 berkapasitas 14,779 MW dan WESCAN II dibangun tahun 1979 dengan kapasitas yang sama dengan WESCAN I. Kedua turbin gas ini menggunakan bahan bakar gas alam atau solar dengan sistem siklus terbuka, dimana gas buang dari turbin langsung dibuang ke udara bebas atau atmosfer.

2. Unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas III (ALSTHOM ATLANTIQUE).

Prinsip kerja unit pembangkit listrik III hampir sama dengan unit pembangkit listrik I dan II, namun unit pembangkit ini menghasilkan daya yang jauh lebih besar dan konstruksinya berbeda. Kapasitas pada beban puncak yang terpasang adalah 21,350 MW namun untuk pembangkit-pembangkit gas pada umumnya, daya yang terpasang sering tidak sesuai mengingat ketergantungan dengan udara luar besar sekali pengaruhnya. Pada daerah yang cukup panas seperti di Palembang, untuk siang hari kemampuan yang dibangkitkan hanya berkisar 16 MW sampai 17,5 MW. Mengingat udara yang dihisap bertemperatur tinggi, maka diperlukan air untuk menambah kelembapan udara tersebut, sehingga performansi turbin akan meningkat.

Spesifikasi Sistem Turbin Gas Unit WESCAN I

1. Kompresor

Kompresor adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan memampatkannya, sehingga didapat udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi untuk proses pembakaran.

Kompresor yang digunakan adalah kompresor aliran aksial (*axial flow compressor*). Udara yang dimampatkan sebagian dipergunakan untuk pendingin sudu-sudu turbin melalui *by pass*.

Spesifikasi teknik kompresor :

Pabrik	: Westing House Canada LTD
Model/serie	: W-191-G/66-S-6028
Jumlah tingkat	: 17 tingkat
Daya	: 17.750 kW

2. Ruang Bakar

Ruang bakar diletakan secara konsentris disekeliling *discharge* kompresor. Jumlah ruang bakar ini ada 6 buah dan dilengkapi juga dengan 6 buah busi serta nozzle bahan bakar. Untuk nozzle bahan bakar ini dapat

digunakan untuk dua macam bahan bakar, yaitu bahan bakar solar atau bahan bakar gas.

Spesifikasi teknik ruang bakar :

Temperatur ruang bakar

normal	: 787 °C-816°C
Temperatur maksimum	: 830°C
Alarm temperatur	: 871°C
Trip temperatur	: 900°C
Temperatur stop normal	: 56°C
Emergency temperatur	: 112°C
Perbedaan temp. ruang bakar maksimum	: 28°C

3. Turbin Gas

Turbin gas adalah mesin penggerak yang dapat menghasilkan daya untuk menggerakan atau memutar generator listrik. Di dalam turbin terjadi proses ekspansi yaitu proses penurunan tekanan fluida kerja (gas pembakaran).

Jenis turbin gas yang digunakan adalah turbin impuls dengan lima tingkat. Bagian turbin yang berputar dinamai rotor atau roda turbin, sedangkan bagian yang tidak berputar dinamai stator atau rumah turbin.

Pada roda turbin terdapat suku-suku gerak yang terbuat dari baja panas dan mempunyai kaki-kaki yang terpasang pada alur yang dibuat disekeliling cakram roda turbin. Cakram-cakram roda turbin atau rotor dihubungkan satu sama lainnya dengan menggunakan *curvig coupling* dan baut-baut. *Curvig coupling* berupa sambungan gigi dengan lekukan-lekukan gigi dalam bentuk melingkar disekeliling permukaan. Apabila kedua bagian ini dihubungkan maka gigi itu membentuk sambungan yang pas.

Untuk memudahkan pemasangan, pemeriksaan dan pemeliharaan, rumah turbin dibagi dua bagian menurut sumbu horizontal yaitu bagian bawah dan bagian atas. Bentuk dari rumah dan cara penopangnya di desain secara khusus sehingga dapat terjadi pemuaian dan penyusutan secara bebas dan mengikuti perubahan temperatur, serta mengurangi distorsi dan kesalahan penyetelan.

Spesifikasi teknik turbin gas :

Pabrik	: Westing House Canada LTD.
Model/Serie	: W-191-G/66-S-6028
Daya poros efektif	: 14,779 MW
Output shaft speed	: 4830 rpm

4. Generator

Generator adalah alat untuk membangkitkan energi listrik. Di generator terjadi perubahan energi putaran dari rotor turbin ke energi listrik. Generator yang digunakan adalah jenis generator arus bolak-balik (AC).

Spesifikasi teknik generator :

Merk/buatan	: Westing House/Canada
Tipe	: Salient pole dengan pendingin udara.
Kapasitas maksimum:	14.779 kW
Putaran	: 750 rpm



Faktor kerja	: 0,85
Frekwensi	: 50 Hz
Arus	: 874 Ampere
Tegangan	: 11.500 Volt

5. Diesel Start

Diesel start berfungsi membawa rortor turbin sampai putaran pembakaran pada 160 rpm. Pada putaran 380 rpm *Coupling ban* akan melepaskan hubungan mesin diesel dan poros *auxiliary gear*, sehingga rotor sudah diputar oleh roda turbin sendiri.

Spesifikasi teknik diesel start :

Tipe	: 4 langkah
Jumlah silinder	: 6 buah
Langkah	: 6.25 inch
Putaran	: 1800 rpm
Bahan bakar	: solar (distalasi oil)

6. Sistem Minyak

Sistem minyak digunakan untuk hal-hal sebagai berikut:

- a. Sistem minyak bertekanan tinggi untuk hidrolik trip sistem, speed signal generator dan bantalan disuplai oleh pompa utama. Pompa utama ini berupa *direct driver positif displacement pump* yang digerakan oleh poros pompa-pompa gigi pembantu dan dapat menghisap sendiri setelah diberi isapan permulaan melalui *orifice*.
- b. Sistem minyak bertekanan tinggi, disuplai oleh pompa bantu primer. Pompa bantu primer ini berupa pompa sentrifugal yang digerakan oleh motor listrik AC. Fungsi utama pompa ini untuk mensuplai minyak kesisi masuk pompa utama, sistem trip hidrolik, speed signal generator dan pelumasan bantalan.
- c. Sistem minyak bertekanan rendah untuk pelumasan, disuplai oleh pompa bantu sekunder. Pompa bantu sekunder ini berupa pompa sentrifugal yang digerakan oleh motor listrik DC, bila tenaga listrik AC tidak dapat digunakan. Fungsi pompa ini untuk melumasi bantalan-bantalan. Pompa ini dioperasikan oleh *pressure switch* bila tekanan minyak pelumas turun dibawah minimum.

7. Sistem pelumasan

- a. Katup regulasi *back pressure* yang berfungsi mengatur tekanan keluar pompa.
- b. *Relief valve* pada header minyak bantalan yang berupa *relief valve* yang ditekan oleh pegas dan berfungsi untuk memelihara tekanan minyak bantalan pada header sebesar 1.05 kg/cm^2 (15 Psia) pada garis tengah horizontal turbin.
- c. Saringan minyak yang berupa patron kertas berlipat ukuran aliran penuh dan saringan minyak bantalan dengan *internal relief valve*.
- d. *Vapor extractor* atau pembuang gas adalah blower sentrifugal yang akan membentuk vakum pada tangki minyak pelumas dan sistem pembuang gas.

- e. Pendingin minyak adalah penukar kalor tipe permukaan luas dengan udara bertekanan, minyak ke udara dilengkapi dengan louver yang dikontrol secara *pneumatic*.

8. Sistem trip hidrolik

Sistem ini berfungsi untuk mencegah agar bahan bakar tidak masuk ke dalam ruang bakar (*combustor*) melalui *over speed trip valve*, bila terjadi gangguan dalam melaksanakan menghentikan (*shutdown*) turbin.

9. Sistem kontrol bahan bakar

Unit Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) WESCAN I ini dapat menggunakan bahan bakar gas atau cair, maka terdapat dua sistem bahan bakar yang terpisah satu sama lainnya, karena turbin di design untuk dapat distart dengan salah satu bahan bakar tersebut.

Pemilihan ini diatur pada selektor saat waktu terjadinya transfer. Pemindahan otomatis dari gas ke minyak cair akan terjadi bila saat kebutuhan gas akan berkurang dan tekanan suplai gas menurun sehingga pada saat turbin beroperasi pertukaran bahan bakar harus ditransfer kebahan bakar minyak.

Pengembalian ke gas kembali dapat dilaksanakan bila tekanan suplai gas di Stasiun gas mencukupi. Pembakaran bahan bakar gas dan cair terjadi didalam ruang bakar (*combuster*), dimana bahan bakar disemprotkan kedalam udara bertekanan dan pada saat itu pula busi bekerja sehingga terjadilah pembakaran.

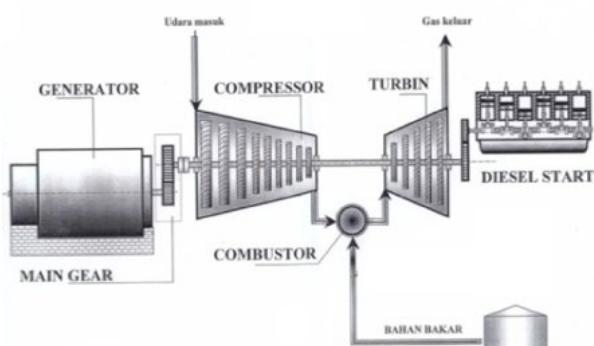
Didalam pengoperasian sistem turbin gas, terdapat beberapa alat bantu untuk melancarkan operasinya antara lain :

1. *Atomizing air compressor* adalah sebuah kompresor yang digerakkan oleh motor AC dan berfungsi untuk mengabutkan udara pada saat menggunakan bahan bakar cair. Alat ini digunakan juga untuk sistem kontrol selama kompresor aliran aksial belum bekerja.
2. *Clutch air compressor* digunakan untuk mensuplai udara untuk kopling.
3. *Primary auxiliary lube oil pump* disebut juga pompa pelumas pembantu primer yang berfungsi untuk memompakan minyak pelumas pada bagian-bagian seperti : *main gear*, *auxiliary gear*, kopling dan bantalan pada saat persiapan start dan stop.
4. *Secondary auxiliary lube oil pump* disebut juga pompa pelumas bantu sekunder. Pompa ini merupakan pompa DC yang bekerja pada saat darurat atau suplai dari listrik AC terputus.
5. *Turning Gear* adalah sebuah alat yang digerakan oleh motor AC yang berfungsi untuk memutarkan poros pada saat pendinginan khususnya pada waktu turbin tidak beroperasi.
6. Pompa bahan bakar berfungsi untuk mensuplai bahan bakar ke nozzle-nozzle bahan pengabut.
7. *Auxiliary Gear* adalah roda gigi bantu dari poros diesel ke poros turbin yang berfungsi untuk merubah putaran poros turbin.



8. *Cooler Fan* yang berfungsi untuk mendinginkan minyak pelumas dengan udara.
9. *Vapor extractor* berfungsi untuk membuang gas dalam tangki minyak pelumas.
10. *Emergency Diesel* adalah sebuah alat yang berfungsi dalam keadaan trip total dan untuk memperoleh pemakaian sendiri dan untuk menstart unit maka emergency diesel di startkan.
11. *Coupling ban* berfungsi untuk memutuskan hubungan poros diesel start dengan poros turbin. Kopling ini di isi dengan udara oleh kompresor. Pada saat putaran turbin mencapai 380 rpm, maka udara pada kopling keluar, sehingga hubungan antara poros turbin dengan poros diesel terputus.

Berikut ini adalah gambaran skematik sistem turbin gas W 191-G (siklus terbuka) di PT.PLN (persero) Sektor Pembangkit Keramasan Palembang.



Gambar 3.1. Skematik sistem turbin gas

Data operasi sistem turbin gas (open cycle) adalah sebagai berikut :

No	Data Operasi	Nilai
1	Temperatur udara atmosfer	298,15 K
2	Tekanan udara atmosfer	1,013 bar
3	Temperatur udara masuk kompresor	298,15 K
4	Tekanan udara masuk kompresor	1,013 bar
5	Temperatur udara keluar kompresor	555 K
6	Tekanan udara keluar kompresor	6,323 bar
7	Temperatur gas keluar ruang bakar	1075 K
8	Temperatur gas masuk turbin	1075 K
9	Tekanan gas masuk turbin	6,323 bar
10	Temperatur gas buang	720 K
11	Tekanan gas buang	1,02 bar
12	Laju aliran bahan bakar gas alam	1,109 kg/s
12	Laju aliran udara pada kompresor	46,1 kg/s
13	Laju aliran gas pada turbin	47,2 kg/s
14	LHV (low heating value) gas alam	43.361 kJ/kg
15	Daya poros efektif	9 MW

4. METODOLOGI

Kajian ini didasarkan pada konsep bahwa sistem mengalami proses dalam kondisi-kondisi keadaan stedi atau kuasistedi (*quasisteady*). Sistem disederhanakan menjadi volume atur dengan aliran eksersi masuk dan aliran eksersi keluar yang menggambarkan aliran-aliran proses yang berbeda. Keluaran eksersi yang diinginkan dikomparasikan dengan masukan eksersi yang diperlukan (efisiensi rasional).

Diagram alir skematik digambarkan untuk sistem dan komponen. Data yang relevan diperlajari dan diproses dengan menggunakan program aplikasi lembar kerja (*Excel Spreadsheet*).

Dengan memasukkan parameter-parameter operasi yang sesungguhnya, evaluasi dan neraca eksersi dan performansi dilakukan. Lingkungan referensi ditetapkan pada kondisi standar. Asumsi-asumsi untuk penyederhanaan dirumuskan dan akhirnya kesimpulan dan saran disusun.

Dalam kajian ini, analisis proses-proses memperhitungkan baik eksersi fisik maupun eksersi kimia. Setiap proses terdiri dari masukan eksersi dan keluaran eksersi dengan sejumlah kerugian eksersi.

1. Sistem turbin gas beroperasi pada keadaan stedi.
2. Prinsip-prinsip campuran gas ideal diterapkan pada udara dan produk pembakaran.
3. Bahan bakar (gas alam) dipertimbangkan sebagai metana dan diperlakukan sebagai gas ideal.
4. Pembakaran di dalam ruang bakar adalah sempurna. N_2 adalah lembam (*inert*).
5. Komponen-komponen lainnya beroperasi tanpa kerugian kalor (adiabatik)

Berikut ini adalah data-data yang digunakan dalam pembahasan :

- Data operasi aktual meliputi: data operasi harian PLTG, dan laporan gas harian.
- Buku manual turbin gas untuk parameter desain.
- Publikasi internet untuk parameter universal.

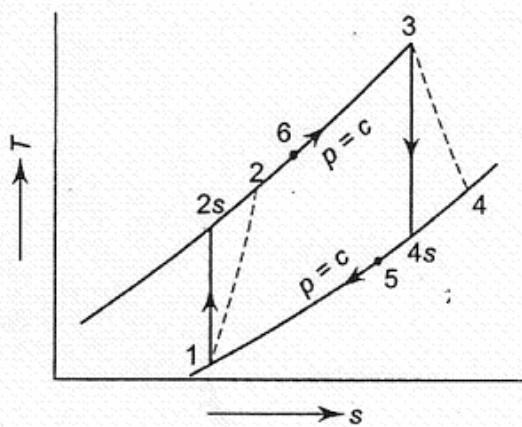
Data-data yang ada dikompilasi dan disusun dan kemudian diolah dengan menggunakan lembar kerja program *Microsoft Excel* untuk menghitung laju kerugian eksersi dan efisiensi eksersetik. Selanjutnya data hasil perhitungan dalam bentuk tabel diolah lebih lanjut untuk mendapatkan hasil akhir dalam bentuk grafik. Satuan Internasional digunakan pada seluruh analisis.

5. HASIL DAN PEMBAHASAN

5.1 Analisis Energi

Rasio bahan bakar udara, λ diperoleh sama dengan 0,043. Analisis molar produk pembakaran adalah: 74,29% N_2 , 11,50% O_2 , 4,15% CO_2 , 10,06% H_2O . Nilai entalpi dan entropi pada masing-masing keadaan yang diperlihatkan pada diagram Ts (gambar 5.1) diberikan pada table 5.1.





Gambar 5.1. Diagram Ts

Tabel 5.1 Entalpi dan entropi, pada masing-masing keadaan dalam satuan kJ/kmol atau kJ/kmol·K.

Notasi	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O	Campuran
h_1	0	0	-393,521	-241,856	-4,713
s_1^0	191,610	205,146	213,794	188,824	
s_2^0	191,610	205,146	213,794	188,824	194,351
h_2	5889,9	5995,5	-385030,8	-235836,1	517,0
s_2^0	206,736	220,520	233,397	206,351	
s_{12}^0	193,525	218,326	287,506	223,969	194,351
h_{12}	7720,6	7862,6	-382190,4	-232822,5	3062,6
s_{12}^0	210,212	224,076	240,807	210,509	
s_{23}^0	197,000	221,883	292,915	228,128	202,744
h_{23}	24408,7	25244,1	-355033,0	-211992,7	-15014,3
s_{23}^0	231,361	246,068	275,131	236,809	
s_{34}^0	218,499	248,714	286,258	240,571	227,008
h_{34}	11941,1	12208,0	-375484,4	-227691,4	-28202,7
s_{34}^0	217,018	231,083	251,650	218,782	
s_{41}^0	219,325	248,897	277,945	237,711	227,008
h_{41}	12909,92	13209,7	-373901,4	-226500,4	-27183,8
s_{41}^0	218,392	232,768	253,868	220,472	
s_{14}	220,698	250,583	280,163	239,401	228,484

5.2 Analisis Eksergi

Laju eksrgi pada masing-masing keadaan diperlihatkan pada table 5.2, sedangkan laju pemusnahan eksrgi pada masing-masing komponen system turbin gas diperlihatkan pada table 5.3.

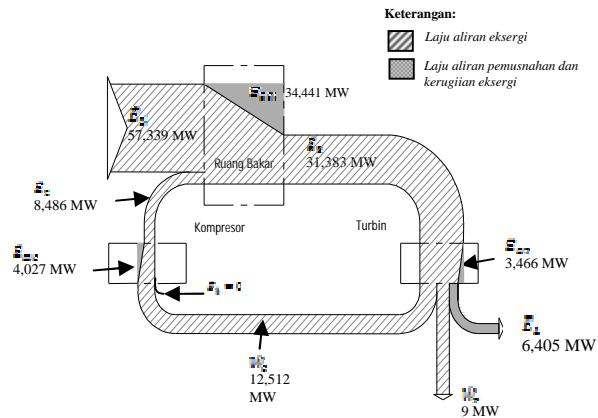
Tabel 5.2. Laju eksrgi pada masing-masing keadaan

Keadaan	Substansi	Laju eksrgi (MW)		
		E_{12}	E_{23}	E_{34}
1	Udara	0,000	0,000	0,000
2	Udara	8,486	0,000	8,486
3	Produk pembakaran	30,895	0,492	31,383
4	Produk pembakaran	5,913	0,492	6,405
5	Metana	0,354	56,984	57,339

Tabel 5.3. Eksrgi yang dimusnahkan pada masing-masing komponen sistem turbin gas

Komponen	Eksrgi yang dimusnahkan (E_{loss}) (MW)	E_{12} (%)	E_{23} (%)	E_{34} (%)
		E_{12} (%)	E_{23} (%)	E_{34} (%)
Ruang bakar	34,441	82,133	60,066	
Turbin gas	3,466	8,267	6,044	
Kompresor	4,027	9,602	7,023	

Instalasi keseluruhan 41,934 100,000 73,133



Gambar 5.2. Diagram Grassman aliran eksrgi secara keseluruhan

Sebagai tambahan, 6,405 MW atau 11% dari eksrgi bahan bakar dibawa oleh sistem ke keadaan 4 dan selanjutnya dibuang ke lingkungan, laju eksrgi ini diperhitungkan sebagai kerugian eksrgi. Aliran eksrgi pada instalasi sistem turbin gas secara keseluruhan disajikan dalam bentuk grafik seperti yang perlihatkan pada Gambar 5.5.

5.3 Pembahasan

Pada Tabel 5.3 Dan Gambar 5.5. nampak jelas bahwa bagian terbesar pemusnahan eksrgi terjadi pada volume atur 2 (generator gas/ruang bakar), yaitu sebesar 82,133 %, yang merupakan penyebab utamanya adalah proses pembakaran. Kemudian berturut-turut diikuti oleh volume atur 1 (kompresor udara) dan volume atur 3 (turbin gas).

Pemusnahan eksrgi pada komponen-komponen tersebut berasal dari satu atau beberapa dari ketiga jenis irreversibilitas utama yang terkait, masing-masing adalah reaksi pembakaran, perpindahan kalor dan gesekan. Ketiga jenis irreversibilitas tersebut terjadi pada ruang bakar, dimana reaksi kimia merupakan sumber pemusnahan eksrgi yang paling signifikan, yang berhubungan dengan perpindahan kalor dari aliran ke aliran. Pemusnahan eksrgi pada turbin gas dan kompresor adiabatis terutama disebabkan oleh gesekan.

Pada hakekatnya, pembakaran merupakan sumber irreversibilitas yang paling signifikan, dan pengurangan secara dramatis efeknya pada pemusnahan eksrgi dengan cara-cara konvensional tidaklah dapat diharapkan. Sampai saat ini, cara yang paling dikenal untuk meningkatkan efisiensi pembakaran adalah dengan prapemanasan udara pembakaran, mengurangi rasio bahan bakar dan udara. Pemusnahan eksrgi pada turbin dan kompresor dapat berkurang bila gesekan dikurangi.

Pertimbangan-pertimbangan yang diuraikan sebelumnya memberikan dasar untuk mengimplementasikan langkah-langkah perekayasaan praktis untuk peningkatan performansi sistem turbin gas. Akan tetapi langkah-langkah yang demikian itu harus diterapkan



secara bijaksana. Langkah-langkah peningkatan performansi termodinamika pada suatu komponen dapat saja memberikan efek yang berlawanan, tidak mengarah ke peningkatan bersih secara keseluruhan. Selain itu, langkah-langkah untuk meningkatkan performansi termodinamika selalu mempunyai konsekuensi ekonomi. Hal ini tentunya memerlukan pertimbangan-pertimbangan baik dari sisi termodinamika maupun dari sisi ekonomi.

6. KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Analisis eksersi pada evaluasi performansi PLTG Sektor Keramasan Palembang telah dilaksanakan, besarnya laju pemusnahan eksersi dan lokasinya telah diketahui. Dari hasil tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa :

1. Bagian terbesar pemusnahan eksersi (*exergy destruction*) terjadi di ruang bakar (82,133%) dengan efisiensi eksersetik 47,6%, kemudian berturut-turut diikuti oleh kompresor udara (9,602%) dengan efisiensi eksersetik 70,7%, dan turbin gas (8,265%) dengan efisiensi eksersetik 86,1%.
2. Laju eksersi (*exergy loss*) yang terbuang ke lingkungan yang dibawa oleh gas buang masih cukup tinggi yaitu sebesar 6,405 MW.
3. Eksersi yang dimusnahkan dan efisiensi hukum kedua merupakan karakteristik performansi penting pada siklus Brayton, dalam praktek keduanya mempunyai dampak yang besar terhadap biaya operasi.

6.2 Saran

Analisis eksersi rinci pada instalasi PLTG/PLTU Sektor Keramasan sebaiknya dilaksanakan secara keseluruhan dengan menggunakan kondisi operasi aktual dan data desain yang ada. Hal ini didahului dengan pemeriksaan akurasi semua instrumentasi melalui kalibrasi, dan semua instrumen pengukuran yang relevan hendaklah terpasang.

Selain itu, langkah-langkah untuk meningkatkan performansi termodinamika selalu mempunyai konsekuensi ekonomi. Untuk itu kajian peningkatan performansi termodinamika sebaiknya disertai dengan kajian ekonomi, misalnya dengan analisis termoekonomi atau eksersi ekonomi.

4. Bejan, A., 1998. *Advanced engineering thermodynamics*, 2nd ed. New York: John Wiley and Sons Inc.
5. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran M., 1996. *Thermal design and optimization*. U.S.A: John Wiley and Sons Inc.
6. Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2006. *Thermodynamics: an engineering approach*, 5th ed., Dubuque, Iowa: McGraw-Hill.
7. Çolpan, C.Ö., 2005. *Exergy analysis of combined cycle cogeneration systems*. Middle East Technical University.
8. Ebadi, M. J., Gorji-Bandpy, M., 2005. *Exergetic analysis of gas turbine plants*. Int. J. Exergy, Vol. 2, No. 1.
9. Holmberg, H., 2009. *Determination of the real loss of power for a condensing and a backpressure turbine by means of second law analysis*. Entropy 2009, 11, 702-712.
10. Jubeh, N. M., 2005. *Exergy analysis and second law efficiency of a regenerative brayton cycle with isothermal heat addition*. Entropy 2005. 7[3], 172-187.
11. Kotas, T. J., 1985. *The exergy method of thermal plant analysis*. London: Butterworths.
12. Mahmoudi S. M. S., Ranjhar, F., Zare, V., 2009. *Energy and exergy analysis and regenerative gas turbines inlet air cooling using absorption refrigeration*. Journal of Applied Sciences.
13. Moran, M., 1982. *Availability analysis*. Englewood Cliffs: Prentice Hall Inc.
14. Priddy, A. P., Li K. W., 1985. *Power plant system design*. New York: John Wiley and Sons Inc.

DAFTAR PUSTAKA

1. Ahern, J. E., 1980. *The exergy method of energy systems analysis*. Canada: John Wiley and Sons Inc.
2. Bathle, William W., 1984. *Fundamentals of gas turbines*. New York: John Wiley and Sons Inc.
3. Bejan, A., 1988. *Advanced engineering thermodynamics*. U.S.A: John Wiley and Sons Inc.



