

ANALISA EXERGI SISTEM PEMBANGKIT UAP PILOT PLANT BIODIESEL

Ambo Intang

Jurusan Teknik Mesin FT. Universitas Tamansiswa Palembang
Jl. Taman Siswa No.261, Ilir Tim. I, Kota Palembang, Sumatera Selatan
Email : ambo.intang@gmail.com

Abstract

The Efforts to reduce the use of fossil fuels is to innovate in order to support the equipment more efficient in the use of fuel and the use of alternative energy sources to power generation. In the biodiesel pilot plant, each of these can be done at once by doing exergy analysis on the energy conversion process components, in this case, especially on the part of the combustion chamber and heat exchanger. The results of this study indicate that the room is tooasty exergy destruction is still above 30% (B0: 66.29%; B20: B50 and 54.38%: 56.13%) this allows for improved space efficiency boiler to burn to prevent the destruction exergy such high. Exergy destruction in the heat exchanger has taken 30% (B0: 29.17%; B20: B50 and 24.78%: 24.12%). Percentage exergy destruction in the combustion chamber of the lowest in the B20 and B50 increased, meaning the addition of biodiesel in diesel fuel to improve the level of energy and the increasing quality of biodiesel in the fuel mix will again lower the level of quality of energy.

Keywords : Boiler, Biodiesel, Exergy, Exergy Destruction (Efficiency Defect).

PENDAHULUAN

Pada penelitian ini untuk mengurangi penggunaan solar sebagai bahan bakar akan dicampur dengan biodiesel sampai pada perbandingan tertentu. Hal ini dilakukan untuk mengetahui perbandingan campuran yang optimum dan kehilangan kemampuan mentransformasikan energi panas pada instalasi boiler, sehingga dalam penelitian ini dilakukan analisa exergi pembakaran bahan bakar, siklus alat penukar panas boiler dan gas buang.

Beberapa penelitian di bidang peningkatan efisiensi dan diversifikasi sumber daya energi pada boiler diantaranya : Berdasarkan analisis hukum Termodinamika pertama dan kedua, tiga tindakan dapat ditentukan pada studi konservasi energi, yang pertama perlu dilakukan estimasi efisiensi komponen dan / atau seluruh sistem, dan konsekuensinya diputuskan apakah perlu atau tidak dilakukan analisis pada beberapa bagian; kedua, dengan mengetahui hasil analisis komponen, keputusan tentang kelanjutan pemasangan dan pabrikasi komponen ; terakhir, analisis ini dapat dilihat bagi produsen sebagai alat untuk studi kinerja peralatan, melalui lokasi titik kritis, terutama dengan penggunaan analisis exergetik. (Ruben Alves Dias & Jose APB 2004).

Seperti kita ketahui boiler memiliki bagian ireversibilitas maksimum di pembangkit daya uap. Untuk mengetahui hal tersebut maka difokuskan pada analisis exergi boiler eksperimental sebagai sebuah pembangkit daya uap. Dalam percobaan, boiler dibagi menjadi tiga bagian, (1: pembakaran, 2: perpindahan panas dengan air umpan atau uap dan 3: gas buang) dan menghitung ireversibilitas di setiap bagian. Hasil percobaan menunjukkan bahwa bagian yang ireversibilitasnya maksimum terjadi pada bagian kedua yaitu sekitar 54,8% dan untuk bagian pertama 39% dan untuk bagian ketiga 6% yang terjadi pada tekanan boiler maksimal 8 bar (MA Talatappeh & Mohsen Gazikhani 2007)

R.Saidur,J.U. Ahmed & H.H. Masjuki (2009) juga telah mengemukakan bahwa penukar panas serta ruang bakar adalah bagian utama yang memberikan kontribusi kehilangan energi, bahwa efisiensi exergi lebih rendah dari efisiensi energi, ruang bakar merupakan kontributor utama untuk kehancuran exergy dalam boiler. Penggunaan energi secara keseluruhan dari boiler ditemukan menjadi 19,270.8 kJ/s dan kehancuran exergi adalah sekitar 10.320 kJ/s. Kehilangan energi yang terjadi pada penukar panas sekitar 22,5% dan tetapi kehilangan exrgi sebesar 52%. Gas buang membawa panas 9,2%, juga dikemukakan bahwa metode pemulihan panas dari gas buang adalah salah satu cara efektif untuk menghemat energi dalam boiler

Mofid Gorji-Bandpy (2011) telah membuktikan bahwa penyebab utama dari kerugian exergi adalah perpindahan panas pada boiler dengan mensubstitusi pemakaian bahan , analisis exergi elemen pemanas boiler menunjukkan bahwa memiliki efisiensi exergi terendah (40,99% untuk gas alam dan 46,6% untuk solar) dan bahwa evaporator memiliki kerugian exergi tertinggi (85.800 kW untuk gas alam dan 114.071 kW untuk bahan bakar solar). Semua laporan menunjukkan bahwa gas alam lebih baik dari bahan bakar diesel menghasilkan uap super heater dalam boiler.

Perbedaan sifat kimia antara bahan bakar minyak bumi (diesel) dan bahan bakar berbasis minyak nabati menyebabkan perbedaan dalam sifat fisik sehingga mempengaruhi proses pembakaran di dalam mesin (Agudelo,Gutierrez & Benjumea 2009).

Untuk mencapai kondisi *steady* pada boiler, pada penelitian Susila Arita dan Hendra Dwipayana (2010) menunjukkan bahwa yang lebih cepat adalah dengan menggunakan campuran B10 dengan pencapaian kondisi *saturated steam* yang lebih cepat bila dibandingkan dengan campuran biodiesel yang lain. Pada pengujian emisi gas buang, campuran B10 dan B20 mampu menghilangkan asap atau *smoke* pada proses pembakaran di boiler. Dari data diperoleh rata-rata gas buang yang dihasilkan dari pemakaian boiler di Laboratorium Pilot Plant Biodiesel Universitas Sriwijaya masih jauh dibawah ambang batas emisi gas buang yang disyaratkan.

Sebuah sistem termodinamika dipelajari berdasarkan prinsip hukum pertama termodinamika, jumlah energi yang konstan selama proses perpindahan energi dan juga didasarkan pada prinsip hukum kedua termodinamika, tingkat dan potensi energi untuk menghasilkan kerja yang berkurang. Tapi tak satu pun dari prinsip-prinsip yang disebutkan dapat menentukan besar dari pengurangan kerja potensial yang tepat, atau dengan kata lain, belum ada yang secara khusus menganalisis kualitas energy, sehingga dalam termodinamika, exergi merupakan persilangan antara hukum I dan hukum II termodinamika. Hukum I termodinamika menyatakan bahwa tidak ada energi yang berubah secara kuantitas, tetapi terjadi perubahan energi secara kualitas (M.Djoni Bustan, 2010).

Untuk sistem terbuka yang membahas tentang beberapa sumber daya panas, yang pertama dan prinsip kedua ditulis sebagai berikut (Bejan 1988):

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} h^0 - \sum_{out} \dot{m} h^0 \dots (1) \quad \dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{in} \dot{m} s - \sum_{out} \dot{m} s \geq 0 \dots (2)$$

Dalam persamaan di atas, entalpi, h^0 , adalah $h + (V/2) + gz$, T_0 adalah suhu sekitarnya, E , energi internal, S , entropi, dan \dot{W} dan \dot{Q} adalah laju kerja dan perpindahan panas. Untuk meningkatkan kecepatan transfer kerja \dot{W} , mempertimbangkan kemungkinan perubahan desain sistem. Diasumsikan bahwa semua interaksi lainnya yang ditentukan sekitar sistem ($\dot{Q}_1, \dot{Q}_2, \dots, \dot{Q}_n$, arus masuk dan arus keluar dari entalpi dan entropi) adalah tetap dengan desain dan hanya \dot{Q}_0

mengapung untuk menyeimbangkan perubahan \dot{W} . Jika kita menghilangkan \dot{Q}_0 dari persamaan (1) dan (2), kita akan mendapatkan (Bejan 1988):

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0S) + \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m} (h^0 - T_0s) - \sum_{out} \dot{m} (h^0 - T_0s) - T_0\dot{S}_{gen} \dots (3)$$

Ketika proses ini reversibel ($\dot{S}_{gen} = 0$), laju transfer kerja maksimum dan oleh karena itu kita akan memiliki: $\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0\dot{S}_{gen} \dots (4)$

Kombinasi dari dua persamaan tersebut dapat dinyatakan bahwa setiap system adalah fungsi ireversibel, kerja akan dieliminasi pada tingkat yang relatif terhadap nilai entropi sistem. Kehilangan kerja disebabkan oleh ireversibilitas termodinamika, ($\dot{W} - \dot{W}_{rev}$) disebut "exergi hilang". Rasio exergi yang hilang untuk produksi entropi, atau perbandingan tarif mereka menghasilkan prinsip kerja yang hilang:

$$\dot{W}_{lost} = T_0\dot{S}_{gen} \dots (5)$$

Jika exergi adalah kerja berguna yang berasal dari aliran material atau energy maka exergi dari transfer kerja, \dot{E}_w , akan diberikan sebagai (Bejan 1988):

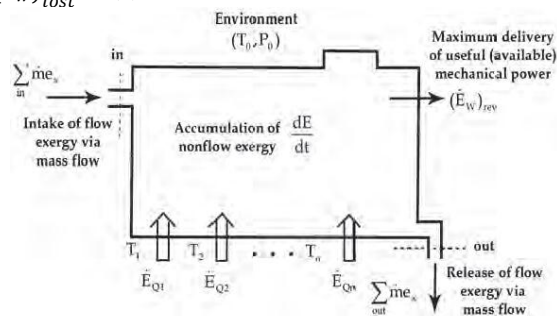
$$\dot{E}_w = \dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} = -\frac{d}{dt}(E + P_0V - T_0S) + \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m} (h^0 - T_0s) - \sum_{out} \dot{m} (h^0 - T_0s) - T_0\dot{S}_{gen} \dots (6)$$

Pada sebagian besar sistem dengan arus masuk dan keluar yang dianggap besar, tidak ada kerja atmosfer, $\left(P_0 \left(\frac{dV}{dt}\right)\right)$ dan \dot{W} sama dengan \dot{E}_w (Bejan 1988):

$$(\dot{E}_w)_{rev} = \dot{W}_{rev} - P_0 \frac{dV}{dt} = -\frac{d}{dt}(E + P_0V - T_0S) + \sum_{i=0}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{in} \dot{m} (h^0 - T_0s) - \sum_{out} \dot{m} (h^0 - T_0s) - T_0\dot{S}_{gen} \dots (7)$$

Exergi Hilang (Kehilangan Exergi), yang sebelumnya didefinisikan sebagai selisih antara tingkat maksimum transfer kerja dan laju transfer kerja nyata, juga dapat disebutkan dengan cara lain, yaitu, perbedaan antara parameter yang sesuai dan kerja tersedia (Gambar 1):

$$\dot{W}_{lost} = (\dot{E}_w)_{rev} - \dot{E}_w = (\dot{E}_w)_{lost} \dots (8)$$



Gambar 1. Perpindahan Exergi melalui Perpindahan Panas

Dalam persamaan (6), transfer exergi disebabkan oleh perpindahan panas, exergi perpindahan panas :

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dots (11)$$

Menggunakan persamaan (1), ketersediaan aliran akan memperkenalkan sebagai:

$$b = h^0 - T_0s \dots (12)$$

Dalam analisis instalasi yang berfungsi seragam, sifat tidak berubah dengan waktu dan istilah exergi stagnasi akan menjadi nol, dalam persamaan (6) :

$$\dot{E}_w = \sum_{i=0}^n (\dot{E}_Q)_i + \sum_{in} \dot{m} b - \sum_{out} \dot{m} b - T_0\dot{S}_{gen} \dots (13)$$

Exergi aliran cairan didefinisikan sebagai:

$$e_x = b - b_0 = h^0 - T_0(s - s_0) \dots (14)$$

Mengganti definisi ini ke dalam persamaan (13), didapatkan:

$$\dot{E}_w = \sum_{i=0}^n (\dot{E}_Q)_i + \sum_{in} \dot{m} e_x - \sum_{out} \dot{m} e_x - T_0\dot{S}_{gen} \dots (15)$$

Exergi aliran e_x adalah perbedaan antara ketersediaan dari aliran (b), dalam spesifik kondisi dan dalam keadaan mati terbatas (dalam keseimbangan dengan lingkungan). Persamaan (15) digunakan untuk menyeimbangkan exergi aliran seragam sistem.

| | | | |
|-----------------|---------------------|------------------|----------------------------|
| Model | : Vertikal Silender | Kapasitas | : 60.000 kcal (69,78 kJ/s) |
| Tekanan Disain | : 4,5 bar | Tekanan Kerja | : 3 bar |
| Tekanan Max. | : 6 bar | Temperatur Dis.: | 100 °C |
| Bidang Pemanas: | 3,6 m ² | | |

Pengolahan Data

Data dari hasil pengujian dengan bom kalori meter, diambil rata – rata dari lima kali pengujian terhadap bahan bakar solar dan dua jenis campuran biodiesel untuk menentukan Nilai Kalor masing-masing bahan Bakar. Dan digunakan untuk menghitung exergi bahan bakar.

Hasil uji coba boiler dianalisa melalui perhitungan-perhitungan Termodinamika yang dilengkapi dengan data nilai kalor bahan dan data produk pembakaran dan gas buang serta data lain dari tabel termodinamika pada setiap proses maka perhitungan eksergi pada sistem alat penukar kalor dilakukan.

Boiler beroperasi pada tekanan konstan, untuk panas spesifik pada tekanan konstan perhitungan dari gas pembakaran dan menggunakan panas spesifik dari karbon dioksida, uap air dan nitrogen (Perry, Chilton & Kirkpatrick dalam Dias & Balestieri 2004), ekspresi dapat diusulkan untuk mewakili variasi dari panas spesifik dari gas pembakaran bahan bakar sebagai fungsi temperatur, seperti yang ditunjukkan di bawah ini:

$$c_{p, eg}(T) = \frac{0,163}{44} \bar{c}_{pCO_2} + \frac{0,199}{18} \bar{c}_{pH_2O} + \frac{0,638}{28} \bar{c}_{pN_2} \dots (21)$$

dimana pembilang mengungkapkan produk dari fraksi molar masing-masing zat kimia oleh panas spesifik yang sesuai pada dasar molar, dan penyebut mengungkapkan massa molekul. Dengan mempertimbangkan persamaan panas jenis CO₂, H₂O dan N₂ persamaan (21) menjadi:

$$c_{p, eg}(T) = \frac{0,163}{44} \left(10,34 + 0,00274T - \frac{19555000}{T^2} \right) + \frac{0,199}{18} (8,22 + 0,00015T) + \frac{0,638}{28} (6,50 + 0,001T)$$

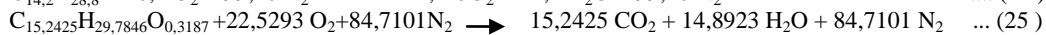
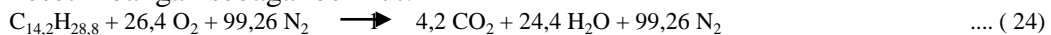
Dengan menurunkan lebih lanjut dan mengubahnya menjadi Sistem Internasional, diperoleh persamaan (22) sebagai berikut :

$$c_{p, eg}(T) = 1,167 + 0,000144T - \frac{3027,32}{T^2} + 0,6 \times 10^{-7}T^2 \dots (22)$$

Spesifik panas udara dihitung dengan menggunakan persamaan (23) (Shieh & Fan dalam Dias & Balestieri 2004) :

$$c_{p, air}(T) = 1,04841 - 0,00038372T + \frac{9,45378}{10^7}T^2 - \frac{5,49031}{10^{10}}T^3 + \frac{7,92981}{10^{14}}T^4 \dots (23)$$

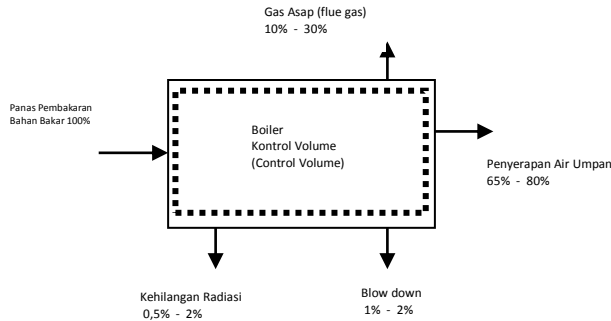
Untuk analisis exergetik, perlu untuk mengetahui komposisi kimia bahan bakar bakar, pada penelitian ini pendekatan dilakukan melalui hasil penelitian Aguelo, Gutierrez & Benjumea (2009) yang menyatakan bahwa rumus kimia untuk Diesel No.2: C_{14,2}H_{28,8} dengan berat moleku (BM) 205,2; B20 : C_{15,2425}H_{29,7846}O_{0,3187} dengan BM: 217,8 dan B50 : C_{16,1721}H_{31,4669}O_{0,8608} dengan BM: 240,4. Berdasarkan data ini, komposisi kimia bahan bakar tersebut dapat dikalkulasi, dan reaksi terhadap udara pada proses pembakaran pada kondisi stoikiometri (Carvalho Junior *et al.* dalam Dias & Balestieri 2004), sehingga dirumuskan berdasarkan persamaan kesetimbangan sebagai berikut:



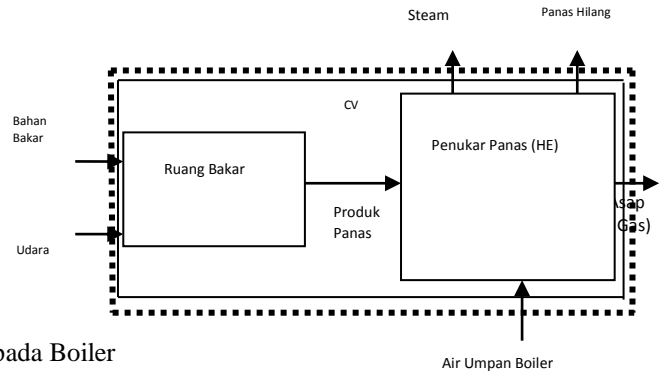
dengan metode dan data pendukung mengenai karakteristik campuran solar-biodiesel maka analisa exergi dilakukan dengan metode analisa bagian selanjutnya dibawah ini.

Analisis Energi dan Exergi pada Boiler

Hukum Pertama Termodinamika secara konvensional digunakan untuk menganalisis pemanfaatan energi pada boiler, tetapi tidak mampu untuk menghitung aspek kualitas energi seperti yang dipelihatkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Bentuk Keseimbangan Energi Panas pada Boiler (Jayamaha, dalam Saidur 2010)



Gambar 3. Diagram Skematika Bagian Pembakaran (Combustor) dan Penukar Kalor (Heat Exchanger)

efisiensi energi (η) didefinisikan sebagai berikut :

$$\eta_l = \frac{\text{Energi yang dimanfaatkan}}{\text{Total Energi Masuk}} \dots (27)$$

Dalam analisa energi dan exergi sekaligus, boiler dibagi menjadi dua bagian yaitu bagian pembakaran (*Combustor*) dan alat penukar kalor (*Heat Exchanger*), seperti ditunjukkan pada Gambar 3, Properti yang bisa didapat dari medium yang masuk dan keluar dari boiler, berupa udara (*air*), bahan bakar (*fuel*), produk panas (*hot products*), air umpan, steam dan gas asap (*flue gas*) adalah aliran massanya (*mass flow rate*, kg/s), temperatur ($^{\circ}\text{C}$), Entalpi (kJ/kg) dan Entropi (kJ/kg. $^{\circ}\text{C}$).

Efisiensi exergi (ψ) dinyatakan sebagai berikut :

$$\psi = \frac{\text{Exergi yang dimanfaatkan}}{\text{Total Exergi Masuk}} \dots (28)$$

Analisis Hukum Pertama pada Ruang Bakar

Ruang bakar dalam boiler biasanya terisolasi dengan baik yang menyebabkan disipasi panas ke sekitarnya hampir nol. Panas tidak dikonversi untuk melakukan kerja ($w = 0$). Juga, energi kinetik dan potensial dari aliran fluida biasanya diabaikan. Maka analisis hanya pada energi total aliran masuk dan keluar campuran tetap. Konservasi energi memerlukan prinsip bahwa kebutuhan energi sama dengan jumlah energi yang digunakan ditambah jumlah kehilangan energi. Selain itu, jumlah dari debit massa masuk akan sama dengan laju aliran massa campuran keluar. Keseimbangan energi untuk ruang bakar tersebut adalah digambarkan pada Gambar 3, yaitu pada bagian *combustor*, terlihat bahwa bahan bakar dan udara masuk dan terbakar di *combustor* selanjutnya kelurannya menghasilkan panas pembakaran dan gas asap . Dengan menentukan laju aliran massa bahan bakar sebagai \dot{m}_f , laju aliran massa udara sebagai \dot{m}_a , dan laju aliran massa untuk produk sebagai \dot{m}_p , keseimbangan energi dapat dinyatakan sebagai (Saidur, Ahmed & Masjuki 2010):

$$\frac{D\dot{E}_{\text{system}}}{dt} = 0 \Rightarrow \text{steady} \dots (29) \quad \dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \dots (30) \quad \dot{m}_f h_f + \dot{m}_a h_a - \dot{m}_p h_p = 0 \dots (31)$$

$$\dot{m}_f h_f + \dot{m}_a h_a = \dot{m}_p h_p \dots (32)$$

dimana, h_f = entalpi spesifik dari bahan bakar, kJ / kg, h_a = entalpi spesifik udara, kJ / kg, h_p = entalpi spesifik dari produk panas pembakaran, kJ / kg.

Dengan asumsi di atas, efisiensi hukum pertama yang sesuai untuk ruang bakar dapat ditulis sebagai:

$$\eta_C = \frac{\dot{m}_p h_p}{\dot{m}_f h_f} \quad \dots (33)$$

Entalpi spesifik dari bahan bakar, h_f , dievaluasi sedemikian rupa sehingga sama dengan nilai kalor tinggi pembakaran bahan bakar (HHV). Untuk ruang bakar adiabatik, efisiensi dalam persamaan (27) selalu menghasilkan $\eta_C = 100 \%$.

Analisis Exergi di Ruang Bakar

Output daya maksimum atau daya reversibel adalah mempertimbangkan keseimbangan exergi yang diterapkan pada batas boiler dengan suhu dan tekanan lingkungan T_0 ($T_0 = 25^\circ\text{C}$) dan P_0 ($P_0 = 100 \text{ kPa}$) atau dikenal dengan lingkungan referensi dan dengan mengasumsikan tingkat perubahan exergi dalam sistem boiler adalah nol. Formulasi keseimbangan eksergi telah dibentuk menggunakan metodologi yang dikembangkan oleh (Aljundi; Dincer & Rosen, dalam Saidur 2010).

$$\dot{X}_{in} - \dot{X}_{out} - \dot{X}_{destroyed} = \frac{dX_{sistem}}{dt} = 0 \Rightarrow stedi.. (34) \quad (\dot{m}_f \varepsilon_f + \dot{m}_a \varepsilon_a) - \dot{m}_p \varepsilon_p - \dot{I}_C = 0 \quad \dots (35)$$

$$\dot{I}_C = \dot{m}_f \varepsilon_f + \dot{m}_a \varepsilon_a - \dot{m}_p \varepsilon_p \quad \dots (36)$$

dimana, \dot{I}_C = Kehancuran exergi, ε_a , ε_f dan ε_p , adalah masing-masing exergi udara, bahan bakar dan produk.

Pada kondisi mendekati temperatur kamar, Dincer *at al.* (2004) menjelaskan bahwa pengurangan exergi spesifik bahan bakar hidrokarbon untuk exergi kimia dapat ditulis sebagai: $\varepsilon_{ff} = \gamma_{ff} \cdot HHV \quad \dots (37)$

Dimana γ_{ff} menunjukkan fungsi grade exergi bahan bakar, yang didefinisikan sebagai rasio exergi kimia bahan bakar dan heating value. nilai-nilai khas HHV , ε_{ff} dan γ_{ff} untuk bahan bakar yang dihadapi dalam studi. Biasanya, exergi kimia tertentu, ε_{ff} dari bahan bakar pada T_0 dan P_0 adalah kurang lebih sama dengan nilai kalor yang lebih tinggi (HHV) (Dincer *at al.* 2004).

Persamaan dikemukakan oleh Shieh & Fan dalam Dias & Balestieri (2004) untuk menghitung exergy dari bahan bakar (persamaan 38) disesuaikan untuk data yang didapat dari komposisi kimia bahan bakar :

$$\varepsilon_{fuel}^o = 34183,16(C) + 21,95(N) + 116591,19(H) + 18242,90(S) - 13265,90(O) + 24091,05(F) + 1174,18(Cl) + 5033,97(Br) + 2894,65(I) - (298,15 \times s_{ashes}^o \times m_{ashes}^o) + 0,63(O)\{7837,667(C) + 33888,889(H) - 4236,10(O) + 3828,75(S) + 4447,37(F) + 1790,90(Cl) + 681,97(Br) + 334,86(I)\} \dots (38)$$

dimana:

nilai dalam kurung adalah persentase massa karbon (C), nitrogen (N), hidrogen (H), belerang (S), oksigen (O), fluor (F), klor (Cl), brom (Br) dan yodium (I), yang dapat menyusun bahan bakar:

- s_{ashes}^o adalah entropi pembentukan abu: = 0,84 kJ / kg K
- m_{ashes}^o adalah massa abu di satu kilogram bahan bakar (kg).

Nilai exergi bahan bakar sangat dekat dengan nilai kalor tinggi (HHV) bahan bakar.

Sesuai hukum kedua untuk efisiensi ruang bakar tersebut analog dengan efisiensi energi ruang bakar dan dapat ditulis sebagai

$$\psi_C = \frac{\dot{m}_p \varepsilon_p}{\dot{m}_f \varepsilon_f} \quad \dots (39)$$

Analisis Hukum Pertama Penukar Panas

Penukar panas adalah perangkat di mana dua aliran fluida yang bergerak searah, berlawanan atau bersilangan dan terjadi pertukaran panas tanpa pencampuran. Panas dipindahkan dari fluida panas ke fluida dingin dengan dinding memisahkan aliran kedua fluida tersebut. Sebuah penukar panas biasanya melibatkan tidak ada intraksi

kerja ($w = 0$) dan perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan untuk setiap aliran fluida. Pada dasarnya, permukaan luar dari penukar panas biasanya terisolasi dengan baik untuk mencegah kehilangan panas ke medium sekitarnya. Namun, ada sejumlah kecil panas yang akan hilang. Keseimbangan energi untuk penukar panas yang ditunjukkan pada Gambar 3 bagian penukar kalor. Pada gambar terlihat bahwa aliran peroduk berupa panas pembakaran dari ruang bakar masuk kedalam penukar kalor melalui pipa api dan panasnya diserap secara konduksi oleh air umpan boiler yang berada pada dinding luar pipa api,selanjutnya air umpan menjadi steam, sebagian terjadi kehangatan kalor dalam proses perpindahan tersebut dan produk hasil pembakaran keluar dalam bentuk gas asap (*flue gas*).

Dengan menentukan laju aliran massa untuk produk panas sebagai \dot{m}_p , massa laju aliran gas buang sebagai \dot{m}_g , massa laju aliran air sebagai \dot{m}_l dan massa laju aliran untuk uap sebagai \dot{m}_s dan tidak ada percampuran dalam penukar panas, dapat diasumsikan bahwa $\dot{m}_p = \dot{m}_{eg} = \dot{m}_H$ dan $\dot{m}_l = \dot{m}_s = \dot{m}_C$ (Saidur, Ahmed & Masjuki 2009)

Sesuai hukum pertama untuk efisiensi penukar panas dapat ditulis sebagai berikut:

$$\eta_H = \frac{\dot{m}_c(h_s - h_l)}{\dot{m}_h(h_p - h_{eg})} \quad \dots (40)$$

Efisiensi energi boiler secara keseluruhan dapat diperoleh dengan menggunakan rumus berikut:

$$\eta_B = \frac{\dot{m}_c(h_s - h_l)}{\dot{m}_f h_f} \quad \dots (41)$$

Analisis Exergi Penukar Panas

Persamaan (42) digunakan untuk perhitungan exergy dalam cairan kerja, sesuai dengan CV digambar 3.

$$\varepsilon_l = (h_l - h_0) - T_0(s_l - s_0) \quad \dots (42)$$

$$\varepsilon_s = (h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0)$$

Nilai ireversibilitas dan efisiensi boiler, untuk volume kontrol gambar 3, dihitung, masing-masing, oleh Pers. (43) dan (44), ini nilai ireversibilitas termasuk ireversibilitas proses pembakaran.

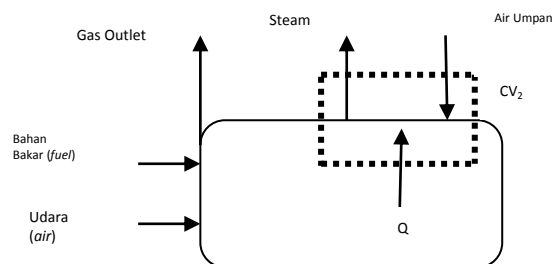
$$0 = (\dot{m}_f \cdot \varepsilon_f + \dot{m}_a \cdot \varepsilon_a + \dot{m}_l \cdot \varepsilon_l) - (\dot{m}_{eg} \cdot \varepsilon_{eg} + \dot{m}_s \cdot \varepsilon_s) - \dot{I}_B \quad \dots (43)$$

$$\psi_B = \frac{\dot{m}_w(\varepsilon_s - \varepsilon_l)}{\dot{m}_f \varepsilon_f + \dot{m}_a \varepsilon_a - \dot{m}_{eg} \varepsilon_{eg}} \quad \dots (44)$$

Efisiensi rasional dihitung dengan menggunakan persamaan (45), sebagai berikut :

$$\psi_R = \frac{\dot{m}_{eg} \varepsilon_{eg} + \dot{m}_s \varepsilon_s}{\dot{m}_f \varepsilon_f + \dot{m}_a \varepsilon_a - \dot{m}_l \varepsilon_l} \quad \dots (45)$$

Gambar 4 menunjukkan CV sebelumnya berubah untuk perhitungan ireversibilitas komponen perpindahan panas; hal tersebut mendiskriminasikan kontribusi dari ireversibilitas sisi air, dan ditetapkan sebagai CV₂. Oleh karena itu, digunakan dalam keseimbangan exergetik seperti yang terlihat pada Persamaan (46), mengingat sebagian dari perpindahan panas terjadi pada suhu tertentu.



Gambar 4. Bagian Volume Kontrol Alat Penukar Kalor (Dias & Balestieri 2004)

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j + \sum_i \dot{m}_i \varepsilon_i - \sum_o \dot{m}_o \varepsilon_o - \dot{I}_{CV}$$

$$\dot{I}_{CV2} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \dot{m}_w (\varepsilon_s - \varepsilon_l) \dots (46)$$

Dimana Q yang dihitung mulai dari keseimbangan energi melalui persamaan (42).

$$\dot{Q} = \dot{m}_w (h_0 - h_i) \dots (47)$$

Evaluasi cacat efisiensi dilakukan untuk suhu tertentu, dianggap dekat dengan temperatur sisi air, menurut persamaan. (43 dan 44), cacat efisiensi untuk aliran sisi api dan sisi air adalah:

$$\delta_{CV1} = \frac{\dot{I}_{CV1}}{\dot{m}_f \varepsilon_f + \dot{m}_a \varepsilon_a + \dot{m}_l \varepsilon_l} \dots (48) \quad \text{dan} \quad \delta_{CV2} = \frac{\dot{I}_{CV2}}{\dot{m}_f \varepsilon_f + \dot{m}_a \varepsilon_a + \dot{m}_l \varepsilon_l} \dots (49)$$

HASIL PENELITIAN

Data Hasil Pengujian

Pengujian terhadap bahan bakar solar dan dua jenis campuran biodiesel untuk menentukan Nilai Kalor masing-masing bahan Bakar. Dan digunakan untuk menghitung eksergi bahan bakar. Data dari hasil pengujian dengan bom kalori meter dan berdasarkan persamaan (37) dapat dilihat pada Tabe 1 berikut :

Tabel 1. Sifat Bahan Bakar yang Dipilih

| Bahan Bakar | HHV (kJ/kg) | Exergi Kimia, (ε_{fuel}^0) (kJ/kg) | Fungsi Grade Exergi, (γ_{hb}) |
|-------------|-------------|--|--|
| Solar | 44.800 | 44.731 | 0,99 |
| B20 | 44.305 | 44.512 | 1,00468 |
| B50 | 38.398 | 42.474 | 1,10615 |

Tabel 2. Komposisi Kimia Bahan Bakar

| | Komposisi dalam % massa | | | |
|-------|-------------------------|----------|--------|--------|
| | Carbon | Hydrogen | Oxygen | Ashes |
| Solar | 87,20 | 12,80 | - | 0,0225 |
| B20 | 83,98 | 13,67 | 2,121 | - |
| B50 | 80,72 | 13,09 | 5,729 | - |

Berdasarkan peresamaan (24),(25) dan (26) komposisi kimia bahan bakar tersebut dapat dikalkulasi, hasilnya dapat di lihat pada Tabel 2.

Nilai exergi bahan bakar yang sangat dekat dengan nilai kalor atas (HHV) bahan bakar terutama terlihat pada solar. Kotas (1985) menunjukkan bahwa rasio bahan bakar dengan HHV akan meningkat dengan bertambahnya kandungan oksigen dalam bahan bakar, angka tersebut maksimal sampai dengan 1,30.

Data operasi boiler pilot plant biodiesel disajikan dalam Tabel 3 berikut:

Tabel 3. Data Operasi Boiler Pilot Plant Biodiesel

| Bahan Bakar | \dot{m}_f (kg/s) | AFR | \dot{m}_l (kg/s) | T (°C) | | P (kPa) | Air | | | |
|-------------|--------------------|--------|-----------------------|------------------------|-----|---------|------------------|--------------------|-----------------|-----------------|
| | | | | In | Out | | h_l (kJ/kg) | h_s (kJ/kg) | s_l (kJ/kg.K) | s_s (kJ/kg.K) |
| Solar | 0,001568 | 16,688 | 0,02547 | 90 | 140 | 3,00 | 376,92 | 2144,70 | 1,1925 | 5,1908 |
| B20 | 0,001835 | 17,354 | 0,02517 | 90 | 155 | 3,00 | 376,92 | 2098,45 | 1,1925 | 4,9018 |
| B50 | 0,002010 | 19,406 | 0,02559 | 90 | 134 | 3,00 | 376,92 | 2162,40 | 1,1925 | 5,3118 |
| | | | | Udara | | | | | | |
| | | | \dot{m}_a (kg/s) | T (°C) | | | h_a (kJ/kg) | s_a (kJ/kg.K) | | |
| Solar | 0,001568 | 16,688 | 0,026172 | 30 | | | 300,19 | 1,70203 | | |
| B20 | 0,001835 | 17,354 | 0,031855 | 30 | | | 300,19 | 1,70203 | | |
| B50 | 0,002010 | 19,406 | 0,039005 | 30 | | | 300,19 | 1,70203 | | |
| | | | | Gas Asap (Flue Gas) | | | | | | |
| | | | \dot{m}_p (kg/s) | T (°C) | | | h_p (kJ/kg) | s_p (kJ/kg.K) | | |
| Solar | 0,001568 | 16,688 | 0,027740 | 320 | | | 2532,30 | 4,2273 | | |
| B20 | 0,001835 | 17,354 | 0,033690 | 350 | | | 2413,17 | 4,2244 | | |
| B50 | 0,002010 | 19,406 | 0,041014 | 345 | | | 1881,80 | 3,2697 | | |
| | | | | Gas Buang (Exhaus Gas) | | | | | | |
| | | | \dot{m}_{eg} (kg/s) | T (°C) | | | h_{eg} (kJ/kg) | s_{eg} (kJ/kg.K) | | |
| Solar | 0,001568 | 16,688 | 0,027740 | 200 | | | 475,315 | 2,162508 | | |
| B20 | 0,001835 | 17,354 | 0,033690 | 160 | | | 434,484 | 2,072341 | | |
| B50 | 0,002010 | 19,406 | 0,041014 | 207,5 | | | 488,0025 | 2,178658 | | |

Data Hasil Analisis

Hasil yang diperoleh di atas diringkas dalam Tabel 4 sampai dengan Tabel 12.

Tabel 4. Analisa Energi dan Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler dengan Bahan Bakar B0

| | Konsumsi Energi,kJ/s | Kehancuran Exergi,kJ/s |
|---------------|----------------------|------------------------|
| Ruang Bakar | 78,103 | 34,838 |
| Penukar Panas | 45,025 | 27,215 |
| Boiler | 123,128 | 67,604 |

Tabel 5. Analisa Energi dan Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler dengan Bahan Bakar B20

| | Konsumsi Energi,kJ/s | Kehancuran Exergi,kJ/s |
|---------------|----------------------|------------------------|
| Ruang Bakar | 90,862 | 42,793 |
| Penukar Panas | 43,331 | 28,669 |
| Boiler | 134,193 | 65,1967 |

Tabel 6. Analisa Energi dan Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler dengan Bahan Bakar B50

| | Konsumsi Energi,kJ/s | Kehancuran Exergi,kJ/s |
|---------------|----------------------|------------------------|
| Ruang Bakar | 88,888 | 48,157 |
| Penukar Panas | 45,69 | 26,514 |
| Boiler | 134,578 | 69,0607 |

Tabel 7. Efisiensi Energi dan Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler dengan Bahan Bakar B0

| | Efisiensi η (%) | Energi, Exergi, | Efisiensi ψ (%) | Exergi, |
|---------------|----------------------|-----------------|----------------------|---------|
| Ruang Bakar | 100 | | | 50,33 |
| Penukar Panas | 78,90 | | | 29,17 |
| Boiler | 64,09 | | | 21,30 |

Tabel 8. Efisiensi Energi dan Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler dengan Bahan Bakar B20

| | Efisiensi η (%) | Energi, Exergi, | Efisiensi ψ (%) | Exergi, |
|-------------|----------------------|-----------------|----------------------|---------|
| Ruang Bakar | 100 | | | 47,61 |

| | | |
|---------------|-------|-------|
| Penukar Panas | 65,00 | 24,78 |
| Boiler | 53,29 | 19,20 |

Tabel 9. Efisiensi Energi dan Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler dengan Bahan Bakar B50

| | Efisiensi η (%) | Energi, Exergi, | Efisiensi ψ (%) | Exergi, |
|---------------|----------------------|-----------------|----------------------|---------|
| Ruang Bakar | 100 | | | 43,59 |
| Penukar Panas | 79,92 | | | 24,12 |
| Boiler | 59,19 | | | 17,30 |

Tabel 10. Irreversibilitas Boiler Pilot Plant Biodiesel Bahan Bakar B0

| Temperatur pada CV ₂ | Irreversibilitas (kW) | | |
|---------------------------------|-----------------------|-------|-----------------|
| | $^{\circ}\text{C}$ | K | \dot{I}_{cv2} |
| 50 | 323 | 8,13 | 59,47 |
| 75 | 348 | 15,09 | 52,51 |
| 100 | 373 | 20,66 | 46,94 |
| 120 | 393 | 24,27 | 43,33 |
| 150 | 423 | 28,59 | 39,01 |
| 180 | 453 | 31,30 | 36,30 |
| 200 | 473 | 32,47 | 35,13 |

Tabel 11. Irreversibilitas Boiler Pilot Plant Biodiesel Bahan Bakar B20

| Temperatur pada CV ₂ | Irreversibilitas (kW) | | |
|---------------------------------|-----------------------|-------|-----------------|
| | $^{\circ}\text{C}$ | K | \dot{I}_{cv2} |
| 50 | 323 | 8,04 | 57,15 |
| 75 | 348 | 14,91 | 50,28 |
| 100 | 373 | 20,41 | 44,78 |
| 120 | 393 | 23,98 | 41,21 |
| 150 | 423 | 28,12 | 37,07 |
| 180 | 453 | 30,93 | 34,26 |
| 200 | 473 | 32,08 | 32,08 |

Tabel 12. Irreversibilitas Boiler Pilot Plant Biodiesel Bahan Bakar B50

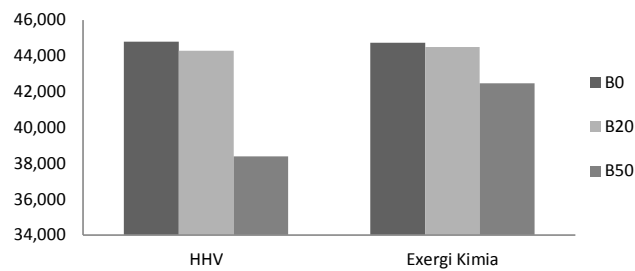
| Temperatur pada CV ₂ | Irreversibilitas (kW) | | |
|---------------------------------|-----------------------|-------|-----------------|
| | $^{\circ}\text{C}$ | K | \dot{I}_{cv2} |
| 50 | 323 | 8,17 | 60,89 |
| 75 | 348 | 15,16 | 53,90 |
| 100 | 373 | 20,76 | 48,30 |
| 120 | 393 | 24,38 | 44,68 |
| 150 | 423 | 28,59 | 40,47 |
| 180 | 453 | 31,60 | 37,46 |
| 200 | 473 | 32,62 | 36,44 |

PEMBAHASAN

Hubungan antara Nilai kalor dan Exergi Kimia Bahan Bakar terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar

Nilai kalor bahan-bakar menurun dengan meningkatnya komposisi biodiesel dalam campuran bahan-bakar, demikian juga dengan exergi kimia standar bahan bakar. Tetapi karena dipengaruhi fungsi grade exergi yang meningkat dengan kenaikan campuran bahan-bakar maka selisih harga exergi kimianya tidak begitu besar. Pada Gambar 5 terlihat bahwa selisih exergi kimia hanya sebesar 2257 kJ/kg atau 5,04% terhadap nilai exergi kimia solar sementara selisih nilai kalornya tergolong tinggi yaitu sebesar 6402 kJ/kg atau 14,29%. Hal ini menunjukkan bahwa bertambahnya komposisi biodiesel dalam campuran bahan-bakar dapat memperbaiki kualitas bahan bakar.

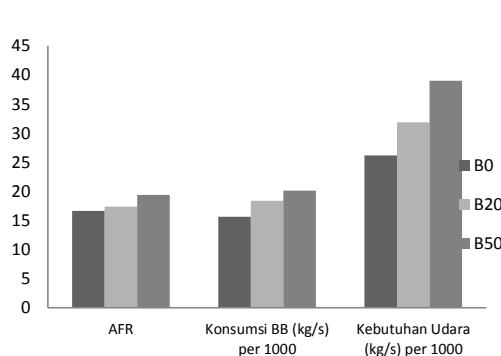
kJ/kg



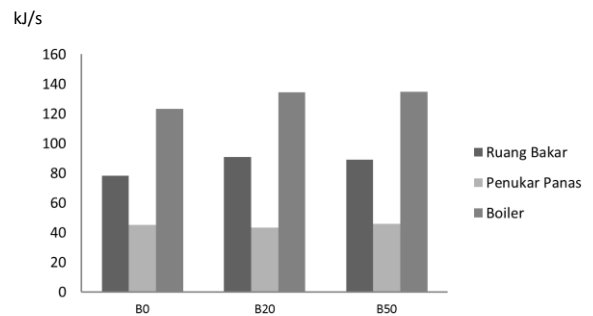
Gambar 5. Hubungan Nilai Kalor dan Exergi Kimia Bahan Bakar terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar

Hubungan antara Rasio Udara – Bahan Bakar, Konsumsi Bahan Bakar dan Kebutuhan Udara Pembakaran terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar

Rasio udara-bahan bakar meningkat dengan peningkatan biodiesel dalam campuran bahan bakar meskipun terjadi peningkatan kandungan oksigen dalam bahan bakar dengan bertambahnya komposisi biodiesel dalam campuran. Kenaikan kebutuhan udara dalam pembakaran untuk B20 sebesar 0,00595 kg/s atau 22,73 % sedangkan untuk B50 sebesar 0,011265 kg/s atau 40,609%. Kenaikan kebutuhan udara pembakaran juga dipengaruhi oleh peningkatan konsumsi bahan bakar dengan bertumbuhnya biodiesel dalam campuran. Meningkatnya konsumsi bahan bakar berkaitan erat dengan penurunan exergi kimia campuran bahan bakar seperti yang dinyatakan sebelumnya. Kenaikan konsumsi bahan bakar untuk B20 sebesar 0,000267 kg/s atau 17,03% dan untuk B50 sebesar 0,000442 kg/s atau 28,188% dari konsumsi bahan bakar dengan solar seperti yang terlihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Hubungan Rasio Udara Bahan Bakar, Konsumsi Bahan Bakar dan Kebutuhan Udara Pembakaran terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar



Gambar 7. Hubungan Konsumsi Energi pada Ruang Bakar-penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar

Hubungan antara Konsumsi Energi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Operasi Campuran Bahan Bakar

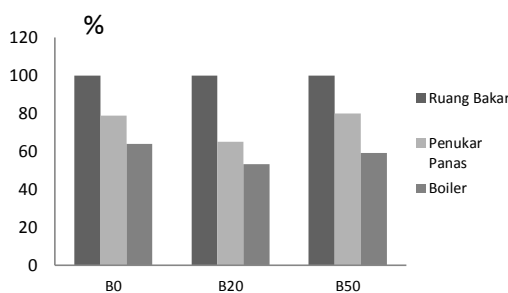
Untuk mencapai kondisi operasi yang sama maka konsumsi energi boiler paling besar terjadi pada B50 sebesar 134,578 dan B0 sebesar kJ/s 123,128 kJ/s atau 109,29% dari B0, sementara B20 sebesar 134,193 atau 108,98% dari B0, akan tetapi konsumsi energi paling rendah terjadi di bagian penukar panas pada B20 sebesar 43,331 kJ/s lebih rendah dibandingkan dengan B0 (solar) sebesar 45,025 kJ/s atau 3,76% lebih rendah dari konsumsi energi dengan menggunakan B0 (Gambar 7). Sementara jika menggunakan B50 konsumsinya sebesar 45,690 kJ/s atau 1,47% lebih tinggi dari B0 . Fenomena tersebut berbanding terbalik yang terjadi di ruang bakar, produksi energi B20 diruang bakar adalah yang paling tinggi yaitu sebesar 90,862 kJ/s sedangkan B0 sebesar 78,103kJ/s atau 16,33% lebih tinggi. Sementara untuk B50 sebesar 88,888 kJ/s atau hanya lebih tinggi 10,78% dari B0. Hal ini membuktikan bahwa penambahan biodiesel dalam bahan bakar solar

memperbaiki tingkat produksi energi dan semakin bertambahnya biodiesel tersebut dalam campuran bahan-bakar akan kembali menurunkan tingkat energinya. Tingkat produksi energi pada pembakaran B20 yang lebih tinggi dari yang lain menunjukkan bahwa B20 dalam hal ini adalah campuran yang lebih ideal, hal ini juga bisa dilihat dari tingkat penyerapan energi yang terjadi pada penukar panas yang lebih baik dari yang lain seperti yang telah dikemukakan bahwa konsumsi energi dibagian penukar panas adalah yang paling rendah dalam kondisi operasi yang sama.

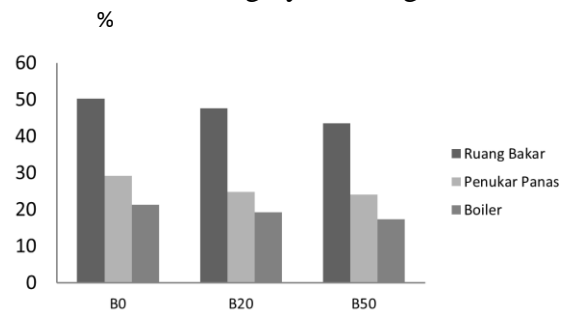
Hubungan antara Efisiensi Energi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Operasi Campuran Bahan Bakar

Efisiensi energi boiler pada B0 (64,09%) lebih tinggi dari B20 (53,29%) dan B50 (59,19%), pada Gambar (8) juga terlihat bahwa energi boiler terendah terjadi pada B20. Efisiensi energi B50 pada penukar panas adalah yang tertinggi yaitu sebesar 79,92% sementara pada B20 sebesar 65% dan B0 sebesar 78,90%. Semakin tinggi tingkat efisiensi pada penukar panas, menunjukkan bahwa tingkat penyerapan panas oleh air umpan boiler juga semakin tinggi dan terjadi pada komposisi biodiesel dalam campuran bahan bakar yang paling tinggi dalam hal ini adalah B50.

Fenomena ini disebabkan oleh sifat biodiesel yang merupakan solvent (pelarut) yang baik, semakin tinggi kandungan biodiesel maka kemampuan untuk melarutkan carbon deposit atau kotoran pada dinding pipa api semakin tinggi sehingga carbon deposit atau kotoran yang menghalangi atau menghambat proses perpindahan panas menjadi berkurang dan menyebabkan tingkat transfer panas dari panas pembakaran ke air umpan boiler menjadi tinggi dalam artian efisiensi energinya meningkat.



Gambar 8. Hubungan Efisiensi Energi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar



Gambar 9. Hubungan Efisiensi Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar

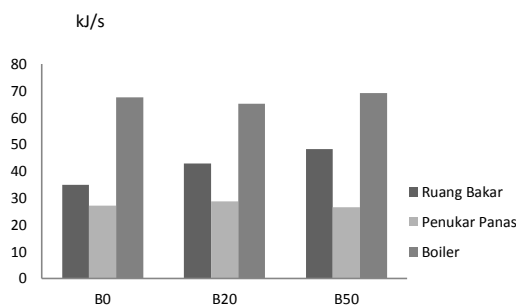
Hubungan antara Efisiensi Eksergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Operasi Campuran Bahan Bakar

Pada Gambar (9) terlihat bahwa pada ruang bakar terjadi efisiensi exergi yang lebih tinggi dibanding pada penukar panas dan boiler secara keseluruhan yakni pada B0 sebesar 50,33%, B20 sebesar 47,61% dan B50 sebesar 43,59%. Efisiensi exergi pada penukar panas untuk B0 sebesar 29,17%, B20 sebesar 24,78 dan B50 sebesar 24,12%. Efisiensi exergi boiler pada B0 sebesar 21,30%, B20 sebesar 19,20% dan B50 sebesar 17,30%. Maka bisa disimpulkan bahwa dengan meningkatnya komposisi biodiesel dalam campuran bahan bakar maka secara keseluruhan pada bagian-bagian boiler terjadi penurunan efisiensi exergi.

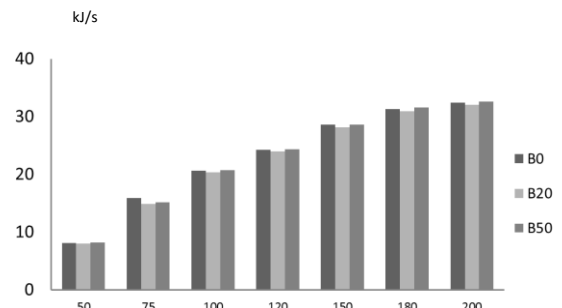
Hubungan Kehancuran Exergi pada Ruang Bakar-Penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar

Kehancuran exergi berbanding terbalik dengan efisiensi exergi, semakin tinggi efisiensi exergi maka semakin rendah kehancuran exerginya, seperti yang terlihat

pada gambar (10) bila dibandingkan dengan gambar .. pada bagian 5.2.5. Hubungannya dengan variasi campuran bahan bakar juga terlihat bahwa dengan meningkatnya komposisi biodiesel dalam bahan bakar maka tingkat kehancuran exergi pada bagian-bagian boiler juga meningkat terutama pada bagian ruang bakar. Fenomena yang menarik disini adalah tingkat kehancuran exergi boiler paling rendah terjadi pada B20 (65,1967 kJ/s) tetapi B0 (67,604kJ/s) dan B50 (69,0607kJ/s), hal ini memperkuat pernyataan sebelumnya di bagian diatas bahwa kuliatas solar sebagai bahan bakar bisa diperbaiki dengan menambahkan biodiesel dengan ukuran tertentu dan dalam penelitian ini terlihat pada B20.



Gambar 10. Hubungan Kehancuran Exergi pada Ruang Bakar, Penukar Panas dan Boiler terhadap Variasi Campuran Bahan Bakar



Gambar 11 Hubungan Peningkatan Temperatur Penukar Panas terhadap Irreversibilitas (Kehancuran Exergi) dengan Variasi Campuran Bahan Bakar

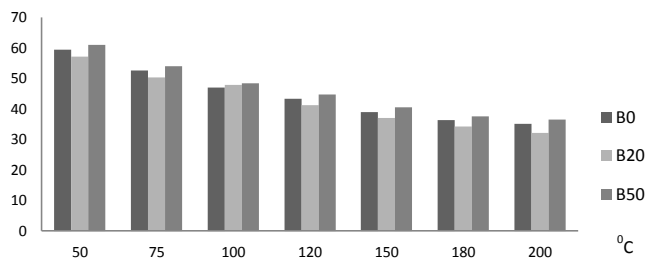
Hubungan Peningkatan Temperatur Panukar Panas terhadap Irreveribelitas (Kehancuran Exergi) dengan Variasi Campuran Bahan Bakar

Gambar (11) berikut semakin memperkuat pernyataan pada dua bagian sebelumnya, terlihat bahwa irreversibelitas atau kehancuran exergi B20 paling rendah dibanding dengan B0 dan B50 seiring dengan peningkatan temperatur penukar kalor. Pada temperatur 180⁰C, B0 (31,30 kJ/s atau (kW)), B20 (30,93 kW) dan B50 (31,60 kW). Pada gambar juga terlihat bahwa semakin tinggi temperatur penukar kalor maka kecenderungan perubahan irreversibelitasnya semakin kecil. Perubahan Irreversibelitas pada temperatur 50⁰C dan 75⁰C lebih tinggi dibanding pada 180⁰C dan 200⁰C. Juga terlihat bahwa sampai pada B50 mengikuti efek ini, hal ini membuktikan bahwa biodiesel sebagai bahan bakar bisa mencapai kinerja yang sama dengan bahan bakar solar.

Hubungan Peningkatan Temperatur Penukar Panukar Kalor terhadap Irreveribelitas Ruang Bakar (Kehancuran Exergi Ruang Bakar) dengan Variasi Campuran Bahan Bakar

Pada gambar (12) terlihat berbeda pada bagian penukar panas, dengan peningkatan temperatur ruang bakar maka irreversebelitas atau kehancuran exergi menurun. Tetapi tingkat irreversibelitas pada B20 juga palin °C adah dibanding B0 dan B50 sama dengan hasil pembahasan pada bagian sebelu.....,a dan diatas. Pada temperatur 180⁰C, B20 (34,26 kJ/s) ;B0 (36,30 kJ/s) dan B50 (37,46 kJ/s), dari data ini juga terlihat bahwa kehancuran exergi terbesar terjadi pada B50 dan juga terlihat pada nilai kehancuran exergi pada tiap-tiap penambahan temperatur ruang bakar bahwa. Pada data di 180⁰C, untuk B20 kehancuran exerginya 5,62% lebih rendah dibanding B0, akan tetapi B50 kehancuran exerginya 3,19% lebih tiggi dari B0.

kJ/s



Gambar 12. Hubungan Peningkatan Temperatur Penukar Panas terhadap Irreversibilitas Ruang Bakar (Kehancuran Exergi Ruang Bakar) dengan Variasi Campuran Bahan Bakar

SIMPULAN DAN SARAN

Simpulan

1. Bertambahnya komposisi biodiesel dalam campuran bahan-bakar dapat memperbaiki nilai exergi bahan bakar.
2. Rasio udara-bahan bakar meningkat dengan peningkatan biodiesel dalam campuran bahan bakar meskipun terjadi peningkatan kandungan oksigen dalam bahan bakar dengan bertambahnya komposisi biodiesel dalam campuran.
3. Kenaikan kebutuhan udara pembakaran juga dipengaruhi oleh peningkatan konsumsi bahan bakar dengan bertambahnya biodiesel dalam campuran. Meningkatnya konsumsi bahan bakar berkaitan erat dengan penurunan exergi kimia campuran bahan bakar.
4. Penambahan biodiesel dalam bahan bakar solar memperbaiki tingkat produksi energi dan semakin bertambahnya biodiesel tersebut dalam campuran bahan-bakar akan kembali menurunkan tingkat energinya. Tingkat produksi energi pada pembakaran B20 yang lebih tinggi dari yang lain menunjukkan bahwa B20 dalam hal ini adalah campuran yang lebih ideal.
5. Semakin tinggi tingkat efisiensi pada penukar panas, menunjukkan bahwa tingkat penyerapan panas oleh air umpan boiler juga semakin tinggi dan terjadi pada komposisi biodiesel dalam campuran bahan bakar yang paling tinggi dalam hal ini adalah B50.
6. Dengan meningkatnya komposisi biodiesel dalam campuran bahan bakar maka secara keseluruhan pada bagian-bagian boiler terjadi penurunan efisiensi exergi.
7. Kehancuran exergi berbanding terbalik dengan efisiensi exergi, semakin tinggi efisiensi exergi maka semakin rendah kehancuran exerginya.
8. Tingkat kehancuran exergi boiler paling rendah terjadi pada B20 (65,1967 kJ/s) tetapi B0 (67,604kJ/s) dan B50 (69,0607kJ/s) dan dengan peningkatan temperatur ruang bakar maka irreversibilitas atau kehancuran exergi menurun. Tetapi tingkat irreversibilitas pada B20 juga paling rendah dibanding B0 dan B50, hal ini memperkuat pernyataan sebelumnya bahwa kuliatas solar sebagai bahan bakar bisa diperbaiki dengan menambahkan biodiesel dengan ukuran tertentu dan dalam penelitian ini terlihat pada B20.
9. Kehancuran exergi di ruang bakar masih diatas 30% (B0: 66,29%; B20:54,38% dan B50: 56,13%), memungkinkan bagi boiler untuk ditingkatkan efisiensi pembakarannya.

10. Kehancuran exergi pada bagian perpindahan panasnya sudah dibawah 30% (B0: 29,17%; B20: 24,78% dan B50: 24,12%), menunjukkan bahwa tidak ada masalah pada bagian ini.

Saran

1. Pada penelitian selanjutnya perlu dipelajari penyebab kehancuran exergi di ruang bakar masih diatas 30%
2. Kehancuran exergi pada bagian gas buang dalam penelitian ini belum dilakukan analisis maka perlu penelitian lanjutan, tetapi dengan melihat kecenderungan bahwa temperatur gas buangnya lebih kurang 200⁰C maka kehancuran exerginya bisa lebih kurang 1% ,dapat diteliti dan dimanfaatkan untuk keperluan lainnya.
3. Perlu dilakukan penelitian yang sama tetapi campuran solar- biodiesel yang lebih optimum dan variatif sampai pada biodiesel 100%.
4. Pada penelitian selanjutnya perlu dilakukan analisis exergi dengan kondisi operasi yang sama pada boiler pilot plant ini tapi dengan interval waktu yang lebih lama pada kondisi steadinya hal ini untuk lebih menghasilkan data yang lebih akurat.
5. Penempatan alat ukur temperatur pembakaran perlu di tinjau ulang agar didapatkan temperatur pembakaran bahan bakar yang lebih tepat.
6. Diperlukan pengalaman yang lebih baik dalam mengoperasikan boiler untuk mendapatkan data yang lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

- Agudelo, J., Gutiérrez, E. & Benjumea, P. 2009. "Experimental Combustion Analysis Of A HSDI Diesel Engine Fuelled With Palm Oil Biodiesel-Diesel Fuel Blends." *Dyna*, No. 159:103-113.
- Arita, S. & Dwipayana, H. 2010. *Menentukan Kondisi Steady State Boiler Berbahan Bakar Campuran Biodiesel CPO Dan Solar Dengan Parameter Konsumsi Bahan Bakar Dan Emisi Gas Buang*. Unsri:Rusnas.
- Bandpy, M.G. 2011. *Exergy, the Potential Work*. Iran: NUT.
- Bejan, A. 1988. *Advanced Engineering Thermodynamics*. Wiley, New York: Wiley.
- Bustan, M.D. 2010. "Pengaruh Proses Pengintegrasian Panas terhadap Konversi Amoniak pada Intercooler Reaktor Amoniak dengan Analisis Eksergi dan Pinch." *Reaktor* 13(2):117-123.
- Dias,R.A & Balestieri,J.A.P. 2004. "Energetic and Exergi Analysis in a Firewood Boiler." *Revista De Ciencia & Tecnologia* 12(23):15-24.
- Dincer, I., Hussain, M.M., Al-Zahamah,I. 2004. "Analysis of Sectoral Energy and Exergy Use of Saudi Arabia." *IJER* No. 28,205-243.
- Moran, M. J. and Shapiro, H. N.2000. *Termodinamika Teknik. Edisi 4. Jilid 1&2*. Terjemahan oleh Yulianto Sulisty Nugroho. 2004. Universitas Indonesia: Erlangga.

- Saidur, R., Ahmed, J.U & Masjuki, H.H. 2009. "Energy, Exergy and Economic Analysis of Industrial Boilers." *Energy Policy*: 38(2010)2188-2197.
- Talatappah, M.A & Gazikhani, M. 2007. *Exergy Analysis in Boiler of Experimental Power Plant*. Malaysia: Conference on ADME, Kangar, Perlis.
- Wark Jr. 1995. *Advanced Thermodynamics for Engineering*. New York: McGraw-Hill.