

PERANCANGAN GEOMETRI BOILER DAN KONFIGURASI PLTU DENGAN DAYA 7,3 MW BERBAHAN BAKAR CANGKANG SAWIT

Melvin Emil Simanjuntak

Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Medan
 Jl. Almamater No.1 Kampus USU Medan 20155

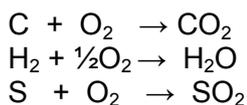
Abstrak

Dari semua limbah padat yang dihasilkan pada suatu Pabrik Kelapa Sawit, cangkang memiliki nilai kalor yang paling tinggi sekalipun jumlahnya tidak sebanyak TKKS. Dengan nilai kalor yang dimilikinya, sangat potensial untuk digunakan sebagai bahan bakar pada suatu pembangkit listrik. Penelitian ini ditujukan untuk memperoleh rancangan awal boiler dan konfigurasi pembangkit listrik bertenaga uap dengan bahan bakar cangkang kelapa sawit untuk menghasilkan daya sebesar 7,3 MW. Konfigurasi rancangan diperoleh dengan menggunakan perangkat lunak CycleTempo, perancangan geometri boiler dilakukan dengan perangkat lunak Firecad. Desain boiler didasarkan pada komposisi cangkang dengan kadar air 9% dan *excess air* 30%. Prediksi komposisi bahan bakar adalah 43,05% karbon, 5,60% hidrogen, 39,21% oksigen, 0,63% nitrogen, 0,00% sulfur dan ditetapkan 2,5% abu, kandungan air 9% dan diperoleh $LHV_{Vondracek}$ sebesar 15441,67 kJ/kg. Gas buang pada boiler dimanfaatkan dengan penggunaan ekonomiser dan *air heater*. Dengan dua pemanas air umpan diperoleh listrik sebesar 7290 kW dengan input cangkang sebesar 6392,05 kg/jam.

Kata kunci: cangkang, boiler, siklus pembangkit, daya.

1. PENDAHULUAN

Cangkang kelapa sawit meliputi jumlah 4 – 5 % dari buah sawit yang diolah pada suatu PKS (Naibaho 1998). Dari Dodd, 1989, diperoleh komposisi cangkang untuk *proximate* dan *ultimate* adalah : kadar air 9,7%; gas volatil 67%; karbon tetap 21,2% dan abu 2,1%; karbon 47,62 % dan hidrogen 6,2%; oksigen 43,38%; nitrogen 0,7% dan sulfur 0,00%. Reaksi pembakaran yang terjadi pada simulasi ini dianggap pembakaran sempurna dimana reaksinya adalah yaitu:



Jumlah total kebutuhan O_2 stoikiometri adalah sebagai berikut:

$$O_{2STOI} = \left[\frac{C}{ArC} + \frac{H_2}{MrH_2} + \frac{S}{ArS} + \frac{O_2}{MrO_2} \right] \quad (1)$$

dimana:

O_{2STOI} = jumlah kebutuhan O_2 stoikiometri (kgmol/kg bahan bakar)

C = persentase karbon
 H_2 = persentase hidrogen
 S = persentase sulfur
 O_2 = persentase oksigen
 Ar = massa atom relatif (kg/kmol)
 Mr = massa molekul relatif (kg/kmol)

Dengan asumsi pada udara terdapat 20,95% O_2 (satuan volume), maka jumlah total kebutuhan udara stoikiometri adalah:

$$U_{STOI} = \frac{O_{2STOI}}{20,95} \quad (2)$$

Dengan penambahan *excess air* maka kebutuhan udara sebenarnya menjadi sebesar:

$$U_S = m \times U_{STOI} + U_{STOI} \quad (3)$$

dimana:

U_{STOI} = kebutuhan udara stoikiometri (kgmol/kg bahan bakar)

U_S = kebutuhan udara sebenarnya (kgmol/kg bahan bakar)

m = koefisien kelebihan udara
 Temperatur rata-rata gas panas di dalam tungku adalah:

$$T_{gav} = T + \frac{H_{LHV}}{C_{pH2O} W_{H2O} + C_{pgo}(W_{PC} - W_{H2O})} \quad (4)$$

dimana :

- T = temperatur udara sekitar (°C)
- H_{LHV} = nilai kalor pembakaran terendah bhn bakar (kJ/kg)
- W_{H2O} = jumlah produk air pada pembakaran stoikiometri (kg produk/kg bahan bakar)
- W_{PC} = jumlah produk gas buang total pada pembakaran stoikiometri (kg produk/kg bhn bakar)
- C_{pH2O} = nilai kalor jenis uap air (kJ/kg.K)
- C_{pgo} = nilai kalor jenis gas buang kering (kJ/kg.K)

1.1. Total Panas yang Terbentuk dari Proses Pembakaran

Panas yang terbentuk pada proses pembakaran terdiri dari:

1. LHV yang terkandung pada cangkang
2. Panas yang dibawa oleh udara (Q_{ud}) dihitung dengan rumus:

$$Q_{ud} = U_v \times h_{udara} \quad (5)$$

dimana:

- U_v = laju udara yang dibutuhkan (kg/kg bahan bakar)
- h_{udara} = entalpi udara saat masuk ruang bakar (kJ/kg)

sehingga total energi yang masuk (Q_{masuk}) selama proses pembakaran adalah:

$$Q_{masuk} = LHV + Q_{ud} \quad (6)$$

1.2. Perancangan Ruang Bakar

Volume total ruang bakar ditentukan berdasarkan laju volumetrik gas yang dihasilkan dibagi dengan waktu tinggal gas didalam tungku seperti dapat dilihat pada persamaan berikut:

$$V = \dot{V}_g \times t \quad (7)$$

dimana:

- V = volume ruang bakar (m³)

- t = Waktu tinggal gas di dalam ruang bakar (detik)
- V_g = laju produksi gas hasil pembakaran



Gambar 1. Cangkang kelapa sawit

Luas penampang ruang bakar kemudian diperoleh dengan persamaan:

$$A = \frac{V}{h} \quad (8)$$

dimana :

- A = luas penampang ruang bakar (m²)
- h = tinggi ruang bakar (m)

Lebar dinding ruang bakar (*width*) ditentukan berdasarkan laju bahan bakar tiap satuan lebar yang direncanakan.(5)

$$w = \frac{m_{cangkang} \times 3600}{m_w} \quad (9)$$

dimana:

- w = lebar dinding tungku (m)
- m_w = laju bahan bakar tiap satuan lebar (kg/m)

Panjang tungku diperoleh sebagai berikut:

$$d = \frac{A}{w} \quad (10)$$

dimana:

- d = panjang tungku (m)

Laju kehilangan energi di dalam ruang bakar (q_{rb}) dihitung dengan persamaan:

$$q_{rb} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) \times m_{cangkang} \quad (11)$$

dimana

- Q_1 = Nilai kalor penguapan air yang terkandung pada bahan bakar
- Q_2 = Nilai kalor penguapan air produk pembakaran yakni reaksi antara H_2 dengan O_2
- Q_3 = Nilai kalor penguapan air yang terkandung dalam udara yang digunakan pada proses pembakaran

Temperatur gas keluar ruang bakar dihitung dengan rumus:

$$T_{g,o} = T_{ad} - \frac{q_{rb}}{m_{gas} \times c_{p,gas}} \quad (12)$$

dimana:

$T_{g,o}$ = Temperatur gas keluar ruang bakar ($^{\circ}C$)

2. METODOLOGI

2.1. Prediksi Karakteristik Pembakaran Cangkang

Oleh karena data yang diperoleh adalah pada kondisi *air dry base (adb)* sedang pembakaran terjadi pada kondisi *as received (ar)* maka perlu dilakukan konversi dari kondisi *adb* ke kondisi *ar* Menurut Nag (2002) persamaannya adalah:

Komposisi pada kondisi maf

$$Z_{maf} = \frac{Z_{adb}}{1 - (\Phi A_{adb} + \Phi M_{adb})} \quad (13)$$

dimana:

Z_{adb} = fraksi massa komponen hasil uji *proximate* dan *ultimate* pada kondisi *adb*

Z_{maf} = fraksi massa komponen hasil uji *proximate* dan *ultimate* pada kondisi bebas *moisture* dan abu

ΦA_{adb} = fraksi massa abu pada kondisi *adb*

ΦM_{adb} = fraksi massa *moisture* pada kondisi *adb*

Komposisi pada kondisi ar

$$Z_{ar} = Z_{maf} (1 - (\Phi A_{ar} + \Phi M_{ar})) \quad (14)$$

dimana:

Z_{ar} = fraksi massa komponen hasil uji *proximate* dan *ultimate* pada kondisi *as received*

ΦA_{ar} = fraksi massa abu pada kondisi *as received*, ditetapkan 2,5%

ΦM_a = fraksi massa *moisture* pada kondisi *as received*, ditetapkan dalam berbagai kondisi.

Nilai kalor pada kondisi maf:

$$HHV_{maf} = \frac{HHV_{adb}}{1 - \Phi A_{adb}} \quad (15)$$

dimana:

HHV_{maf} = nilai kalor atas bebas abu dan *moisture*

HHV_{adb} = nilai kalor atas kondisi *adb*

ΦA_{adb} = fraksi massa abu

Nilai kalor atas ar adalah:

$$HHV_{ar} = HHV_{maf} (\Phi FC_{ar} + \Phi VM_{ar}) \quad (16)$$

dimana:

ΦFC_{ar} = fraksi massa karbon tetap

ΦVM_{ar} = fraksi massa zat terbang

Nilai kalor bawah ar adalah:

$$LHV_{ar} = HHV_{ar} - Q_{H_2O} \quad (17)$$

dimana:

Q_{H_2O} = Nilai kalor penguapan air hasil pembakaran dan kadar air di dalam cangkang.

2.2. Simulasi Pembangkit

Siklus pembangkit uap dirancang dengan perangkat lunak CycleTempo versi 5. Masukan untuk perangkat lunak ini berupa data-data spesifikasi dari turbin yang dipilih seperti: daya, tekanan dan temperatur uap masuk dan laju aliran massa uap masuk. Spesifikasi turbin dipilih mendekati yang ada di pasaran (buatan Cina) dan efisiensi isentropik pompa ditetapkan sebesar 85%. Pada simulasi ini untuk meningkatkan efisiensi digunakan *air heater* dan ekonomiser dengan tetap mempertahankan temperatur gas buang yang sesuai seperti yang terlihat pada tabel di bawah.

Tabel 1. Spesifikasi turbin

| No | Parameter | Besaran |
|----|----------------------|--------------|
| 1 | Laju massa uap masuk | 31,1 ton/jam |
| 2 | Temperatur uap masuk | 435 °C |
| 3 | Tekanan masuk uap | 3,43 MPa |
| 4 | Tekanan uap keluar | 0,01MPa |

Tekanan ekstraksi untuk pemanas air umpan dibuat pada optimal. Simulasi dibuat sedemikian rupa sehingga sesuai dengan kondisi uap pada spesifikasi turbin.

2.3. Simulasi Dimensi Boiler

Ukuran boiler diperoleh dengan menggunakan software Firecad GFB 2.0. Ukuran boiler dirancang untuk dapat dioperasikan pada suatu kisaran excess air dan sesuai dengan hasil simulasi pembangkit. Beberapa asumsi penting yang digunakan dalam simulasi Firecad ini dapat dilihat pada tabel di bawah.

Tabel 2. Parameter masukan pada simulasi dimensi boiler

| No | Parameter | Nilai |
|----|--|----------------------------|
| 1 | Kapasitas uap (kg/jam) | 31100 |
| 2 | Tekanan uap (bar) | 34,3 |
| 3 | Temperatur uap (°C) | 345 |
| 4 | Temperatur lingkungan (°C) | 30 |
| 5 | Kehilangan energi akibat radiasi | default |
| 6 | Kehilangan energi akibat cangkang tidak terbakar | default |
| 7 | Kehilangan energi yang tdk ikut terhitung | default |
| 8 | Blowdown | default |
| 9 | Excess air | 30% |
| 10 | Heat recovery | Airheater Economiser |
| 11 | Jenis grate | Travelling |
| 12 | Jenis tungku pembakaran | Nose |
| 13 | Jenis dinding tungku | No tube |
| 14 | Jensi superheater | Single stage, counter flow |
| 15 | Jenis boiler | Water tube |
| 16 | Jenis aliran pada boiler | Cross flow |
| 17 | Susunan pipa | Staggered |

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Karakteristik Cangkang

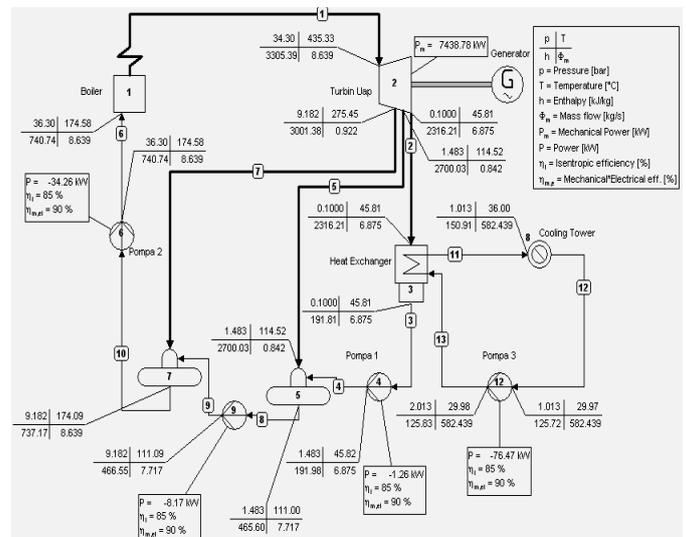
Fraksi massa abu pada kondisi as received ditentukan sebesar 2,5%, harga ini diambil mendekati fraksi massa abu yang umumnya dijumpai dari pembakaran cangkang. Kandungan air pada kondisi as received kemudian diasumsikan sebesar 9%. Komposisi cangkang untuk analisa proximate dan ultimate sebagai hasil prediksi adalah seperti pada tabel berikut:

Tabel 3. Prediksi komposisi proximate dan ultimate as received (%)

| M | V | F | A | A | C | H | O | N | S |
|---|-------|-------|-----|-----|-------|-----|-------|------|-----|
| 9 | 67,23 | 21,27 | 2,5 | 2,5 | 43,05 | 5,6 | 39,21 | 0,63 | 0,0 |

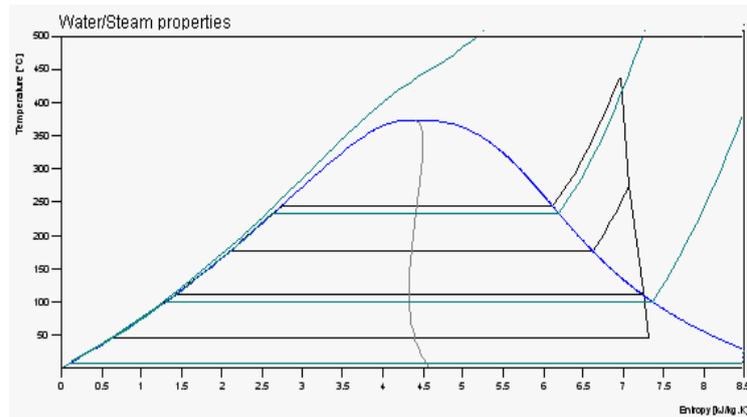
3.2. Simulasi Pembangkit

Dengan menempatkan dua buah pemanas air umpan pada tekanan optimal dan laju aliran uap 31100 kg/jam diperoleh siklus seperti pada gambar di bawah.



Gambar 2. Diagram siklus pembangkit dengan dua pemanas air umpan

Sedangkan diagram T-S siklus untuk validasi hasil adalah seperti gambar di bawah:



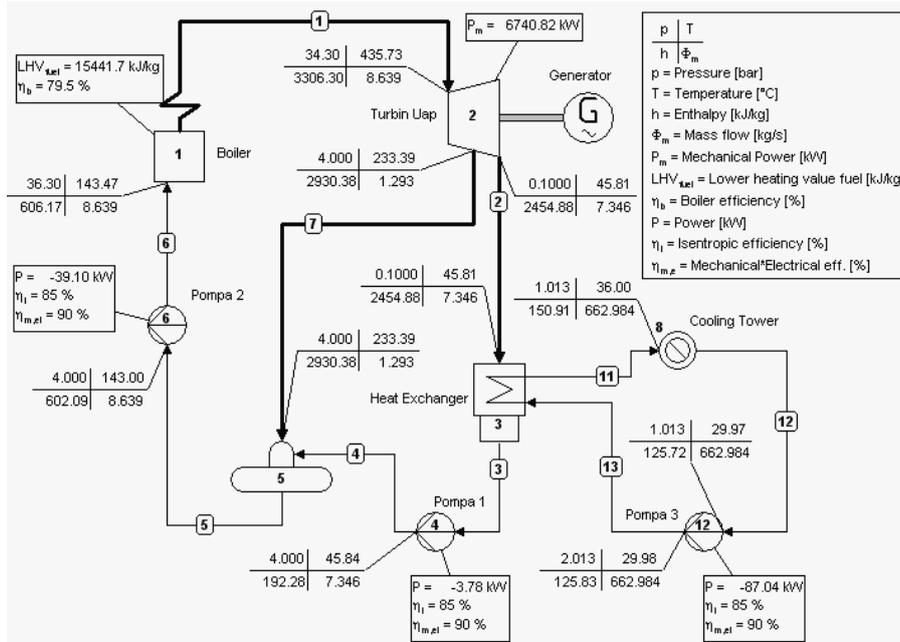
Gambar 3. Diagram T-S siklus dengan satu pemanas air umpan

Selain konfigurasi di atas juga dilakukan simulasi dengan menggunakan satu pemanas air umpan sebagai pembandingan. Data-data sistim dapat dilihat pada tabel di bawah.

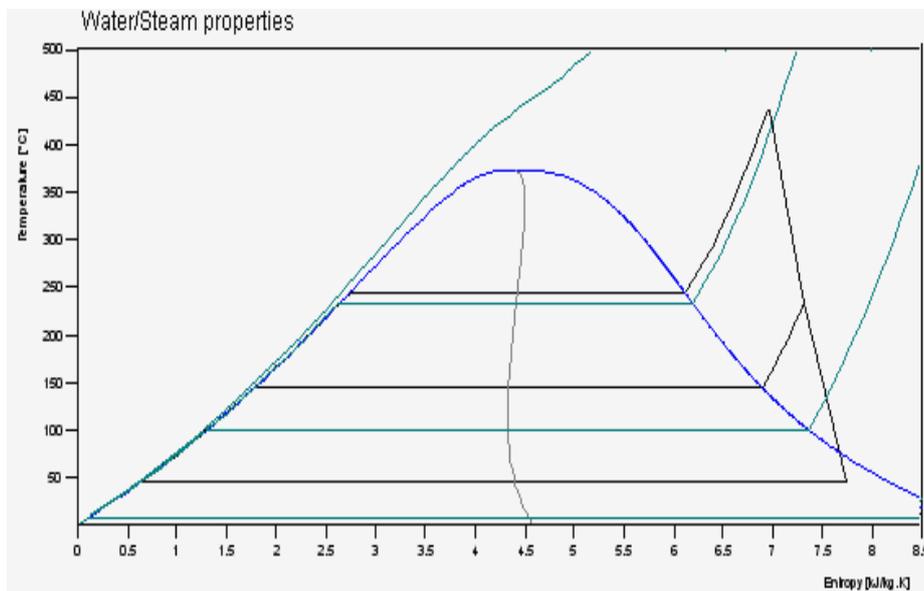
Tabel 4. Efisiensi sistem pembangkit

| | Apparatus | Dua pemanas air umpan | | Satu pemanas air umpan | |
|-----------------------------|-----------|-----------------------|------------|------------------------|------------|
| | | Energi (kW) | Total (kW) | Energi (kW) | Total (kW) |
| Diserap | Boiler | 25967,2 | | 29606,1 | |
| Power | | | 29657,2 | | 29606,8 |
| Delivered | Generator | 7290 | | 6606 | |
| Gross power | | | 7290 | | 6606 |
| Aux Power | Pompa 4 | 1,26 | | 4,49 | |
| Konsumsi | Pompa 6 | 34,26 | | 40,68 | |
| | Pompa 9 | 8,17 | | - | |
| | Pompa 12 | 76,47 | | 86,24 | |
| | | | 120,15 | | 131,41 |
| Delivered | | | | | |
| Net Power | | | 7169,85 | | 6474,59 |
| Delivered | Heat Sink | 14674,1 | | 16703,3 | |
| heat | | | 23884,9 | | 16703,3 |
| Total | | | | | |
| Delivered | | | 34790,9 | | 23177,9 |
| Efisiensi | Gross (%) | 28,074 | | 22,312 | |
| | Net (%) | 27,611 | | 21,869 | |
| Kebutuhan uap (kg/jam) | | | 31100 | | 31100 |
| Kebutuhan cangkang (kg/jam) | | | 6392,05 | | 6392,05 |

Diagram siklus dan T-S untuk satu pemanas air umpan dapat dilihat dibawah:



Gambar 4. Diagram siklus pembangkit dengan dua pemanas air umpan



Gambar 5. Diagram T-S siklus dengan dengan dua pemanas air umpan

Dari kedua simulasi dengan laju aliran uap dan konsumsi cangkang yang sama maka untuk dua *fwh* dihasilkan daya sebesar 7,290 MW dan efisiensi net siklus sebesar 27,611%. Sedangkan untuk satu *fwh* hanya dihasilkan daya hanya sebesar 6,606 MW. Dengan efisiensi net hanya sebesar 21,869%. Dari hal di atas penambahan *fwh* menjadi dua dapat memperbaiki efisiensi cukup signifikan. Atau di lain pihak dapat juga menghemat penggunaan bahan bakar bila harus dihasilkan daya yang sama.

3.3. Geometri Boiler

Pada simulasi ini, boiler direncanakan menghasilkan uap yang sesuai dengan kebutuhan turbin dan beroperasi dengan excess air 30%. Dimensi boiler untuk tiap bagian diperoleh seperti yang terdapat pada tabel-tabel di bawah ini.

Tabel 5. Dimensi tungku pembakaran

| Parameter | Besaran (mm) | Gambar |
|--------------------|--------------|--------|
| Grate top | 0 | |
| Front wall header | 3000 | |
| Rear wall Header | 500 | |
| Nose screen begin | 9043 | |
| Nose screen tip | 9870 | |
| Nose screen end | 10697 | |
| Front wall corner | 15854 | |
| Lower drum | 10873 | |
| Top drum | 16359 | |
| Furnace width | 4438 | |
| Furnace depth | 3865 | |
| Furnace Nose depth | 1132 | |
| Top Drum ID | 1340 | |
| Lower Drum ID | 950 | |
| Grate width | 4438 | |
| Grate depth | 3865 | |

Tabel 6. Dimensi superheater

| Parameter | Besaran | Gambar |
|---------------------|---------|--------|
| Tube outer diameter | 50,8 mm | |
| Tube thickness | 4 mm | |
| Tube length | 5523 mm | |
| Transver pitch | 154 mm | |
| Longitudinal pitch | 154 mm | |
| Tubes per row | 18 mm | |
| No of rows | 8 | |
| Steam side passes | 1 | |

Tabel 7. Dimensi boiler bank

| Parameter | Besaran | Gambar |
|---------------------|-----------|--------|
| Tube outer diameter | 50,8 mm | |
| Tube thickness | 3,66 mm | |
| Av Tube height | 4608,2 mm | |
| Transver pitch | 150 mm | |
| Longitudinal pitch | 110 mm | |
| Tubes wide | 28 | |
| Rows deep | 18 | |
| Width | 4438 mm | |
| Depth | 2400 mm | |

Tabel 8. Dimensi Ekonomiser

| Parameter | Besaran | Gambar |
|--------------------|---------|--------|
| Tube Pitch | Inline | |
| Tube OD | 50,8 mm | |
| Tube Thickness | 3,66 mm | |
| Tube Length | 1901 mm | |
| Transver pitch | 85 mm | |
| Longitudinal pitch | 150 mm | |
| Wide | 24 | |
| Deep | 25 | |
| Water Pass Counter | 1 | |
| Duct Width | 2080 mm | |
| Duct Length | 4201 mm | |

Tabel 9. Dimensi air heater

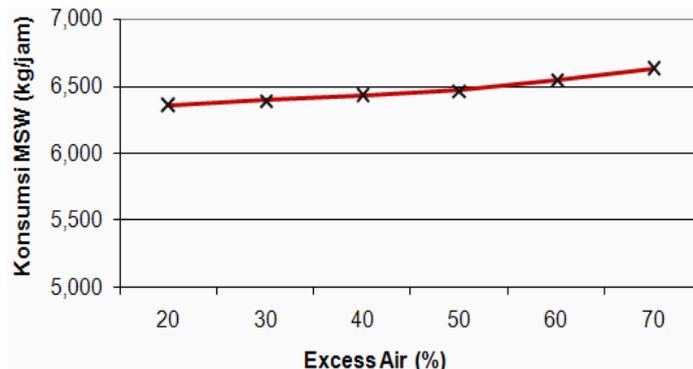
| Parameter | Besaran | Gambar |
|--------------------|---------|--------|
| Tube Pitch | Inline | |
| Tube OD | 63,5 mm | |
| Tube Thickness | 2,03 mm | |
| Tube Length | 2600 mm | |
| Transver pitch | 90 mm | |
| Longitudinal pitch | 80 mm | |
| Wide | 382 | |
| Deep | 16 | |
| Shell Passes | 3 | |
| Duct Width | 3600 mm | |
| Duct Length | 2600 mm | |

3.4. Analisa Sensitivitas

Analisis ini dilakukan untuk mengetahui perubahan kondisi pada boiler, parameter pada kondisi operasi tungku pembakaran pada boiler pada beberapa nilai masukan yang berubah. Pada analisis sensitivitas ini temperatur uap di superheater dibuat tetap. Simulasi dilakukan dengan mem-force temperatur gas buang. Berbagai parameter yang dimasukkan ke dalam simulasi perangkat lunak ini dapat dilihat pada grafik di bawah ini

• **Pengaruh perubahan kadar air terhadap konsumsi bahan bakar**

Simulasi ini di-set untuk mendapatkan temperatur uap yang sama.

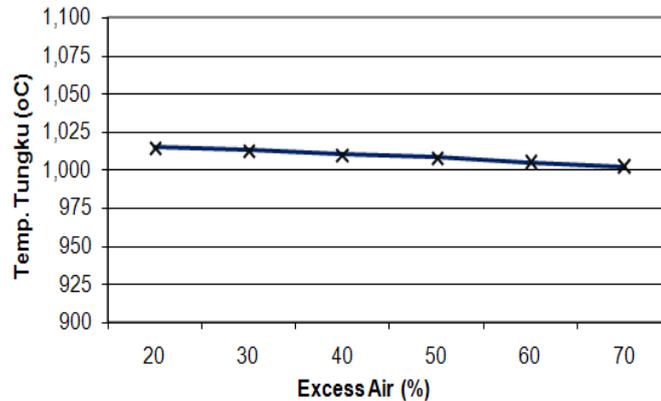


Gambar 6. Pengaruh perubahan kadar air terhadap konsumsi bahan bakar

Dari grafik di atas terlihat konsumsi bahan bakar akan meningkat sehubungan dengan peningkatan *excess air*. Dengan meningkatnya jumlah udara yang masuk *boiler* hak ini juga akan meningkatkan jumlah panas yang dibutuhkan untuk memanaskan udara ini sehingga dibutuhkan bahan bakar yang lebih banyak.

• **Pengaruh perubahan kadar air terhadap temperatur tungku**

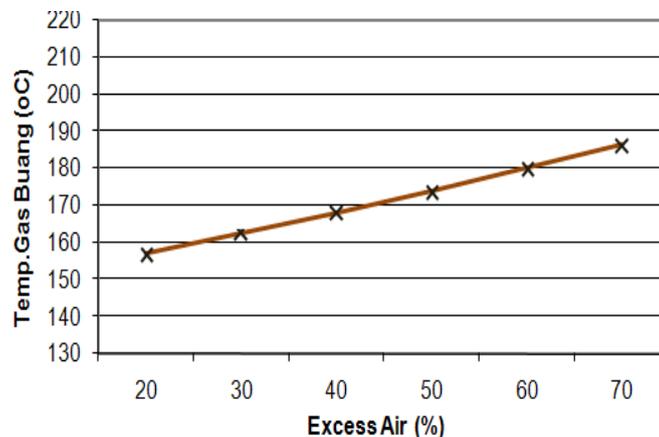
Dari grafik di bawah terlihat terjadinya penurunan temperatur tungku dengan meningkatnya penggunaan *excess air* yang. Hal ini terjadi karena energi panas akan terserap untuk memanaskan udara yang jumlahnya meningkat.



Gambar 7. Pengaruh perubahan kadar air terhadap temperatur tungku

• **Pengaruh perubahan kadar air terhadap temperatur gas buang**

Dari grafik terlihat bahwa temperatur gas buang di cerobong akan meningkat seiring dengan peningkatan *excess*. Hal ini dimungkinkan karena jumlah gas panas yang semakin banyak sedangkan kebutuhan panas untuk mengkonversi air menjadi uap adalah tetap. Pada pengoperasian *boiler* perlu dipertimbangkan kondisi operasi sehingga temperatur gas keluar cerobong dapat memenuhi syarat dari aspek teknis dan lingkungan.

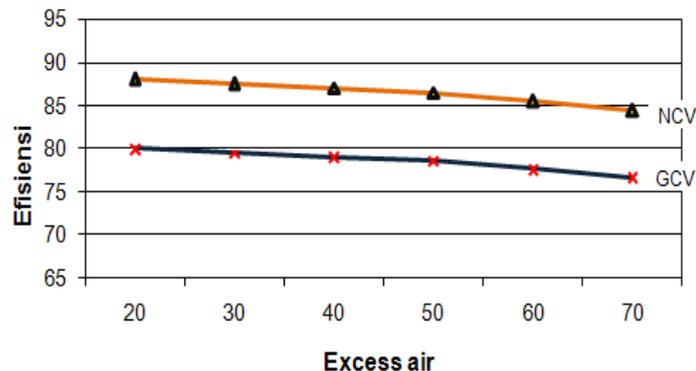


Gambar 8. Pengaruh perubahan kadar air terhadap temperatur gas buang

• **Pengaruh perubahan kadar air terhadap efisiensi NCV dan GCV**

GCV atau *Gros Calorific Value* dapat dianggap sebagai *HHV* dan NCV atau *Net Calorific Value* dapat dianggap sebagai *LHV*, pada grafik di atas terlihat penurunan efisiensi dengan meningkatnya *excess air*. Semakin kecil *excess air* maka akan semakin

meningkatkan efisiensi pembangkit karena semakin sedikit udara yang harus dipanaskan. Tetapi untuk *excess air* perlu dipertimbangkan juga besaran *excess air* yang digunakan sehingga dapat membakar semua bahan bakar.



Gambar 9. Pengaruh perubahan kadar air terhadap efisiensi boiler

4. KESIMPULAN DAN SARAN

4.1 Kesimpulan

Dari hasil dan pembahasan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Cangkang kelapa sawit sangat potensial digunakan sebagai bahan bakar pada pembangkit listrik skala kecil menengah.
2. Komposisi unsur cangkang sebagai bahan bakar dengan persentasi abu yang ditetapkan sebesar 2,5% dan kadar air 9% diperoleh komposisi unsur – unsurnya sebagai hasil prediksi adalah: karbon 43,05%; hidrogen 5,60%; oksigen 39,21%; nitrogen 0,63%; sulfur 0,00%; *Volatile* 67,23 % dan *Fixed Carbon* 21,27%.
3. Dengan laju uap sebesar 31100 kg/jam dan bahan bakar 6392,05 kg/jam dan menggunakan 2 buah *fwh* dapat dihasilkan daya sebesar 7,29 MW, dimana efisiensi net siklus sebesar 27,611%. Sedangkan bila digunakan satu *fwh* yang ditempatkan secara optimal hanya dapat menghasilkan daya sebesar 6,606 MW dan efisiensi net siklus 21,869 %.

4.2 Saran

1. Cangkang dapat digunakan sebagai sumber energi alternatif untuk menghasilkan listrik.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih komprehensif untuk memperluas pengetahuan mengenai pembangkit listrik biomassa.
3. Penelitian dapat dilanjutkan mengenai:
 - Proses pengeringan cangkang
 - Simulasi pembakaran dengan menggunakan program CFD yang sesuai untuk melihat kondisi pembakaran dan gas buang.
 - Aspek ekonomi dan lingkungan.

DAFTAR PUSTAKA

Borman, G.L., Ragland, K.W., 1998, *Combustion Engineering*, McGraw-Hill, Singapura.

Dodd, A. V., Grace, P. M., 1984, *Agricultural Engineering vol. 4*, International Commission of Agricultural Engineering, Taylor Francis.

El wakil, M.M., 1984, *Power Plant Technology*, Mc Graw Hill, Singapore.

http://ditjenbun.deptan.go.id/web.old/index.php?option=com_content&task=view&id=310&Itemid=62, akses internet 25 gustus 2008

Nag, P.K., 2002, *Power Plant Engineering*, 2nd Edition, Mc Graw Hill, Singapura. Halaman 170.

Naibaho, P., 1998, *Teknologi Pengolahan Kelapa Sawit*, PPKS Medan. Halaman 130-131.

Simanjuntak, Melvin E., 2010, *Perancangan Awal dan Simulasi Pembakaran Tungku Berbahan Bakar Tandan Kosong Kelapa Sawit untuk PLTU Berkapasitas 3 MW*, Tesis Magister, Jurusan Teknik Mesin, ITB, Bandung.