

Studi Pengembangan Siklonik Gas *Burner* di Sistem Gasifikasi Sekam Padi

Adi Surjosatyo^{1,a*}, Duago Pijar^{2,a}

^aDepartemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia, Depok, Indonesia
Email : ^{1,a} adisur@eng.ui.ac.id

Abstrak

Pemanfaatan producer gas hasil gasifikasi biomassa untuk berbagai aplikasi memerlukan suatu sistem gas burner yang mampu menghasilkan panas tinggi dan polusi rendah. Pada penelitian ini dikaji sebuah model modifikasi gas burner, yang dilakukan dengan pendekatan CFD dan experiment. Ijector dikombinasikan dengan sistem burner sebagai suply udara premixe combustion. Ijector dan dimensi burner dioptimalisasi dengan simulasi CFD. Hasil CFD digunakan untuk membangun prototipe, hasil uji prototipe menunjukkan peningkatan temperatur rata-rata sebesar 193.7°C untuk bahan bakar cangkang kelapa dan 198.9 °C untuk sekam padi.

Kata kunci : burner, low calory, gasifikasi

Pendahuluan

Salah satu cara untuk mengetahui proses pencampuran udara adalah menggunakan CFD (*Computational Fluid Dynamic*). CFD merupakan suatu analisis aliran fluida di dalam sistem dengan menggunakan metode algoritma numeric yang berbasis komputer.

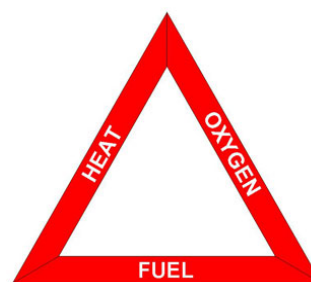
Beberapa penelitian simulasi pada gas burner telah dilakukan. Adi Surjosatyo dkk [1] melakukan penelitian simulasi 3D menggunakan CFD pada swirl gas burner dengan variasi sudut vane 20⁰, 30⁰, dan 40⁰, fluida kerja yang digunakan adalah udara. Hasil penelitian menunjukkan semakin besar sudut swirl semakin meningkat kecepatan udara tangensial yang selanjutnya akan menyebabkan peningkatan stabilitas api jika terjadi proses pembakaran. Bode dkk [2] melakukan simulasi 2D menggunakan CFD dan model aliran turbulen RNG K-ε pada swirl gas burner dengan kondisi tanpa reaksi campuran gas CH₄ dan udara untuk melihat fenomena pola percampuran pada aliran. Hasil penelitian menunjukkan model turbulen RNG K-ε memberikan hasil yang memuaskan dalam memprediksi pola percampuran aliran. Hodor dkk, [3] melakukan simulasi 2- D Gasodynamyk burner dengan dua geometri berbeda untuk mendapatkan metode percampuran CH₄ dan udara. Hasil penelitiannya menunjukkan desain burner yang baik memiliki kontur tekanan keluar yang lebih besar dari kerugian tekanan pada flue gas melewati chamber. Chiummo dkk [4] melakukan penelitian simulasi 2D menggunakan CFD pada Duct Gas burner menggunakan bluff body berbahan bakar CH₄. Hasil penelitian menunjukkan burner dengan sudut bluff body 60⁰

menunjukkan peningkatan kecepatan lebih baik dan stabilitas flame lebih baik.

Penelitian ini bertujuan untuk menghasilkan burner yang baik dengan mensimulasikan serta mengkaji secara experimen proses percampuran udara dan sintetik gas pada model burner yang dikembangkan. Ukuran nozzle, posisi nozzle, bentuk nozzle, ukuran cone burner, dan ukuran tabung burner divariasikan pada simulasi CFD, hasil simulasi CFD digunakan untuk membangun prototipe yang selanjutnya diuji secara eksperimen. Pengujian secara eksperimen dilakukan dengan menggunakan acrylic burner model yang transparan sehingga fenomena pencampuran udara dan bahan bakar dapat diamati secara visual. Variasi kecepatan sintetik gas, posisi nozzle, dan kecepatan udara masuk akan dilakukan pengujian eksperimen ini.

Teori pembakaran

Pembakaran adalah suatu proses atau reaksi oksidasi yang sangat cepat antara bahan bakar dan oksidator dengan menghasilkan panas. Panas yang dihasilkan dari proses pembakaran ini berasal dari energi ikatan – ikatan kimia yang terputus dan terbentuk dari reaksi oksidasi tersebut.



Gambar 1 Segitiga Api^[4]

Terjadinya proses pembakaran disebabkan karena adanya ketiga komponen penting^[4] berikut :

- *Fuel* :

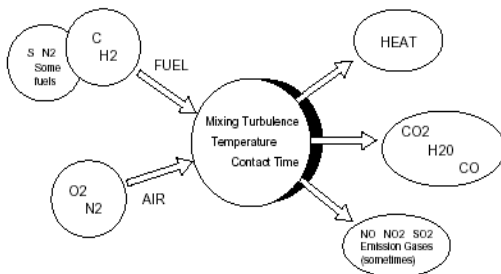
Elemen mampu bakar yang signifikan pada bahan bakar secara umum, yaitu karbon (C) dan hidrogen (H). Sedangkan sulfur (S) biasanya merupakan sumber panas yang kurang signifikan. Sulfur (S) dapat menjadi sebuah elemen kontributor yang berperan besar pada proses korosi dan polusi.

- Oksidator :

yaitu berupa udara atau oksigen murni.

- *Ignition*:

merupakan energi awal untuk mencapai batas dimana suatu bahan bakar dapat melanjutkan proses / reaksi pembakaran sendiri



Gambar 2 Diagram Proses Pembakaran^[5]

Selain itu, keberhasilan dari proses pembakaran dapat ditinjau dari tiga aspek yang dikenal dengan “3-T’s of Good Combustion”^[4], yaitu :

- *Time* :

Waktu persentuhan yang cukup bagi reaktan yaitu bahan bakar dan oksidator untuk saling menyatu dalam kesempurnaan pencampuran.

- *Temperature* :

Temperatur dari campuran bahan bakar dan oksidator yang cukup untuk dapat dilakukan ignition pemantikan agar dapat timbul nyala api.

- *Turbulence* :

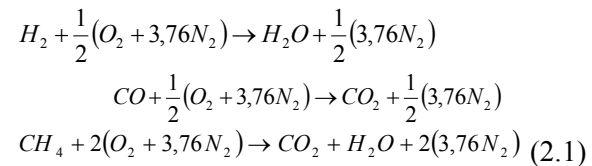
Aliran yang turbulen dapat menyempurnakan pencampuran bahan bakar dan oksidator.

Selain itu juga terdapat kriteria pembakaran yang penting yaitu efisiensi pembakaran yang mengindikasikan kesempurnaan pembakaran. Desain sistem pembakaran diharapkan menghasilkan keseluruhan energi konversi pada bahan bakar yang optimal (efisiensi tinggi) dan juga meminimasi kerugian pembakaran tak sempurna serta mengurangi udara berlebih (*excess air*).

Stoikiometri Pembakaran

Persamaan kimia yang seimbang untuk proses pembakaran ideal bahan bakar yang sempurna disebut sebagai persamaan stoikiometri atau pembakaran teoritis, dimana jumlah koefisien dari tiap – tiap unsur pada reaktan sama dengan jumlah koefisien dari tiap – tiap unsur pada produk. Koefisien stoikiometri menandakan proporsi mol dimana tidak ada kelebihan maupun kekurangan dari semua unsur pokok yang ada.

Berikut adalah beberapa contoh persamaan kimia untuk pembakaran stoikiometri beberapa bahan bakar dengan udara sebagai oksidator :^[4]



Kebutuhan Udara dan Bahan Bakar Fiktif $C_xH_yO_zS_pN_q$

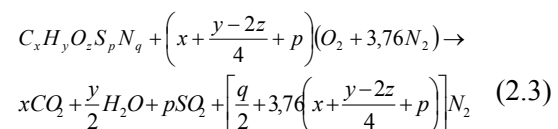
Bahan bakar secara umum mengandung unsur – unsur karbon (C), hidrogen (H), oksigen (O), nitrogen (N) dan belerang (S). Jika persentase berat (fraksi massa) dari masing – masing unsur yang terkandung dalam suatu bahan bakar fosil adalah :^[4]

Karbon (C)	= α %
Hidrogen (H)	= β %
Oksigen (O)	= γ %
Sulfur (S)	= σ %
Nitrogen (N)	= δ %

Maka formula fiktif bahan bakar dapat dinyatakan sebagai $C_x H_y O_z S_p N_q$, dimana :^[4]

$$x = \frac{\alpha}{12} \quad y = \frac{\beta}{1} \quad z = \frac{\gamma}{16} \quad p = \frac{\sigma}{32} \quad q = \frac{\delta}{14} \quad (2.2)$$

Dengan persamaan umum stoikiometri reaksi pembakaran bahan bakar fiktif $C_x H_y O_z S_p N_q$ dengan oksidator udara sebagai berikut :^[4]



Maka untuk satu mol bahan bakar dengan formula fiktif $C_x H_y O_z S_p N_q$ akan diperoleh kebutuhan mol udara stoikiometri sebesar :^[4]

$$\left(x + \frac{y-2z}{4} + p \right) (1(O_2) + 3,76(N_2)) = \left(x + \frac{y-2z}{4} + p \right) (4,76) \quad (2.4)$$

Parameter Kondisi Pembakaran

Air Fuel Ratio dan Equivalence Ratio

Rasio udara – bahan bakar adalah nilai yang menunjukkan perbandingan antara jumlah bahan bakar yang dibakar dengan jumlah udara yang disuplai. Nilai rasio udara – bahan bakar ini dapat dinyatakan dalam basis massa / berat dan volume / mol. Berikut adalah persamaan yang menyatakan rasio udara – bahan bakar dalam basis massa / berat :^[6]

$$(AFR_m)_{stoic} = \frac{m_u}{m_{bb}} = \frac{M_u N_u}{M_{bb} N_{bb}} \dots (2.5)$$

Dan dalam basis volume / mol :^[6]

$$(AFR_v)_{stoic} = \frac{V_u}{V_{bb}} \dots (2.6)$$

Sedangkan Rasio Ekivalensi adalah nilai yang menunjukkan perbandingan antara rasio udara – bahan bakar stoikiometri dengan rasio udara – bahan bakar aktual. Berikut adalah persamaan rasio ekivalensi :^[6]

$$\phi = \frac{(AFR)_{stoic}}{(AFR)_{actual}} \quad (2.7)$$

Dimana :

$\Phi < 1$: campuran miskin bahan bakar (*fuel lean mixture*)

$\Phi > 1$: campuran kaya bahan bakar (*fuel rich mixture*)

$\Phi = 1$: campuran stoikiometri

Udara Berlebih pada Pembakaran

Dalam kondisi aktual sulit untuk mencapai pembakaran sempurna dengan udara teoritis. Pada proses pembakaran aktual pada ruang bakar dibutuhkan udara melebihi jumlah stoikiometri (*excess air=EA*), dimana meningkatkan kemungkinan terjadinya pembakaran sempurna. Akan tetapi excess air dapat menurunkan temperatur pembakaran dan heat release. $EA < 20\%$ tergolong rendah.^[7]

$$\%EA = \left(\frac{AFR_a - AFR_s}{AFR_s} \right) * 100\% \quad (2.8)$$

Heating Value

Panas pembakaran bahan bakar (*Fuel Heating Value*) adalah sejumlah energi yang dilepaskan oleh bahan bakar ketika bereaksi dengan sejumlah udara dalam pembakaran sempurna untuk setiap satuan berat bahan bakar. Pada kondisi ideal, panas pembakaran bahan bakar merupakan nilai kalor total bahan bakar dengan mengabaikan adanya panas yang hilang (*heat loss*). Keseluruhan hidrogen dan karbon sebagai elemen mampu bakar yang signifikan yang terkandung dalam bahan bakar terkonversi menjadi CO₂ dan H₂O. Nilai kalor bahan bakar dapat dibagi menjadi dua, yaitu :

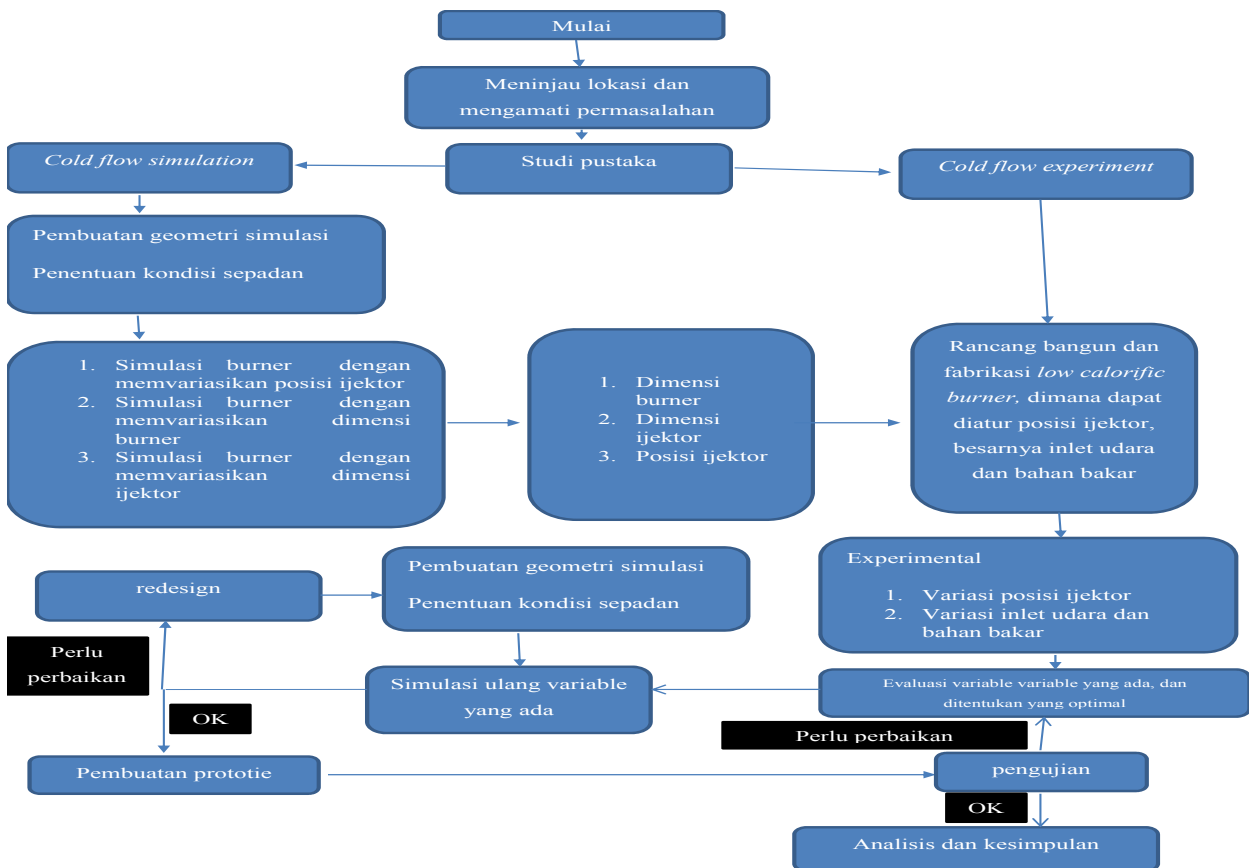
- \rightarrow HHV Nilai kalor bahan bakar yang dibakar dan menghasilkan H₂O dalam fase *liquid*.
- LHV \rightarrow Nilai kalor bahan bakar yang dibakar dan menghasilkan H₂O dalam fase *vapour*.

Sedangkan untuk nilai kalor bahan bakar berupa campuran gas, seperti *producer gas* sebagai hasil dari proses gasifikasi adalah jumlah energi dari setiap unit massa atau volume komponen mampu bakar yang terkandung dalam bahan bakar campuran gas tersebut dikalikan dengan nilai kalor masing – masing komponen. Berikut adalah persamaan *Heating Value* gas campuran :^[6]

$$HV_{mix} = \sum(x_i \cdot HV_i) \quad (2.9)$$

Dengan x_i adalah fraksi mol (persen mol) komponen gas dan HV adalah nilai kalor (LHV) per unit volume masing – masing gas pada temperatur ruang.

Metodologi



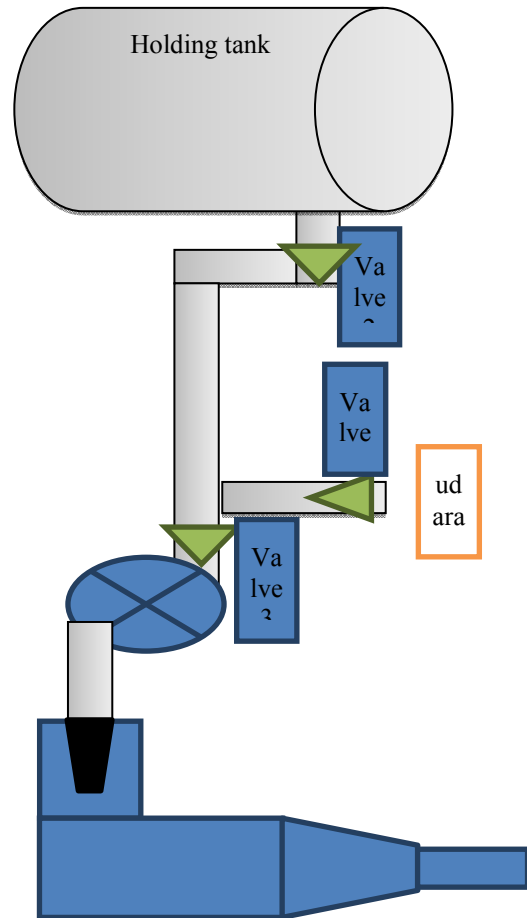
Gambar 1 Metodologi Penelitian

Skematik Alat Pengujian

Pada skema pengujian 1 valve 1 digunakan untuk mengatur jumlah udara pembakaran yang masuk, valve 2 digunakan untuk mengatur jumlah syngas yang masuk dari holding tank, dan valve 3 digunakan untuk mengatur jumlah campuran syngas dan udara pembakaran yang masuk burner. Dengan model ini range yang bisa diatur pada udara pembakaran semakin besar, jika menggunakan ijector maka jumlah udara pembakaran maksimum yang bisa ditambahkan tergantung dari daya hisap ijector.



Gambar 2 Skema keseluruhan



Gambar 3 Skematik Pengujian 1



Gambar 4 Skematik Pengujian 2

Skema pada pengujian ke-3 ini merupakan pengembangan dari skema pada pengujian ke-2, dimana pada pengujian ke-3 ini ditambahkan kembali sistem ijector pada rangkaian sistem LCV burner. Penambahan ini dilakukan berdasarkan pertimbangan kebutuhan hisapan syngas. Setelah dilakukan peninjauan kembali ternyata pada skema pengujian ke-2

mempunyai kekurangan dimana ring blower juga harus menghisap udara pembakaran, hal ini mengakibatkan syngas yang dihisap oleh ring blower berkurang jumlahnya. Padahal kebutuhan daya hisapan ring blower untuk menghisap syngas dari gassifier masih kurang, dan dari data pengujian ke-2 didapatkan bahwa sesungguhnya jumlah udara pembakaran yang harus disuplai ke

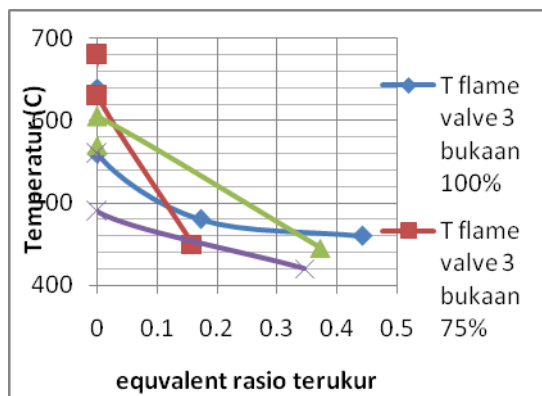
burner tidak terlalu banyak, bahkan untuk bukaan valve 1 sebesar 0% bisa mendapatkan nyala api yang bagus.

Cara kerja yang digunakan pada sistem pengujian ke-3 ini adalah dengan memanfaatkan kemampuan ijector dulu untuk mensuplai udara pembakaran, yaitu dengan membuka valve 4 secara perlahan sampai didapatkan hasil api terbaik. Jika ijector tidak mampu menyediakan udara pembakaran yang cukup (valve 4 telah dibuka penuh tapi campuran masih terlalu rich) maka valve 1 secara perlahan dibuka sampai didapatkan api terbaik. Dengan model seperti ini diharapkan energi hisapan ring blower lebih dipakai maksimal untuk menghisap syngas dari gassifier.

Hasil dan analisis

Hasil uji bahan bakar cangkang kelapa

Berikut ini hasil pencapaian temperatur api pada gasifikasi berbahan bakar cangkang kelapa. Pada pengujian ini digunakan skema pengujian 1.



Gambar 5 Grafik pencapaian *temperature* api vs *equivalent rasio* terukur

Dari grafik *temperature* vs *equivalent ratio* di atas terlihat bahwa kecenderungan umum dari grafik adalah temperatur semakin rendah dengan kenaikan nilai *equivalent ratio*. Pada nilai *equivalent ratio* sebesar 0, semua grafik pada tiap variasi bukaan valve 3 meunjukkan temperatur tertinggi. Secara teori tidak mungkin nilai *equivalent ratio* sebesar 0 dapat menghasilkan api, untuk premix mixture. Pada grafik di atas nilai *equivalent ratio* terbesar yang masih bisa menghasilkan api adalah 0.45 pada saat bukaan valve 3 sebesar 100%. Secara teori hal ini juga tidak mungkin nilai *equivalent ratio* dimana api masih bisa menyala selalu lebih dari 1, dimana campuran terlalu rich. Dan temperatur maksimum yang dicapai biasanya pada nilai *equivalent ratio* lebih sedikit di atas 1.

Hasil yang didapat dari experiment ini hanya mungkin terjadi jika ada udara pembakaran yang

telah bercampur terlebih dahulu sebelum memasuki sistem burner. Udara pembakaran ini kemungkinan besar masuk melalui reaktor gassifier, karena tidak ada penunjang sistem kedap udara pada reaktor gassifier. Selain itu udara pembakaran ini juga bisa bersal dari kebocoran sistem pemipaan. Udara yang masuk melalui reaktor dan kebocoran pipa ini tidak dapat diukur oleh karena itu nilainya tidak masuk dalam *equivalent ratio*. Sehingga nilai *equivalent ratio* sesungguhnya adalah $x+\delta$.

Peristiwa *jet flame* pada gasifikasi cangkang kelapa

Jet flame merupakan peristiwa dimana reaksi pembakaran terjadi dalam tabung mixing chamber, sehingga api keluaran burner yang dihasilkan berbentuk seperti jet.



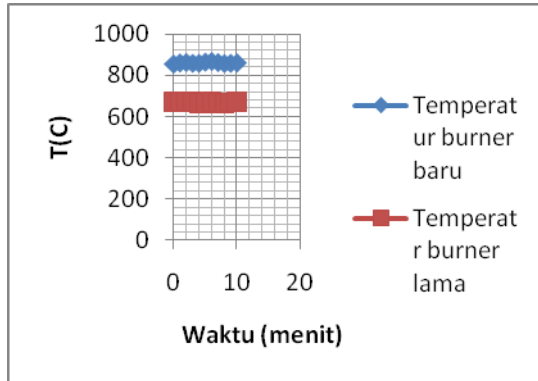
Gambar 6 nyala api pada kondisi *jet flame*

Peristiwa memiliki beberapa keunggulan diantaranya :

1. Kualitas pembakaran lebih baik
Kualitas pembakaran yang lebih baik ini ditunjukkan dengan tidak adanya asap yang keluar dari burner. Hal ini mengindikasikan bahwa bahan bakar terbakar dengan sempurna.
2. Api lebih stabil
Kesetabilan api pada peristiwa *jet flame* ditunjukkan dengan ketahanan api terhadap gangguan dari luar, misalnya angin dan udara yang lembab. Selain ketahanan dari gangguan lingkungan api pada peristiwa *jet flame* juga lebih stabil terhadap perubahan komposisi syngas, hal ini ditunjukkan dengan masih stabilnya api *jet flame* pada saat api pada burner lama padam. Ketahanan api terhadap perubahan komposisi gas ini sangat penting karena pada proses gasifikasi gas yang dihasilkan tidak stabil.
3. Temperatur api lebih tinggi
Temperatur api saat peristiwa *jet flame* lebih tinggi dibandingkan dengan saat pembakaran terjadi di luar. Pada peristiwa *jet flame* temperatur api maksimum

mencapai 867°C sedangkan pada pembakaran diluar temperatur maksimum hanya 673°C.

Berikut ini perbandingan temperatur saat peristiwa *jet flame* pada burner baru dengan temperatur api burner lama

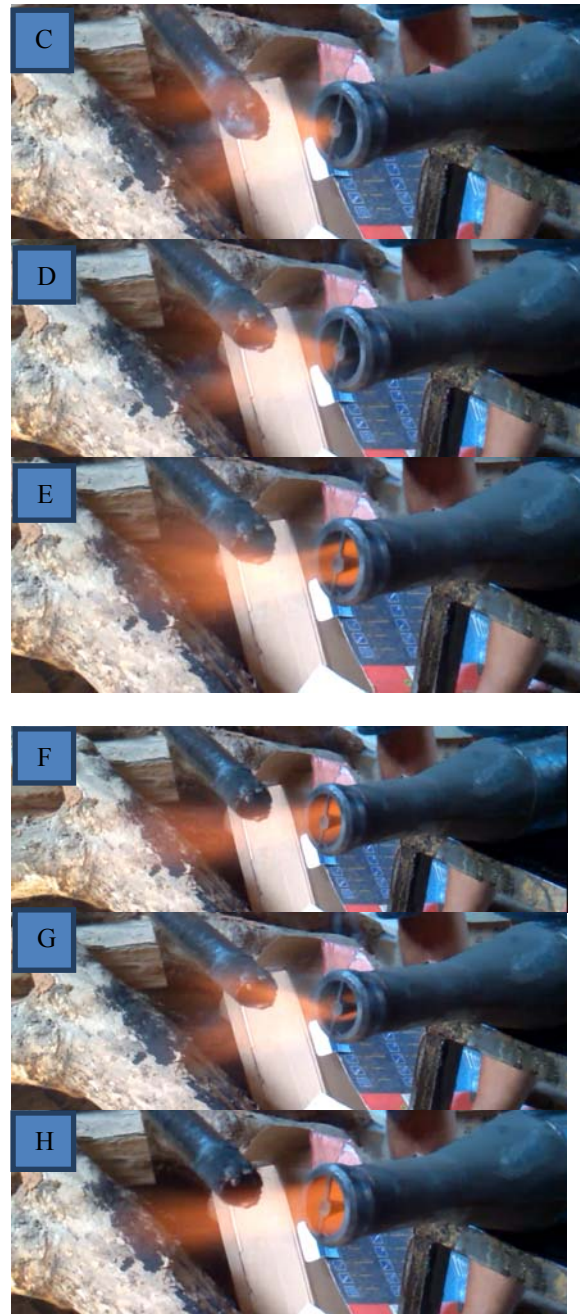
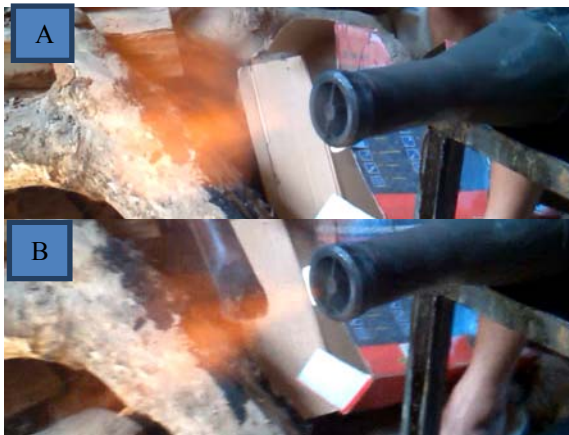


Gambar 7 Grafik temperatur api pada burner baru dan lama

Dari grafik terlihat bahwa temperatur api pada peristiwa *jet flame* jauh lebih tinggi dibandingkan temperatur api saat pembakaran di luar burner.

Terjadinya *jet flame*

Pada daerah tengah awalnya mempunyai campuran yang lebih rich dengan kecepatan tangensial yang rendah ketika suplay udara ditambahkan maka daerah tengah mulai masuk pada wilayah flammability limits, pada jumlah udara tertentu kecepatan reaksi pembakaran daerah tengah akan lebih besar dari kecepatan unburn gas, akibatnya api yang awalnya berada pada *bluff body* masuk ke dalam mixing chamber. Berikut gambar perkembangan pola api hingga tercapai *jet flame* :



Gambar 8 A-H peristiwa perkembangan api hingga terjadi *jet flame*

Pada gambar perkembangan api di atas terlihat bahwa pada perkembangan api hingga menjadi *jet flame* diawali oleh pola api yang tersebar, kemudian api mulai mengerucut dan menempel pada bluff body, hingga akhirnya api mulai masuk pada mixing chamber pada daerah tengah terlebih dahulu. Kondisi A-H terjadi ketika bukaan valve 1 secara perlahan diperbesar, dan *jet flame* atau kondisi seperti pada gambar H tercapai setelah bukaan valve 50% ($Q_{syngas} = 0.0049 \text{ m}^3/\text{s}$ dan $Q_{udara} = 0.00087 \text{ m}^3/\text{s}$).

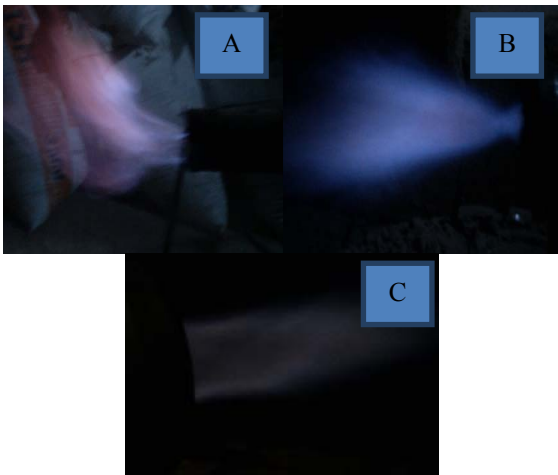
Hasil uji bahan bakar sekam padi

Hasil yang didapatkan dari pengujian bahan bakar sekam padi ini menunjukkan bahwa api masih menyala sampai bukaan valve 4 sebesar 50% . Hal ini menunjukkan pada gasifikasi sekam padi menghasilkan syn gas dengan nilai kalor yang lebih rendah, sehingga udara pembakaran yang dibutuhkan juga lebih sedikit.

Tabel 1 Temperatur api pada variasi bukaan valve

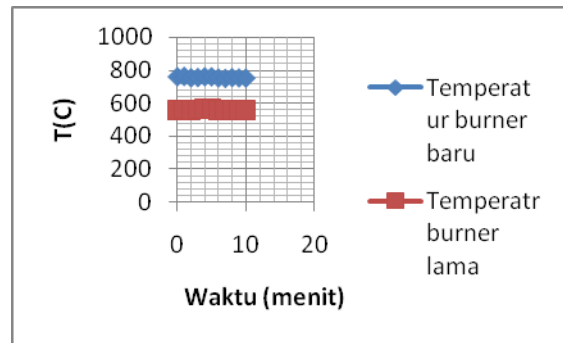
valve 4	valve 1 0%		valve 1 25%	
	T	ΔU	T	ΔU
0%	590	0	no flame	0
25%	760	0	no flame	0
50%	730	0	no flame	0
75%	no flame	1	no flame	1
100%	no flame	3	no flame	3

Dari tabel di atas dapat dilihat hasil temperatur api pada burner baru saat belum terjadi *jet flame* dan setelah terjadi *jet flame* mempunyai selisih yang cukup besar yaitu sebesar 170°C. Hal ini membuktikan bahwa kualitas pembakaran di dalam *mixing chamber* lebih baik.



Gambar 9 Visualisasi api a) Api pada burner lama; b) Api pada burner baru sebelum *jet flame*; c) api pada burner baru saat *jet flame*

Berikut ini pencapaian temperatur *jet flame* pada gasifikasi sekam padi saat bukaan valve 3 100%, valve 4 25% :



Gambar 10 Grafik pencapaian temperatur api pada burner lama dan baru

Dari grafik di atas terlihat bahwa pencapaian temperatur api burner baru lebih tinggi dari burner yang lama, dimana selisih rata-ratanya sebesar 198.9°C.

Kesimpulan

1. Produser gas yang dihasilkan melebihi kapasitas blower baru, sehingga blower perlu diganti dengan daya yang lebih besar.
2. Kualitas pembakaran yang terjadi pada burner baru saat peristiwa *jet flame* jauh lebih baik dibandingkan saat pembakaran biasa.
3. Pencapaian temperatur api burner baru pada saat *jet flame* lebih tinggi dibandingkan dengan temperatur api burner lama, yaitu sebesar 867 °C saat penggunaan bahan bakar cangkang kelapa dan 764°C pada saat bahan bakar sekam padi. Sedangkan pada burner lama sebesar 687°C saat penggunaan bahan bakar cangkang kelapa dan 564°C saat bahan bakar sekam padi
4. *Jet flame* tercapai saat bukaan valve 1 50-100% pada bahan bakar batok kelapa dan bukaan valve 4 25-50% saat bahan bakar sekam padi
5. *Jet flame* tidak bisa tercapai saat tabung burner mengandung banyak tar
6. Diperlukan pengembangan lebih lanjut pada sistem gas burner ini untuk meningkatkan performanya

Referensi

- [1]. Wahyudin.D. MAKALAH (Perkembangan Industri Keramik Plered 1945-2008), *Kajian Sejarah dan Anthropologi Pers, Sekolah Tinggi Ilmu Pendidikan dan Keguruan Pasundan Cimahi*. 2010.

- [2]. Mang Raka. *Perajin Keramik Plered Kesulitan Bahan Baku Berkualitas*. Koran RADAR KERAWANG, 31 Oktober 2012.
- [3]. Surjosatyo A, Ani FN. *Development of Two - stage biomass combustion system on reduction the gas emission, Paper, Journal Teknologi (A) Universitas Teknologi Malaysia*. 2002.
- [4]. Borman, Gary L dan Ragland, Kenneth W. *Combustion Engineering*. McGraw-Hill Book Co-Singapore. 1998.
- [5]. TSI Incorporated. *Combustion Analysis Basics : An Overview of Measurements, Methods and Calculations Used in Combustion Analysis*. USA. 2003.
- [6]. Yunus A cengel, Michael A. Boles. (1994) *Thermodynamic an Engineering Approach*. McGraw-Hill.
- [7]. Shrestha, Suresh Bhakta. *Heat and Power Engineering*, 2003
- [8]. Mahendra, Aldin., *Perancangan Kapasitas Sistem Gasifikasi Limbah Cat Sebagai Bahan Bakar Pengganti Pada Boiler Berbahan Bakar LPG*. Universitas Indonesia. Depok. 2006, hal. 12
- [9]. Lecfort, Malcolm D. *Gasification / Two-Stage Combustion Of Sawmill Wood Waste And The Pending Ban On Beehive Burners By The BC Ministry Of Environment*. Vancouver, BC Canada. 1997.
- [10]. Wang, Ying. ,Yoshikawa, Yonio.,”*Performance Optimization of Two – Staged Gasification System for Woody Biomass*”, *International Journal Fuel Processing Tecnology*, Elsevier, 2007, pp 243250.
- [11]. M.S Rao *et all*.*Stoichiometric, mass, energy and exergy balance analysis of countercurrent fi xed-bed gasification of post-consumer residues*. India, Elsavier (2003).