



TUGAS AKHIR - TM091585

**STUDI EKSPERIMEN RANCANGAN *BURNER* TYPE
PARTIALLY PREMIXED DENGAN BAHAN BAHAN
BAKAR SYNGAS BIOMASSA SERBUK KAYU DENGAN
VARIASI DIMENSI *MIXED CHAMBER***

**MAHATMA PANDIMA PUTRA
NRP. 2112.106.046**

**Pembimbing:
Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



TUGAS AKHIR - TM091585

**STUDI EKSPERIMEN RANCANGAN *BURNER* TYPE
PARTIALLY PREMIXED DENGAN BAHAN BAHAN
BAKAR SYNGAS BIOMASSA SERBUK KAYU
DENGAN VARIASI DIMENSI *MIXED CHAMBER***

**MAHATMA PANDIMA PUTRA
NRP. 2112.106.046**

**Pembimbing:
Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT - TM091585

***EXPERIMENTAL STUDY OF BURNER TYPE
PARTIALLY PREMIXED WITH SYNGAS FUEL ON
BIOMASS WOOD POWDER WITH VARIATION OF
MIXED CHAMBER DIMENSIONS***

MAHATMA PANDIMA PUTRA
NRP. 2112.106.046

Academic Supervisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM091585

***EXPERIMENTAL STUDY OF BURNER TYPE
PARTIALLY PREMIXED WITH SYNGAS FUEL ON
BIOMASS WOOD POWDER WITH VARIATION OF
MIXED CHAMBER DIMENSIONS***

**MAHATMA PANDIMA PUTRA
NRP. 2112.106.046**

**Academic Supervisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

**STUDI EKSPERIMEN DAN ANALISA BURNER GAS
TYPE PARTIALLY PREMIXED BERBAHAN BAKAR
SYNGAS BIOMASSA SERBUK KAYU DENGAN
VARIASI MIXED CHAMBER**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Teknik Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MAHATMA PANDIMA PUTRA

Nrp. 2112 106 046

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT
(NIP. 197301161997021001)

..... (Pembimbing)

2. Ary Bachtiar K P, ST, MT, PhD
(NIP. 197105241997021001)

..... (Penguji I)

3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT
(NIP. 197104051997021001)

..... (Penguji II)

4. Aida Annisa Amin Daman, ST, MT
(NIP. 21002201405002)

..... (Penguji III)

**SURABAYA
JULI, 2015**

**STUDI EKSPERIMEN BURNER TYPE PARTIALLY
PREMIXED DENGAN BAHAN BAHAN BAKAR SYNGAS
BIOMASSA SERBUK KAYU DENGAN VARIASI DIMENSI
MIXED CHAMBER**

Nama Mahasiswa : Mahatma Pandima Putra
NRP : 2112106046
Dosen pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT.

ABSTRAK

Pemanfaat Gas hasil gasifikasi biomassa serbuk kayu dapat digunakan untuk berbagai kebutuhan sehari-hari. Salah satu pemanfaatannya sebagai bahan bakar burner gas. Dibutuhkan burner gas yang sesuai untuk memanfaatkan gas hasil gasifikasi yang biasa disebut syngas. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan dimensi mixed chamber yang tepat dan kondisi operasi yang optimal untuk burner syngas type partially premixed. Selain itu juga untuk mendapatkan karakteristik unjuk kerja burner gas type partially premixed.

Penelitian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, jurusan teknik mesin ITS. Bahan bakar yang digunakan adalah syngas hasil gasifikasi biomassa serbuk kayu. Metode yang dilakukan adalah eksperimental dengan variasi perubahan dimensi mixed chamber dengan merubah jarak pipa bahan bakar (Nozzle) terhadap combustion chamber dengan variasi 0 cm hingga 4 cm dengan kenaikan 1 cm dan variasi tekanan bahan bakar syngas mulai dari 0,2 bar sampai 1,2 bar dengan kenaikan 0,2 bar. Parameter yang diukur adalah tekanan, distribusi temperatur api, ΔL Inclined manometer ($\theta = 15^\circ$) dan Visualisasi nyala api. Sedangkan parameter unjuk kerja yang dihitung adalah laju aliran massa udara dan bahan bakar, daya Burner, konsumsi bahan bakar spesifik dan efisiensi.

Dari penelitian ini didapatkan hasil burner yang memiliki distribusi temperatur api maksimum sebesar 448,15 °C pada tekanan syngas 1,2 bar dengan posisi nozle 1 cm dari ujung mixed chamber. Serta diperoleh daya burner tertinggi sebesar 30,30 kW dan efisiensi tertinggi sebesar 47,17 % pada tekanan syngas 1,2 bar dengan posisi nozle 1 cm, dan konsumsi bahan bakar spesifik optimum 0,82 kg/ kW h. Dari data hasil penelitian yang didapatkan dapat disimpulkan dengan hasil unjuk kerja yang didapat dimensi mixed chamber yang terbaik saat nozzle pada posisi 1 cm pada kondisi tekanan 1,2 bar.

Kata kunci : *Burner, Biomassa, Serpihan kayu, Synthetic-gas, non-premixed, partially premixed.*

***EXPERIMENTAL STUDY OF BURNER TYPE PARTIALLY
PREMIXED WITH SYNGAS FUEL ON BIOMASS WOOD
POWDER WITH VARIATION OF MIXED CHAMBER
DIMENSIONS***

Student Name : Mahatma Pandima Putra
NRP : 2112106046
Academic Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT.

ABSTRACT

Gas utilizations of wood powder biomass gasification can be used for any daily needs. One of them can be used as fuel of gas burned and it takes some equality to utilize the gas of gasification named syngas. This research is aimed to determine an actual mixed chamber dimension and an optimal partially premixed syngas operation. Futhermore, It aimed to obtain characteristic of partially premixed gas burner performance.

The Research is conducted at Combustion and Fuels Laboratory of Mechanical Engineering Department of ITS. The used fuel is syngas which made of wood powder biomass gasification with experimental method. Actually, this research is changed its dimension of mixed chamber by changing its fuel pipe distnace (nozzle) according to combustion chamber with 0 cm to 4 cm in length after 1 cm in every increasing and 0,2 bar in every increasing of fuel pressure, started from 0,2 bar to 1,2 bar. The measured paretaters are pressure, distribution of flame temerature, ΔL Inclined manometer ($\theta = 15^\circ$), and flame visualization meanwhile the determined parameters are mass flowrate of air and fuels, combustion power, specific fuels consumption and efficiency.

The results of this research are the highest distribution of flame temperature is 448,15 °C settled on 1,2 bar of syngas pressure with 1 cm of nozzle from the butt off and 0,82 kg/ kW h of optimally specific fuels consumption. Then it can be concluded that the best performance of this research is occurred at 1 cm of nozzle position with 1,2 bar of its pressure.

Keywords: Burner, Biomass, Wood chips, Synthetic-gas, non-premixed, partially premixed, activated carbon.

KATA PENGANTAR

Rasa syukur, hormat dan pujian penulis sampaikan kepada Allah SWT yang telah memberikan hidup, teguran, harapan, semangat dan kekuatan sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan judul:

STUDI EKSPERIMEN RANCANGAN BURNER TYPE PARTIALLY PREMIXED DENGAN BAHAN BAHAN BAKAR SYNGAS BIOMASSA SERBUK KAYU DENGAN VARIASI DIMENSI *MIXED CHAMBER*

Keberhasilan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan berbagai pihak. Dengan ini saya mengucapkan terima kasih atas bantuan, petunjuk, arahan, dan bimbingan kepada yang terhormat:

1. Ayah , Mama, dan Adikku yang selalu memahami, memberikan dukungan moral maupun matriil, dan doa yang tulus. Semoga penulis bisa membanggakan keluarga dan menjadi orang yang bermanfaat bagi keluarga dan lingkungan..
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. sebagai dosen pembimbing atas segala bimbingan dan bantuannya hingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir dengan baik
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, Msc.Eng, PhD selaku Ketua Jurusan S1 Teknik Mesin FTI-ITS
4. Bapak Bambang Arip Dwiantoro, ST, MSc, Phd, sebagai dosen wali.
5. Bapak Ary Bachtiar K.P, ST, MT, PhD, bapak Dr. Wawan Aries Widodo ST,MT, Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST, MSc. , sebagai pembahas dan penguji mulai saat seminar sampai ujian sidang tugas akhir saya.
6. Seluruh dosen yang telah memberikan ilmu yang tak ternilai dan karyawan yang memberikan banyak kemudahan dan kerjasama selama ini.
7. Teman seperjuangan dalam Tugas Akhir ini Henik Indahyani, Fadil, Rasyid dan Pak suliono .

8. Teman-teman di Lab. Teknik Pembakaran & Bahan Bakar yang telah banyak membantu selama pengerjaan Tugas akhir ini, Dicky (uca) yoko, Syahrul Niam, Hendro, Alief, Raymond, Mirza, Falah, Wisnu serta Pak Karmono.
9. Teman-teman Lintas Jalur S1 Teknik Mesin 2012 semester genap, sanna, didit, chrisma, prasetya, agung dwi, gandhi, ikhwanul karim, amirudin, esha, imam, akbar, asep dedi, ahmed, hasan, edo edgar dan lainnya yang tidak dapat disebutkan semua.

Serta seluruh pihak-pihak yang lain yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Saya mengucapkan terima kasih atas segala bantuan, bimbingan, dan fasilitas yang telah diberikan kepada saya hingga terselesaikannya laporan tugas akhir ini. Saya menyadari bahwa penelitian ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu saya mengharapkan saran dan kritik untuk perbaikan di masa mendatang. Semoga tugas akhir ini bisa memberikan manfaat bagi masyarakat luas.

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Masalah	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan Penelitian	4
1.5. Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Bahan Bakar	5
2.1.1. Bahan Bakar Gas	5
2.1.2. Biomassa	5
2.1.3. Gas Hasil Gasifikasi	6
2.2. Teori Pembakaran	8
2.2.1. Perhitungan Stoikiometri kebutuhan udara	9
2.2.2. Pembakaran Non Stoikiometri	10
2.2.3. Pembakaran Aktual	11
2.3. Teori Api	11
2.3.1. Karakteristik Nyala Api	12
2.3.2. Klasifikasi Api	12
2.4. Udara Pembakaran	14
2.5. Excess Air	18
2.6. Flame Stability	19

2.7. Burner	19
2.8. Blower	21
2.8.1. Blower Sentrifugal	21
2.9. Swirl	22
2.10. Indikator Performance burner	23
2.10.1. Distribusi Temperatur	23
2.10.2. Daya Burner.....	23
2.10.3.Efisiensi Burner	25
2.10.4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	25
2.11. Penelitian Terdahulu.....	26
2.11.1. Tentang Gas burner	26
2.11.2. Penelitian Hatyowibowo	26
BAB III METODE PENELITIAN	29
3.1. Tahapan Penelitian Tugas Akhir	29
3.2. Peralatan Penelitian	29
3.3. Bahan Bakar.....	35
3.4. Perencanaan dan Prosedur Perencanaan.....	35
3.4.1 Parameter Percobaan.....	35
3.4.1. Langkah Persiapan Alat	36
3.4.2. Langkah Pengujian.....	36
3.4.3. Langkah Pengambilan Data.....	37
3.5. Flowchart Percobaan	38
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	39
4.1. Analisa Reaksi Pembakaran	39
4.2. Properties Bahan Bakar	40
4.2.1. Densitas Syngas	40
4.2.2. nilai Kalor Syngas.....	41
4.3. Perhitungan data.....	42
4.3.1. Laju aliran massa <i>Syngas</i> dan Udara.....	42
4.3.2. Menghitung Daya <i>Burner</i>	45
4.3.3 . Menghitung Konsumsi bahan bakar spesifik	48

4.3.4. Menghitung Efisiensi <i>Burner</i>	48
4.4. Analisa Hasil data pembakaran	49
4.4.1. Distribusi temperatur	49
4.4.2. Analisa Daya <i>Burner</i>	58
4.4.3. Analisa Efisiensi <i>Burner</i>	59
4.4.4. Analisa Konsumsi Bahan bakar spesifik .	60
4.5. Visualisasi nyala Api	61
BAB V PENUTUP	71
5.1. Kesimpulan.....	71
5.2. Saran.....	71
DAFTAR PUSTAKA	73
LAMPIRAN	75
RIWAYAT PENULIS	

(halaman kosong)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Komposisi gas yang dihitung sebagai hasil proses equilibrium antara udara dan biomassa, sebagai fungsi equivalence ratio	7
Gambar 2.2.	(a) upperdraft gasifier, (b) downdraft gasifier, (c) fluidized bed	13
Gambar 2.3.	Model pencampuran (a) Premix, (b) Difusi	14
Gambar 2.4.	Laminar turbulent flame	14
Gambar 2.5.	<i>Premixed Burner</i>	20
Gambar 2.6.	<i>Diffusion mixed</i>	20
Gambar 2.7.	<i>Partially Premixed</i>	21
Gambar 2.8.	<i>Staged Burner</i>	21
Gambar 2.9.	<i>Blower</i> Sentrifugal	22
Gambar 2.10.	Zona resirkulasi pada <i>non-premixed swirl burner</i>	23
Gambar 2.11.	Skema Reaksi Pembakaran	24
Gambar 2.12.	Skema Pengujian <i>burner</i> gas.....	26
Gambar 3.1.	Skema Penelitian	30
Gambar 3.2.	Rancangan gas burner.....	30
Gambar 3.3.	Dimensi Rancangan Burner	31
Gambar 3.4.	<i>Blower</i> sentrifugal	31
Gambar 3.5.	Pemantik	32
Gambar 3.6.	<i>Thermocouple</i>	32
Gambar 3.7.	<i>Pressure gauge</i>	32
Gambar 3.8.	Konfigurasi <i>pitot static tube</i> dan <i>manometer</i> $V_{\theta} = 15^{\circ}$	33
Gambar 3.9.	Jangka sorong	34

Gambar 3.10. Posisi <i>Nozzle</i> dan titik pengambilan data temperatur	37
Gambar 3.11. <i>Flowchart</i> Percobaan	38
Gambar 4.1. Pengukuran distribusi temperatur	49
Gambar 4.2. Distribusi temperatur pada Tekanan gas 1,2 bar	50
Gambar 4.3. Distribusi temperatur pada Tekanan gas 1 bar	51
Gambar 4.4. Distribusi temperatur pada Tekanan gas 0,8 bar	52
Gambar 4.5. Distribusi temperatur pada Tekanan gas 0,6 bar	54
Gambar 4.6. Distribusi temperatur pada Tekanan gas 0,4 bar	55
Gambar 4.7. Distribusi temperatur pada Tekanan gas 0,2 bar	56
Gambar 4.8. Grafik daya <i>Burner</i>	58
Gambar 4.9. Grafik efisiensi <i>Burner</i>	59
Gambar 4.10. Grafik Konsumsi Bahan bakar spesifik	60
Gambar 4.11. Visualisasi nyala api posisi Chamber 1	61
Gambar 4.12. Grafik Distribusi Temperatur Pada Chamber 1	63
Gambar 4.11. Visualisasi nyala api posisi Chamber 1	61
Gambar 4.12. Grafik Distribusi Temperatur Pada Chamber 1	63
Gambar 4.13. Visualisasi nyala api posisi Chamber 2	63
Gambar 4.14. Grafik Distribusi Temperatur Pada Chamber 2	65
Gambar 4.15. Visualisasi nyala api posisi Chamber 3	65
Gambar 4.16. Grafik Distribusi Temperatur Pada Chamber 3	67
Gambar 4.17. Visualisasi nyala api posisi Chamber 4	67

Gambar 4.18. Grafik Distribusi Temperatur Pada Chamber 4	68
Gambar 4.19. Visualisasi nyala api posisi Chamber 5 ...	69
Gambar 4.20. Grafik Distribusi Temperatur Pada Chamber 5	70

(halaman kosong)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.2. Komposisi gas hasil gasifikasi pada beberapa <i>biomass fuels</i>	8
Tabel 2.2. Tabel komposisi Udara di Atmosfer	22
Tabel 2.3. Perbandingan hasil eskperimental.....	26
Tabel 3.1. Komposisi <i>Syngas</i>	35
Tabel 3.2. Parameter Percobaan.....	36
Tabel 4.1. Komposisi <i>Syngas</i>	39
Tabel 4.2. Densitas dan Presentasase (%) untuk setiap Komposisi <i>Syngas</i>	40
Tabel 4.3. Komposisi nilai kalor bawah	41

(halaman kosong)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini perkembangan dunia yang semakin pesat serta di imbangi dengan kemajuan teknologi yang semakin canggih menyebabkan kebutuhan energ yang makin tinggi. Sedangkan energi primer yg saat ini tersedia masih sangat bergantung pada energi yang berasal dari fossil. Namun karena kesadaran masyarakat yang makin baik maka saat ini mulai dikembangkan energi alternatif dari berbagi sumber. Salah satunya energi alternatif yang terbarukan berasal dari limbah biomassa

Potensi biomassa di Indonesia sangat besar sekali dan tidak termanfaatkan, ini dapat dilihat dari limbah serpihan kayu yang dibuang seenaknya oleh pelaku industri mebel (furniture) seperti di kawasan jepara yang merupakan penghasil mebel besar di indonesia, mengingat Indonesia sebagai negara agraris tentunya memiliki banyak biomassa hasil sisa pengolahan pertanian seperti sekam padi, bonggol jagung, ampas tebu dan Indonesia juga sebagai paru-paru dunia tentunya memiliki banyak jutaan hektar hutan diseluruh wilayah indonesia sehingga biomassa yang dimilikinya tentu sangat besar seperti serpihan kayu, ranting-ranting kayu, daun-daun pohon.

Pemanfaatan biomassa saat ini masih terbatas untuk kebutuhan rumah tangga, seperti untuk memasak atau untuk pembakaran. Saat ini masyarakat memanfaatkan biomassa dengan langsung membakar biomassa tersebut. Contohnya untuk penggunaan biomassa serbuk kayu sisa pembuatan mebel yang digunakan untuk memasak dengan membakarnya di dalam tungku. Namun hasil pembakarannya tidak bisa mencapai temperatur tinggi. Selain untuk kebutuhan rumah tangga, biomassa juga sering digunakan untuk kebutuhan industri kecil menengah.

Salah satunya adalah industri pembuatan karbon aktif. Karbon aktif merupakan salah satu hasil proses limbah batok kelapa yang di proses dengan pemanasan tungku dengan temperatur 600-900°C. Pemanasan atau pembakaran inilah yang memanfaatkan menggunakan biomassa sebagai bahan bakar. Namun jika burner ini menggunakan bahan bakar biomassa serbuk kayu, temperatur api yang di hasilkan tidak bisa mencapai temperatur yang dibutuhkan. Untuk itu dibutuhkan proses biomassa untuk meningkatkan daya bakar. Biomassa di proses menjadi gas agar memiliki nilai kalor yang lebih tinggi yang biasa disebut gasifikasi.

Proses gasifikasi biomassa adalah teknologi proses thermo-kimia yang mengubah segala jenis biomassa padat menjadi *combustible gas*. Energi alternatif biomassa sebelumnya sudah dikembangkan oleh banyak negara lain seperti di Jepang atau Finlandia dengan metode gasifikasi bahkan sempat diaplikasikan dalam dunia perindustrian. Namun di Indonesia metode ini belum banyak dikenal karena produksinya yang terbatas di tempat-tempat tertentu. Proses gasifikasi ini di maksudkan untuk meningkatkan nilai kalor bahan bakar biomassa. Gas yang di hasilkan biasa di sebut *Syngas* atau gas sintetik. *Syngas* berpotensi bisa menghasilkan temperatur api sampai 1000 °C.

Untuk melakukan pembakaran dengan bahan bakar *syngas*, dibutuhkan pembakar (*Burner*) yang tepat untuk membantu proses pembuatan karbon aktif. Ada beberapa macam jenis *Burner* yang dibedakan berdasarkan proses pencampuran bahan bakar dengan udara. Menurut *Charles E Baukal* [8] ada empat tipe *burner* yaitu premixed, Diffusion-Mixed, Partially Premixed dan Staged burner. Burner yang digunakan untuk pemanasan atau pembakar bahan karbon aktif ini harus bisa menghasilkan temperatur yang tinggi. Karena karbon aktif dapat di proses pada suhu tinggi antara 600-900°C. Untuk itu agar bisa menghasilkan pembakaran dengan temperatur tinggi diperlukan rancangan burner gas yang sesuai.

Pada proposal tugas akhir ini akan membahas tentang Perancangan Gas *Burner* dengan bahan bakar *syngas* hasil gasifikasi biomassa serbuk kayu. Rancangan gas *burner* yang digunakan pada penelitian ini adalah type *Partially Premixed* dengan variasi dimensi *Mixed Chamber*. Dengan dilakukannya penelitian ini diharapkan menghasilkan peforma yang baik dan sesuai dengan bahan bakar *syngas*. Dengan melakukan eksperimen, diharapkan bisa mendapatkan *burner* yang tepat sehingga mampu menghasilkan tempratur yang tinggi sehingga bisa dimanfaatkan untuk kebutuhan indutri pembuatan karbon aktif.

1.2 Perumusan Masalah

Bahan bakar yang akan digunakan adalah *syngas* gasifikasi biomassa serbuk kayu. *Syngas* ini memiliki nilai kalor yang rendah, untuk produksi karbon aktif dibutuhkan pembakaran dengan temperatur yang tinggi. Sehingga dibutuhkan rancangan gas *burner* yang tepat. Maka pada penelitian ini digunakan gas *burner* type *Partially Premixed*.

- Bagaimana optimasi rancangan *burner* type *Partially Premixed* dengan bahan bakar dengan bahan bakar *syngas* dengan penambahan *secondary air* melalui *swirl* dengan pengaturan dimensi *Mixed Chamber*.

1.3 Batasan Masalah

Penelitian ini bersifat eksperimental murni. Untuk itu pengujian yang dilakukan tidak terlalu melebar dari tujuan yang hendak dicapai. Oleh karenanya ditentukan batasan masalah, antara lain :

1. Gas *Burner* yang di gunakan merupakan tipe *Partially Premixed* dengan penambahan *secondary air* melalui *swirl*

2. Bahan bakar yang digunakan adalah *Syngas* hasil reaktor biomassa dari serbuk kayu
3. Tidak membahas proses gasifikasi pada reaktor biomassa dan struktur kimia dari bahan bakar.
4. Kondisi suhu dan kelembaban udara dianggap tetap.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin dicapai dari penelitian ini adalah :

1. Merancang *Burner syngas type Partially Premixed* yang menghasilkan temperatur tinggi
2. Mengoptimasi unjuk kerja *burner syngas type Partially Premixed*.
3. Mengetahui distribusi temperatur api dan mendapatkan spesifikasi teknis *syngas burner*.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat menghasilkan burner gas bahan bakar *syngas* dengan peforma yang baik dan menghasilkan temperatur tinggi, sehingga pemanfaatan *syngas* bisa bermanfaat untuk kebutuhan industri dan masyarakat secara umum.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Saat ini bahan bakar yang paling banyak digunakan untuk kebutuhan pembakaran adalah senyawa – senyawa hidrokarbon. Untuk memudahkan klasifikasi, bahan bakar digolongkan menjadi tiga bagian yaitu bahan bakar padat, cair dan gas. Reaksi pembakaran terjadi pada fase gas, baik untuk bahan bakar padat ataupun cair.

2.1.1 Bahan bakar gas

Bahan bakar gas memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut & proses pembuatannya. Jenis-jenis gas [10] tersebut antara lain :

1. Bahan bakar yang secara alami didapatkan dari alam :
 - Gas alam
 - Metan dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang terbuat dari bahan bakar padat :
 - Gas yang terbentuk dari batu bara
 - Gas yang terbentuk dari limbah dan biomassa
 - Dari proses industry lainnya (*gas blast furnace*)
3. Gas yang terbuat dari minyak bumi
 - Gas Petroleum cair (LPG)
 - Gas hasil penyulingan
 - Gas dari gasifikasi minyak
4. Gas-gas dari proses fermentasi

2.1.2 Biomassa

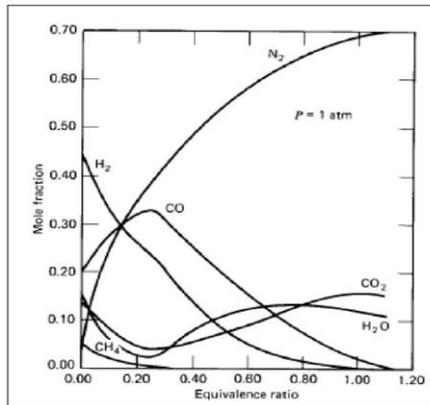
Biomassa adalah material organik yang berasal dari tumbuhan, hewan, maupun manusia. Contoh biomassa antara lain adalah tanaman, pepohonan, rumput, ubi, limbah pertanian, limbah hutan, tinja dan kotoran ternak. Selain digunakan untuk tujuan primer serat, bahan pangan, pakan ternak, minyak nabati, bahan bangunan dan sebagainya, biomassa juga digunakan sebagai sumber energi (bahan bakar). Umum yang digunakan

sebagai bahan bakar adalah biomassa yang nilai ekonomisnya rendah atau merupakan limbah setelah diambil produk primernya.

Biomassa merupakan bahan energi yang dapat diperbaharui karena dapat diproduksi dengan cepat. Proses fotosintesis yang melibatkan matahari yang terjadi pada biomassa, merupakan sumber energi utama. Keuntungan menggunakan biomassa sebagai bahan penghasil energi adalah potensinya mereduksi efek global warming yang merupakan hasil dari emisi gas rumah kaca. Walaupun biomassa menghasilkan karbon dioksida dengan jumlah sebesar yang dihasilkan bahan bakar fosil, namun karbon dioksida ini dapat dikonsumsi untuk pertumbuhan tanaman baru. Sehingga karbon dioksida yang dilepas ke lingkungan dapat diasumsikan tidak ada sama sekali.

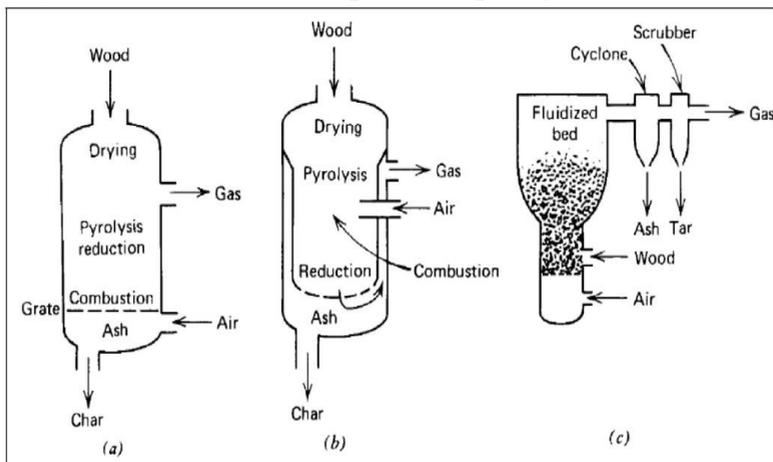
2.1.3 Gas hasil gasifikasi biomassa

Bahan bakar gas hasil gasifikasi biomassa berasal dari proses gasifikasi elemen padat terbarukan, sehingga gas gasifikasi ini digolongkan sebagai bahan bakar terbarukan (*renewable energy*). Benda-benda padat tersebut bisa antara lain sekam padi, serbuk kayu, tongkol jagung, dll. Produk dari gasifikasi ini adalah gas yang *flammable* seperti karbon monoksida (CO), Hidrogen (H₂), sedikit *methane* dan produk yang berbahaya pada pengoperasian motor pembakaran dalam seperti tar dan debu [6]. Proses gasifikasi dapat dilihat sebagai konversi “seperti pembakaran”, tetapi dengan komposisi oksigen yang jauh lebih sedikit dibandingkan pembakaran. Rasio oksigen yang tersedia dan jumlah oksigen yang dipakai untuk pembakaran penuh disebut sebagai “*equivalence ratio*”. Untuk *equivalence ratios* di bawah 0,1, proses tersebut dinamakan “*pyrolysis*” dan hanya fraksi sederhana dari energi biomassa yang terdapat pada produk gas. Sisanya menjadi arang dan *oily residues*. Apabila *equivalence ratio* berada di antara 0,2 dan 0,4 proses ini dinamakan “gasifikasi” yang tepat. Gambar 2.1 menunjukkan komposisi equilibrium yang dihitung sebagai fungsi *equivalence ratio*.



Gambar 2.1 Komposisi gas yang dihitung sebagai hasil proses equilibrium antara udara dan biomassa, sebagai fungsi equivalence ratio [7].

Proses gasifikasi untuk mendapatkan gas dari biomassa dinamakan gasifier. Ada beberapa contoh jenis gasifier antara lain : *upperdraft gasifier*, *downdraft gasifier*, dan *fluidized bed gasifier*. Contoh-contoh ini dapat dilihat pada gambar di bawah.



Gambar 2.2 (a) upperdraft gasifier, (b) downdraft gasifier, (c) fluidized bed

Berikut data-data komposisi gas hasil gasifikasi yang diteliti dari bermacam-macam *biomass fuels*.

Tabel 2.1. Komposisi gas hasil gasifikasi pada beberapa *biomass fuels*. [6]

Fuel	Gasification method	Volume Percentage					Calorific value MJ/m ³	Ref.
		CO	H ₂	CH ₄	CO ₂	N ₂		
Charcoal	Downdraft	28-31	5-10	1-2	1-2	55-60	4.60-5.65	12
Wood with 12-20% moisture content	Downdraft	17-22	16-20	2-3	10-15	55-50	5.00-5.86	12
Wheat straw pellets	Downdraft	14-17	17-19	-	11-14	-	4.50	15
Coconut husks	Downdraft	16-20	17-19.5	-	10-15	-	5.80	15
Coconut shells	Downdraft	19-24	10-15	-	11-15	-	7.20	15
Pressed Sugarcane	Downdraft	15-18	15-18	-	12-14	-	5.30	15
Charcoal	Updraft	30	19.7	-	3.6	46	5.98	16
Corn cobs	Downdraft	18.6	16.5	6.4	-	-	6.29	17
Rice hulls pelleted	Downdraft	16.1	9.6	0.95	-	-	3.25	17
Cotton stalks cubed	Downdraft	15.7	11.7	3.4	-	-	4.32	17

2.2 Teori Pembakaran

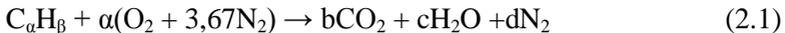
Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas dan cahaya. Bahan bakar akan terbakar sempurna hanya jika ada pasokan oksigen (O₂) yang cukup. Jumlah oksigen mencapai 20,9% dari udara, dan sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N₂) dan sisanya adalah elemen lain.

Nitrogen sendiri mempunyai fungsi sebagai pengencer yang menurunkan suhu yang harus ada untuk mencapai oksigen yang dibutuhkan dalam pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen dapat bergabung dengan oksigen terutama pada suhu nyala yang tinggi untuk menghasilkan oksida nitrogen (NO_x) yang merupakan pencemar udara yang beracun. Pada kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen membentuk karbon monoksida, dengan melepaskan sejumlah kecil panas (2,430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk CO₂ akan

menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar daripada bila menghasilkan CO atau asap [10].

2.2.1 Perhitungan stoikiometri kebutuhan udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H_2O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



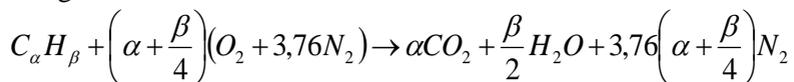
Kesetimbangan C : $\alpha = b$

Kesetimbangan H : $\beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$

Kesetimbangan O : $2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$

Kesetimbangan N : $2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(\alpha + \beta/4)$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran $\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$ menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{\text{O}_2} = \frac{m_{\text{atom O}_2}}{m_{\text{mol C}_\alpha\text{H}_\beta}} \times \text{persentase C}_\alpha\text{H}_\beta \text{ (kg/kg bahan bakar)} \quad (2.2)$$

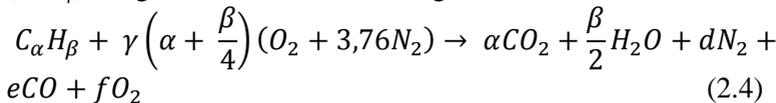
Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ($\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$) adalah sebagai berikut :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{air}}{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{fuel}} \quad (2.3)$$

$$= \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{O_2} + 3,76 \left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{N_2}}{\alpha \bar{M}_C + \beta \bar{M}_H}$$

2.2.2 Pembakaran non stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih [3]. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



- Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri. Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .
- Pembakaran dengan komposisi campuran miskin. Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .
- Pembakaran dengan komposisi campuran kaya Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO, CO_2 , H_2O , dan N_2 . Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H_2O .

2.2.3 Pembakaran aktual

Di dalam pembakaran sebenarnya tidak seluruh unsur dalam bahan bakar terbakar sempurna. Pembakaran tidak sempurna terjadi karena elemen-elemen dari bahan bakar tidak teroksidasi secara sempurna. Sebagai contoh adalah pembakaran dari karbon (C), tidak seluruh unsur C akan terbakar membentuk CO₂ tetapi terbakar menjadi CO atau tetap masih dalam bentuk C. Adanya unsur C yang tidak terbakar ini menyebabkan kehilangan energi (*losses*), atau dengan kata lain efisiensi pembakaran tidak maksimal (pemborosan bahan bakar).

Dengan demikian maka terdapat kehilangan-kehilangan yang berupa kerugian panas yang seharusnya bisa dibebaskan dalam pembakaran karbon. Di samping itu, produksi karbon monoksida (CO) menimbulkan kontribusi terhadap pencemaran udara. Untuk mengurangi kerugian tersebut sampai pada tingkat yang minimal, maka perlu diberikan udara berlebih (*excess air*) pada sejumlah udara teoritis yang dipakai sehingga tersedia cukup oksigen untuk pembakaran. Dengan adanya udara berlebih maka jumlah udara sebenarnya (*actual air*) yang digunakan adalah :

$$m_{\text{udara actual}} = m_{\text{udara stoikiometri}} + x \% \cdot m_{\text{udara stoikiometri}}$$

dimana :

$m_{\text{udara actual}}$: massa udara pembakaran aktual
$m_{\text{udara stoikiometri}}$: massa udara sesuai pers. stoikiometri
$x \%$: excess air

Excess air tidak lagi diperlukan apabila dimungkinkan udara dan bahan bakar dapat tercampur secara sempurna. Penting untuk diperhatikan bahwa penggunaan *excess air* yang tidak sesuai justru akan menurunkan efisiensi pembakaran. Karena udara yang tidak bereaksi (karena terlalu banyak), akan turut menyerap kalor pembakaran.

2.3 Teori Api

Definisi api adalah ” *Pengembangan sendiri yang bertahan pada suatu daerah pembakaran yang dilokalisasi pada kecepatan subsonic.*” Ada beberapa kata kunci pada definisi ini.

Pertama, diperlukan api yang dilokalisasi, yaitu api menempati hanya bagian kecil dari campuran pembakaran pada satu waktu sembarang. Kata kunci kedua adalah *subsonic*. Gelombang pembakaran yang terpotong-potong (*discrete*) bergerak secara *subsonic* yang disebut dengan deflagrasi (pembakaran cepat).

2.3.1 Karakteristik nyala api

Profil temperatur yang terdapat pada nyala api merupakan karakteristik yang penting. Nyala api pembakaran hidrokarbon dapat dikarakteristikan berdasarkan radiasinya yang tampak, dimana dengan adanya udara lebih daerah reaksi kelihatan biru. Radiasi biru merupakan hasil dari timbulnya radikal CH pada daerah bertemperatur tinggi. Jika pembakaran hidrokarbon dengan campuran bahan bakar terlalu kaya, maka jelaga akan terbentuk. Timbulnya jelaga ini disebabkan oleh munculnya radiasi yang berwarna hitam.

2.3.2 Klasifikasi api

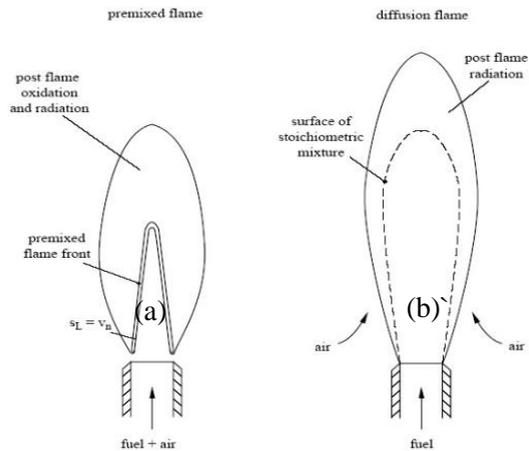
Menurut cara percampuran dan reaksi (penyalaan) bahan bakar dan *oxidizer*, api dikategorikan menjadi :

1. *Premixed Flame*

Premixed flame akan terjadi bila reaktan tercampur sempurna pada tingkat molekul sebelum terjadinya reaksi kimia yang signifikan. Laju pengembangan api (kecepatan pembakaran) tergantung dari komposisi kimia dan laju reaksi kimia. Pada beberapa kasus sering dijumpai bahwa *premixed flame* memberikan indikasi warna nyala api yang pada umumnya biru. Contoh sederhana tentang *premixed flame* sering dijumpai pada *bunsen burner*.

2. *Diffusion Flame (Non-premixed)*

Diffusion flame akan terjadi bila pada keadaan awal bahan bakar dengan *oxidizer* terpisah dan reaksi terjadi hanya hubungan antara bahan bakar dan *oxidizer*. Waktu terjadinya pencampuran antara bahan bakar dengan udara umumnya terjadi secara bersamaan. Pengembangan *diffusion flame* tergantung pada kecepatan berdifusinya reaktan terhadap reaktan lainnya. Berikut contoh gambaran antara *diffusion flame* dan *premixed flame*.



Gambar 2.3 Model pencampuran (a) Premix, (b) Difusi

Selain berdasarkan hal diatas, nyala api juga dapat dikategorikan menurut sifat-sifat mekanika fluidanya, yaitu :

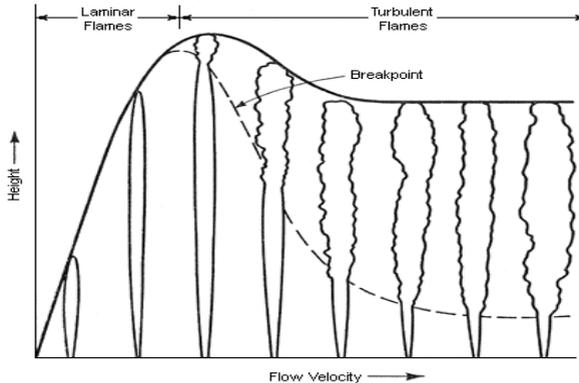
1. *Api Laminer*

Adalah kondisi dimana nyala api bersifat aliran laminar. Pada kondisi aliran ini, aliran dari gas terbakar mengikuti streamline aliran tanpa adanya difusi turbulen di mana difusi panas dan massa tergantung pada sifat molekul dari komponen gas.

2. *Api Turbulen*

Adalah kondisi dimana nyala api mempunyai sifat aliran turbulen. Pada kondisi turbulen ini, gas terbakar dengan

pola aliran secara acak. Besarnya tingkat keacakan tergantung pada skala dan intensitas turbulensinya.



Gambar 2.4 Laminar turbulent flame

Pada semua jenis pembakaran, campuran udara dan bahan bakar merupakan faktor penting yang harus diperhatikan dalam rangka mendapatkan proses pembakaran yang sempurna. Pada kompor minyak tanah dengan proses pembakaran yang sempurna, pembentukan api laminer akan ditandai dengan munculnya berwarna biru dan tanpa goyangan (stabil). Pada kompor dengan pembakaran sempurna dengan pembentukan api yang laminer, maka energi panas berupa temperatur tinggi yang dimiliki api akan disebarkan ke sekelilingnya dan akan membentuk dinding temperatur yang isothermal.

2.4 Udara Pembakaran

Menurut Moran [9]. Dalam proses pembakaran selalu diperlukan oksigen. Oksigen ini dapat diperoleh dari udara atmosfer. Beberapa definisi mengenai udara dapat dinyatakan sebagai berikut :

- Udara kering adalah udara tanpa kandungan air (dry air)
- Udara basah (wet air) adalah udara dengan kandungan air yang masih terikat
- Udara standard (standard air) adalah udara dengan kandungan 0,013 kg air per kg udara kering (sesuai dengan RH = 60% pada 25°C)

Komposisi udara dan data lain sebagai berikut :

Tabel 2.2 Tabel komposisi Udara di Atmosfer

Unsur	% Volume	% Berat
Oksigen (O ₂)	20,99	23,15
Nitrogen (N ₂)	78,03	76,85
Gas lain	0,98	

- Berat molekul ekivalen dari udara = 29
- Mole udara / mole oksigen = $100/10,99$
= 4,76
- Mole N₂ / mole oksigen = $78,04/20,99$
= 3,76
- Kg udara kering / kg O₂ = $100/23,15$
= 4,32
- Kg N₂ / kg O₂ = $76,85/23,15$
= 3,32

Jumlah minimum udara yang memberikan oksigen yang cukup untuk pembakaran tuntas terhadap semua karbon, hydrogen, dan sulfur yang terkandung didalam bahan bakar disebut jumlah udara teoritis. Untuk pembakaran tuntas dengan jumlah udara teoritis, produk yang dihasilkan terdiri dari karbondioksida, air, sulfur dioksida, nitrogen yang menyertai oksigen di dalam air, dan setiap nitrogen yang terkandung di dalam bahan bakar. Oksigen bebas tidak akan muncul sebagai salah satu produk pembakaran.

Sebagai contoh :

Tentukan jumlah udara teoritis untuk pembakaran tuntas terhadap metan. Untuk reaksi ini, produk yang dihasilkan menghasilkan hanya karbondioksida, air, dan nitrogen.



Dimana a, b, c dan d mempresentasikan jumlah mol dari oksigen, karbondioksida, air dan nitrogen.

Didalam menuliskan sisi sebelah kiri dari persamaan diatas, 3.76 mol nitrogen dianggap menyertai setiap mol oksigen. Dengan menerapkan prinsip konservasi massaterhadap karbon, hydrogen, oksigen, dan nitrogen, secara berturut turut akan diperoleh empat persamaan diantara empat variable yang tidak diketahui

$$\begin{array}{lcl} \text{C :} & & b = 1 \\ \text{H :} & & 2c = 4 \\ \text{O :} & & 2b+c = 2a \\ \text{N :} & & d = 3,76a \end{array}$$

Dengan menyelesaikan persamaan-persamaan tersebut, persamaan kimia yang setimbang adalah



Koefisien 2 di depan suku ($\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2$) pada persamaan itu adalah jumlah mol oksigen di dalam udara pembakaran, per mol bahan bakar dan bukan jumlah udara. Jumlah udara pembakaran adalah 2 mol oksigen plus 2 x 3,76 mol nitrogen, sehingga memberikan total 9,52 mol udara per mol bahan bakar. Jadi, untuk untuk reaksi yang diberikan melalui persamaan itu rasio udara bahan bakar dengan basis molar adalah 9,52. Untuk menghitung rasio udara bahan bakar dengan basis massa, gunakan persamaan untuk menuliskan

$$\overline{AF} = \left(\frac{M_{Udara}}{M_{Bahan Bakar}} \right)$$

Jumlah udara yang disuplai biasanya lebih besar atau lebih kecil dari jumlah teoritis. Jumlah air actual yang disuplai biasanya dinyatakan dalam bentuk presentase udara teoritis. Sebagai

contoh, udara teoritis 150% berarti udara actual yang disuplai adalah 1,5 kali jumlah udara teoritis. Jumlah udara yang suplai dapat juga dinyatakan sebagai persentase kelebihan atau persentase kekurangan udara. Jadi udara teoritis 150% adalah sebanding dengan kelebihan udara 50 %, udara teoritis 80%, adalah sebanding dengan kekurangan udara 20%.

Contoh :



Didalam persamaan ini, jumlah udara per mol bahan bakar adalah 1,5 kali dari jumlah teoritis yang ditentukan melalui persamaan diatas. Oleh sebab itu, rasio udara bahan bakar adalah 1,5 kali jumlah rasio udara bahan bakar yang ditentukan oleh persamaan diatas. Karena diasumsikan pembakaran tuntas produk yang dihasilkan mengandung hanya karbondioksida, air, nitrogen, dan oksigen. Kelebihan udara yang disuplai muncul di dalam produk pembakaran sebagai oksigen bebas dan jumlah nitrogen yang lebih besar daripada di dalam persamaan itu berdasarkan pada jumlah udara teoritis.

Rasio ekivalensi adalah rasio actual bahan bakar udara terhadap rasio bahan bakar udara untuk pembakaran dengan jumlah udara teoritis. Jika rasio ekuivalensi lebih kecil daripada satu, reaktan reaktan membentuk apa yang disebut campuran encer (lean). Jika rasio tersebut lebih besar daripada satu, reaktan-reaktan membentuk apa yang disebut campuran kental (rich).

Dua parameter yang sering dipakai untuk memberikan kuantifikasi jumlah bahan bakar dan udara di dalam sebuah proses pembakaran tertentu adalah rasio udara- bahan bakar dan kebalikannya, rasio bahan bakar-udara. Rasio udara- bahan bakar singkatnya adalah rasio jumlah udara didalam sebuah reaksi terhadap jumlah bahan bakar. Rasio ini dapat dituliskan dengan basis molar (mol udara dibagi dengan mol bahan bakar) atau dengan basis massa (massa udara dibagi dengan massa bahan bakar). Konversi diantara kedua ini dilakukan menggunakan berat molekuler dari udara, M_{udara} , dan bahan bakar, $M_{\text{bahan bakar}}$.

$$\frac{\text{Massa udara}}{\text{Massa bahan bakar}} = \frac{\text{Mol}_{\text{Udara}} \times M_{\text{Udara}}}{\text{Mol}_{\text{bahan bakar}} \times M_{\text{bahan bakar}}} =$$

$$\frac{\text{Mol}_{\text{Udara}}}{\text{Mol}_{\text{bahan bakar}}} \left(\frac{M_{\text{Udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right)$$

Atau

$$\text{AF} = \overline{\text{AF}} \left(\frac{M_{\text{Udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right)$$

Dimana $\overline{\text{AF}}$ adalah rasio udara-bahan bakar dengan basis molar dan AF adalah rasio dengan basis massa.

2.5 *Excess Air*

Pembakaran stoikiometrik adalah pembakaran ideal secara teoritis. Dalam praktek pembakaran dengan kondisi stoikiometrik jarang atau tak mungkin ditemukan untuk pembakaran normal. Untuk mendapatkan pembakaran sempurna dimana bahan bakar semuanya habis terbakar, maka udara pembakaran yang dipasok ke ruang bakar lebih dari kebutuhan teoritis. Kelebihan udara tersebut disebut *excess air*. Besarnya *excess air* dapat dihitung berdasarkan data pengukuran CO₂ dan O₂ dalam gas buang.

Excess air dihitung dengan formula berikut :

$$\text{Excess air (E)} = \{378 / \{100 - (\alpha + \omega)\} / \omega\} - 3.78$$

Keterangan :

E adalah *excess air* (%)

α adalah konsentrasi CO₂ pada gas buang (%)

ω adalah konsentrasi O₂ pada gas buang (%)

Excess air dapat juga dihitung dengan formula berikut :

$$\text{Excess air (E)} = \{(\text{CO}_2 \text{ stokiometrik} / \text{CO}_2 \text{ aktual}) - 1\} \times 100 \%$$

Dengan CO₂ stokiometrik adalah volume CO₂ stokiometrik (α) dalam flue gas kering

- Natural gas and producer gas; CO₂ stokiometrik: $11 < \alpha < 12 \%$.
- *Commercial* butane and propane: CO₂ stokiometrik: $\alpha = 14 \%$.
- *Fuels*; CO₂ stokiometrik: $15 < \alpha < 16 \%$.

- *Marketed coal*; CO₂ stokiometrik: $18 < \alpha < 20$ %.

2.6 *Flame Stability*

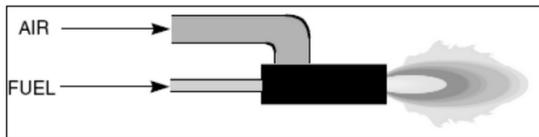
Pada proses pembakaran dengan bahan bakar yang terpenting adalah menjaga nyalanya. Nyala api dikatakan stabil apabila dapat menyala dengan baik secara terus menerus tanpa adanya gangguan yang mempengaruhinya, dan tidak terjadi *flash back* dan *blow out*. Hal ini diperlukan untuk menjaga temperatur dalam proses pembakaran. Kestabilan nyala api yang terjadi sangat tergantung dari tipe burner, laju alir udara dan campuran bahan bakar.

- *Flash back*, dimana kecepatan campuran relatif rendah dibandingkan dengan kecepatan nyala api yang terjadi, sehingga nyala api masuk merambat ke saluran bahan bakar. Hal ini sangat membahayakan dan harus dihindari.
- *Attached*, dimana kecepatan campuran sama dengan kecepatan nyala api sehingga dasar nyala api didekat outlet burner.
- *Lifted*, dimana kecepatan campuran lebih tinggi dari pada kecepatan nyala api sehingga dasar nyala api terangkat menjauhi outlet burner.
- *Blow out*, dimana kecepatan campuran sangat tinggi dibandingkan dengan kecepatan nyala api, sehingga nyala api akan mati. Hal ini sangat dihindari karena tidak menghasilkan nyala api.

2.7 *Burner*

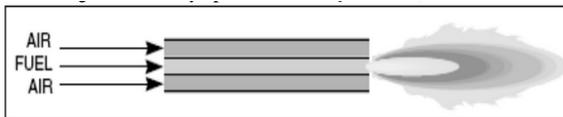
Pembakar(*burner*) adalah alat yang digunakan untuk mereaksikan secara baik antara bahan bakar dengan oksidator sehingga dapat terjadi proses pembakaran. Pembakar(*burner*) merupakan komponen yang paling penting dalam industri, karena tanpa burner yang baik, akan terjadi pemborosan dari bahan bakar yang akan dipakai. Menurut C.E Bauekal[8] burner menurut tipe pencampurannya dapat dibagi menjadi :

1. *Premixed burner*. Pencampuran antara oksidator dan bahan bakar pada burner tipe ini dilakukan sebelum dipantik. Hasil dari burner tipe ini adalah api yang lebih pendek dan intens jika di bandingkan dengan pembakaran secara difusi. Temperatur hasil pembakaran dengan premixed burner ini lebih tinggi di bandingkan dengan difusi. Kerugian burner tipe ini adalah besarnya kadar emisi gas buang Nox. Oksidator yang biasa di pakai burner ini adalah udara.



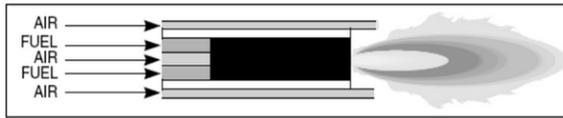
Gambar 2.5 *Premixed Burner*

2. *Diffusion-mixed burner*. pada burner tipe ini, tidak dilakukan pencampuran terlebih dahulu sebelum campuran dipantik. Keuntungan dari burner ini adalah api yang lebih panjang dan temperatur api yang lebih seragam. Jika oksidator yang di gunakan adalah oksigen murni, biasanya menggunakan burner tipe ini untuk menghindari adanya percikan balik (*flashback*).



Gambar 2.6 *Diffusion mixed*

3. *Partially premixed burner* merupakan gabungan antara *premixed* dan *diffusion-mixed* burner. Pada awal / bagian depan *burner*, ada sebagian oksidator dan bahan bakar yang telah dicampur terlebih dahulu sedangkan pada ujung *burner* (ketika akan dipantik) ada saluran untuk suplai oksidator dan bahan bakar.



Gambar 2.7 *Partially Premixed*

4. *Staged burner* burner ini memiliki banyak tingkat/tahap pencampuran antara udara dan bahan bakar. Burner ini bertujuan untuk mengontrol perpindahan panas, membuat api menjadi lebih panjang, dan mengurangi emisi gas buang seperti Nox. Jenis pembakaran ini memiliki kelemahan, yaitu bisa terjadinya interaksi antara masing-masing tahap sehingga pembakaran akan makin tidak stabil dan susah di prediksi.



Gambar 2.8 *Staged Burner*

2.8 *Blower*

Blower adalah alat penyuplai udara. *Blower* sering digunakan karena tekanan antarannya yang tinggi yang diperlukan untuk mengatasi turun tekan dalam sistem ventilasi. Sebagian besar blower berbentuk sentrifugal. *Blower* juga dapat digunakan untuk memasok udara *draft* ke *boiler* dan tungku.

2.8.1 *Blower* sentrifugal

Blower sentrifugal mengolah udara atau gas yang masuk dalam arah aksial dan keluar dalam arah radial. Tipe *blower* ini mempunyai 3 bilah: bilah radial atau lurus, bilah bengkol maju (*forward curved blade*), dan bilah bengkol mundur (*backward curved blade*). *Blower* bilah radial biasanya digunakan dalam aplikasi yang mempunyai temperatur tinggi dan diameter yang besar. Bilah yang dalam arah radial mempunyai tegangan (*stress*)

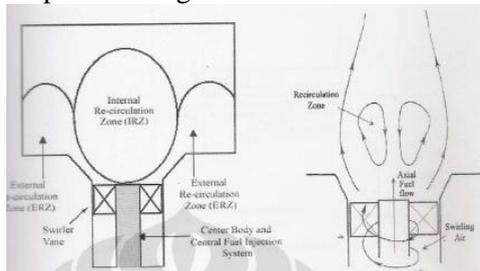
yang sangat rendah dibandingkan dengan bilah bengkol maju ataupun mundur. Rotor mempunyai 4-12 bilah dan biasanya beroperasi pada kecepatan rendah. Blower ini digunakan dalam kerja buangan (*exhaust work*), khususnya untuk gas-gas pada temperatur tinggi dan dengan suspensi dalam alirannya.



Gambar 2.9 *Blower* Sentrifugal

2.9 *Swirl*

Swirl ditimbulkan dari pengaplikasian sebuah pergerakan spiral dari sebuah aliran. Pergerakan spiral ini diperoleh dengan menambahkan aliran tangensial kepada aliran aksial. Fungsi dari *swirl* ini untuk menciptakan zona resirkulasi internal. Pada pembakaran non premixed berguna dalam penyempurnaan pencampuran udara dan bahan bakar agar pembakaran dapat berjalan sempurna, serta untuk menstabilkan beberapa hasil fraksi pembakaran agar terbakar kembali sehingga kadar partikel padat pada exhaust gas dapat dikurangi.



Gambar 2.10 Zona resirkulasi pada *non-premixed swirl burner*

2.10 Indikator *Performance Burner*

Performance suatu *burner* dapat dikatakan baik atau tidak bisa dilihat dari beberapa indikator sebagai berikut :

2.10.1 Distribusi temperatur

Distribusi temperatur menjadi salah satu indikator *performance burner*. Karena *burner* bisa di katakan baik jika bisa menghasilkan temperatur yg tinggi. Distribusi temperatur dapat diukur dengan *thermocouple* dengan beberapa titik penempatan. Sehingga bisa didapatkan data distribusi temperatur api.

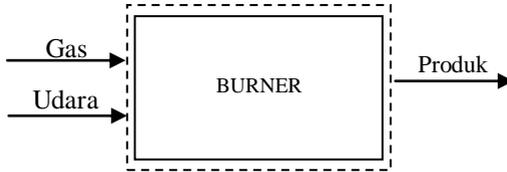
2.10.2 Daya *burner*

Daya *burner* yang didapatkan berupa Daya pembakaran yang terjadi pada *burner*, persamaan yang digunakan untuk mendapatkan energi pembakaran adalah dengan mengalikan laju aliran massa bahan bakar dan udara dengan entalpi pembakaran. Di rumuskan sebagai berikut :

$$\text{Daya Burner} = \dot{m}_{Total} h_{RP}$$

Untuk Perhitungan Entalpi Pembakaran (h_{RP}) Gas Hasil Gasifikasi dapat dicari dengan memanfaatkan kandungan gas untuk menghitung entalpi pembakaran. Hal ini dapat dilakukan dengan menganggap pembakar (*burner*) sebagai sebuah sistem tertutup, dan pembakaran stokiometrik gas hasil gasifikasi terjadi di dalam pembakar (*burner*). Dalam melakukan perhitungan nilai entalpi pada reaksi pembakaran yang terjadi, beberapa asumsi digunakan untuk menyederhanakan perhitungan. Asumsiasumsi tersebut diantaranya:

1. Batas volume atur ditunjukkan oleh garis putus-putus dalam Gambar 2.11
2. Sistem beroperasi dalam keadaan tunak.
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Reaktan dan produk merupakan campuran gas yang berlaku seperti gas ideal.
5. Udara pembakaran yang digunakan adalah udara kering.



Gambar 2.11 Skema Reaksi Pembakaran

Berdasarkan asumsi yang digunakan, maka kesetimbangan energi yang terjadi pada sistem pada Gambar 2.11 di atas adalah:

$$\text{Entalpi reaktan} = \text{Entalpi produk} + Q$$

$$h_R = h_P + Q$$

Sehingga,

$$-Q = h_P - h_R = \text{Entalpi pembakaran}$$

$$h_{RP} = h_P - h_R$$

Karena reaktan dan produk merupakan suatu campuran gas dengan jumlah mol tertentu, maka dalam basis mol persamaan menjadi:

$$\bar{h}_{RP} = \sum_P n_p \bar{h}_p - \sum_R n_R \bar{h}_R \quad (2.6)$$

Berdasarkan definisi yang diperoleh dari referensi [9], maka entalpi spesifik \bar{h} pada tingkat keadaan diluar tingkat keadaan standar adalah penjumlahan entalpi pembentukan standar dengan \bar{h}_f^o perubahan entalpi spesifik antara tingkat keadaan standar dengan tingkat keadaan yang ditinjau $\Delta\bar{h}$ Sehingga:

$$\begin{aligned} \bar{h}(T, p) &= \bar{h}_f^o + [\bar{h}(T, p) - \bar{h}_{ref}(T_{ref}, p_{ref})] \\ &= \bar{h}_f^o + \Delta\bar{h} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Untuk mengetahui entalpi pembakaran dalam basis massa, maka perlu diketahui massa molar rata-rata dari gas, yaitu:

$$M_{rata-rata} = \sum n_i M_i \quad (2.8)$$

Maka entalpi pembakaran dalam basis massa adalah:

$$h_{RP} = \frac{\bar{h}_{RP}}{M_{rata-rata}} \quad (2.9)$$

Setelah didapatkan nilai entalpi pembakaran maka di butuhkan laju aliran massa (\dot{m}). Laju aliran massa yang

digunakan adalah laju aliran massa total yaitu penambahan laju aliran masa *syngas* ditambah dengan laju aliran massa udara.

2.10.3 Konsumsi bahan bakar spesifik (*SFC*)

Konsumsi bahan bakar spesifik ini laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Sehingga dapat dirumuskan dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} SFC &= \frac{\text{Laju Aliran bahan bakar}}{\text{Daya yang dihasilkan}} \\ &= \frac{\dot{m}_{gas}}{\text{Daya Burner}} \end{aligned} \quad (2.10)$$

2.10.4 Efisiensi *burner*

Dari hasil perhitungan di atas, kita dapat menentukan besarnya nilai efisiensi *burner*. Besarnya efisiensi *burner* adalah :

$$\eta_{Burner} = \frac{\text{Daya Burner}}{\text{Daya Bahan Bakar}} \cdot 100\% \quad (2.11)$$

Energi Bahan Bakar merupakan perkalian antara kandungan energi (LHV) dikalikan dengan laju aliran massanya. Sehingga:

$$\text{Daya Bahan Bakar} = \dot{m}_{gas} LHV_{gas} \quad (2.12)$$

Untuk Perhitungan *Low Heating Value* (LHV) dapat dicari dengan mengetahui komposisi bahan bakar gas dan dihitung dengan persamaan :

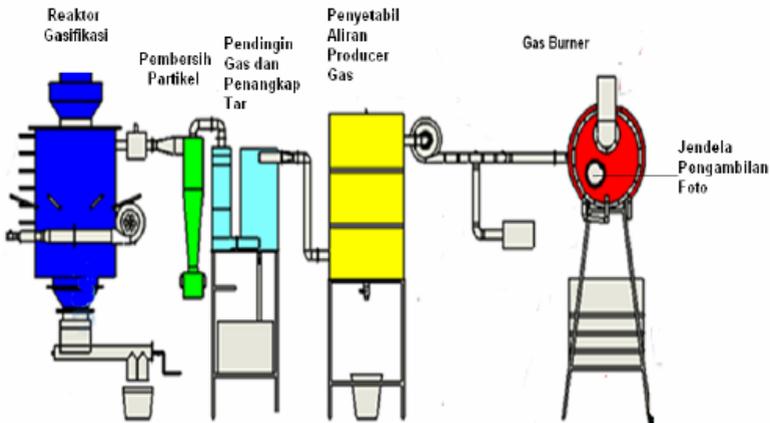
$$LHV_{GAS} = \sum_{i=1}^n (Y_i \cdot LHV_i) \quad (2.13)$$

Sedangkan untuk laju aliran massa (\dot{m}) yang digunakan adalah laju aliran masa *syngas*.

2.11 Penelitian Terdahulu

2.11.1 Tentang burner gas oleh Surjosatyo

Jurnal tentang “pembakaran gas hasil gasifikasi biomassa di premixed gas burner dengan metode 3D computational fluid dynamics” oleh Surjosatyo [1], jurnal tersebut membahas tentang penelitian dengan metoda 3D computational fluid dynamics dan studi eksperimen pada premixed gas burner dengan bahan bakar biomassa. Penelitian burner gas dengan bahan bakar gas hasil gasifikasi dilakukan dengan variasi kecepatan gas dan perubahan jarak aksial terhadap ruang bakar.



Gambar 2.12 skema pengujian burner gas [1]

Dari penelitian tersebut menghasilkan kesimpulan berikut :

Tabel 2.3 Perbandingan hasil eskperimental [1]

Jarak aksial dari pusat ruang bakar (m)	Temperatur (°K)					
	Kecepatan 3 m/s		Kecepatan 6 m/s		Kecepatan 9 m/s	
	Eksperimental	Simulasi	Eksperimental	Simulasi	Eksperimental	Simulasi
0.3	1078	1128	698	751	501	533
0.6	769	815	488	528	412	454

2.11.2 Penelitian sebelumnya oleh Hatyowibowo

Hatyowibowo [2], melakukan penelitian berjudul “perencanaan dan pembuatan burner untuk Reaktor Gasifikasi berbahan bakar

Biomassa (sekam padi)". Dari penelitian tersebut didapatkan kesimpulan Hasil dari tugas akhir ini adalah pembakar dengan efisiensi sebesar 56,3% dan daya keluaran sebesar 14,253 kW. Jika dibandingkan dengan pembakar acuan, terjadi peningkatan efisiensi sebesar 23,3% dan peningkatan daya keluaran sebesar 5,905 kW. Penelitian lebih lanjut perlu dilakukan untuk perbaikan masalah backflow dan stabilitas api dari pembakar baru.

(halaman kosong)

BAB III

Metodologi Penelitian

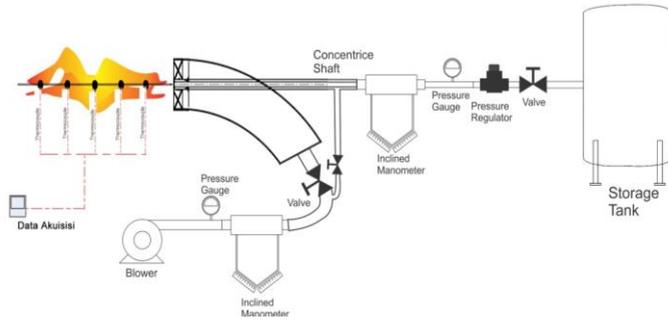
3.1 Tahapan Penelitian Tugas Akhir

Agar penelitian ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan seperti yang tercantum pada tujuan, maka perlu dilakukan langkah – langkah yang sesuai dengan prosedur pengerjaan. Prosedur analisa akan dijelaskan melalui tahapan sebagai berikut :

1. Identifikasi masalah
Tahap ini sebagai tahapan awal dalam penelitian dengan mengidentifikasi masalah. Pada penelitian ini diidentifikasi dengan mengelompokkan input dan output. Input yang digunakan adalah bahan bakar *syngas* dan udara. Sedangkan output yang diharapkan adalah api yang menghasilkan temperatur tinggi.
2. Perancangan peralatan penelitian
Pada penelitian ini alat yang digunakan adalah *burner* dengan bahan bakar *syngas*. Proses perancangan di lakukan untuk menentnyukan dimensi *burner* dan menyusun rangkaian peralatan uji.
3. Pengujian
Penelitian ini dilakukan dengan metode eksperimental. Dilakukan pengujian dengan variasi input untuk mengetahui unjuk kerja sehingga di dapatkan output yang diharapkan.
4. Analisis dan kesimpulan
Tahap akhir dari penelitian ini adalah melakukan analisa dari data yang didapatkan kesimpulan.

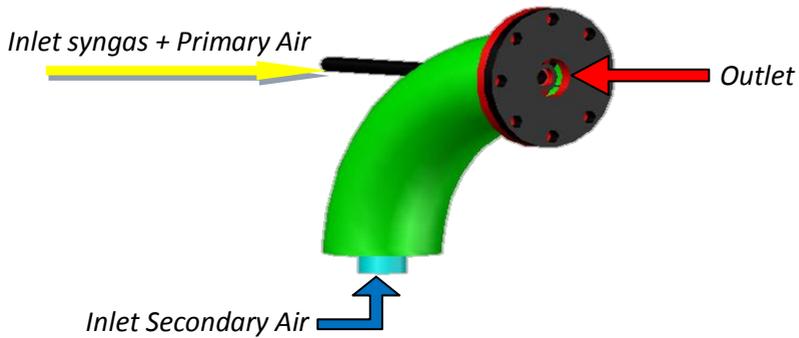
3.2 Peralatan Penelitian

Dalam penelitian ini, peralatan yang digunakan disussuk seperti skema dibawah ini :

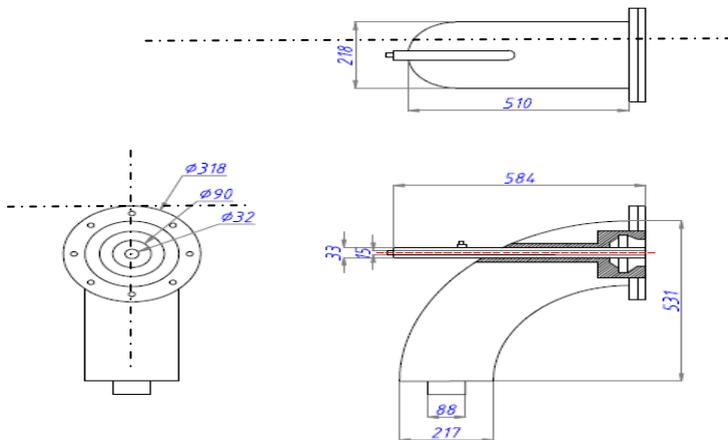


Gambar 3.1 Skema Penelitian
Adapun peralatan penelitian yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. Burner



Gambar 3.2 Rancangan gas burner



Gambar 3.3 Dimensi Rancangan *Burner*

2. *Blower* Sentrifugal

Blower Sentrifugal ini digunakan pada saluran udara pembakar, berfungsi untuk mengalirkan udara masuk agar pembakaran lebih sempurna. Dengan spesifikasi berikut :

Merk	: Generic
Tipe	: sentrifugal
Berat	: 5 Kg
Daya	: 370 W
Diameter Output	: 3"
Kecepatan	: 3000 Rpm



Gambar 3.4 *Blower* sentrifugal

3. Pemantik Api

Pemantik pada penelitian ini adalah pemantgik manual untuk menyulut bahan bakar *syngas* agar terbakar dan menghasilkan api.



Gambar 3.5 Pemantik

4. *Thermocouple Type K*

Thermocouple digunakan mengetahui temperatur api hasil pembakaran. *Thermocouple* yang digunakan adalah type K. Type ini memiliki range temperatur 50°C – 1300°C .



Gambar 3.6 *Thermocouple*

5. *Pressure gauge*

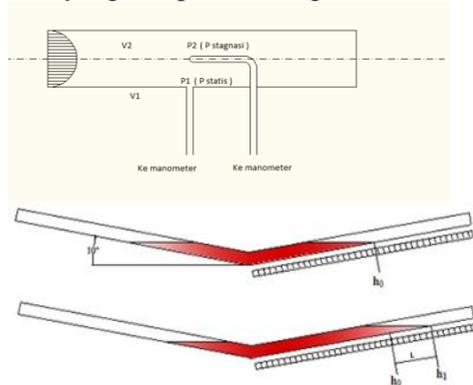
Pressure gauge yang digunakan berskala maksimal 100 mbar. Alat ini digunakan untuk mengukur tekanan suplai bahan bakar gas yang dikonsumsi oleh *burner*.



Gambar 3.7 *Pressure gauge*.

6. Pitot Static Tube dan Inclined Manometer

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah udara masuk yang disuplai keruang bakar.



Gambar 3.8 Konfigurasi *pitot static tube* dan *Inclined Manometer* $V_{\theta} = 15^{\circ}$

Pitot static tube dihubungkan dengan *manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui *mass flow rate* udara dan *syn-gas* yang masuk ke ruang bakar dengan menggunakan persamaan *Bernoulli* sebagai berikut :

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (3.1)$$

Dimana :

P_2 = Tekanan stagnasi (pada titik 2) (Pa)

P_1 = Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

ρ = Massa jenis (kg/m^3)

V_1 = Kecepatan di titik 1 (m/s)

V_2 = Kecepatan di titik 2, kecepatan pada P stagnasi = 0 (m/s)

Dengan mengasumsikan $\Delta_z = 0$ maka persamaan menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0}{\rho} - \frac{P}{\rho}$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi :

$$V = \sqrt{\frac{2(P_0 - P)}{\rho_{udara}} \frac{m}{s}} \quad (3.2)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} P_0 - P &= \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h \\ &= (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h \end{aligned}$$

$h = 2L \sin \theta$ dan L adalah perbedaan ketinggian cairan pada *Inclined manometer* dengan $\theta = 15^\circ$, maka persamaan menjadi :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{red\ oil} \times g \times 2L \sin \theta}{\rho_{udara}} \frac{m}{s}} \quad (3.3)$$

Dengan :

$SG_{red\ oil}$: Spesifik gravity red oil (0.827)

ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m³)

ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.1447 kg/m³)

L : Selisih ketinggian cairan pada *manometer* (m)

θ : Besar sudut yang digunakan pada *Inclined manometer* (°)

7. Jangka Sorong

Jangka Sorong digunakan untuk mengetahui posisi nozzle bahan bakar terhadap ruang bakar.



Gambar 3.9 Jangka sorong

3.3 Bahan Bakar

Bahan bakar yang digunakan merupakan gas hasil gasifikasi dari biomassa serbuk kayu. Gas hasil gasifikasi biasa disebut *Syngas*. Gas dihasilkan dari reaktor biomassa yang terdapat pada laboratorium TPBB-Gasifikasi ITS. Dalam penelitian ini untuk mengetahui komposisi gas dilakukan pengujian kandungan gas atau biasa disebut gas kromatografi. Uji gas kromatografi dilakukan pada sample syngas yang di uji di LPPM ITS. Berikut hasil pengujian gas kromatografi :

Tabel 3.1 Komposisi syngas (Pengujian GC LPPM ITS)

Komposisi	Persentase (% massa)
CH ₄	1,81
CO ₂	11,23
N ₂	49,26
O ₂	12,79
H ₂	5,34
CO	19,57

3.4 Perencanaan dan Prosedur Eksperimen

3.4.1 Parameter Percobaan

Dalam perancangan eksperimen ini ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dalam percobaan ini dengan menetapkan parameter input. Parameter-parameter tersebut dinyatakan sebagaimana dinyatakan dalam table 3.2 yaitu :

Tabel 3.2 Perencanaan eksperimen

Parameter Input		Parameter Output		
Variabel tetap	Variabel bervariasi	Pengukuran	Perhitungan	Visualisasi
Dimensi Burner	Tekanan Bahan bakar P = 0,2 ; 0,4 ; 0,6 ; 0,8 ; 1 ; 1,2 (bar)	ΔL pitot Tube	\dot{m}	Nyala api
Bahan Bakar	Jarak nozzle X = 0, 1, 2, 3, 4, 5 (cm)	Temp. Titik 1,2,3,4,5,6,7,8	Daya Burner	Panjang Api
			SFC	
			Efisiensi	

3.4.2 Langkah Persiapan Alat

Langkah awal yang dilakukan untuk pengujian adalah tahap persiapan. Berikut tahapan-tahapan persiapan :

1. Siapkan seluruh alat yang akan digunakan seperti Burner, Blower, dan Alat ukur.
2. Pastikan semua alat yang akan digunakan dalam kondisi baik dan berfungsi normal.
3. Susun peralatan yang telah disiapkan sesuai dengan gambar skema alat pengujian (gambar 3.9).
4. Pastikan alat tersusun dengan baik dan siap untuk melakukan pengujian.

3.4.3 Langkah Pengujian

Tahapan pengujian ini merupakan tahapan menfungsikan burner gas dan menghasilkan api. Berikut langkah-langkah yang dilakukan :

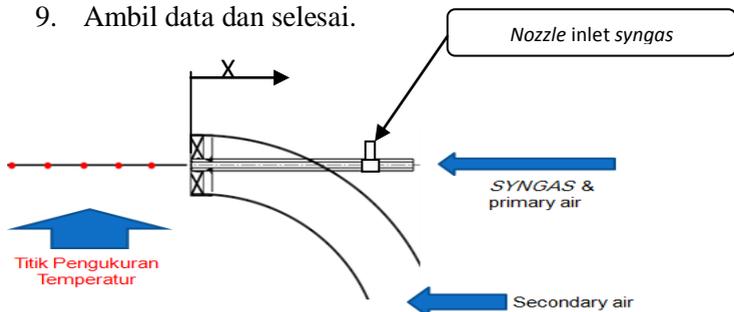
1. Sambungkan inlet syngas ke burner.
2. Pastikan tidak terjadi kebocoran pada rangkain alat pengujian.
3. Setel nozzle pada jarak 0 cm terhadap ruang bakar.
4. Buka regulator syngas dan setel pada tekanan 1,2 bar.

5. Nyalakan api dengan pemantik di ujung burner atau pada ruang bakar.
6. Nyalakan blower, untuk masukan secondary air.
7. Tunggu sampai api stabil dan ambil data.

3.4.4 Langkah Pengambilan Data

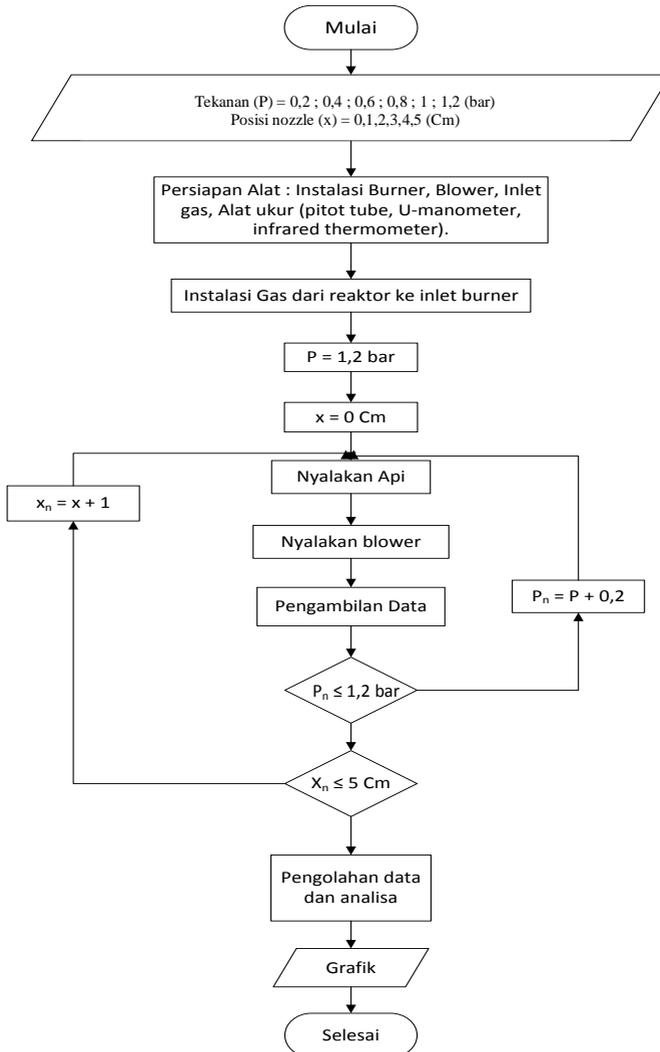
Tehap pengambilan data ini dilakukan dengan variasi tekanan bahan bakar dan posisi nozzle gas terhadap ruang bakar. Berikut prosedur pengambilan data :

1. Siapkan alat ukur Thermocouple.
2. Pasang thermocouple pada 5 titik pengukuran di depan api.
3. Pastikan tekanan pada presure gauge menunjukkan nilai 1,2 Bar.
4. Ambil Data.
5. Ulangi langkah no 3 dengan penambahan variasi tekanan 0,2 Bar hingga mencapai 2 Bar.
6. Setelah di dapat data pada jarak nozzle 0 cm kemudian matikan burner.
7. Ulangi langkah pengujian no 3 dengan penambahan jarak 1 cm sampai 5 cm ke arah X (gambar 3.10).
8. Ulangi langkah pengambilan data no 3.
9. Ambil data dan selesai.



Gambar 3.10 Posisi Nozzle

3.5 Flowchart Percobaan



Gambar 3.11 *Flowchart Percobaan*

BAB IV
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Reaksi Pembakaran

Diketahui reaksi pembakaran gas hasil gasifikasi adalah:
 $0,1957\text{CO} + 0,0534\text{H}_2 + 0,0181\text{CH}_4 + 0,4926\text{N}_2 + 0,1123\text{CO}_2 + 0,1279\text{O}_2 + a (\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2) \rightleftharpoons b\text{CO}_2 + c\text{H}_2\text{O} + d\text{N}_2$

Koefisien reaksi gas dapat diperoleh dari data fraksi mol sesuai dengan kandungan gas hasil uji *gas chromatography* berikut :

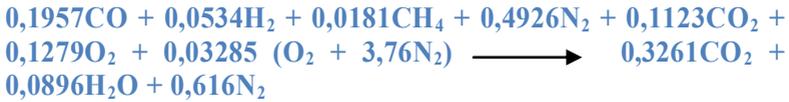
Tabel 4.1 Komposisi *Syngas* (hasil pengujian)

Komposisi	Persentase (% massa)
CH ₄	1,81
CO ₂	11,23
N ₂	49,26
O ₂	12,79
H ₂	5,34
CO	19,57

Menyetarakan koefisien antara reaktan dan produk :

$$\begin{aligned}
 \text{C} & : 0,1957 + 0,0181 + 0,1123 & = b \\
 & & b & = 0,3261 \\
 \text{H} & : (2 \times 0,0534) + (4 \times 0,0181) & = 2c \\
 & & c & = 0,0896 \\
 \text{O} & : 0,1957 + (2 \times 0,1123) + (2 \times 0,1279) + 2a = 2b + c \\
 & 0,6761 + 2a & = (2 \times 0,3261) + 0,0896 \\
 & & a & = 0,03285 \\
 \text{N} & : (2 \times 0,4926) + a (2 \times 3,76) & = 2d \\
 & (2 \times 0,4926) + 0,03285 (2 \times 3,76) & = 2d \\
 & & d & = 0,616
 \end{aligned}$$

Sehingga reaksi pembakaran syn-gas menjadi :



4.2 Properties Bahan Bakar

4.2.1 Densitas Syngas

Komposisi yang di hasilkan dari pengujian *gas chromatography* ditunjukkan oleh tabel sebagai berikut :

Tabel 4.2 Densitas dan presentase (%) untuk setiap komposisi syngas

Komposisi	Persentase (%)	ρ (Kg/m ³) Pada T = 300 K
CH ₄	1,81	0,667
CO ₂	11,23	1,7730
N ₂	49,26	1,1233
O ₂	12,79	1,284
H ₂	5,34	0,0807
CO	19,57	1,1233

Perhitungan massa jenis synthetic gas dengan pendekatan prosentase komposisi synthetic gas menggunakan (*Tabel A.4 Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure*) Dari komposisi tersebut, maka untuk nilai densitas syngas didapatkan dari penjumlahan nilai densitas setiap masing-masing komponen gas tersebut. Maka didapatkan massa jenis synthetic gas dengan persamaan berikut :

$$\rho_{gas} = \sum_{i=1}^n Y_i \cdot \rho_{i\text{gas}}$$

$$\rho_{gas} = \sum_{i=1}^n (0,1957 \times 1,1233) + (0,0181 \times 0,0667) + (0,0534 \times 0,0807) + (0,1279 \times 1,284) + (0,4926 \times 1,1233) + (0,1123 \times 1,7730)$$

$$\rho_{gas} = 1,150 \frac{kg}{m^3}$$

4.2.2 Nilai Kalor Syngas

Dari prosentase komposisi Synthetic gas dapat dilakukan perhitungan *Low heating value* (LHV) pada synthetic gas dengan persamaan :

$$LHV_{GAS} = \sum_{i=1}^n (Y_i \cdot LHV_i)$$

Dimana :

Y_i = kosentrasi gas yang terbakar (CO, CH_4, H_2)

LHV_i = Nilai kalor rendah dari gas terbakar (CO, CH_4, H_2)

Nilai LHV_i dapat dilihat pada tabel di bawah LHV_i dari gas yang terbakar (CO, CH_4, H_2). Berikut perhitungan *Low heating value* syntehtic-gas :

Tabel 4.3 Komposisi Nilai Kalor Bawah [11]

Nilai kalor bawah (LHV _i) gas yang terbakar		
CO	H ₂	CH ₄
(kJ/Kg)	(kJ/Kg)	(kJ/Kg)
10110	119494	49915

- Y_i untuk gas CO = 19,57% = 0,1957
- Y_i untuk gas H₂ = 5,34% = 0,0534
- Y_i untuk gas CH₄ = 1,81% = 0,0181

LHV Syngas

$$\begin{aligned}
 &= \sum_{i=1}^n (0,1957 \times 1101110) + (0,0534 \times 119494) \\
 &\quad + (0,0181 \times 49915) \\
 LHV_{Syngas} &= 9262,96 \frac{kJ}{Kg}
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Data

Pada penelitian ini data di dapatkan dari hasil uji eksperimen. Data yang di dapatkan adalah beda ketinggian pada manometer, temperatur api, dan tekanan bahan bakar syngas. Dari data yang diperoleh maka bisa dihitung sehingga mendapatkan nilai laju aliran massa bahan bakar dan syngas, daya burner, konsumsi bahan bakar spesifik dan efisiensi burner.

4.3.1 Laju aliran massa

Laju aliran massa terdiri dari laju aliran udara dan bahan bakar dengan perhitungan berikut :

4.3.1.1 Laju aliran massa udara

Untuk mendapatkan laju aliran massa udara, dilakukan pengukuran menggunakan pitot tube, sehingga di dapatkan data dan dihitung. Data yang diperoleh dari pengukuran :

- ΔL pada manometer V = 0,005 m
- Sudut θ manometer V = 15°
- Massa jenis air temp. $27^\circ C$ = $996,5 \frac{kg}{m^3}$
- Massa jenis udara temp. $30^\circ C$ = $1,14 \frac{kg}{m^3}$
- Specific gravity (SG) Red oil = 0,827
- Gravitasi (g) = $9,81 \frac{m}{s^2}$

Perhitungan kecepatan udara pada pitot tube didapat dari persamaan bernouli yaitu :

$$V = \sqrt{\frac{2 \rho_{H_2O} \cdot g \cdot 2L \cdot \sin \theta \cdot (SG_{redoil})}{\rho_{udara}}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2.996,5.981.2.0,005 \cdot \sin 15 \cdot (0,827)}{1,14}}$$

$$= 4,70988 \frac{m}{s}$$

Dari kecepatan udara yang di dapat diatas, maka dapat dilakukan perhitungan luasan area throat dan laju alir massa udara, dimana data diperoleh dari pengukuran :

- Massa jenis udara temp. 30°C = 1,14 $\frac{kg}{m^3}$
- Diameter throat = 0,0762 m (7,62 cm)
- Perhitungan luasan area throat (A_{throat}) :

$$A_{throat} = \frac{1}{4} \pi D^2$$

$$A_{throat} = \frac{1}{4} \pi (0.0762 \text{ m})^2 = 0.004558 \text{ m}^2$$

- Perhitungan laju alir massa udara (\dot{m}_{udara}) :

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \cdot V \cdot A_{throat}$$

$$\dot{m}_{udara} = 1.14 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,70988 \frac{m}{s} \cdot 0.004558 \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_{udara} = 0,024473 \frac{kg}{s}$$

4.3.1.2 Laju aliran massa Syngas

Untuk mendapatkan laju aliran massa udara, dilakukan pengukuran menggunakan pitot tube, sehingga di dapatkan data dan dihitung, Data yang diperoleh dari pengukuran :

- ΔL pada manometer V = 0,01 m
- Sudut θ manometer V = 15°

- Massa jenis air temp. 30°C = $996,5 \frac{kg}{m^3}$
- Massa jenis syngas temp. 32°C = $1,15 \frac{kg}{m^3}$
- Specific gravity (SG) Red oil = 0,827
- Gravitasi (g) = $9,81 \frac{m}{s^2}$

Perhitungan kecepatan udara pada pitot tube didapat dari persamaan bernouli yaitu :

$$V = \sqrt{\frac{2 \rho_{H_2O} \cdot g \cdot 2L \cdot \sin \theta \cdot (SG_{redoil})}{\rho_{syngas}}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot 996 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 0,01 \cdot \sin 15 \cdot (0,827)}{1,150}} = 6,6317 \frac{m}{s}$$

Dari kecepatan udara yang di dapat diatas, maka dapat dilakukan perhitungan luasan area throat dan laju alir massa udara, dimana data diperoleh dari pengukuran :

- Massa jenis Syngas temp. 30°C = $1,15 \frac{kg}{m^3}$
- Diameter throat = 0,032 m (32 mm)
- Perhitungan luasan area throat (A_{throat}) :

$$A_{throat} = \frac{1}{4} \pi D^2$$

$$A_{throat} = \frac{1}{4} \pi (0,032 \text{ m})^2 = 0,000803 \text{ m}^2$$

- Perhitungan laju alir massa udara (\dot{m}_{syngas}) :

$$\dot{m}_{syngas} = \rho_{syngas} \cdot V \cdot A_{throat}$$

$$\dot{m}_{syngas} = 1,15 \frac{kg}{m^3} \cdot 6,6317 \frac{m}{s} \cdot 0,000803 \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_{syngas} = 0,00613 \frac{kg}{s}$$

4.3.2 Daya Burner

Daya Burner yang didapatkan berupa Energi pembakaran yang terjadi pada burner, persamaan yang digunakan untuk mendapatkan Daya burner adalah dengan mengkalikan laju aliran massa bahan bakar dan udara dengan entalpi pembakaran. Di rumuskan sebagai berikut:

$$\text{Daya Burner} = \dot{m}_{gas} \times h_{RP}$$

Untuk mendapatkan nilai h_{RP} maka dapat dihitung dengan cara sebagai berikut, Karena reaktan dan produk merupakan suatu campuran gas dengan jumlah mol tertentu, maka dalam basis mol persamaan menjadi:

$$\bar{h}_{rp} = \sum_P n_p \bar{h}_p - \sum_R n_R \bar{h}_R$$

Dengan meninjau reaksi pembakaran maka persamaan entalpi spesifik produk adalah :

$$\sum_P n_p \bar{h}_p = \left| 0,3261 [\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h}]_{CO_2} + 0,0896 [\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h}]_{H_2O} + 0,616 [\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h}]_{N_2} \right|$$

Dalam reaksi pembakaran yang terjadi, 0,4926 mol N₂ yang terkandung dalam gas bakar tidak bereaksi dengan udara. Dengan kata lain, tidak terjadi pembentukan 0,4926 mol N₂. Sehingga dalam perhitungan yang dilakukan, entalpi pembentukan standarnya bernilai 0 ($\bar{h}_f^o = 0$). Selain itu, entalpi pembentukan standar dari elemen-elemen yang bersifat stabil seperti N₂, O₂, dan H₂ juga bernilai 0. Maka persamaan 3) menjadi:

$$\sum_P n_p \bar{h}_p = \left| 0,3261 [\Delta \bar{h}]_{CO_2} + 0,0896 [\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h}]_{H_2O} + 0,616 [\Delta \bar{h}]_{N_2} \right|$$

Harga entalpi pembentukan standar untuk CO₂ dan H₂O diperoleh dari tabel A-25. Sedangkan entalpi spesifik untuk N₂, CO₂ dan H₂O diperoleh melalui interpolasi pada T = 520 K dari tabel A-23 [9]. Maka entalpi spesifik produk adalah:

$$\begin{aligned} \sum_P n_p \bar{h}_p &= |0,3261[-393520 + (53848 - 9364)] + \\ &0,0898[-241820 + (44380 - 9904)] \\ &+ 0,616[(36777 - 8669)] | \\ &= 133836,9685 \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

Sedangkan entalpi spesifik reaktan diperoleh melalui persamaan:

$$\begin{aligned} \sum_R n_R \bar{h}_R &= \left| 0,1957[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{CO} + 0,0534[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{H_2} + \right. \\ &0,0181[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{CH_4} + 0,1123[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{CO_2} + \\ &\left. 0,1279[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{O_2} + 0,4926[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{N_2} \right| \end{aligned}$$

Udara yang direaksikan berada dalam tingkat keadaan standar, sehingga $\Delta\bar{h} = 0$. Selain itu, karena CO₂ yang terkandung dalam gas bakar tidak bereaksi maka entalpi pembentukan standarnya bernilai 0. Sehingga entalpi pembentukan standar untuk CO₂ beserta elemen-elemen yang bersifat stabil seperti N₂, O₂, H₂, bernilai 0.

$$\begin{aligned} \sum_R n_R \bar{h}_R &= \left| 0,1957[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{CO} + 0,0534[\Delta\bar{h}]_{H_2} + \right. \\ &0,0181[\bar{h}_f^o + \Delta\bar{h}]_{CH_4} + 0,1123[\Delta\bar{h}]_{CO_2} + \\ &\left. 0,1279[\Delta\bar{h}]_{O_2} + 0,4926[\Delta\bar{h}]_{N_2} \right| \end{aligned}$$

Harga entalpi pembentukan standar untuk CO, dan CH₄ diperoleh dari tabel A-25. Sedangkan entalpi spesifik untuk CO, N₂, CO₂, O₂ dan H₂O diperoleh melalui interpolasi pada T = 520 K dari tabel A-23. Sedangkan entalpi spesifik untuk H₂ dan CH₄ diperoleh melalui persamaan

$$\Delta\bar{h} = \bar{c}_p \cdot \Delta T$$

Harga \bar{c}_p diperoleh dari tabel A-21. Untuk T = 520 K, \bar{c}_p , untuk H₂ dan CH₄ adalah:

$$\bar{c}_{pH_2} = 29,26 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{c}_{pCH_4} = 45,31 \text{ kJ/kmol.K}$$

Maka entalpi spesifik produk adalah:

$$\begin{aligned} \sum_R n_R \bar{h}_R &= 0,1937[-110530 + (14600 - 8669)] \\ &\quad + 0,0538[29,26 (500 - 298)] + \\ &\quad 0,0181[-74850 + 45,31 (500 - 298)] + \\ &\quad + 0,1123[(17678 - 9364)] + \\ &\quad 0,1279[(14770 - 8682)] + 0,4926[(14581 - 8669)] \\ &= 8949,9205 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

Sehingga entalpi pembakaran gas hasil gasifikasi dalam basis mol adalah:

$$\begin{aligned} \bar{h}_{rp} &= \sum_P n_p \bar{h}_p - \sum_R n_R \bar{h}_R \\ \bar{h}_{rp} &= 133836,9685 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} - (8949,9205) \text{ kJ/kmol} \\ \bar{h}_{rp} &= 124887,048 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

Untuk mengetahui entalpi pembakaran dalam basis massa, maka perlu diketahui massa molar rata-rata dari gas, yaitu:

$$M_{rata-rata} = \sum n_i M_i = 28,712$$

Maka entalpi pembakaran dalam basis massa adalah:

$$h_{RP} = \frac{\bar{h}_{RP}}{M_{rata-rata}} = -\frac{124887,048}{28,712} = 4351,47 \text{ kJ/Kg}$$

Maka dengan di dapatkan nilai h_{RP} , sehingga bisa dihitung

$$\text{Daya Burner} = \dot{m}_{gas} \times h_{RP}$$

Dimana

$$\dot{m}_{gas} = 0,00613 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\begin{aligned} \text{Daya Burner} &= 0,00613 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4351,47 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \\ &= 26,68 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.3.3 Efisiensi Burner

Dari hasil perhitungan di atas, kita dapat menentukan besarnya nilai efisiensi *burner*. Besarnya efisiensi *burner* adalah :

$$\eta_{Burner} = \frac{\text{Daya Burner}}{\text{Daya Bahan Bakar}} \cdot 100\%$$

Dimana :

$$\text{Daya Bahan Bakar} = \dot{m}_{gas} LHV_{gas}$$

Nilai kalor bawah (LHV) didefinisikan sebagai panas yang dilepaskan pada saat bahan bakar bereaksi pada tingkat keadaan standar (25°C, 1 atm) dan produk hasil pembakaran tersebut kembali ke tingkat keadaan standar (LHV_{gas}) telah didapatkan dari perhitungan LHV_{gas} = 9262,96 kJ/Kg

Sehingga :

$$\dot{m}_{syngas} = 0,00613 \frac{kg}{s}$$

$$LHV_{syngas} = 9262,96 \frac{kJ}{Kg}$$

$$\text{Daya bahan bakar} = 0,00613 \frac{kg}{s} \times 9262,96 \frac{kJ}{Kg}$$

$$\text{Daya bahan bakar} = 56,78 \text{ kW}$$

$$\text{Daya Burner} = 26,68 \text{ kW}$$

Sehingga :

$$\eta_{Burner} = \frac{26,68 \text{ kW}}{56,78 \text{ kW}} \cdot 100\% = 46,97 \%$$

4.3.4 Konsumsi bahan bakar spesifik

Konsumsi bahan bakar spesifik ini laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Sehingga dapat dirumuskan dengan persamaan berikut :

$$SFC = \frac{\dot{m}_{gas}}{\text{Daya Burner}}$$

Dimana :

$$\dot{m}_{\text{syngas}} = 0,00613 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{Daya Burner} = 26,68 \text{ kW}$$

Sehingga :

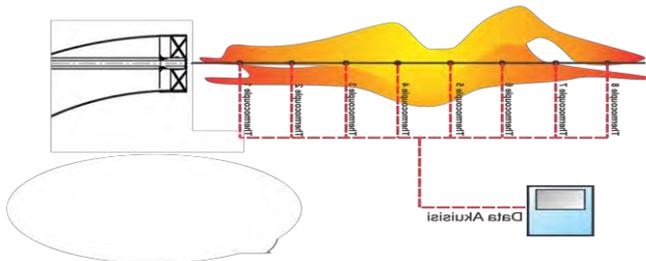
$$\text{SFC} = \frac{0,00613 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{26,68 \text{ kW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{\text{H}} = 0,83 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{H}}$$

4.4 Analisa Data Pembakaran

Dari perhitungan data yang telah dilakukan maka dapat dianalisa dengan perbandingan temperatur yang didapatkan.

4.4.1 Distribusi Temperatur

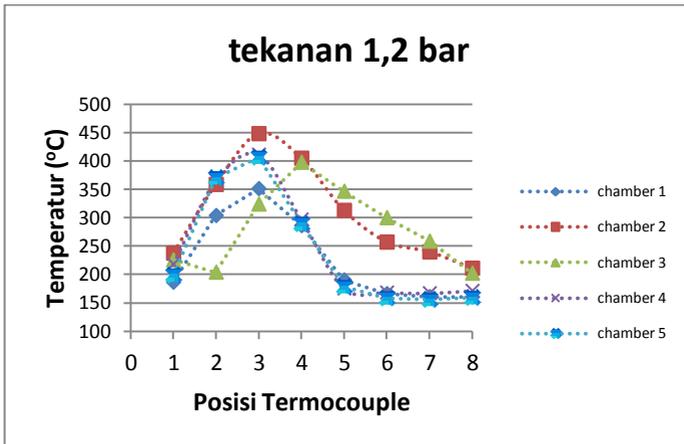
Distribusi temperatur api didapatkan melalui pengukuran menggunakan termocouple. Terdapat 8 titik pengukuran yang disesuaikan dengan bentuk dan panjang api tertinggi.



Gambar 4.1 Pengukuran distribusi temperatur

Berikut distribusi temperatur yang didapatkan berdasarkan tekanan syngas :

4.4.1.1 Distribusi Temperatur Tekanan 1,2 Bar



Gambar 4.2 Distribusi temperatur pada tekanan gas 1,2 bar

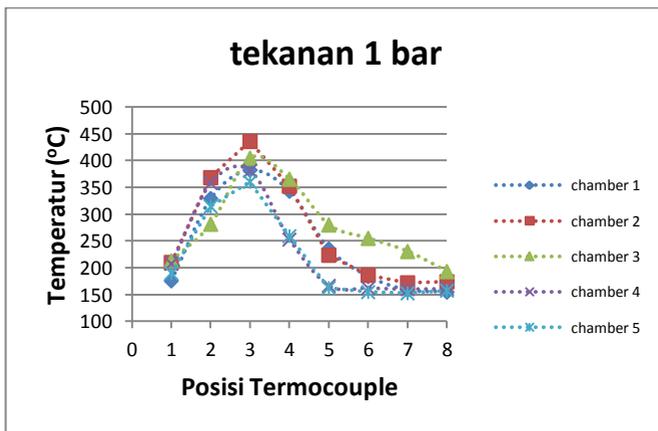
Pada gambar diatas, menunjukkan grafik distribusi temperatur pada 8 titik pengukuran. Pengukuran diambil pada tekanan syngas 1,2 bar. Pada grafik menunjukan perbandingan temperatur pada 5 posisi Chamber yang berbeda. Grafik menunjukan pada tiap posisi chamber memiliki trendline yang serupa. Hanya saja pada posisi chamber 3 titik puncaknya terdapat pada posisi termocouple ke 4.

Temperatur tertinggi yang di dapat pada posisi termocouple ke 3 adalah 445°C pada posisi chamber 2. Sedangkan termperatur terendah pada posisi termocouple ke 8 sebesar 158°C pada posisi chamber 5. Posisi termocouple diurutkan berdasarkan pangkal api hingga ujung lidah api. Temperatur tertinggi didapat pada posisi termocouple ke 3 di karenakan posisi tersebut tepat berada di tengah api. Hal ini sesuai dengan kondisi *premixed flame*. *Premixed flame* akan terjadi bila reaktan tercampur sempurna pada tingkat molekul sebelum terjadinya reaksi kimia yang signifikan. Sehingga pada posisi di zona tersebut memiliki temperatur yang lebih tinggi

dibanding pada posisi yang lain. Sedangkan pada posisi 8 termocouple merupakan temperatur lidah api yang merupakan temperatur terendah api.

Pada tekanan syngas 1,2 bar, posisi chamber 1,2,4 dan 5 memiliki temperatur tertinggi pada posisi termocouple ke 3 sedangkan posisi chamber 2 memiliki temperatur tertinggi pada posisi termocouple ke 4. Fenomena perbedaan ini disebabkan karena perbedaan panjang api. Pada chamber 2 terdapat penurunan temperatur pada posisi termocouple ke 2. Hal ini kemungkinan disebabkan adanya gangguan dr luar seperti angin atau alat ukur yang kurang tepat.

4.4.1.2 Distribusi Temperatur Tekanan 1 Bar



Gambar 4.3 Distribusi temperatur pada tekanan gas 1 bar

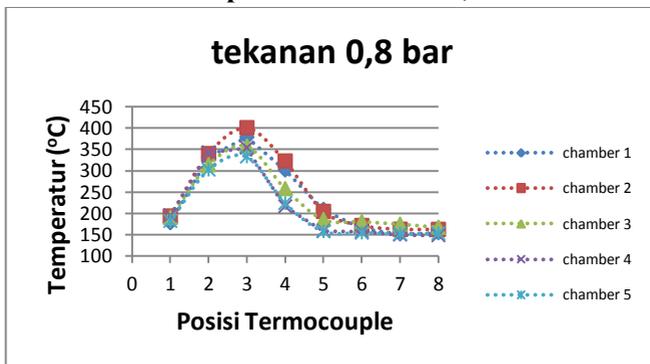
Pada gambar diatas, menunjukkan grafik distribusi temperatur pada 8 titik pengukuran. Pengukuran diambil pada tekanan syngas 1 bar. Grafik menunjukkan trendline yang sama. Memiliki temperatur tertinggi pada titik yang sama pada posisi termocouple ke 3. Pada tekanan 1 bar ini, perbedaan temperatur

memiliki selisih yang kecil pada setiap posisi chamber yang berbeda.

Temperatur tertinggi yang di dapat pada posisi termocouple ke 3 adalah 436°C pada posisi chamber 2. Sedangkan temperatur terendah pada posisi termocouple ke 8 sebesar 153°C pada posisi chamber 4. Posisi termocouple diurutkan berdasarkan pangkal api hingga ujung lidah api. Temperatur tertinggi didapat pada posisi termocouple ke 3 dikarenakan posisi tersebut tepat berada di tengah api. Hal ini sesuai dengan kondisi *premixed flame*. *Premixed flame* akan terjadi bila reaktan tercampur sempurna pada tingkat molekul sebelum terjadinya reaksi kimia yang signifikan. Sehingga pada posisi di zona tersebut memiliki temperatur yang lebih tinggi dibanding pada posisi yang lain. Sedangkan pada posisi 8 termocouple merupakan temperatur lidah api yang merupakan temperatur terendah api.

Pada tekanan syngas 1 bar, setiap posisi chamber tidak memiliki perbedaan temperatur yang signifikan. Perbedaan trendline dapat dilihat pada posisi chamber 2 yang memiliki temperatur lebih tinggi dibanding pada posisi lain pada termocouple ke 4. Hal ini kemungkinan disebabkan bentuk api yg berubah-ubah karena pengaruh udara dari lingkungan.

4.4.1.3 Distribusi Temperatur Tekanan 0,8 Bar



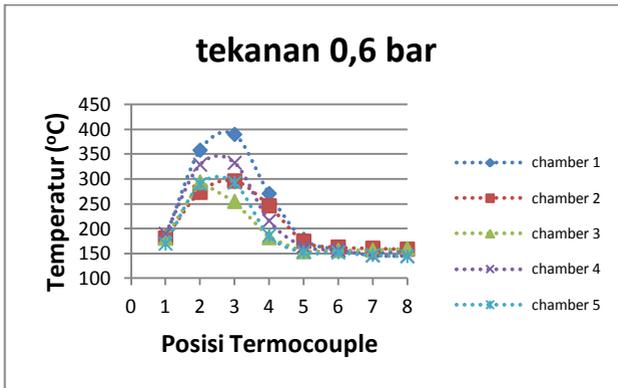
Gambar 4.4 Distribusi temperatur pada tekanan gas 0,8 bar

Pada gambar diatas, menunjukkan grafik distribusi temperatur pada 8 titik pengukuran. Pengukuran diambil pada tekanan syngas 0,8 bar. Grafik menunjukan trendline yang sama. Memiliki termperatur tertinggi pada titik yang sama pada posisi termocouple ke 3. Terjadi penurunan temperatur jika dibanding pada tekanan 1 bar.

Temperatur tertinggi yang di dapat pada posisi termocouple ke 3 adalah 404°C pada posisi chamber 2. Sedangkan termperatur terendah pada posisi termocouple ke 8 sebesar 148°C pada posisi chamber 5. Posisi termocouple diurutkan berdasarkan pangkal api hingga ujung lidah api. Temperatur tertinggi didapat pada posisi termocouple ke 3 di karenakan posisi tersebut tepat berada di tengah api. Terjadi penurunan temperatur dibanding pada tekanan syngas 1 bar dan 1,2 bar. Hal ini terjadi karena penurunan tekanan yang menyebabkan laju aliran massa bahan bakar menurun. Sehingga api tidak stabil, terjadi pada posisi chamber 5, karena pencampuran udara dan bahan bakar yang belum tercampur sempurna menyebabkan api putus. Api seperti ini biasa disebut non-premixed flame. Yang membutuhkan oxidizer untuk membantu pembakaran.

Penurunan temperatur seiring dengan penurunan tekanan terjadi pada tekanan 0,8 bar. Namun jika dibandingkan posisi chamber 1 lebih konstan tidak terpengaruh perbedaan tekanan sebelumnya, hal ini karena posisi chamber 1 yang berada diujung sehingga pencampuran udara dengan bahan bakar lebih baik dibanding posisi yang lain.

4.4.1.4 Distribusi Temperatur Tekanan 0,6 Bar



Gambar 4.5 Distribusi temperatur pada tekanan gas 0,6 bar

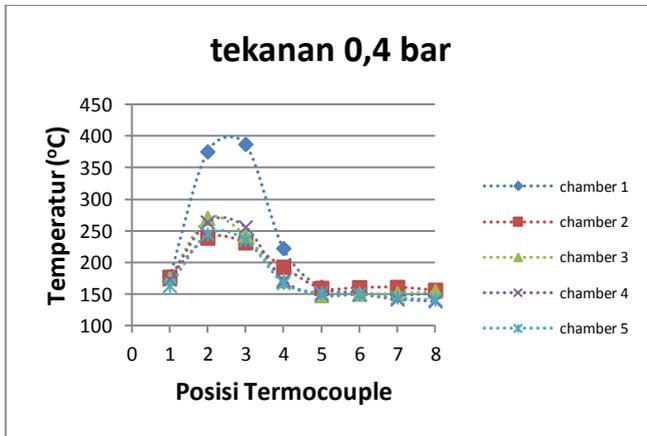
Pada gambar diatas, menunjukkan grafik distribusi temperatur pada 8 titik pengukuran. Pengukuran diambil pada tekanan syngas 0,6 bar. Grafik menunjukkan trendline yang sama. Memiliki termpertatur tertinggi pada titik yang sama pada posisi termocouple ke 3. Namun, pada tekanan 0,6 bar posisi chamber 1 yang memiliki temperatur tertinggi. Pada posisi chamber 3 dan 4 memiliki temperatur yang sama tinggi pada termocouple 2 dan 3.

Temperatur tertinggi yang di dapat pada posisi termocouple ke 3 adalah 386°C pada posisi chamber 1. Sedangkan termpertatur terendah pada posisi termocouple ke 8 sebesar 134°C pada posisi chamber 4. Posisi termocouple diurutkan berdasarkan pangkal api hingga ujung lidah api. Temperatur tertinggi didapat pada posisi termocouple ke 3 di karenakan posisi tersebut tepat berada di tengah api. Terjadi penurunan temperatur dibanding pada tekanan syngas 1 bar dan 1,2 bar. Hal ini terjadi karena penurunan tekanan yang menyebabkan laju aliran massa bahan bakar menurun. Sehingga api tidak stabil, terutama terjadi pada posisi chamber 5, karena pencampuran udara dan bahan bakar yang belum tercampur

sempurna menyebabkan api putus. Api seperti ini biasa disebut non-premixed flame. Yang membutuhkan oxidizer untuk membantu pembakaran.

Jika dibandingkan dengan tekanan syngas 1,2 ; 1 dan 0,8 bar, terjadi perbedaan yang signifikan pada posisi chamber 1. Terjadi adanya penurunan temperatur yang signifikan. Hal ini di karenakan tekanan syngas yang turun, pencampuran udara dan bahan bakar yang belum sempurna membuat api jadi tidak stabil.

4.4.1.6 Distribusi Temperatur Tekanan 0,4 bar



Gambar 4.6 Distribusi temperatur pada tekanan gas 0,4 bar.

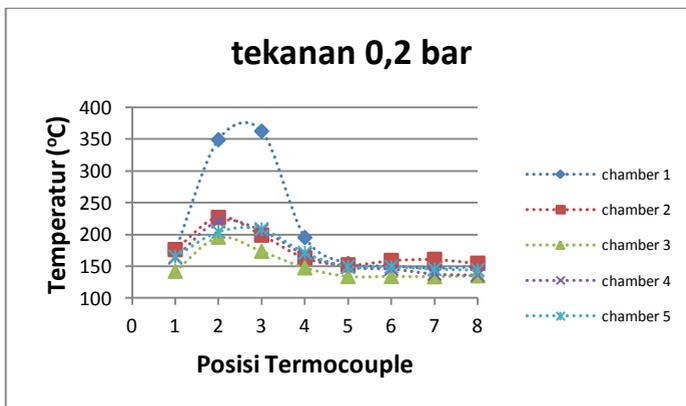
Pada kedua gambar diatas, menunjukkan grafik distribusi temperatur pada 8 titik pengukuran. Pengukuran diambil pada tekanan syngas 0,4 bar . Grafik menunjukkan trendline yang sama pada kedua grafik tersebut. Pada posisi chamber 1 memiliki temperatur tertinggi pada termocouple ke 3. Sedangkan pada posisi chamber yang lain relatif seragam dengan temperatur tertinggi jauh di bawah posisi chamber 4.

Temperatur tertinggi yang di dapat pada posisi termocouple ke 3 adalah 386°C pada posisi chamber 0 tekanan

syngas 0,4. Sedangkan temperatur terendah pada posisi termocouple ke 8 sebesar 132°C pada posisi chamber 4 pada tekanan syngas 0,4 bar. Posisi termocouple diurutkan berdasarkan pangkal api hingga ujung lidah api. Temperatur tertinggi didapat pada posisi termocouple ke 3 di karenakan posisi tersebut tepat berada di tengah api. Pada tekanan 0,4 bar dan 0,2 bar ini terjadi perbedaan temperatur yang besar antara posisi chamber 0 dengan yang lain. Hal ini disebabkan pada posisi chamber 0 api yang terbentuk lebih stabil dibandingkan dengan yang lain. Api laminar yang terbentuk pada posisi chamber 0 di karenakan pencampuran udara dan bahan bakar yang lebih baik dibanding yang lain. Sehingga api bisa stabil dan mampu menghasilkan temperatur tinggi.

Pada grafik diatas pada posisi chamber 1,2,3 dan 4 terjadi pergeseran puncak temperatur. Jika dibandingkan dengan tekanan 1,2 bar, 1 bar, 0,8 bar dan 0,6 bar, temperatur tertinggi terdapat pada posisi termocouple ke 3. Sedangkan pada tekanan 0,4 bar dan 0,2 bar bergeser pada posisi termocouple ke 2. Hal ini dikarenakan bentuk api yang kecil dan tidak stabil. Sehingga api lebih masuk kedalam dan terjadi pergeseran pusat panas.

4.4.1.7 Distribusi Temperatur Tekanan 0,2 Bar



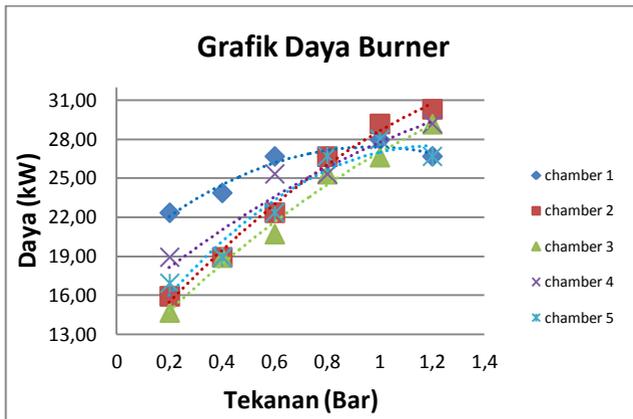
Gambar 4.7 Distribusi temperatur pada tekanan gas 0,4 bar.

Pada kedua gambar diatas, menunjukkan grafik distribusi temperatur pada 8 titik pengukuran. Pengukuran diambil pada tekanan syngas 0,2 bar . Grafik menunjukan trendline yang sama pada grafik pada tekanan 0,4 bar. Pada posisi chamber 1 memiliki temperatur tertinggi pada termocouple ke 3. Sedangkan pada posisi chamber yang lain relatif seragam dengan temperatur tertinggi jauh di bawah posisi chamber 4.

Temperatur tertinggi yang di dapat pada posisi termocouple ke 3 adalah 356°C pada tekanan syngas 0,2 bar. Sedangkan termpertatur terendah pada posisi termocouple ke 8 sebesar 140°C pada posisi chamber 3 pada tekanan syngas 0,2 bar. Posisi termocouple diurutkan berdasarkan pangkal api hingga ujung lidah api. Temperatur tertinggi didapat pada posisi termocouple ke 3 di karenakan posisi tersebut tepat berada di tengah api. Pada tekanan 0,4 bar dan 0,2 bar ini terjadi perbedaan temperatur yang besar antara posisi chamber 1 dengan yang lain. Hal ini disebabkan pada posisi chamber 1 api yang terbentuk lebih stabil dibandingkan dengan yang lain. Api laminar yang terbentuk pada posisi chamber 0 di karenakan pencampuran udara dan bahan bakar yang lebih baik dibanding yang lain. Sehingga api bisa stabil dan mampu menghasilkan temperatur tinggi.

Pada grafik diatas pada posisi chamber 1,2,3 dan 4 terjadi pergeseran puncak temperatur. Jika dibandingkan dengan tekanan 1,2 bar, 1 bar, 0,8 bar dan 0,6 bar, temperatur tertinggi terdapat pada posisi termocouple ke 3. Sedangkan pada tekanan 0,4 bar dan 0,2 bar bergeser pada posisi termocouple ke 2. Hal ini dikarenakan bentuk api yang kecil dan tidak stabil. Sehingga api lebih masuk kedalam dan terjadi pergeseran pusat panas.

4.4.2 Analisa Daya Burner



Gambar 4.8 Grafik Daya Burner

Pada gambar grafik diatas menunjukkan daya pembakaran burner terhadap perubahan tekanan syngas. Daya pembakaran yang didapatkan merupakan kemampuan burner dalam mendapatkan nilai pembakaran yang dihasilkan suatu burner. Dari grafik diatas dapat dilihat semakin tinggi tekanan berbanding lurus dengan peningkatan daya yang dihasilkan. Hampir semua posisi chamber memiliki trendline grafik yang sama. Namun pada posisi 0 memiliki trendline parabola

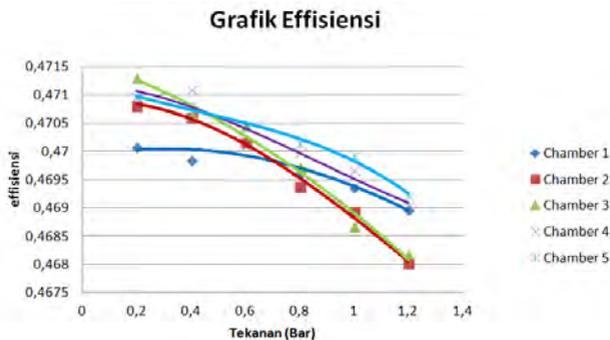
Daya tertinggi terdapat pada posisi chamber 1 dengan tekanan syngas 1,2 bar. Daya burner didapatkan dengan perumusan

$$\text{Daya Burner} = \dot{m}_{gas} \times h_{RP}$$

Daya burner merupakan fungsi laju aliran massa, sesuai dengan kenaikan tekanan laju aliran massa juga meningkat. Sehingga daya burner juga meningkat. Sedangkan untuk entalpi pembakaran merupakan fungsi temperatur, sehingga semakin meningkat temperatur daya pembakaran akan meningkat. Sehingga jika dihubungkan dengan distribusi temperatur sesuai dengan kenaikan temperatur maka daya burner juga meningkat.

Pada umumnya seluruh posisi chamber mengalami peningkatan daya hanya saja pada beberapa pada chamber 0,1,2 dan 3 terjadi penurunan daya pada tekanan yang berbeda-beda. Pada chamber 1 terjadi penurunan pada tekanan syngas 0,8 bar. Pada chamber 2 terjadi penurunan pada tekanan syngas 1 bar. Pada chamber 3 terjadi penurunan pada tekanan syngas 1 bar. Dan pada chamber 3 terjadi penurunan pada tekanan syngas 0,8 bar. Pada chamber 1 terjadi penurunan pada tekanan syngas 0,6 bar.

4.4.3 Efisiensi Burner



Gambar 4.9 Grafik Efisiensi Burner

Pada gambar grafik diatas adalah grafik efisiensi burner pada kenaikan tekanan. Grafik menunjukkan trendline efisiensi semakin menurun dengan perubahan tekanan yang semakin tinggi.

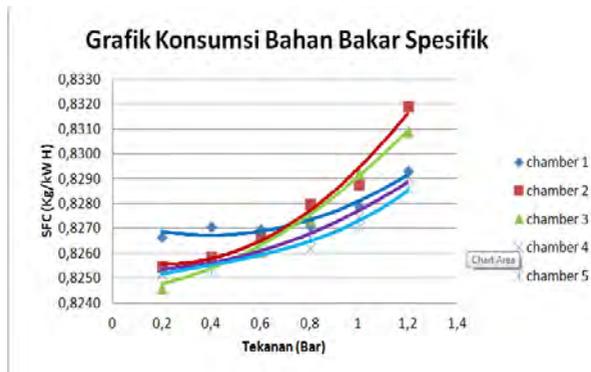
Effisiensi tertinggi terdapat pada posisi chamber 3 dengan tekanan syngas 0,2 bar. Effisiensi burner didapatkan dengan perumusan

$$\eta_{Burner} = \frac{Daya Burner}{Daya Bahan Bakar} \cdot 100\%$$

Effisiensi didapatkan dari perbandingan daya burner dan daya bahan bakar. Daya Bahan Bakar di dapatkan dari pengalihan laju aliran massa syngas dengan LHV gas. Laju aliran massa gas

berbeda pada setiap kondisi. Hal ini dapat mempengaruhi unjuk kerja burner. LHV di dapatkan dari porperties dan komposisi gas yang terkandung.

4.4.4 Konsumsi Bahan bakar spesifik Pembakaran



Gambar 4.10 Grafik konsumsi bahan bakar spesifik

Pada gambar grafik diatas menunjukkan konsumsi bahan bakar spesifik burner terhadap perubahan tekanan syngas. Konsumsi bahan bakar spesifik ini menunjukkan kemampuan bahan bakar mengasilkan daya (kW) dalam waktu satu jam. Dari grafik diatas dapat dilihat trendline grafik yang meningkat seiring peningkatan tekanan.

SFC tertinggi terdapat pada posisi chamber 2 dengan tekanan syngas 1,2 bar dan terendah pada chamber 3 dengan tekanan 0,2 bar. Konsumsi bahan bakar spesifik didapatkan dengan perumusan

$$SFC = \frac{\dot{m}_{gas}}{Daya Burner}$$

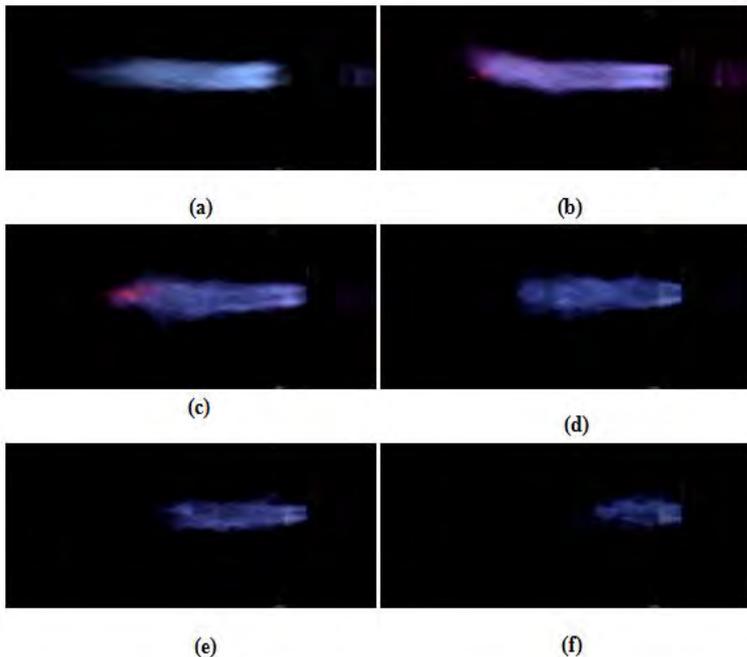
Konsumsi bahan bakar spesifik merupakan fungsi laju aliran massa dan daya. Sesuai dengan perumusan SFC dengan daya sebagai faktor pembagi. Pada grafik menunjukan jika pembakaran terjadi besar semakin meningkatnya daya pembakaran.

Hal ini menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakar yang meningkat seiring dengan peningkatan tekanan. Semakin daya meningkat konsumsi bahan bakar juga meningkat dapat disimpulkan bahwa pembakaran ini terjadi dengan konsumsi bahan bakar yang tinggi.

4.5 Visualisasi Nyala Api

Nyala api pada setiap kondisi pembakaran berubah ubah sesuai dengan posisi chamber dan tekanan bahan bakar. Visualisasi nyala api dapat dilihat berdasarkan posisi chamber sebagai berikut :

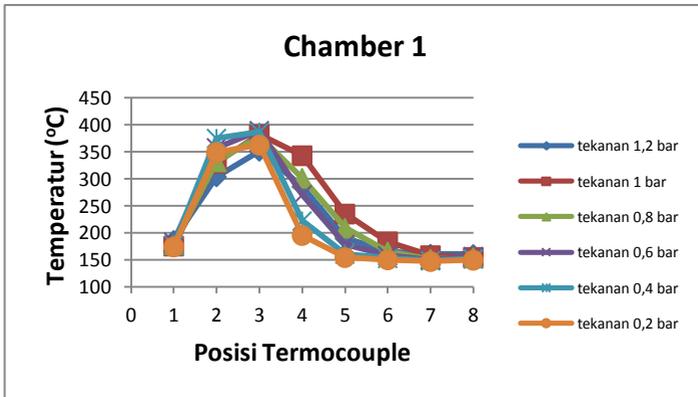
4.5.1 Visualisasi api pada posisi chamber 1



Gambar 4.11 Visualisasi nyala api posisi chamber 1 pada tekanan (a) 1,2 bar, (b) 1 bar, (c) 0,8 bar, (d) 0,6 bar, (e) 0,4 bar, dan (f) 0,2 bar.

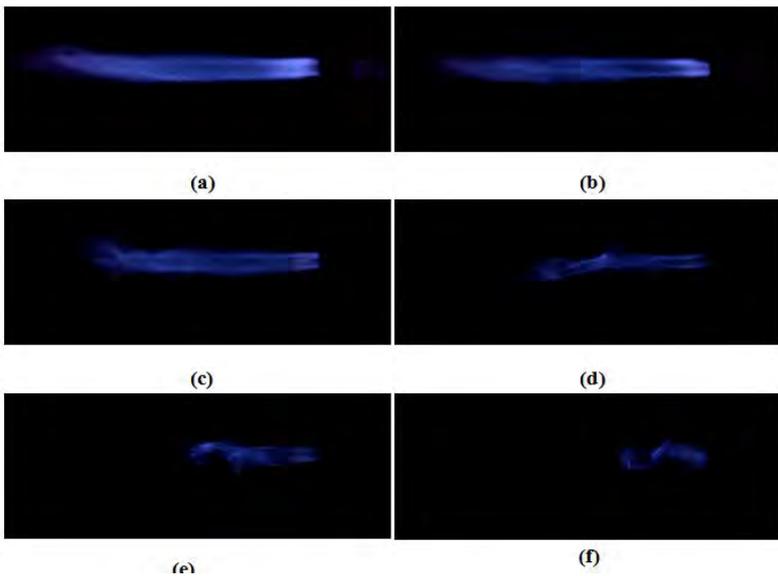
Pada gambar diatas terdapat 6 gambar visualisasi nyala api pada posisi chamber 1 dengan variasi tekanan 1,2 bar, 1 bar, 0,8 bar, 0,6 bar, 0,4 bar dan 0,2 bar. Seiring perubahan tekanan terjadi perubahan bentuk nyala api. Pada tekanan 1,2 bar panjang nyala api terpanjang dan berbentuk laminer dan menurun seiring penurunan tekanan hingga pada tekanan 0,2 bar . Api yang terbentuk cenderung laminer berwarna biru. Hal ini di karenakan terjadinya pencampuran udara yang baik antara bahan bakar dan udara. Namun pada tekanan gas 1,2 bar dan 1 bar, api terlihat terputus dari ujung chamber. Jika tekanan ini di naikan maka api akan mati. Hal ini disebabkan kecepatan rambat api yang lebih kecil di bandingkan dengan tekanan gas. Selain itu juga campuran yang miskin sehingga membuat api putus atau *lifted up*.

Visualisasi api tersebut dapat dikaitkan dengan distribusi temperatur yang di peroleh. Dapat dilihat dari grafik distribusi temperatur yang di dapat bahwa semakin kecil tekanan gas, maka temperatur yang di peroleh juga semakin rendah. Hal ini juga berjaitan dengan panjang api yang di dapat. Terlihat pada tekanan rendah yang didapatkan panjang api yang di dapatkan kecil, sehingga mempengaruhi titik temperatur api maksimum. jika pada tekanan 1 bar pada thermocouple 4 masih mencapai temperatur 350 °C maka pada tekanan 0,2 bar temperatur menurun drastis pada 200 °C . pada posisi chamber 1 ini temperatur tertinggi di peroleh pada tekanan 0,4 bar dengan temperatur 384 °C.



Gambar 4.12 Grafik Distribusi temperatur chamber 1

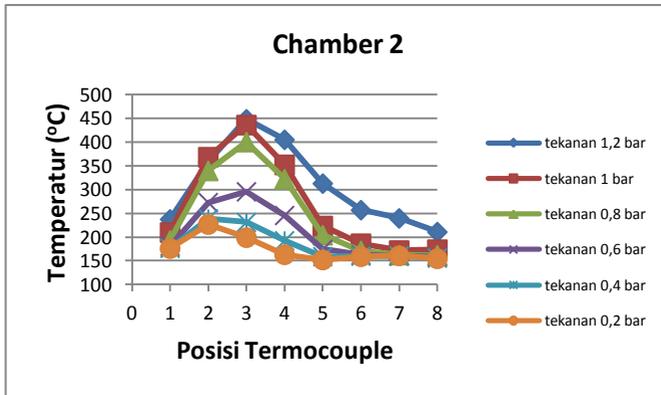
4.5.2 Visualisasi nyala api posisi chamber 2



Gambar 4.13 Visualisasi nyala api posisi chamber 2 pada tekanan (a) 1,2 bar, (b) 1 bar, (c) 0,8 bar, (d) 0,6 bar, (e) 0,4 bar, dan (f) 0,2 bar.

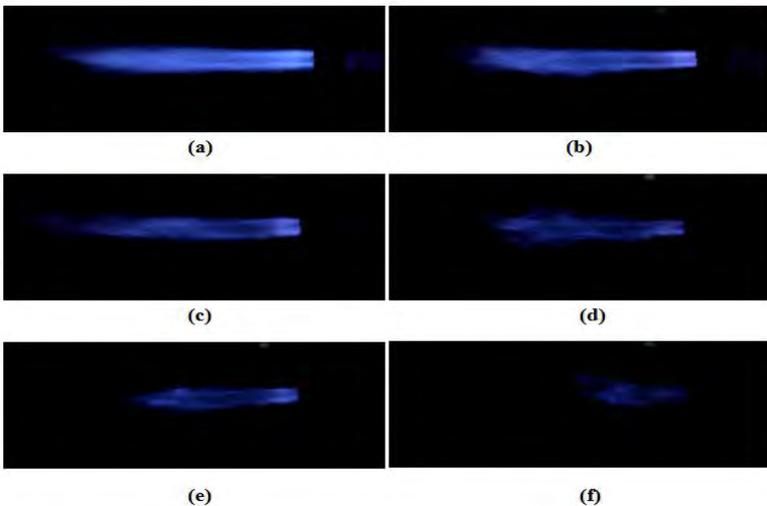
Pada gambar diatas terdapat 6 gambar visualisasi nyala api pada posisi chamber 2 dengan variasi tekanan 1,2 bar, 1 bar, 0,8 bar, 0,6 bar, 0,4 bar dan 0,2 bar. Pada tekanan 1,2 bar panjang nyala api mencapai 30 cm dan menurun seiring dengan penurunan tekanan. Nyala api berbentuk laminar dan berwarna biru. Biasanya api berwarna biru memiliki temperatur yang tinggi. Penurunan panjang nyala api ini disebabkan penurunan tekanan yang berbanding lurus dengan penurunan laju aliran massa gas, sehingga bahan bakar yang bisa terbakar semakin berkurang.

Visualisasi api tersebut dapat dikaitkan dengan distribusi temperatur yang di peroleh. Dapat dilihat dari grafik distribusi temperatur yang di dapat bahwa semakin kecil tekanan gas, maka temperatur yang di peroleh juga semakin rendah. Hal ini juga berjaitan dengan panjang api yang di dapat. Terlihat pada tekanan rendah yang didapatkan panjang api yang di dapatkan kecil, sehingga mempengaruhi titik temperatur api maksimum. Jika dilihat dari grafik temperatur, terjadi perbedaan temperatur yang cukup beragam. Namun yang terlihat mencolok adalah temperatur pada tekanan tinggi dan rendah. Dapat dilihat pada tekanan 1,2 bar temperatur tertinggi pada posisi thermocouple ke 3 sedangkan pada tekanan 0,2 dan 0,4 bar temperatur tertinggi pada thermocouple ke 2. Pada chamber 2 ini diperoleh temperatur tertinggi pada tekanan 1,2 bar sebesar 448 °C pada posisi thermocouple ke 3



Gambar 4.14 Grafik Distribusi temperatur chamber 2

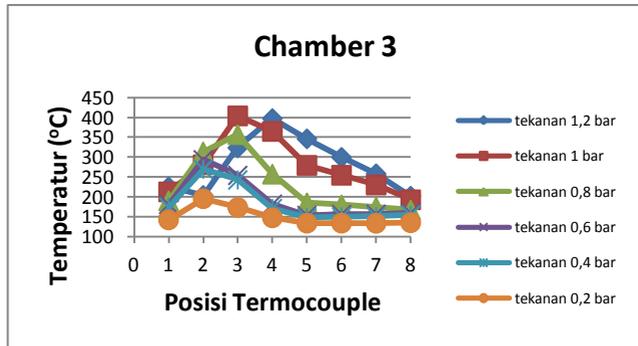
4.5.3 Visualisasi nyala api posisi chamber 3



Gambar 4.15 Visualisasi nyala api posisi chamber 3 pada tekanan (a) 1,2 bar, (b) 1 bar, (c) 0,8 bar, (d) 0,6 bar, (e) 0,4 bar, dan (f) 0,2 bar.

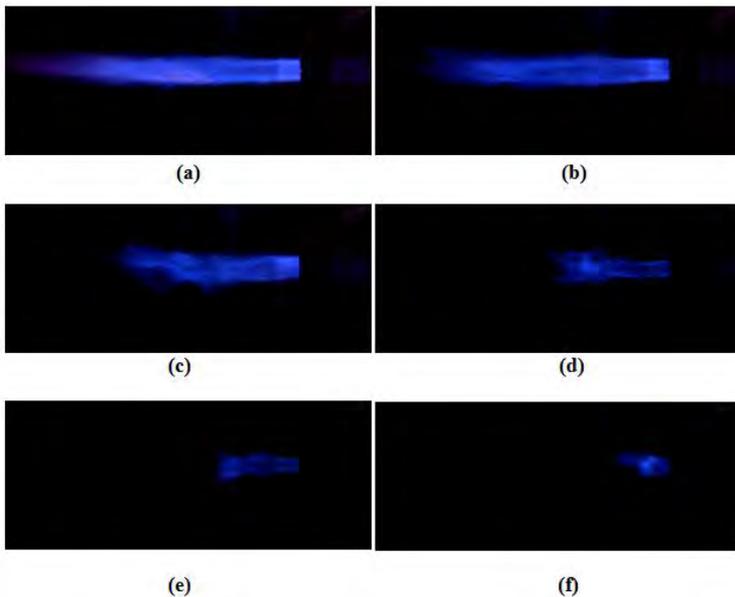
Pada gambar diatas terdapat 6 gambar visualisasi nyala api pada posisi chamber 3 dengan variasi tekanan 1,2 bar, 1 bar, 0,8 bar, 0,6 bar, 0,4 bar dan 0,2 bar. Nyala api berwarna biru sempurna pada tiap-tiap tekanan. Panjang nyala api juga menurun seiring penurunan tekanan. Namun api terlihat tidak terputus dan laminar. Hal ini disebabkan campuran bahan bakar dan udara yang baik, sehingga mampu terbakar dengan baik.

Visualisasi api tersebut dapat dikaitkan dengan distribusi temperatur yang di peroleh. Dapat dilihat dari grafik distribusi temperatur yang di dapat bahwa semakin kecil tekanan gas, maka temperatur yang di peroleh juga semakin rendah. Hal ini juga berkaitan dengan panjang api yang di dapat. Terlihat pada tekanan rendah yang didapatkan panjang api yang di dapatkan kecil, sehingga mempengaruhi titik temperatur api maksimum. Jika dilihat dari grafik temperatur, terjadi perbedaan temperatur yang cukup beragam. Dan terjadi perubahan temperatur maksimum pada masing-masing tekanan gas. Pada tekanan 1,2 bar temperatur maksimum diperoleh pada thermocouple 4, sedangkan pada tekanan 1 dan 0,8 bar diperoleh pada posisi thermocouple ke 3. Dan pada tekanan 0,6 bar, 0,4 bar dan 0,2 bar, temperatur tertinggi pada posisi thermocouple ke 2. Hal ini sesuai dengan visualisasi api yang terlihat bahwa semakin tinggi tekanan gas menyebabkan panjang api yang semakin besar. Sehingga titik temperatur tertinggi semakin bergeser dan berubah sesuai tekanan dan panjang api. Pada chamber 3 ini diperoleh temperatur tertinggi pada tekanan 1 bar sebesar 453 °C pada posisi thermocouple ke 3.



Gambar 4.16 Grafik Distribusi temperatur chamber 3

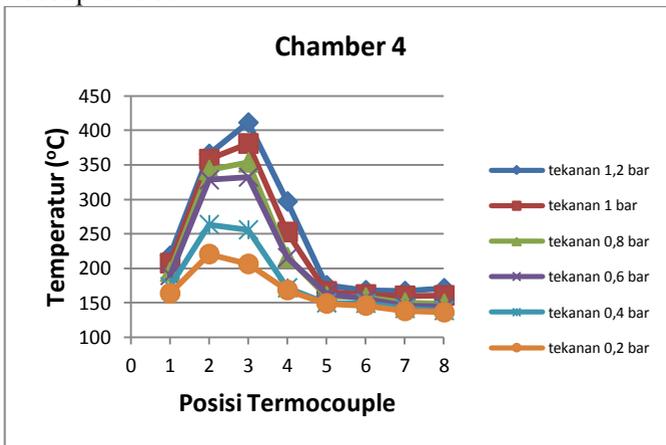
4.5.4 Visualisasi nyala api posisi chamber 4



Gambar 4.17 Visualisasi nyala api posisi chamber 4 pada tekanan (a) 1,2 bar, (b) 1 bar, (c) 0,8 bar, (d) 0,6 bar, (e) 0,4 bar, dan (f) 0,2 bar.

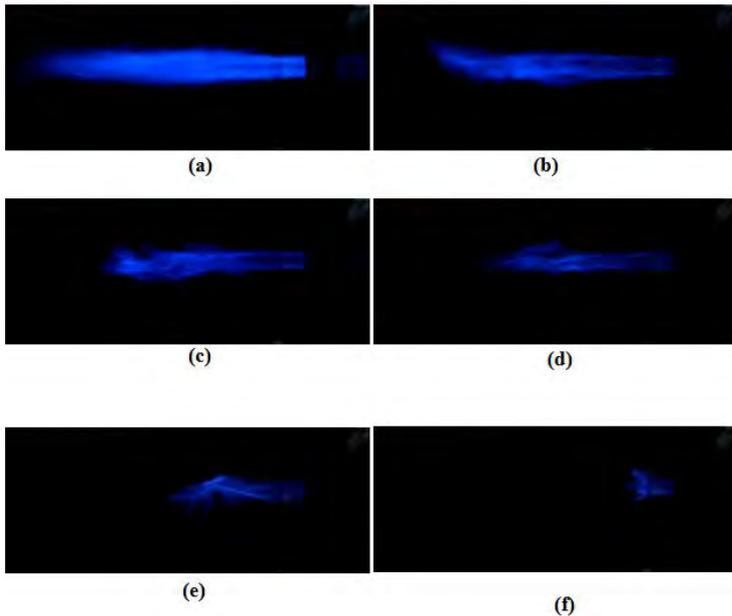
Pada gambar diatas terdapat 6 gambar visualisasi nyala api pada posisi chamber 4 dengan variasi tekanan 1,2 bar, 1 bar, 0,8 bar, 0,6 bar, 0,4 bar dan 0,2 bar. Jika dibandingkan dengan bentuk apai ada posisi chamber yang lain, pada posisi chamber 3 ini panjang api terlihat semakin mundur ke arah chamber dan masuk ke mixed chamber. Namun secara visual terlihat api berwarna biru dan stabil.

Visualisasi api tersebut dapat dikaitkan dengan distribusi temperatur yang di peroleh. Dapat dilihat dari grafik distribusi temperatur yang di dapat bahwa semakin kecil tekanan gas, maka temperatur yang di peroleh juga semakin rendah. Hal ini juga berjaitan dengan panjang api yang di dapat. Terlihat pada tekanan rendah yang didapatkan panjang api yang di dapatkan kecil, sehingga mempengaruhi titik temperatur api maksimum. Jika dilihat dari grafik temperatur, terjadi perbedaan temperatur yang cukup beragam. Pada chamber 4 ini diperoleh temperatur maksimum pada tekanan 1,2 bar sebesar 415 °C pada posisi thermocouple ke 3.



Gambar 4.18 Grafik Distribusi temperatur chamber 4

4.5.5 Visualisasi nyala api posisi chamber 5

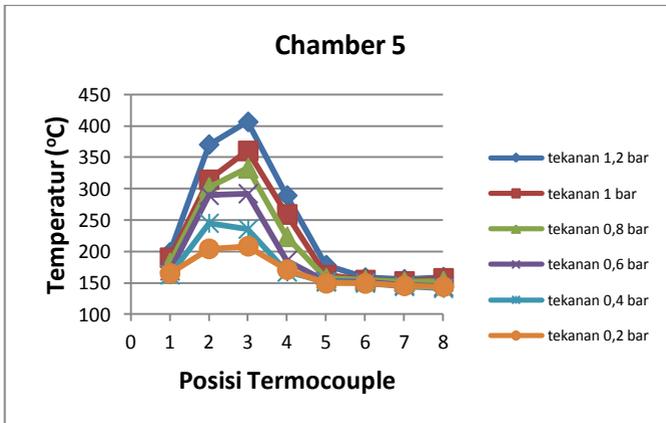


Gambar 4.19 Visualisasi nyala api posisi chamber 5 pada tekanan (a) 1,2 bar, (b) 1 bar, (c) 0,8 bar, (d) 0,6 bar, (e) 0,4 bar, dan (f) 0,2 bar.

Pada gambar diatas terdapat 6 gambar visualisasi nyala api pada posisi chamber 5 dengan variasi tekanan 1,2 bar, 1 bar, 0,8 bar, 0,6 bar, 0,4 bar dan 0,2 bar. Pada posisi ini api terlihat lebih pendek dibanding dengan pada posisi chamber yang lain. Namun pada eksperimen, pada posisi ini penyalaan api lebih susah dibanding yang lain. Di karenakan posisi chamber yang di dalam mixed chamber. Namun api bisa lebih stabil dan berwarna biru.

Visualisasi api tersebut dapat dikaitkan dengan distribusi temperatur yang di peroleh. Dapat dilihat dari grafik distribusi

temperatur yang di dapat bahwa semakin kecil tekanan gas, maka temperatur yang di peroleh juga semakin rendah. Hal ini juga berjaitan dengan panjang api yang di dapat. Terlihat pada tekanan rendah yang didapatkan panjang api yang di dapatkan kecil, sehingga mempengaruhi titik temperatur api maksimum. Jika dilihat dari grafik temperatur, terjadi perbedaan temperatur yang cukup beragam. Pada chamber 5 ini diperoleh temperatur maksimum pada tekanan 1,2 bar sebesar 408 °C pada posisi thermocouple ke 3.



Gambar 4.20 Grafik Distribusi temperatur chamber 5

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Beberapa kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Distribusi temperatur tertinggi pada burner syngas mencapai 448°C. Pda posisi nozzle 1 dengan kondisi operasi tekanan syngas 1,2 bar
2. Daya burner mengalami peningkatan berbanding lurus dengan peningkatan tekanan. Daya burner tertinggi mecapai 26,18 kW pada posisi nozzle 1 dengan kondisi operasi tekanan syngas 1,2 bar
3. Konsumsi bahan bakar spesifik yang optimum terjadi pada posisi nozzle 2 dengan kondisi operasi pada tekanan syngas 0,2 bar dengan nilai sebesar 0,82 Kg / kW .H
4. Effisiensi tertinggi terjadi pada posisi nozzle 2 dengan kondisi operasi tekanan syngas 0,2 bar sebesar 47,13%
5. Variasi dimensi burner dengan unjuk kerja terbaik yang memiliki daya burner dan distribusi temperatur tertinggi pada posisi nozzle 1 dengan kondisi operasi tekanan syngas 1,2 bar

5.2 Saran

1. Dibutuhkan penelitian lebih lanjut untuk mendapatkan unjuk kerja yang lebih baik
2. Merancang ulang saluran bahan bakar dengan memperbesar diameter pemasukan bahan bakar

(halaman kosong)

Daftar Pustaka

1. Surjosatyo, Adi, *pembakaran gas hasil gasifikasi biomassa di premixed gas burner dengan metode 3D computational fluid dynamics*, Teknik Mesin Universitas Indonesia, Jakarta, 2010
2. Hatyowibowo, Riarno, *perencanaan dan pembuatan burner untuk Reaktor Gasifikasi berbahan bakar Biomassa (sekam padi)*, ITB, Bandung, 2008
3. John, B. Heywood, *Internal Combustion Engine*, Mc GrawHill, London, 1988.
4. Robert W. Fox, Alan T. McDonald, Philip J.Pritchard, *Introduction to Fluid Mechanics 6th edition*, John Wiley & Sons, Denver, 2003.
5. Frank P. Incropera, David P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 4th edition*, John Wiley & Sons, USA, 1996
6. Anil K. Rajvanshi, *Biomass Gasification*, Nimbkar Agricultural Research Institute, Maharashtra, India, 1986.
7. Thomas B. Reed, Agua Das, *Handbook of Biomass Downdraft Gasifier Engine Systems*, Solar Energy Research Institute, Colorado, 1988.
8. Baukal, C.E. *Industrial Burners Handbook*. CRC Press. 2003.
9. Moran, Michael J. and Howard N. Saphiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 4th edition, John Wiley and Sons, Inc, 2000.
10. Energy Efficiency Asia. *Fuel and Gas* URL: www.energyefficiencyasia.org
11. Waldheim, Lars and T. Nilsson, *Heating Value Of Gases From Biomass Gasification*, TPS Termiska Processer AB, 2001.

(halaman kosong)

LAMPIRAN

Tabel Data Pengukuran

jarak nozzle	tekanan	h udara	h bahan bakar	temperatur (oC)								max (oC)	min (oC)	mean (oC)	
				1	2	3	4	5	6	7	8				
0	1,2	0,5	1	186,21	303,83	351,17	286,06	190,16	165,93	160,75	160,20	351,17	160,20	225,54	
	1	0,4	1,1	175,77	329,12	382,39	342,95	235,04	183,62	158,03	154,65	382,39	154,65	245,20	
	0,8	0,4	1	177,78	331,56	378,16	301,37	208,88	164,91	151,58	154,29	378,16	151,58	233,57	
	0,6	0,3	1	183,00	357,48	389,30	270,27	178,57	157,99	150,32	156,53	389,30	150,32	230,41	
	0,4	0,2	0,8	177,31	374,84	386,72	222,09	161,13	152,95	148,62	151,82	386,72	148,62	221,94	
	0,2	0,1	0,7	174,11	349,03	362,52	195,24	154,36	150,26	147,08	149,46	362,52	147,08	210,26	
	1,2	0,5	1,3	237,48	358,61	448,15	404,82	312,82	256,95	239,60	210,86	448,15	210,86	308,66	
	1	0,5	1,2	209,86	368,26	435,85	352,24	223,46	186,27	171,90	173,78	435,85	171,90	265,20	
	0,8	0,4	1	193,30	339,55	400,17	322,18	204,20	171,17	162,38	162,06	400,17	162,06	244,38	
	0,6	0,3	0,7	180,90	272,89	295,52	245,80	174,36	162,50	160,17	158,35	295,52	158,35	206,31	
1	0,4	0,3	0,4	176,76	238,70	231,22	192,59	159,22	160,27	160,69	156,18	238,70	156,18	184,45	
	0,2	0,2	0,5	176,20	226,74	199,04	163,13	152,18	159,09	160,88	154,74	226,74	152,18	174,00	
	1,2	0,6	1,2	225,53	203,91	324,03	397,77	346,66	300,04	258,57	202,01	397,77	202,01	282,32	
	1	0,6	1	212,92	281,30	404,58	365,31	279,88	254,86	230,32	192,89	404,58	192,89	277,76	
	0,8	0,5	0,9	190,25	313,71	357,27	257,62	185,27	180,28	174,32	167,16	357,27	167,16	228,23	
	0,6	0,4	0,6	181,18	293,80	254,53	181,76	153,57	155,83	156,48	159,68	293,80	153,57	192,10	
	0,4	0,3	0,5	174,41	269,99	242,90	170,90	147,68	150,13	150,96	154,43	269,99	147,68	182,68	
	0,2	0,2	0,3	142,16	195,65	173,54	147,48	133,94	133,98	133,59	135,06	195,65	133,59	149,43	
	2	1,2	0,6	1,2	225,53	203,91	324,03	397,77	346,66	300,04	258,57	202,01	397,77	202,01	282,32
		1	0,6	1	212,92	281,30	404,58	365,31	279,88	254,86	230,32	192,89	404,58	192,89	277,76
0,8		0,5	0,9	190,25	313,71	357,27	257,62	185,27	180,28	174,32	167,16	357,27	167,16	228,23	
0,6		0,4	0,6	181,18	293,80	254,53	181,76	153,57	155,83	156,48	159,68	293,80	153,57	192,10	
0,4		0,3	0,5	174,41	269,99	242,90	170,90	147,68	150,13	150,96	154,43	269,99	147,68	182,68	
0,2		0,2	0,3	142,16	195,65	173,54	147,48	133,94	133,98	133,59	135,06	195,65	133,59	149,43	
3		1,2	0,6	1,2	218,16	365,81	411,23	296,88	175,20	168,08	166,88	170,94	411,23	166,88	246,65
		1	0,5	1,1	207,33	358,15	380,88	252,50	166,30	161,89	160,01	160,62	380,88	160,01	230,96
		0,8	0,5	0,9	194,88	342,52	353,50	216,15	159,33	157,60	148,39	353,50	148,39	215,32	
		0,6	0,4	0,9	189,52	328,31	332,21	215,35	163,89	156,36	145,49	332,21	144,42	209,44	
	0,4	0,3	0,5	173,27	263,35	255,73	171,59	149,81	149,11	141,64	263,35	138,69	180,40		
	0,2	0,2	0,5	163,64	220,54	206,21	168,37	148,95	145,95	138,13	136,29	220,54	136,29	166,01	
	1,2	0,6	1	198,77	370,36	406,45	289,23	178,32	158,43	155,78	159,23	406,45	155,78	239,57	
	1	0,6	1,1	190,07	314,24	360,17	259,06	162,47	154,51	152,26	157,30	360,17	152,26	218,76	
	0,8	0,5	1	181,85	302,03	332,65	223,55	157,38	154,25	151,95	152,83	332,65	151,95	207,06	
	0,6	0,4	0,7	169,29	289,47	292,14	185,88	152,46	151,66	146,26	144,08	292,14	144,08	191,40	
4	0,4	0,3	0,5	162,94	245,00	235,75	167,55	151,57	149,72	144,42	245,00	141,30	245,00	174,78	
	0,2	0,3	0,4	165,30	204,33	208,52	171,17	149,48	149,17	145,47	208,52	143,97	208,52	143,97	

Tabel Perhitungan Laju aliran massa dan afr

jarak nozzle	tekanan (bar)	h udara (cm)	h udara (m)	p udara (kg/m ³)	luas (m ²)	v (m/s)	mdot (kg/s)	h bahan bakar	p bahan bakar (kg/m ³)	v (m/s)	Luasan (m ²)	mdot (kg/s)	afr
0	1,2	0,5	1,14	0,00485	4,70988	0,026039	1	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	4,247502	
	1	0,4	1,14	0,00485	4,212645	0,02329	1,1	1,15	6,955442	0,000804	0,00643	3,622282	
	0,8	0,4	1,14	0,00485	4,212645	0,02329	1	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	3,799082	
	0,6	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	1	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	3,290101	
	0,4	0,2	1,14	0,00485	2,97879	0,016469	0,8	1,15	5,931621	0,000804	0,005483	3,003438	
	0,2	0,1	1,14	0,00485	2,106372	0,011645	0,7	1,15	5,48523	0,000804	0,005129	2,270386	
1	1,2	0,5	1,14	0,00485	4,70988	0,026039	1,2	1,15	7,264722	0,000804	0,006716	3,877422	
	1	0,5	1,14	0,00485	4,70988	0,026039	1,2	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	3,799082	
	0,8	0,4	1,14	0,00485	4,212645	0,02329	1	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	3,799082	
	0,6	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	0,7	1,15	5,48523	0,000804	0,005129	3,952423	
	0,4	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	0,4	1,15	4,194289	0,000804	0,003877	5,202107	
	0,2	0,2	1,14	0,00485	2,97879	0,016469	0,5	1,15	4,689358	0,000804	0,004335	3,799082	
2	1,2	0,6	1,14	0,00485	5,159415	0,028525	1,2	1,15	7,264722	0,000804	0,006716	4,247502	
	1	0,6	1,14	0,00485	5,159415	0,028525	1	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	4,652906	
	0,8	0,5	1,14	0,00485	4,70988	0,026039	0,9	1,15	6,291434	0,000804	0,005816	4,477261	
	0,6	0,4	1,14	0,00485	4,212645	0,02329	0,6	1,15	5,136934	0,000804	0,004749	4,904593	
	0,4	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	0,5	1,15	4,689358	0,000804	0,004335	4,652906	
	0,2	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	0,3	1,15	3,632361	0,000804	0,003358	6,006876	
3	1,2	0,6	1,14	0,00485	5,159415	0,028525	1,2	1,15	7,264722	0,000804	0,006716	4,247502	
	1	0,5	1,14	0,00485	4,70988	0,026039	1,1	1,15	6,955442	0,000804	0,00643	4,049835	
	0,8	0,5	1,14	0,00485	4,70988	0,026039	0,9	1,15	6,291434	0,000804	0,005816	4,477261	
	0,6	0,4	1,14	0,00485	4,212645	0,02329	0,9	1,15	6,291434	0,000804	0,005816	4,004584	
	0,4	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	0,5	1,15	4,689358	0,000804	0,004335	4,652906	
	0,2	0,2	1,14	0,00485	2,97879	0,016469	0,5	1,15	4,689358	0,000804	0,004335	3,799082	
4	1,2	0,6	1,14	0,00485	5,159415	0,028525	1	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	4,652906	
	1	0,6	1,14	0,00485	5,159415	0,028525	1,1	1,15	6,955442	0,000804	0,00643	4,436372	
	0,8	0,5	1,14	0,00485	4,70988	0,026039	1	1,15	6,631753	0,000804	0,00613	4,247502	
	0,6	0,4	1,14	0,00485	4,212645	0,02329	0,7	1,15	5,48523	0,000804	0,005129	4,540771	
	0,4	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	0,5	1,15	4,689358	0,000804	0,004335	4,652906	
	0,2	0,3	1,14	0,00485	3,648258	0,02017	0,4	1,15	4,194289	0,000804	0,003877	5,202107	

Tabel perhitungan daya, efisiensi, dan SFC

jarak nozzle	tekanan (bar)	Daya bahan bakar (kW)	Daya Burner (kW)	efisiensi	SFC (kg/kW h)
0	1,2	56,78662	26,68	0,46977	0,83
	1	59,55831	27,95	0,469362	0,83
	0,8	56,78662	26,67	0,469602	0,83
	0,6	56,78662	26,67	0,469667	0,83
	0,4	50,79149	23,86	0,469842	0,83
	0,2	47,51109	22,33	0,470082	0,83
1	1,2	64,7467	30,30	0,468014	0,83
	1	62,20662	29,17	0,468942	0,83
	0,8	56,78662	26,65	0,469378	0,83
	0,6	47,51109	22,34	0,470165	0,83
	0,4	35,91501	16,90	0,470607	0,83
	0,2	40,1542	18,91	0,470816	0,83
2	1,2	62,20662	29,15	0,468579	0,83
	1	56,78662	26,61	0,468675	0,83
	0,8	53,87251	25,30	0,469713	0,83
	0,6	43,98672	20,69	0,470454	0,83
	0,4	40,1542	18,90	0,470643	0,83
	0,2	31,10331	14,66	0,471302	0,82
3	1,2	62,20662	29,20	0,469332	0,83
	1	59,55831	27,97	0,469657	0,83
	0,8	53,87251	25,32	0,46998	0,83
	0,6	53,87251	25,33	0,4701	0,83
	0,4	40,1542	18,90	0,470689	0,83
	0,2	40,1542	18,91	0,470976	0,83
4	1,2	56,78662	26,67	0,469726	0,83
	1	59,55831	27,99	0,46991	0,83
	0,8	56,78662	26,70	0,47015	0,83
	0,6	47,51109	22,35	0,470468	0,83
	0,4	40,1542	18,90	0,470802	0,83
	0,2	35,91501	16,91	0,470953	0,83

Tabel perhitungan Enthalpi pembakaran

jarak nozzle	tekanan	perhitungan entalpi pada Reaktan							perhitungan entalpi Produk						
		$n^*(h^o - \Delta h) / M_r$							$n^*(h^o + \Delta h)$						
		O ₂	N ₂	CO ₂	CO	CH ₄	H ₂	h^o reaktan (KJ/Kmol)	CO ₂	N ₂	H ₂ O	h^o product (KJ/Kmol)	h^o RP (KJ/kg)		
0	1,2	1883,29	7158,38	1977,92	-18782,02	-1188,69	310,25	8949,92	-122583,33	8955,25	-20208,89	133836,97	4351,465		
	1	1961,80	7444,40	2076,97	-18667,22	-1167,71	341,15	8350,76	-122295,71	9313,06	-20146,60	133129,24	4347,682		
	0,8	1915,28	7275,06	2018,27	-18735,21	-1180,22	322,86	8706,024	-122466,16	9101,21	-20183,47	133548,42	4349,909		
	0,6	1902,68	7229,17	2002,38	-18753,63	-1183,57	317,90	8802,371	-122512,30	9043,81	-20193,48	133661,97	4350,509		
	0,4	1869,00	7105,88	1959,88	-18803,03	-1192,44	304,58	9060,324	-122635,73	8889,56	-20220,24	133966,41	4352,129		
	0,2	1822,79	6935,33	1901,76	-18871,01	-1204,42	286,23	9415,352	-122861,48	8676,20	-20257,05	134385,33	4354,355		
	1,2	2218,17	8376,64	2404,92	-18293,35	-1094,39	441,11	6386,803	-121343,40	10479,31	-19942,96	130807,06	4335,201		
	1	2041,99	7736,88	2178,96	-18549,81	-1145,51	372,62	7736,488	-121999,55	9678,96	-20082,78	132403,38	4343,794		
	0,8	1958,52	7432,45	2072,83	-18672,02	-1168,60	339,86	8376,024	-122307,74	9298,12	-20149,20	133158,82	4347,833		
	0,6	1807,19	6877,69	1882,23	-18893,94	-1208,40	280,03	9534,634	-122861,21	8604,10	-20269,48	134526,59	4355,12		
1	0,4	1721,13	6560,82	1774,99	-19020,74	-1229,83	245,71	10193,23	-123172,61	8207,68	-20337,96	135302,88	4359,221		
	0,2	1680,15	6409,46	1724,28	-19081,25	-1239,71	229,30	10506,87	-123319,85	8018,33	-20370,58	135672,1	4361,158		
	1,2	2111,11	7988,17	2267,40	-18449,12	-1125,85	399,57	7207,082	-121742,73	9993,33	-20027,98	131777,38	4340,428		
	1	2092,70	7921,09	2243,76	-18476,05	-1131,14	392,39	7446,646	-121811,37	9909,40	-20042,63	131944,59	4341,322		
	0,8	1894,01	7197,61	1991,45	-18766,30	-1185,86	314,48	8868,301	-122544,05	9004,32	-20200,37	133740,1	4350,934		
	0,6	1751,17	6671,56	1812,30	-18976,43	-1222,45	257,72	9963,249	-123064,26	8346,22	-20314,01	135032,05	4357,798		
	0,4	1714,15	6535,06	1766,34	-19031,04	-1231,53	242,92	10246,62	-123197,73	8175,47	-20343,52	135365,78	4359,552		
	0,2	1584,39	6054,58	1606,83	-19222,97	-1262,02	190,75	11238,99	-123660,92	7574,37	-20446,86	136533,41	4365,659		
	1,2	1967,61	7465,55	2084,3	-18658,7	-1166,13	343,4	8306,208	-122274,4	9339,52	-20142	133076,9	4347,41		
	1	1904,88	7237,2	2005,16	-18750,4	-1182,99	318,8	8785,152	-122504,2	9053,85	-20191,7	133642,1	4350,42		
3	0,8	1842,79	7009,34	1926,82	-18841,6	-1199,27	294,2	9261,11	-122731,7	8768,79	-20241,1	134204	4353,41		
	0,6	1819,57	6923,41	1897,73	-18875,7	-1205,25	285	9439,684	-122816,2	8661,3	-20259,6	134414,5	4354,52		
	0,4	1705,21	6502,11	1755,27	-19044,2	-1233,69	239,3	10314,93	-123229,9	8134,24	-20350,6	135446,3	4359,198		
	0,2	1648,98	6293,82	1685,82	-19127,4	-1247,11	216,8	10745,67	-123433,5	7873,67	-20395,4	135953,3	4362,63		
	1,2	1929,52	7349,6	2011,05	-18706,5	-1173,8	332,3	8588,932	-122487,1	9194,47	-20171,5	133464,2	4351,05		
	1	1856,41	7059,58	1943,97	-18821,6	-1195,73	299,6	9156,335	-122681,9	8831,64	-20230,3	134080,5	4352,76		
	0,8	1810,16	6888,6	1885,94	-18889,6	-1207,65	281,2	9511,734	-122850,4	8617,74	-20267,1	134499,8	4354,99		
	0,6	1748,42	6661,43	1808,88	-18980,5	-1223,13	256,6	9984,271	-123076,2	8333,55	-20316,2	135056,8	4357,193		
	0,4	1683,21	6420,79	1728,06	-19076,7	-1238,98	230,5	10483,25	-123308,9	8032,51	-20368,1	135644,5	4361,02		
	0,2	1653,54	6310,7	1691,42	-19120,6	-1246,04	218,6	10710,81	-123415,3	7894,78	-20391,8	135912,3	4362,42		

BIOGRAFI PENULIS



Berikut data diri penulis bernama Mahatma Pandima putra, lahir di Nganjuk tanggal 7 Desember 1990, putra dari pasangan bapak Drs. H. Pandu Hadi O dan Ibu Dra. Hj. Umu Imaroh. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Jenjang pendidikan yang pernah di tempuh adalah SDN Tn. Kalikedinding 252 Surabaya, SMP Negeri 15 Surabaya dan SMA Negeri 7 Surabaya.

Pada tahun 2012 penulis lulus dari Program D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya . Kemudian penulis melanjutkan perkuliahan lintas jalur Jurusan S1 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya tahun 2013. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir dibidang Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, yaitu gas burner type *partially premixed* dengan bahan bakar *syngas* hasil gasifikasi biomassa serbuk kayu.

Selain itu penulis juga aktif di bidang keorganisasian di Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri - ITS. Di Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin penulis mendapat amanah sebagai Staff Departemen Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa 2010-2011, dan sebagai Ketua Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS 2011-2012. Aktif dalam Labaoratorium Teknik Pembakaran dan Bahan bakar 2014 - 2015.

Semoga laporan tugas akhir penelitian ini bermanfaat bagi banyak masyarakat sekitar akan pentingnya sumber energi

terbarukan, semoga dengan ini ilmu yang kita tempuh semoga bermanfaat seterusnya, mohon maaf apabila ada salah kata dalam penulisan laporan penelitian tugas akhir ini.

Wassalamualaikum Wr. Wb.

Alamat email : mahatmapandimaputra@gmail.com