

ANALISA PERANCANGAN RUANG BAKAR PADA PEMBANGKIT LISTRIK MIKRO TURBIN GAS BAHAN BAKAR LPG

Rudi Hermawan^{1*}, Eko Prasetyo¹, Damora Rhakasywi¹, Agung Artanto¹, Erlanda Pane¹

Jurusan Teknik Mesin, Universitas Pancasila,
Jl. Srengseng Sawah, Jagakarsa-Jakarta, 12640
⁸E-mail: defaangkasa@yahoo.com

ABSTRAK

Penelitian ini dilakukan untuk merancang dan menganalisis kinerja sistem dari turbin gas mikro (MGT) terutama pada bagian ruang bakar dengan tambahan sistem kompresor *turbocharge*. Turbin gas mikro merupakan salah satu teknologi *renewable energy* untuk memenuhi kebutuhan energi yang berkembang saat ini. Metode penelitian ini melalui dua tahapan yaitu tahapan perancangan dengan menggunakan siklus Brayton ideal dan aktual serta analisis dengan simulasi *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Hasil perancangan mendapatkan ukuran dimensi ruang bakar dengan diameter sebesar 92.7 mm, dan panjang sebesar 0.568 m. Hasil efisiensi siklus Brayton ideal sebesar 63.4%, dan aktual sebesar 34.7%. Suhu dan tekanan gas masuk ke turbin dari ruang bakar sebesar 1223 K dan 2.68 bar, sedangkan kondisi keluar turbin sebesar 911.04K dan 1.1145 bar. Hasil analisis simulasi CFD meliputi penyebaran suhu di ruang bakar sebesar 305.87⁰C, Mach number sebesar 0, dan analisis statik ruang bakar (*pressure stress* sebesar 1.233×10^8 N/m², *pressure displacement* sebesar 0.05 mm, dan *pressure factor of safety* sebesar 1.26). Tingkat optimasi belum tercapai sehingga rekomendasi untuk pergantian sistem *turbocharge* untuk ke depannya dengan spesifikasi yang disesuaikan dengan sistem turbin gas mikro perlu diperhitungkan.

Kata kunci: Mach Numbers; Siklus Brayton; Suhu; Tekanan; Turbin gas mikro

ABSTRACT

This research conducted to design and analysis of micro gas turbine (MGT) system, especially in the combustion chamber with the compressor turbocharge system. Micro gas turbine is the type technology of renewable energy to accept the development of energy requirement today. The methods of research use the design with the cycle ideal and actual Brayton, and simulation with Computational Fluid Dynamics (CFD). The results show that the dimension of combustion chamber have the diameter is 92.7 mm, and the length is 0.568 m. The efficient of ideal Brayton cycle have the value is 63.4%, meanwhile the actual Brayton cycle have the value is 34.7%. Temperature and pressure of gas inlet to turbine from combustion chamber is 1223 K and 2.68 bar, meanwhile the gas outlet of turbine is 911.04 K and 1.1145 bar. The results of CFD analysis show that the distribution of temperature is 305.87⁰C, Mach number is 0, and static analysis of combustion chamber (pressure stress value is 1.233×10^8 N/m², pressure displacement value is 0.05 mm, and pressure factor of safety value is 1.26). MGT system did not reached of optimum condition from the research. So that, the modification of turbocharge system can be solution to heal of MGT system.

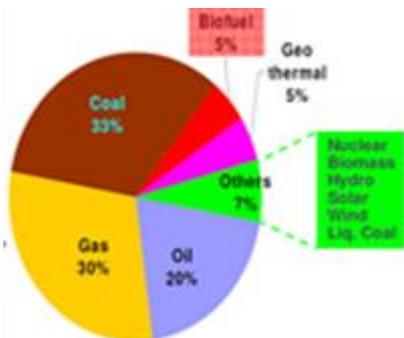
Keywords: Brayton cycle; Mach numbers; Micro gas turbine; Pressure; Temperature

PENDAHULUAN

Kebutuhan manusia terhadap energi terus meningkat setiap tahun. Hal ini berkaitan dengan meningkatnya jumlah populasi masyarakat yang diiringi dengan kegiatan yang dilakukan oleh masyarakat. Kebutuhan energi dapat terwujud dengan adanya ketersediaan

bahan bakar. Namun, pada umumnya bahan bakar yang digunakan merupakan bahan bakar konvensional yang berasal dari minyak bumi maupun batu bara. konsumsi bahan bakar konvensional yang digunakan secara berlanjut mengakibatkan bahan baku fosil terancam ketersediaanya pada masa mendatang. Kondisi

tersebut dapat ditangani dengan tujuan untuk mewujudkan target penggunaan konsumsi energi pada tahun 2025 yang sesuai dengan Dekrit Presiden No.5 tahun 2006 yang ditunjukkan pada Gambar 1 melalui teknologi *renewable energy* yang diterapkan.

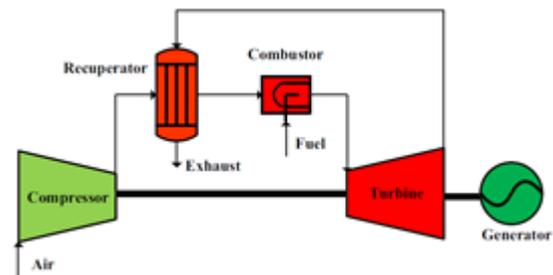


Gambar 1 Target konsumsi energi tahun 2025 (sumber : Dekrit Presiden No.5/2006)

Pembangkit energi skala mikro merupakan salah satu teknologi *renewable energy* yang dapat dimanfaatkan oleh masyarakat. Pembangkit energi skala mikro banyak dibutuhkan terutama untuk kondisi lingkungan di daerah pedesaan, kantor, dan rumah tangga. Pembangkit energi skala mikro memiliki keunggulan yaitu kerapatan daya nya yang tinggi, dapat menggunakan bahan bakar baik bahan bakar cair ataupun bahan bakar gas, dampak terhadap lingkungan yang kecil, dan biaya operasi serta perawatan yang rendah (Siswantara *et al*, 2015). Pembangkit energi skala mikro memiliki beberapa jenis yaitu turbin mikrohidro, turbin uap mikro, dan turbin gas mikro. Pada penelitian ini dilakukan perancangan dan analisis performa turbin gas mikro (MGT), dikarenakan apabila dibandingkan dengan turbin mikro yang lain, MGT memiliki sejumlah kelebihan yaitu tingkat panas yang tinggi dan level emisi yang rendah, ukuran yang padat atau solid, mampu mengurangi bising dan getaran, serta mudah untuk diinstalasi dan dioperasikan (Rahman & Anders, 2016). MGT pada umumnya menghasilkan daya listrik antara 25 kW sampai dengan 500 kW (Enagi *et al*, 2017).

Bahan bakar yang digunakan oleh turbin gas mikro pada penelitian ini adalah gas LPG (*Liquefied Petroleum Gas*), Keuntungan penggunaan LPG dikarenakan beberapa hal yaitu LPG merupakan hasil yang pertama ditemukan dalam pengeboran minyak, harga

komersialnya 40-60% lebih rendah dari senyawa hidrokarbon lainnya, mudah untuk didistribusikan, dan mudah dalam pengaturan risiko operasional (Raslavicius *et al*, 2016). Menurut Ofualagba (2012) prinsip kerja MGT pada saat ini dikombinasikan dengan sebuah generator yang dipasangkan pada kompresor *turbocharge* untuk aliran udara. Sistem MGT tersebut dapat mendukung dalam penggunaan kondisi gas yang memiliki tekanan dan suhu yang tinggi sebelum memasuki turbin gas dengan tujuan dapat mampu memutar sudu-sudu turbin dan mengurangi kerusakan pada sudu-sudu turbin gas mikro tersebut. MGT memiliki sebuah sistem yang terkonstruksi dengan baik, dimana sistem MGT memiliki 5 bagian yaitu kompresor sentrifugal, turbin radial, ruang bakar, *recuperator*, dan generator dengan kecepatan putar yang tinggi. Sistem MGT tersebut dapat ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2 Skema turbin gas mikro (MGT) (sumber : Xiao Gang *et al*, 2017)

Mekanisme kinerja dari turbin gas mikro adalah gas yang masuk ke dalam kompresor akan mengalami proses peningkatan tekanan. Rasio tekanan gas sebelum dan sesudah melalui kompresor sebesar 3-5 kali (Xiao Gang *et al*, 2017). Setelah melalui kompresor, gas mengalami proses pemanasan awal melalui *recuperator* sebelum memasuki ruang bakar untuk proses pembakaran lanjut. Penggunaan *recuperator* dapat membantu mengurangi persentase konsumsi bahan bakar (*fuel*) untuk proses pemanasan awal sebesar 30% (Nikpey, H *et al*, 2014), ini dikarenakan penggunaan gas buang yang berasal dari turbin gas mikro di dalam *recuperator*. Kondisi *recuperator* dapat dikatakan optimum jika mampu meningkatkan keefektifan perpindahan panas lebih dari 90%, total tekanan yang hilang sebesar 10% dengan rasio tekanan keseluruhan sebesar 4.5, dan mampu membuat suhu gas yang masuk ke dalam turbin sebesar 1371°C dan suhu

keluaran turbin sebesar 989°C (Vick, 2012). Setelah melalui *recuperator*, gas tersebut memasuki ruang bakar. Disain ruang bakar merupakan bagian yang terpenting untuk menentukan kualitas dari gas yang masuk ke dalam turbin, dimana ruang bakar didisain dengan menggunakan parameter keseragaman suhu dan emisi dari gas CO (Noor, M.M *et al*, 2013). Keseragaman suhu dan penurunan emisi gas CO dapat diperhitungkan dengan mengetahui rasio bahan bakar dan udara yang masuk ke dalam ruang bakar (A/F_{ratio}). Keseragaman suhu pada ruang pembakaran dapat ditingkatkan dengan menggunakan material yang memiliki keefektifan proses perpindahan panas yaitu dengan bahan *stainless steel* (Zhang K, 2017). Bahan *stainless steel* mampu menghasilkan penurunan emisi CO sampai sebesar 102 ppm, dan menghasilkan keseragaman suhu sebesar 1218°C (Enagi *et al*, 2017).

Gas yang telah melewati ruang pembakaran akan masuk ke dalam bagian turbin. Kondisi kinerja turbin dapat dilakukan analisis parameternya dimana hasil analisis kondisi turbin pada penelitian sebelumnya dapat ditampilkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Kondisi kinerja turbin gas mikro

| Parameter | Turbin gas mikro | | |
|---|------------------------------------|----------------------------------|----------------------------|
| | De Paepe <i>et al</i> (2012) | Majoumerd <i>et al</i> (2014) | Ali <i>et al</i> (2015) |
| Daya listrik (kW _e) | 100 | 100 | 100 |
| Panas keluar (kW _{th}) | 186.7 | 170 | 153.3 |
| Efisiensi listrik (%) | 30.7 | 31 | 32.1 |
| Efisiensi siklus keseluruhan (%) | 57.3 | 84 | 81.2 |
| Laju aliran gas (kg/s) | 0.735 | 0.771 | 0.7 |
| Konsumsi bahan bakar (kW) | 8.13 g/s | 321 | 312 |
| Kecepatan rotasi (rpm) | 69679 | 69675 | N/A |
| Rasio tekanan | 4.6 | 4.4 | 4.5 |

| Parameter | Turbin gas mikro | | |
|------------------------------|------------------------------------|----------------------------------|----------------------------|
| | De Paepe <i>et al</i> (2012) | Majoumerd <i>et al</i> (2014) | Ali <i>et al</i> (2015) |
| Suhu masuk turbin (°C) | 925.4 | 948 | 945 |
| Suhu keluar turbin (°C) | 645 | 650 | 644 |

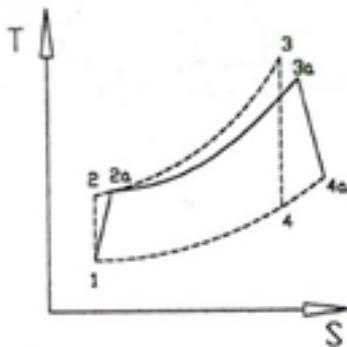
Perlu diketahui pada kondisi kompresor *turbocharge*, turbin gas dipasang dalam satu poros dengan generator. Pada turbin, gas tersebut memutar sudu-sudu turbin dan menghasilkan daya pada poros turbin untuk dimanfaatkan pada putaran generator. Gas yang telah melewati turbin akan dialirkan menuju ke bagian *recuperator* sebagai bahan bakar (*fuel*) untuk proses pemanasan awal gas masuk yang berasal dari kompresor.

Penelitian ini dilakukan melalui tahapan perancangan dan analisis pada bagian ruang pembakaran, dikarenakan ruang pembakaran sebagai tempat yang penting untuk penentuan kualitas dan kuantitas gas sebelum memasuki turbin. Tahap perancangan ruang pembakaran didasarkan pada parameter rasio bahan bakar dan udara (A/F_{ratio}) yang masuk ke dalam ruang bakar. Analisis pada ruang bakar dilakukan dengan menggunakan simulasi *Computational Fluid Dynamics* (CFD) untuk mengetahui distribusi penyebaran suhu, tekanan, *Mach numbers*, dan analisis statik pada ruang bakar. Ruang bakar yang digunakan menggunakan tipe turbular yang dihitung berdasarkan kapasitas kompresor *turbocharge* yang digunakan. Ruang bakar tipe turbular digunakan karena memiliki disain dengan kondisi tekanan hilangnya (*pressure loss*) yang cukup tinggi. Kondisi ruang bakar tersebut diharapkan dapat meningkatkan kinerja sistem turbin gas mikro (MGT) dengan kualitas gas yang baik memiliki kandungan uap air sedikit dari ruang bakar yang mampu memutar sudu-sudu turbin. Putaran sudu turbin tersebut mempengaruhi kecepatan putar poros turbin, dimana semakin besar kecepatan putar poros turbin maka meningkatkan daya turbin tersebut sehingga efisiensi siklus kerja turbin yang berputar dapat dihasilkan secara optimal (Duan *et al*, 2017) dan dapat digunakan untuk memutar generator untuk menghasilkan listrik.

METODE

Perancangan ruang bakar turbin gas mikro (MGT) melalui dua tahap yaitu perancangan dengan analisis termodinamika berdasarkan siklus Brayton, dan analisis kondisi ruang bakar dengan simulasi CFD. Siklus Brayton menggunakan dua buah kondisi yaitu dalam kondisi ideal dan kondisi aktual yang dapat ditunjukkan pada Gambar 3. Pada kondisi siklus Brayton ideal diperlukan data-data yang menunjukkan kondisi awal dan kondisi akhir suatu sistem turbin gas mikro yang mempengaruhi kinerja dari ruang bakar.

Data-data yang diperlukan tersebut antara lain suhu udara masuk kompresor 36°C, tekanan atmosfer sebesar 1.01325 bar, dan gas yang masuk ke turbin memiliki suhu sebesar 950°C. Parameter yang dihitung pada kondisi siklus Brayton ideal antara lain perbandingan suhu masuk kompresor dan turbin (r_p), kerja kompresor ideal (w_k ideal), panas ideal yang dibutuhkan (Q_{in} ideal), kerja turbin ideal (W_T ideal), panas yang keluar dari turbin (Q_{out}), efisiensi siklus thermal ideal (H_{th} siklus), dan *back work ratio* (*bwr*).



Gambar 3 Diagram T-S siklus Brayton ideal dan aktual (Sumber : Cengel, 2005)

Keseluruhan parameter tersebut dapat dihitung dengan menggunakan persamaan-persamaan 1 sampai dengan 7. (Kusnadi *et al*, 2016)

$$r_p \text{ optimum} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (1)$$

$$W_k \text{ ideal} = (h_2 - h_1) \text{ kJ/kg} \quad (2)$$

$$Q_{in} \text{ ideal} = (h_3 - h_2) \text{ kJ/kg} \quad (3)$$

$$W_T \text{ ideal} = (h_3 - h_4) \text{ kJ/kg} \quad (4)$$

$$Q_{out} = (h_4 - h_1) \text{ kJ/kg} \quad (5)$$

$$\eta_{th} \text{ siklus} = \frac{W_{Tideal} - W_{kideal}}{Q_{inideal}} \quad (6)$$

$$bwr = \frac{W_{kideal}}{W_{Tideal}} \quad (7)$$

Pada perhitungan siklus Brayton dalam kondisi aktual menggunakan parameter berdasarkan

spesifikasi kompresor *turbocharge* yang digunakan. Tipe *turbocharge* yang digunakan adalah tipe CT16.



Gambar 4 Turbocharge CT16

Turbocharge CT16 memiliki data spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Data spesifikasi *turbocharge* CT16

| No | Data Parameter | Spesifikasi |
|----|--------------------------|---------------------------------|
| 1 | Daya keluar | 75 kW |
| 2 | Tekanan | 16 psi <i>boost power</i> |
| 3 | Suhu ketahanan | 950°C |
| 4 | Laju aliran gas maksimum | 0.0233 – 0.18 m ³ /s |
| 5 | Putaran motor | 3600 rpm |

Parameter yang digunakan pada perhitungan siklus Brayton aktual adalah kondisi udara masuk dan keluar kompresor, kondisi gas masuk dan keluar turbin, efisiensi kompresor (η_k) dan turbin (η_T), kerja aktual kompresor (W_k aktual), kerja aktual turbin (W_t aktual), tekanan aktual ruang bakar, suhu aktual keluar turbin, energi aktual yang masuk, kerja bersih (W_{net}), *back work ratio* (*bwr*), dan efisiensi thermal aktual siklus (η_{th}). Adapun perhitungan data parameter tersebut dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan-persamaan 8 sampai dengan 23. (Kusnadi *et al*, 2016)

$$T_1, P_1 \text{ in kompresor} = \text{valid} \quad (8)$$

$$T_{out} \text{ kompresor} (T_2) = \text{valid} \quad (9)$$

$$P_{out} \text{ kompresor} (P_2) = (r_p) \cdot P_{in} \text{ kompresor} \quad (10)$$

$$T_{in} \text{ turbin} (T_3) = \text{valid} \quad (11)$$

$$T_{out} \text{ turbin} (T_4) = T_3 \cdot \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\frac{k-2}{k}} \quad (12)$$

$$P_{out} \text{ turbin} (P_4) = 1.1 \cdot P_1 \quad (13)$$

$$\eta_k = \text{valid} \quad (14)$$

$$\eta_T = \frac{\ln \left[1 - \eta_k + \eta_k \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\left(\frac{k-1}{k} \right) \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right)} \quad (15)$$

$$W_k \text{ aktual} = \frac{W_k}{\eta_k} \quad (16)$$

$$W_{t \text{ aktual}} = \eta_T \cdot W_{Tideal} \quad (17)$$

$$P_a \text{ ruang bakar (} P_{3a} \text{)} = P_2 (1 - \Delta P_{rb}) \quad (18)$$

$$T_a \text{ ruang bakar (} T_{4a} \text{)} = \text{valid} \quad (19)$$

$$Q_{\text{aktual in}} = \frac{(h_{3a} - h_{02a}) \cdot kJ}{kg} \quad (20)$$

$$W_{\text{net}} = W_{t \text{ aktual}} - W_{k \text{ aktual}} \quad (21)$$

$$bwr = \frac{W_{k \text{ aktual}}}{W_{T \text{ aktual}}} \quad (22)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{\text{net}}}{q_{in}} \quad (23)$$

Bahan bakar gas merupakan bahan baku untuk menggerakkan turbin. LPG (*Liquefied Petroleum Gas*) merupakan tipe gas yang akan digunakan pada penelitian ini. Jika dibandingkan dengan senyawa hidrokarbon lainnya, LPG terlihat lebih menguntungkan untuk proses *Enhanced Oil Recovery* (EOR) dengan komposisi LPG yang digunakan terdiri dari gas propana (C₃H₈) sebesar 40% dan gas butana (C₄H₁₀) sebesar 60% (Ortega, 2017). Menentukan perbandingan komposisi bahan bakar dan gas yang masuk ke dalam ruang bakar dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 24 dan 25. (Kusnadi *et al*, 2016)

$$(FAR)_{\text{aktual}} = \frac{q_{in}}{LHV_1} \quad (24)$$

$$(AFR)_{\text{aktual}} = \frac{1}{FAR} \quad (25)$$

Setelah mengetahui perbandingan komposisi bahan bakar gas dan udara, maka laju aliran massa udara dan bahan bakar gas perlu diketahui juga, dengan menggunakan persamaan 26 dan 27 (Kusnadi *et al*, 2016). Laju aliran massa udara diketahui dengan asumsi putaran kompresor *turbocharge* sebesar 28000 rpm.

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \text{valid} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = (FAR)_{\text{aktual}} \cdot \dot{m}_{\text{udara}} \quad (27)$$

Gas yang dihasilkan oleh ruang bakar akan melalui *nozzle* menuju ke bagian turbin dengan asumsi tidak terjadi proses perpindahan panas. Material turbin yang digunakan berasal dari bahan *aluminium alloy* dengan memiliki ketahanan suhu mencapai 950°C yang dilakukan unruk menahan suhu panas yang berasal dari ruang bakar. (Dani & Effendi, 2000)

Dimensi ruang bakar merupakan bagian yang penting untuk menghasilkan gas yang dimanfaatkan untuk memutar sudu-sudu turbin. Nilai dari laju aliran massa udara pada

ruang bakar ($\dot{m}_{\text{udara RB}}$) merupakan hasil dari selisih antara laju aliran massa udara total yang masuk dengan 15 % massa udara yang dijadikan sebagai udara pendingin ($\dot{m}_{\text{udara pendingin}}$) juga menjadi faktor yang penting untuk mempengaruhi kualitas gas ruang bakar, dimana mengikuti persamaan 28 dan 29. (Kusnadi *et al*, 2016)

$$\dot{m}_{\text{udara pendingin}} = 15\% \cdot \dot{m}_{\text{udara}} \quad (28)$$

$$\dot{m}_{\text{udara RB}} = (\dot{m}_{\text{udara}} - \dot{m}_{\text{udara pendingin}}) \quad (29)$$

Setelah mengetahui parameter laju massa udara dan massa bahan bakar gas yang masuk ke dalam ruang bakar, kemudian diperhitungkan dimensi ruang bakar tersebut. Pada penentuan dimensi ruang bakar, maka perlu diketahui juga parameter pada ruang bakar selain A/F_{ratio} yaitu tekanan yang hilang (*pressure loss*) pada ruang bakar. Tekanan yang hilang pada variasi ruang bakar dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Nilai *pressure loss* variasi ruang bakar

| Tipe | $\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$ | $\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}$ | $\frac{m_3 \cdot T_3^{0.5}}{A_{ref} \cdot P_3}$ |
|-------------|------------------------------|----------------------------------|---|
| R. Bakar | | | |
| Turbular | 0.07 | 37 | 0.0036 |
| Turboanular | 0.06 | 28 | 0.0039 |
| Annular | 0.06 | 20 | 0.0046 |

Sumber : Levebre and Dilip, 2010

Setelah mengetahui kondisi tekanan yang hilang tersebut, maka tipe ruang bakar yang dipilih adalah tipe turbular. Ruang bakar yang digunakan memerlukan penutup (*casing*), dengan tujuan menjaga energi panas yang di dalam ruang bakar tetap efektif untuk membakar gas di dalam ruang bakar. Luas penampang dan diameter penutup ruang bakar dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 30 dan 31 (Kusnadi *et al*, 2016)

$$A_{ref} = \left[\frac{R}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{uRB} \cdot T_3^{0.5}}{P_3} \right)^2 \cdot \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \cdot \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0.5} \quad (30)$$

$$D_{ref} = \left(4 \frac{A_{ref}}{\pi} \right)^{0.5}$$

(31)

Perhitungan dan perancangan disain liner kemudian dilakukan dengan menghitung luas penampang, diameter liner, dan panjang liner. Persamaan dalam perhitungan tersebut dapat ditampilkan pada persamaan-persamaan 32 sampai dengan 35. (Kusnadi *et al*, 2016)

$$k_{opt} = 1 - \left[\frac{(1 - \dot{m}_{sn})^2 - \lambda}{\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) - r^2 \cdot \lambda} \right]^{1/3} \tag{32}$$

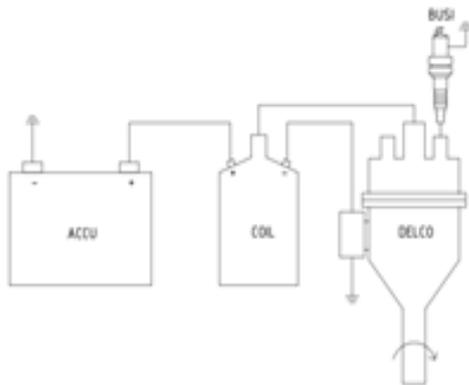
$$A_L = k_{opt} \cdot A_{ref} \tag{33}$$

$$D_L = \left(4 \frac{A_L}{\pi} \right)^{0.5} \tag{34}$$

$$L_L = D_L \cdot \left(A_0 \cdot \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \cdot \ln \left(\frac{1}{1 - PF} \right) \right)^{-1} \tag{35}$$

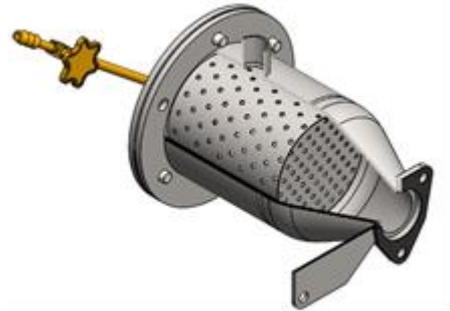
Setelah melakukan proses perhitungan, maka dilakukan proses pemilihan material ruang bakar. Ruang bakar yang digunakan harus memiliki sifat yang tahan api pada suhu sebesar 1100 K atau 827⁰C, dan memiliki tingkat pemuaihan dan korosi yang diakibatkan suhu tinggi sangat baik. Bahan material yang digunakan yaitu bahan *stainless steel* dengan *grade 310*. Penggunaan bahan *stainless steel* tersebut, karena memiliki sifat tahan suhu tinggi sampai dengan suhu 1450⁰C dan memiliki nilai resistansi terhadap oksidasi dan korosi. (Li *et al*, 2017).

Perancangan sistem pengapian yang terdapat pada ruang bakar menggunakan sistem pneumatik, dengan prinsip kerja sesuai dengan kerja busi pada mobil. Skema pengapian gas dapat diketahui pada Gambar 5



Gambar 5 Skema penyalaan api pada ruang bakar

Proses perancangan yang telah dilakukan, kemudian akan dilakukan disain ruang bakar dalam bentuk *prototype* model gambar. Rancangan model gambar disain ruang bakar dapat ditunjukkan pada Gambar 6.



Gambar 6 Disain rancangan ruang bakar

Setelah dilakukan proses perancangan maka dilakukan proses analisis perancangan ruang bakar menggunakan simulasi CFD dengan *software Solidworks*. Parameter data masukan yang digunakan pada analisis simulasi dapat disajikan pada Tabel 4.

Analisis dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui kondisi parameter yang terdapat di dalam ruang bakar, dan mengurangi biaya produksi dari perancangan alat tersebut. Analisis dilakukan pada parameter distribusi suhu, tekanan, dan *Mach numbers* dan analisis statik berupa *pressure stress*, *pressure displacement*, dan *pressure factor of safety* di dalam ruang bakar.

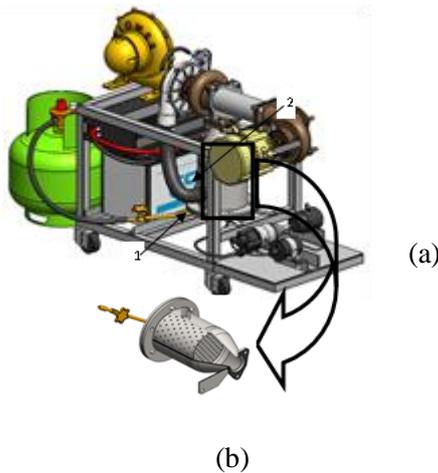
Tabel 4. Parameter analisis CFD ruang bakar

| Condition Data | | 3D steady | Reference |
|-------------------|---|--|-----------|
| Model settings | Fluid | | |
| Fluid proper ties | Density Viscosity (kg/ms) Cp (J/kgK) Thermal Conductivity (W/mK) | Air Ideal Gas 1.7894 e-05 1006.43 0.0242 | Flue Data |
| Boundary | Pressure inlet air (Pa) | 273577.5 | Input |
| Conditions | Pressure inlet gas (Pa) Pressure Outlet (Pa) | 883000 0 | |

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil perancangan disain ruang bakar pada sistem turbin gas mikro (MGT) telah dihasilkan. Sistem MGT yang dirancang tersebut dapat ditunjukkan pada Gambar 7. Pada Gambar 7 dapat diketahui jika ruang bakar dilakukan pemasangan secara kondisi

vertikal. Aliran gas LPG akan masuk dari bagian bawah ruang bakar dan menuju turbin melalui bagian atas ruang bakar.



Keterangan : 1. Aliran gas LPG
2. Aliran udara

Gambar 7 Sistem turbin gas mikro (MGT) a) dan ruang bakar MGT b)

Penambahan udara pada ruang bakar berasal dari kompresor *turbocharge*, hal ini dilakukan untuk meningkatkan suhu dan tekanan pada gas yang masuk ke dalam turbin. Berdasarkan data pada Tabel 7 dapat diketahui bahwa kondisi ideal sistem turbin gas mikro (MGT) dengan kondisi aktual sistem turbin gas mikro (MGT) berbeda. Hal tersebut dapat terlihat dalam parameter efisiensi siklus termal aktual pada kondisi ideal sebesar 63.4% dan kondisi aktual sebesar 34.7 %. Perlu diketahui kondisi ideal tidak memperhitungkan kondisi penggunaan kompresor *turbocharge* sebagai alat untuk mendistribusikan udara ke dalam ruang bakar untuk bercampur dengan bahan bakar gas.

Nilai efisiensi siklus yang kecil dalam kondisi aktual juga disebabkan oleh parameter laju aliran udara dengan laju aliran bahan bakar yang dapat dilihat datanya pada Tabel 5. Data laju aliran udara pada Tabel 5 dengan nilai 0.1478 kg/s dihasilkan melalui kompresor *turbicharge* yang spesifikasinya besar pada kondisi sistem turbin gas mikro (MGT) pada penelitian. Data laju aliran bahan bakar gas sebesar 0.0313 kg/s, jika dibandingkan dengan laju aliran udara lebih sedikit, sehingga banyak kandungan udara yang masuk ke dalam ruang bakar. Hal ini secara tak langsung komposisi gas dan udara yang masuk ke dalam turbin gas mikro tidak proposional, dimana komposisi udara yang masuk ke dalam turbin lebih besar dibandingkan dengan komposisi gas, sehingga pemanfaatan gas di dalam turbin tidak berjalan secara baik. Penggunaan kompresor *turbocharge* dengan spesifikasi yang lebih kecil dapat dijadikan sebagai hal rekomendasi untuk menurunkan laju aliran udara, dan meningkatkan laju aliran bahan bakar gas.

Suhu campuran bahan bakar gas dan udara yang terdapat pada ruang bakar memiliki suhu sebesar 1223 K atau sebesar 950°C dengan tekanan yang terdapat pada ruang bakar sebesar 2.68 bar, kondisi pada ruang bakar ini juga dijadikan sebagai data kondisi masuk gas ke dalam turbin gas mikro. Kondisi gas yang keluar dari turbin gas mikro memiliki suhu sebesar 911.04 K atau sebesar 638.04°C, dengan tekanan keluaran dari turbin gas mikro sebesar 1.1145 bar. Data parameter tersebut diartikan bahwa kondisi sistem kinerja turbin gas mikro berjalan lancar dengan ditandai proses penurunan kondisi suhu dan tekanan turbin.

Tabel 5. Data parameter sistem turbin gas mikro (MGT)

| Siklus Brayton Ideal | | |
|----------------------|--|--------------|
| No. | Parameter | Nilai |
| 1. | Perbandingan tekanan ($r_{p_{optimum}}$) | 11.107 |
| 2. | Kerja kompresor ideal ($W_{k_{ideal}}$) | 8.544 kJ/kg |
| 3. | Panas ideal yang dibutuhkan ($Q_{in_{ideal}}$) | 987.07 kJ/kg |
| 4. | Kerja turbin ideal ($W_{T_{ideal}}$) | 633.95 kJ/kg |
| 5. | Panas keluar turbin (Q_{out}) | 361.66 kJ/kg |
| 6. | Efisiensi siklus termal ideal ($\eta_{th_{siklus}}$) | 63.4 % |
| 7. | <i>Back work ratio</i> (bwr) | 1.4 % |
| Siklus Brayton Ideal | | |
| 1. | Kondisi udara masuk kompresor | |
| | a. Suhu (T_1) | 309 K |
| | b. Entalpi (h_1) | 309.23 kJ/kg |

| | | |
|-----|---|------------------------|
| | c. Bilangan Prandtl (Pr_1) | 1.5374 |
| | d. Tekanan (P_1) | 1.01325 bar |
| 2. | Kondisi udara keluar kompresor | |
| | a. Suhu (T_2) | 318 K |
| | b. Tekanan (P_2) | 2.836 bar |
| | c. Enthalpi (h_2) | 318.28 kJ/kg |
| | d. Bilangan Prandtl (Pr_2) | 1.669 |
| 3. | Kondisi gas masuk turbin | |
| | a. Suhu (T_3) | 1223 K |
| | b. Enthalpi (h_3) | 1304.85 kJ/kg |
| 4. | Kondisi gas keluar turbin | |
| | a. Suhu (T_4) | 911.04 K |
| | b. Enthalpi (h_4) | 945.27 kJ/kg |
| | c. Tekanan (P_4) | 1.1145 bar |
| 5. | Efisiensi kompresor (η_k) | 98 % |
| 6. | Efisiensi turbin (η_T) | 97.9 % |
| 7. | Kerja aktual kompresor ($W_{k \text{ aktual}}$) | 9.2 kJ/kg |
| 8. | Kerja aktual turbin ($W_{T \text{ aktual}}$) | 352.02 kJ/kg |
| 9. | Tekanan aktual ruang bakar (P_{3a}) | 2.68 bar |
| 10. | Panas aktual masuk turbin ($Q_{in \text{ aktual}}$) | 986.23 kJ/kg |
| 11. | Panas aktual keluar turbin ($Q_{out \text{ turbin}}$) | 952.83 kJ/kg |
| 12. | Kerja bersih (W_{net}) | 342.8 kJ/kg |
| 13. | <i>Back work ratio</i> (bwr) | 2.6 % |
| 14. | Efisiensi siklus termal aktual ($\eta_{th \text{ siklus}}$) | 34.7 % |
| No. | Bahan bakar gas LPG | |
| 1. | <i>Lower Heating Value</i> (LHV) | 46.607 kJ/kg |
| 2. | FAR_{aktual} | 0.02117 |
| 3. | AFR_{aktual} | 47.24 kg udara/ kg bb |
| No. | Ruang bakar | |
| 1. | Laju aliran udara (\dot{m}_{udara}) | 0.1478 kg/s |
| 2. | Laju aliran bahan bakar (\dot{m}_{fuel}) | 0.0313 kg/s |
| 3. | Laju aliran udara pendingin ($\dot{m}_{udara \text{ pendingin}}$) | 0.0222 kg/s |
| 4. | Laju aliran udara ruang bakar ($\dot{m}_{udara \text{ RB}}$) | 0.1256 kg/s |
| 5. | Luas penampang <i>casing</i> ruang bakar (A_{ref}) | 0.00893 m ² |
| 6. | Diameter <i>casing</i> ruang bakar (D_{ref}) | 0.1065 m |
| 7. | Luas penampang liner ruang bakar (A_L) | 0.00675 m ² |
| 8. | Diameter liner ruang bakar (D_L) | 92.7 mm |
| 9. | Panjang liner ruang bakar (L_L) | 0.568 m |

Pada saat aliran gas melewati sudu-sudu turbin terjadi kondisi perbedaan tekanan pada bagian atas dan bawah sudu turbin, hal ini menyebabkan sudu-sudu turbin berputar. Pada penurunan suhu yang terjadi di dalam turbin gas mikro, dapat terjadi akibat proses perpindahan panas (energi) yang berasal dari sudu turbin menuju rotor turbin. Proses perpindahan panas di dalam turbin dapat ditandai dengan kondisi *degree of energy transfer* (D.O.R). D.O.R merupakan kondisi, dimana terjadi penurunan enthalpy pada saat gas masuk ke dalam turbin dan keluar turbin (Levebre and Dilip, 2010). Berdasarkan data

pada Tabel 7, dapat diketahui bahwa kondisi enthalpy dari gas tersebut mengalami penurunan sehingga dapat dikatakan kondisi kinerja sistem turbin gas mikro berjalan dengan lancar. Hasil dari data parameter kondisi ruang bakar menghasilkan ukuran dimensi ruang bakar dengan ukuran diameter sebesar 92.7 mm dan panjang ruang bakar sebesar 0.568 m.

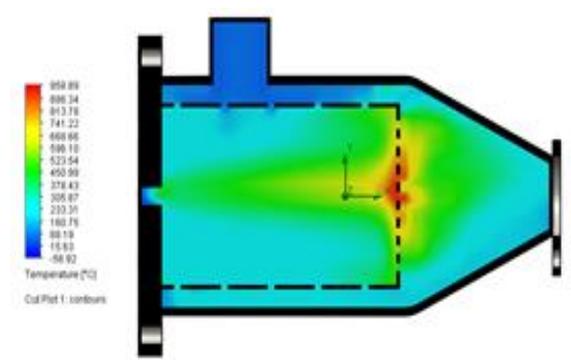
Pemasangan penutup (*casing*) diperlukan untuk tetap menjaga kondisi panas di dalam ruang bakar dan untuk menurunkan *heat losses* yang terjadi di dalam ruang bakar, karena apabila kondisi *heat losses* terjadi maka

suhu dan tekanan gas yang masuk ke dalam turbin gas mikro tidak cukup untuk menggerakkan sudu-sudu turbin. Ukuran dimensi penutup (*casing*) ruang bakar sebesar 0.1065 m yang dihitung dari sisi titik tengah diameter ruang bakar. Hasil disain dari ruang bakar tersebut pada tahapan selanjutnya dilakukan proses analisis melalui simulasi CFD.

SIMULASI CFD

Hasil perancangan ruang bakar tersebut selanjutnya dilakukan analisis dengan menggunakan simulasi CFD yang meliputi beberapa parameter yaitu antara lain suhu pada ruang bakar, *Mach number*, dan analisis statik berupa *pressure stress*, *pressure displacement*, dan *pressure factor of safety*.

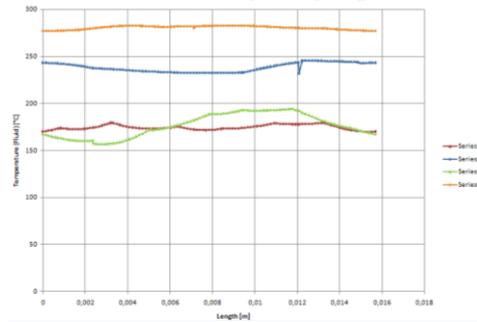
Analisis suhu pada ruang bakar dapat ditemukan bahwa suhu ruang bakar yang dirancang sebesar 15.63°C sampai dengan 958.89°C.



Gambar 8 Penyebaran suhu ruang bakar

Distribusi dari suhu tersebut juga ditampilkan dalam bentuk grafik yang disajikan pada Gambar 9.

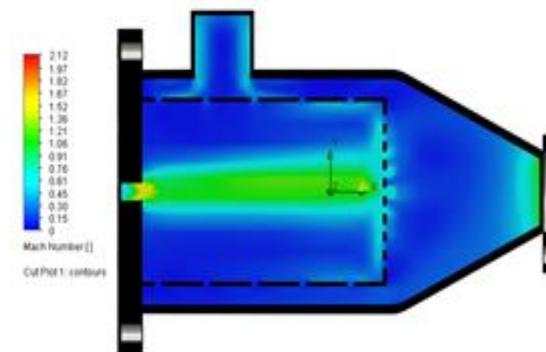
Berdasarkan Gambar 8 dapat diketahui bahwa suhu pembakaran tertinggi terletak pada posisi tengah dari ruang bakar dengan suhu sebesar 958.89°C, sedangkan pada posisi lainnya memiliki penyebaran suhu sebesar 305.87°C. Distribusi suhu di dalam ruang bakar kurang optimal untuk proses pembakaran gas, dikarenakan komposisi udara yang masuk ke dalam ruang bakar lebih besar



Gambar 9 Grafik penyebaran suhu ruang bakar

dibandingkan dengan komposisi gas, dimana komposisi gas yang dibakar telah habis sedangkan komposisi udara yang digunakan untuk bercampur membakar masih tersisa cukup banyak, sehingga secara tak langsung komposisi udara lebih banyak jika dibandingkan komposisi gas yang masuk ke dalam turbin.

Selain distribusi penyebaran suhu pada ruang bakar, parameter *Mach numbers* juga perlu diketahui, karena *Mach numbers* merupakan parameter yang menentukan dalam kondisi kesetimbangan laju aliran massa bahan bakar gas (Bauerheim *et al*, 2014). Penyebaran *Mach numbers* dapat ditampilkan pada Gambar 10.

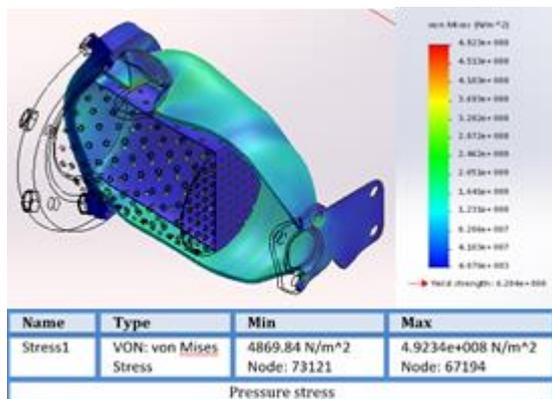


Gambar 10 Bilangan *Mach number* ruang bakar

Berdasarkan Gambar 10, dapat diketahui bahwa kondisi *Mach numbers* pada ruang bakar secara keseluruhan sebesar 0, akan tetapi pada kondisi masukan ruang bakar *Mach numbers* memiliki nilai sebesar 1.36 dan kondisi keluaran ruang bakar *Mach numbers* sebesar 0.91. Pada kondisi *Mach numbers* bernilai nol menandakan kondisi aliran gas pada ruang bakar adalah aliran gas tetap, dimana aliran gas tertahan di dalam regional

produksi gas dengan suhu dan tekanan tinggi, dan entropy gas tidak terjadi, sehingga kualitas gas yang dihasilkan oleh ruang bakar sangat baik; sedangkan kondisi *Mach numbers* yang memiliki nilai tidak nol menyebabkan entropy dari gas yang dibakar di dalam ruang bakar dihasilkan di dalam regional produksi gas dengan suhu dan tekanan tinggi yang mempengaruhi aliran gas di dalam ruang bakar (Bauerheim *et al*, 2014).

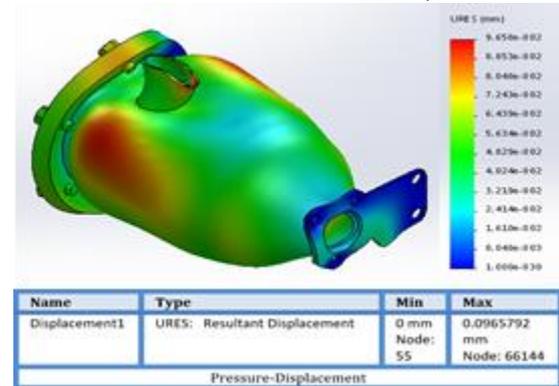
Analisis statik yang dilakukan pada ruang bakar memiliki tujuan untuk mengetahui kondisi ketahanan yang terjadi pada ruang bakar jika dilakukan dalam kondisi operasi yang ekstrim atau kondisi operasi yang maksimal. Analisis statik yang dilakukan lebih menitik beratkan pada kondisi tekanan ruang bakar baik pada parameter tekanan tegangan (*pressure stress*), *pressure displacement*, dan *pressure factor of safety*. Tekanan tegangan (*pressure stress*) dilakukan analisis untuk mengetahui kondisi ketahanan material untuk tetap bertahan dalam kondisi solid pada saat di dalam ruang bakar terjadi proses pembakaran ekstrim. Analisis *pressure stress* dapat ditampilkan pada Gambar 11. Berdasarkan Gambar 11 dapat diketahui kondisi minimum *pressure stress* ruang bakar sebesar 4869.84 N/m², sedangkan kondisi maksimum *pressure stress* ruang bakar sebesar 4.92 x 10⁸ N/m², dan rata-rata *pressure stress* pada ruang bakar sebesar 1.233 x 10⁸ N/m². Hal ini dapat disimpulkan dengan suhu tertinggi proses pembakaran gas, ruang bakar masih mampu bertahan dalam kondisi normal.



Gambar 11 Hasil analisis *pressure stress* ruang bakar

Selain analisis *pressure stress*, ruang bakar juga dilakukan analisis *pressure displacement*, dimana ini dilakukan untuk

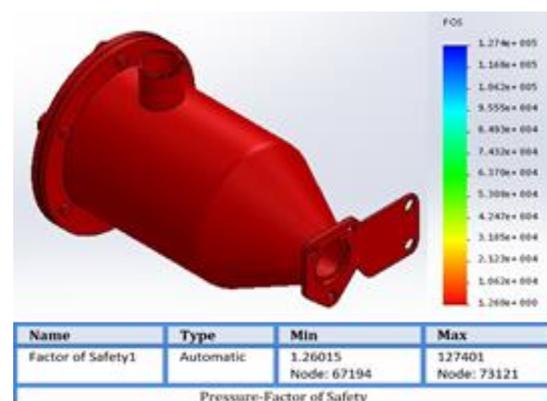
mengetahui kondisi pergeseran tekanan yang terjadi pada ruang bakar setelah mengalami proses pembakaran gas. Kondisi *pressure displacement* ruang bakar dapat ditampilkan pada Gambar 12. Berdasarkan Gambar 12 dapat diketahui bahwa kondisi minimum perpindahan tekanan sebesar 0 mm, dan kondisi maksimum sebesar 0.09 mm,



Gambar 12 Hasil analisis *pressure displacement* ruang bakar

sedangkan rata-rata perpindahan tekanan sebesar 0.04 sampai dengan 0.05 mm, sehingga dengan proses pembakaran gas yang ekstrim, kondisi ruang bakar masih bisa bertahan dalam kondisi solid.

Analisis *pressure factor of safety* dilakukan untuk mengetahui kondisi keamanan ruang bakar saat beroperasi untuk proses pemanasan gas terhadap kondisi pengguna. Analisis ini sangat penting untuk diketahui, dikarenakan hal ini menjadi prosedur standar operasional (SOP) terhadap pengguna sistem turbin gas mikro, terutama pada bagian ruang bakar. Kondisi faktor keamanan yang terdapat pada ruang bakar dapat ditunjukkan pada Gambar 13.



Gambar 13 Hasil analisis *pressure factor of safety* ruang bakar

Kondisi *pressure factor of safety* ruang bakar berdasarkan Gambar 13, menandakan kondisi ruang bakar aman untuk dilakukan proses pembakaran gas, dengan nilai *pressure factor of safety* sebesar 1.26. Kondisi perancangan dan analisis simulasi CFD pada ruang bakar tersebut menjadi bahan pertimbangan dalam proses manufaktur ruang bakar sistem turbin gas mikro.

SIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil perancangan dan analisis simulasi *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dapat disimpulkan bahwa

1. Ruang bakar digunakan dengan tipe turbular. Ukuran dimensi ruang bakar memiliki diameter sebesar 92.7 mm dan panjang sebesar 0.568 m. Penutup (*casing*) ruang bakar memiliki ukuran dimensi diameter sebesar 0.1065 m dihitung dari titik tengah ruang bakar.
2. Pemanfaatan gas untuk menggerakkan sudu turbin tidak optimal dikarenakan komposisi udara dan gas pada ruang bakar tidak proposional akibat spesifikasi *turbocharge* untuk distribusi udara tidak sesuai dengan sistem turbin gas mikro yang digunakan.
3. Efisiensi thermal ideal dari siklus Brayton adalah sebesar 63.4 %, dan untuk siklus Brayton aktual sebesar 34.7 %.
4. Suhu dan tekanan udara masuk ke dalam turbin sebesar 1223 K dan 2.68 bar. Suhu dan tekanan udara keluar dari turbin sebesar 911.04 K dan 1.1145 bar.
5. Analisis simulasi CFD menghasilkan penyebaran suhu di dalam ruang bakar sebesar 305.87°C, dan bilangan *Mach numbers* sebesar 0.
6. Analisis statik ruang bakar simulasi CFD dihasilkan tegangan tekanan (*pressure stress*) sebesar $1.233 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, *pressure displacement* sebesar 0.04 sampai dengan 0.05 mm, dan *pressure factor of safety* sebesar 1.26. Perhitungan analisis statik ditujukan untuk standar operasional sistem turbin gas mikro terutama pada ruang bakar.

Rancangan perhitungan dan analisis simulasi CFD tersebut digunakan sebagai data baku dalam proses manufaktur turbin gas mikro. Diharapkan pada penelitian selanjutnya dilakukan perubahan pada spesifikasi

turbocharge untuk disesuaikan dengan kondisi sistem turbin gas mikro.

UCAPAN TERIMAKASIH

Peneliti mengucapkan terima kasih kepada Kemenristek-DIKTI atas bantuan dana hibah penelitian untuk membantu kegiatan penelitian ini yang tertuang pada surat keputusan (SK) No.2543/LPPM/UP/V/2017.

DAFTAR PUSTAKA

- Ali, U., Palma, C.F., Hughes, K.J., Ingham, D.B., Ma, L., Pourkashanian, M., 2015. Thermodynamic analysis and process system comparison of the exhaust gas recirculated, steam injected and humidified micro gas turbine, Turbine Technical Conference and Exposition. GT2015-42454, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Montreal, Canada.
- Bauerhim, M., Nicoud, F. & Poinso, T. 2014. Theoretical analysis of the mass balance equation through a flame at zero and non-zero Mach numbers. *Combustion and Flame*.
- Cengel, Y. & Michael, B. 2006. Thermodynamics An Engineering Approach. Fifth Edition. New York: McGraw-Hill.
- Dani, M. & Effendi, N. 2000. The Effect of The Reactive Element On The Chromoxide and Aluminide Layers In The High Temperature Condition. *Mikroskopi dan Mikroanalisis*, (3) : 9-12.
- Dekrit Presiden No.5 tahun 2016
- De Paepe, W., Delattin, F., Bram, S. & De Ruyck. 2012. Steam injection experiments in a microturbine- A thermodynamic performance analysis. *Applied Energy*, (97): 569-576.
- Duan, J., Fan, S., An, Q., Sun, L. & Wang, G. 2017. A comparison of micro gas turbine operation modes for optimal efficiency based on a nonlinear model. *Energy*, 134(1) : 400-411.
- Enagi, I., Al-attab, K.A. & Zainal, Z.A. 2017. Combustion chamber design and performance for micro gas turbine application. *Fuel Processing Technology*, (166): 258-268.
- Kusnadi., Arifin, M., Darussalam, R. & Rajani, A. 2016. Rancangan Mikro Gas Turbin Berbahan Bakar Biogas Untuk Pembangkit Tenaga Listrik Biomass

- Berkapasitas 2.5 kW, Studi Kasus : Ciparay Bandung. Prosiding Seminar Nasional Fisika (E-Journal) SNF 2016, (5): 67-72.
- K.Zhang., A. Ghobadian. & J.M.Nouri. 2017. Comparative study of non-premixed and partially premixed combustion simulations in a realistic tay model combustor. *Applied Thermal Engineering*, (110) : 910-920.
- Levebre, H.A. & Dilip, R.B.2010. *Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions Third Edition*. New York: CRC Press.
- Li, Shichun., Deng, Z., Deng, H. & Xu, W. 2017. Microstructure and Properties of Weld Joint During 10kW Laser Welding with Surface-Active Element Sulfur. *Accept Manuscript Journal of Applied Surface Science*.
- Majoumered, M.M., Somehsaraei, H.N., Assadi, M. & Breuhaus, P., 2014. Micro gas turbine configurations with carbon capture-performance assessment using a validated thermodynamic model. *Applied Thermal Engineering*. 73(1) : 172-184.
- M.M. Noor., A.P. Wandel. & T.Yusaf. 2013. Design and development of mild combustion burner. *Mechanical Engineering Science*, (5) : 662-676.
- Nikpey, H., Assadi, M., Breuhaus, P. & Mørkved.2014. Experimental evaluation and ANN modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas. *Applied Energy*, (117) : 30-41.
- Ofualagba, G. 2012. The modelling and simulation of a micro turbine generation system. *International Journal of Science Engineering*, (2) : 1-7.
- Ortega, Alfonso., Hernandez, A., Puello, J. & Marin-Batista, J. 2017. Effect of Liquefied Petroleum Gas (LPG) on Heavy Oil Recovery Process. *Chemical Engineering Transactions*, (57) : 1297-1302.
- Rahman, M. & Anders Malmquist. 2016. Modeling and simulation of an externally fired micro-gas turbine for standalone polygeneration application. *Engineering Gas Turbine Power*, (138) : 1-15.
- Raslavicius, L., Kersys, A., Mockus, S., Kersiene, N. & Starevicius, M. 2016. Liquefied Petroleum Gas (LPG) as a medium-term option in the transition to sustainable fuels and transport. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (32) : 513-525.
- Siswantara, A.I., Asyari Daryus., Steven Darmawan., Gunadi, G.G.R. & Rovida, C. 2015. *Analisis unjuk kerja sistem turbin gas mikro bioenergi proto x-3 berbahan bakar LPG*. Makalah disajikan dalam Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XIV (SNTM XIV), Banjarmasin, 7-8 Oktober.
- Vick, M.J. 2012. *High efficiency recuperated ceramic gas turbine engines for small unmanned air vehicle propulsion*. Tesis tidak diterbitkan. London : Imperial College London
- Xiao, G., Tiangfeng, Yang., Huanlei, Lu *et al.* 2017. Recuperators for micro gas turbines : A review. *Applied Energy*, (197) : 83-99.