



**PENGARUH EKIVALENSI RASIO TERHADAP KERJA
KOMPRESOR DAN EFISIENSI TERMAL PADA TURBIN GAS
ULTRA MIKRO**

SKRIPSI

Oleh:

Bella Dwi Maulida

NIM 181910101017

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS JEMBER
2022**



**PENGARUH EKIVALENSI RASIO TERHADAP KERJA
KOMPRESOR DAN EFISIENSI TERMAL PADA TURBIN GAS
ULTRA MIKRO**

SKRIPSI

Diajukan guna melengkapi skripsi dan memenuhi salah satu syarat untuk menyelesaikan Program Studi Teknik Mesin (S1) dan mencapai gelar Sarjana Teknik

Oleh:

Bella Dwi Maulida

NIM 181910101017

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS JEMBER
2022**

PERSEMBAHAN

Segala puji dan syukur kehadiran Allah SWT, Tuhan Yang Maha Esa. Shalawat serta salam selalu tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW. Saya persembahkan skripsi ini kepada:

1. Bapak saya Luqman Hakim, Ibunda Nurul Munafiah, kakak saya, serta saudara yang telah memberikan do'a, motivasi, pengorbanan, bimbingan, serta dukungan.
2. Bapak Dr. Ir. Nasrul Ilminnafik, Bapak Dr. Ir Salahuddin Junus S.T., M.T.,IPM dan Bapak Dr. Muh. Nurkoyim Kustanto, S.T., M.T, selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ide dan bimbingan dengan penuh kesabaran dan keikhlasan, serafit meluangkan waktu, pikiran, motivasi, dan saran kepada penulis selama penyusunan dan penelitian skripsi ini.
3. Guru-guru saya mulai dari taman kanak-kanak hingga perguruan tinggi, seluruh dosen dan civitas akademik Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember yang telah memberikan ilmu serta motivasi kepada penulis.
4. Teman-teman penelitian turbin gas mikro yang telah meluangkan waktu serta tenaga sehingga menambah ilmu baru dan pengalaman maupun teman-teman teman-teman perkuliahan.

MOTTO

Karena sesungguhnya sesudah kesulitan itu ada kemudahan, sesungguhnya
sesudah kesulitan itu ada kemudahan

(Terjemahan Surat Al-Insyirah ayat 5-6)*)

Janganlah pernah menyerah ketika Anda masih mampu berusaha lagi. Tidak ada
kata berakhir sampai Anda berhenti mencoba **)



*) Departemen Agama Republik Indonesia. 1998. Al Qur'an dan Terjemahannya.
Semarang: PT Kusumodasmoro Grafindo.

**) Anonymous

PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Bella Dwi Maulida

NIM : 181910101017

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa laporan skripsi dengan judul “Pengaruh Ekivalensi Rasio Terhadap Kerja Kompresor dan Efisiensi Termal pada Turbin Gas Ultra Mikro” adalah benar-benar hasil karya saya sendiri, kecuali kutipan yang telah disebutkan sumbernya, dan belum pernah diajukan pada instansi manapun. Saya bertanggung jawab atas keabsahan dan kebenaran isinya sesuai dengan sikap ilmiah yang harus dijunjung tinggi.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan benar dan penuh kesadaran tanpa ada unsur pemaksaan dari pihak manapun serta bersedia dengan sanksi akademik apabila dikemudian hari pernyataan ini tidak benar.

Jember, 21 Juli 2022

Yang menyatakan,



Bella Dwi Maulida

181910101017

SKRIPSI

**PENGARUH EKIVALENSI RASIO TERHADAP KERJA
KOMPRESOR DAN EFISIENSI TERMAL PADA TURBIN GAS
ULTRA MIKRO**

Oleh

Bella Dwi Maulida

181910101017

Pembimbing

Dosen Pembimbing Utama : Dr. Ir. Nasrul Ilminnafik S.T., M.T.

Dosen Pembimbing Anggota : Dr. Ir. Salahuddin Junus S.T., M.T.,IPM

PENGESAHAN

Skripsi ini berjudul “Pengaruh Ekuivalensi Rasio Terhadap Kerja Kompresor dan Efisiensi Termal pada Turbin Gas Ultra Mikro” telah diuji dan disahkan pada:

Hari, Tanggal : Kamis, 21 Juli 2022

Tempat : Fakultas Teknik Universitas Jember

Pembimbing,

Pembimbing I,

Pembimbing II

Dr. Ir. Nasrul Ilminnafik, S.T., M.T.
NIP. 197111141999031002

Dr. Ir. Salahuddin Junus S.T., M.T.,IPM
NIP. 197510062002121002

Penguji,

Penguji I,

Penguji II

Hary Sutjahjono S.T., M.T.
NIP. 196812051997021002

Dr. Ir. Agus Triono S.T., M.T.
NIP. 197008072002121001

Mengesahkan,

Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember

Dr. Ir. Triwahju Hardianto, S.T., M.T
NIP. 197008261997021001

RINGKASAN

Pengaruh Ekivalensi Rasio Terhadap Kerja Kompresor dan Efisiensi Termal pada Turbin Gas Ultra Mikro; Bella Dwi Maulida, 181910101017; 2022; 43 halaman; Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember

Seiring berkembangnya waktu, penggunaan energi listrik akan terus meningkat dikarenakan pesatnya pertumbuhan jumlah penduduk, meningkatnya nilai investasi, dan perkembangan teknologi termasuk perkembangan dunia pendidikan. Upaya pemerintah dalam mengatasi kekurangan pasokan listrik terus dilakukan, salah satunya adalah mengeluarkan kebijakan konservasi energi atau lebih dikenal dengan istilah penghematan energi.

Salah satu prototipe dari turbin gas yang menghasilkan daya di bawah 200 kW adalah turbin gas mikro. Turbin gas mikro memiliki cara kerja yang sama dengan turbin gas, yang membedakan hanya dimensi. Kompresor, ruang bakar, dan turbin merupakan komponen utama pada turbin gas mikro.

Pada penelitian ini akan dilakukan pengujian terhadap turbin gas mikro berbahan bakar LPG dimana parameter yang difokuskan atau variabel bebas yaitu ekivalensi rasio. Mendapatkan nilai ekivalensi rasio maka terlebih dahulu mengetahui rasio udara dan bahan bakar stoikiometri (AFR_{stoic}) dengan rasio bahan bakar aktual (AFR_{aktual}) dengan variabel terikat yaitu efisiensi termal dan kerja kompresor.

Hasil ekivalensi rasio 0,70 memiliki hasil kerja kompresor tertinggi sebesar 0,0597 kJ/s, dan memiliki hasil efisiensi termal tertinggi sebesar 18,84%.

SUMMARY

Effect of Equivalence Ratio on Compressor Work and Thermal Efficiency on Ultra Micro Gas Turbine; Bella Dwi Maulida, 181910101017; 43 pages; Department of Mechanical Engineering; Faculty of Engineering; University of Jember.

Over time, the use of electrical energy will continue to increase due to rapid population growth, increasing investment value, and technological developments including the development of the world of education. The government's efforts to overcome the shortage of electricity supply continue to be carried out, one of which is issuing energy conservation policies or better known as energy savings.

One prototype of a gas turbine that produces power below 200 kW is a micro gas turbine. Micro gas turbines work in the same way as gas turbines, the only difference being the dimensions. The compressor, combustion chamber, and turbine are the main components of a micro gas turbine.

In this research, a micro gas turbine with LPG fuel will be tested where the parameter that is focused or the independent variable is the equivalence ratio. To get the value of the equivalence ratio, first know the stoichiometric air and fuel ratio (AFR_{stoic}) with the actual fuel ratio (AFR_{actual}) with the dependent variables are thermal efficiency and compressor work.

The equivalence ratio of 0.70 has the highest compressor performance of 0.0597 kJ/s, and has the highest thermal efficiency of 18.84%.

KATA PENGANTAR

Bismillahirrohmanirroh

Puji syukur kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, taufik, serta hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **“Pengaruh Ekuivalensi Rasio Terhadap Kerja Kompresor dan Efisiensi Termal pada Turbin Gas Ultra Mikro”** sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan Program Sarjana (S1) Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Penulisan skripsi ini tidak bisa terselesaikan tanpa adanya pihak-pihak yang telah memberikan dukungan, bantuan, bimbingan, nasihat. Pada kesempatan ini penulis menyampaikan terimakasih setulus-tulusnya kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Nasrul Ilminnafik S.T., M.T, Bapak Dr. Muh. Nurkoyim Kustanto, S.T., M.T, Bapak Dr. Ir. Salahuddin Junus S.T., M.T., IPM selaku dosen pembimbing yang telah membimbing, meluangkan waktunya, memberikan bantuan, motivasi, dan saran kepada penulis sehingga bisa terselesaikannya skripsi ini.
2. Bapak Ir. Hary Sutjahjono S.T., M.T. selaku dosen penguji I dan Bapak Dr. Ir. Agus Triono S.T., M.T. selaku dosen penguji II yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyusunan skripsi ini.
3. Seluruh dosen dan civitas akademik Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember yang telah memberikan ilmu dan dukungan kepada penulis.
4. Keluarga saya, Bapak Luqman Hakim dan Ibu Nurul Munafiah selaku orang tua saya, dan kakak kandung saya Esa Ria Permata Hati yang telah memberikan saya kasih sayang, doa, nasihat, dukungan, motivasi, pengorbanan, serta kesabaran yang luar biasa dalam setiap langkah penulis.
5. Teman dekat saya Haidar Rahmanda yang telah memberikan dukungan, dan batuan, serta motivasi kepada penulis.
6. Teman-teman tim turbin gas mikro (Mas Risky, Kanastain, Sofyan, Aldi, Bayu, dan Devita) yang telah memberikan dukungan, bantuan, motivasi, dan pengalaman baru kepada penulis.

7. Sahabat saya Vione yang telah memberikan waktu untuk berdiskusi dan memberikan semangat satu sama lain.
8. Teman teman angkatan M20, yang telah memberikan warna dan pengalaman baru selama perkuliahan.
9. Teman-teman perempuan angkatan M20 Laila, Rizqa, Palupi, Dinda, Dian, Anays, Indah Banun, dan Allisa yang telah memberikan dukungan dan motivasi kepada penulis.

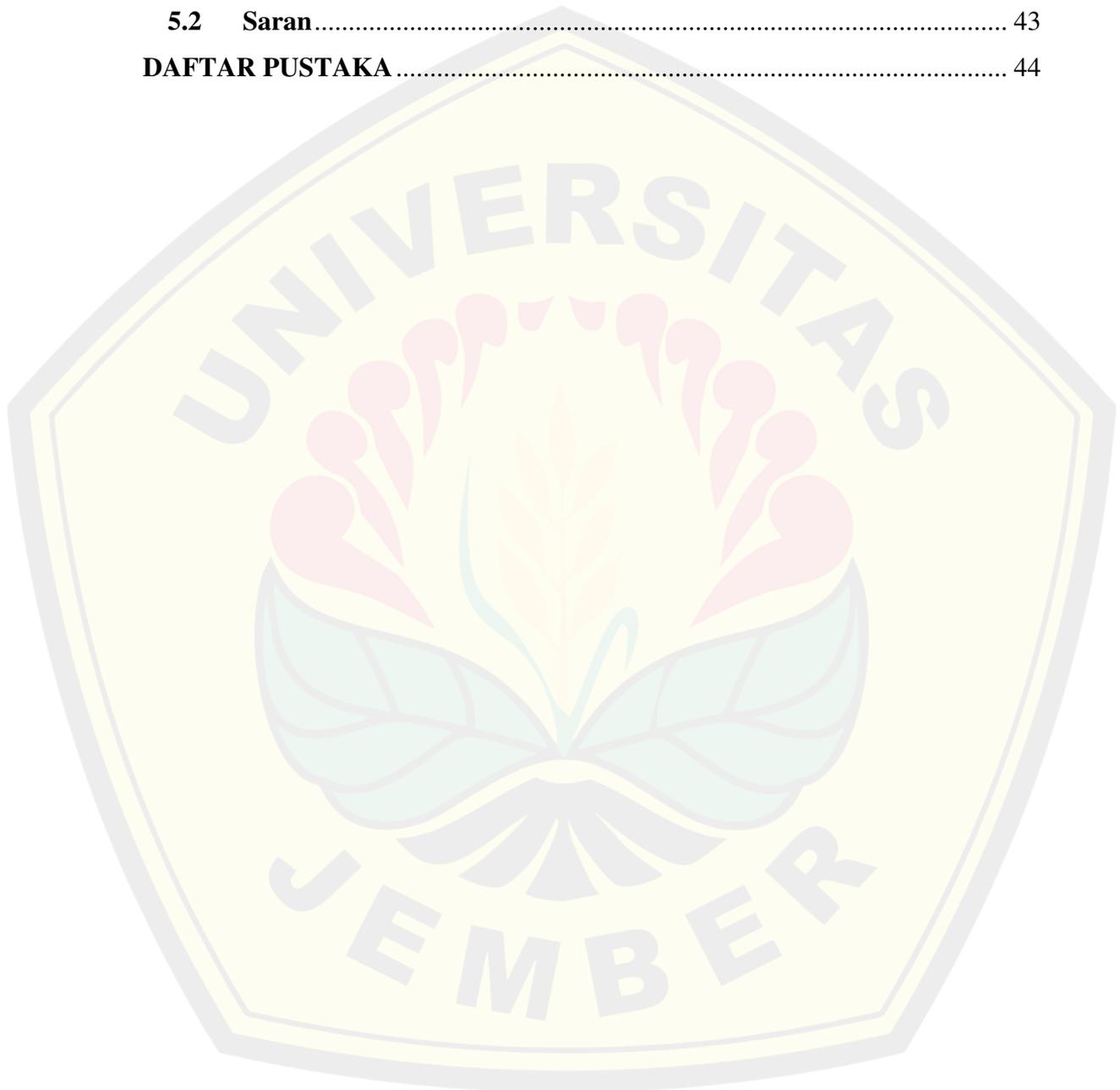


DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iii
HALAMAN MOTTO	iv
HALAMAN PERNYATAAN	v
HALAMAN PEMBIMBING	vi
HALAMAN PENGESAHAN	vii
RINGKASAN	viii
KATA PENGANTAR	x
DAFTAR ISI	xii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xvi
BAB 1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Manfaat	3
1.5 Batasan Masalah	4
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Turbin Gas	5
2.1.1 Pengertian Turbin Gas.....	5
2.1.2 Komponen Utama Turbin Gas	5
2.2 Siklus Brayton	6
2.4 Performa Turbin Gas	7
2.5 Air Fuel Ratio (AFR)	9
2.6 Ekuivalensi Rasio (Φ)	9
2.7 Turbin Gas Mikro	10
2.7.1 Pengertian Turbin Gas Mikro.....	10
2.8 Turbin Gas Ultra Mikro	11

2.8	Liquefied Petroleum Gas (LPG)	12
2.9	Penelitian Terdahulu	12
2.10	Hipotesa	13
2.11	Diagram Penelitian	14
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN		15
3.1	Metode Penelitian	15
3.2	Tempat dan Waktu Penelitian	15
3.3	Alat dan Bahan	15
3.3.1	Alat dan Instrument Penelitian	15
3.3.2	Bahan Penelitian	17
3.5	Variabel Penelitian	18
3.5.1	Variabel Bebas	18
3.5.2	Variabel Terikat	19
3.6	Preparasi Sampel	20
3.7	Prosedur Penelitian	21
3.7.1	Persiapan Alat Pengujian	21
4.	Pemeriksaan Alat Penguji	21
3.8	Tahapan Pengujian dan Pengolahan Data	21
3.8.1	Menghitung Laju Massa Bahan Bakar dan Laju Massa Udara	22
3.9	Tahapan Analisa Data	25
3.9.1	Perhitungan Laju Massa Udara	25
3.9.2	Perhitungan Laju Massa Bahan Bakar	26
3.9.3	Perhitungan AFR Stoikiometri	26
3.9.4	Perhitungan AFR Aktual	27
3.9.5	Perhitungan Ekuivalensi Rasio	27
3.9.6	Perhitungan Kerja Kompresor	27
3.9.7	Perhitungan Kerja Turbin	28
3.9.8	Perhitungan Kerja Netto	28
3.9.9	Perhitungan Kalor Masuk	28
3.9.10	Perhitungan Efisiensi Termal	28
3.11	Diagram Alir Penelitian	29

BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN	30
4.1 Kerja Kompresor	32
4.2 Efisiensi termal	35
BAB 5. PENUTUP	42
5.1 Kesimpulan	42
5.2 Saran	43
DAFTAR PUSTAKA	44

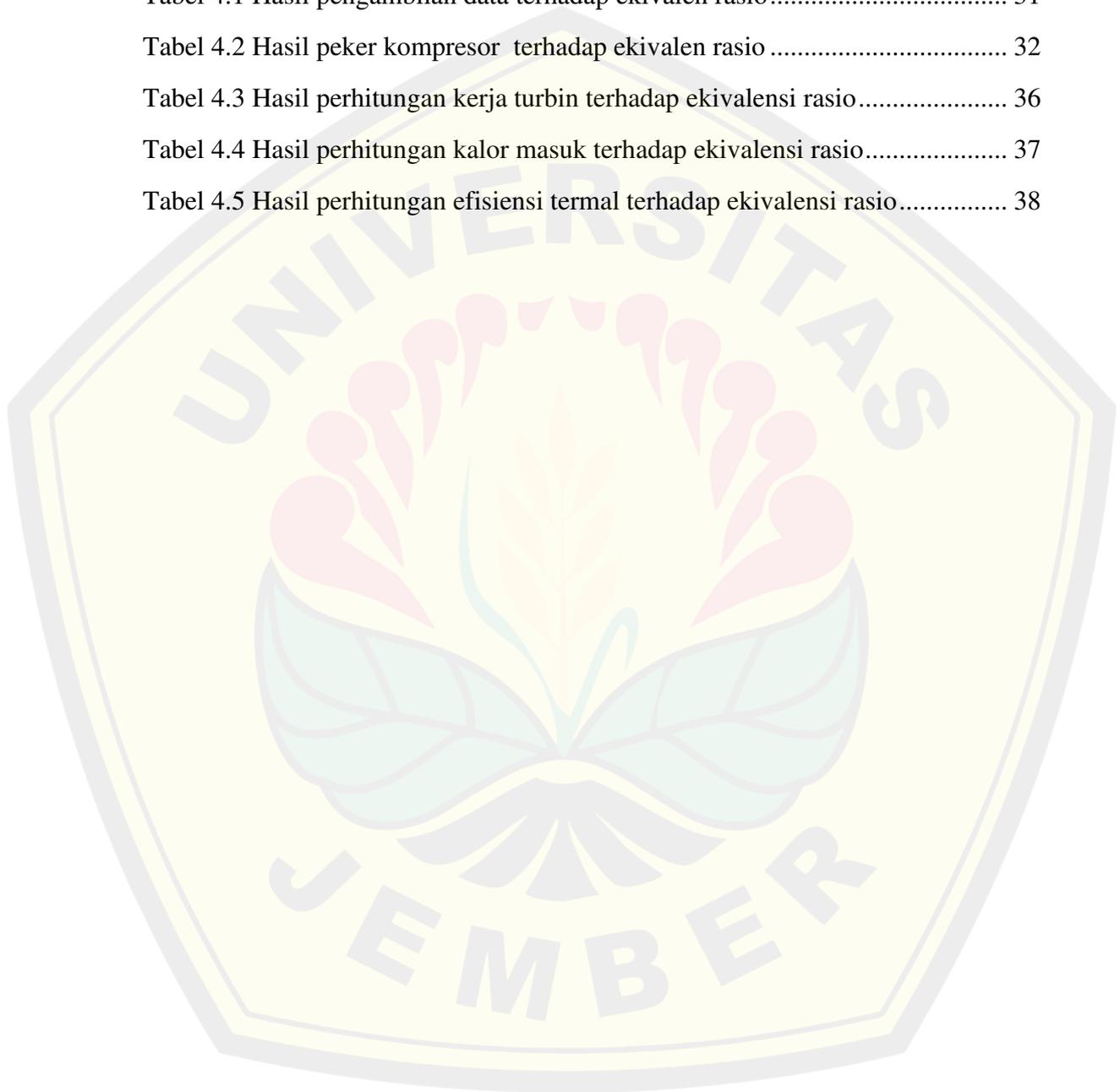


DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Turbin gas.....	5
Gambar 2.2 Skema turbin gas	6
Gambar 2. 3 Siklus pada turbin gas sederhana	6
Gambar 2. 4 Skema turbin gas mikro.....	11
Gambar 2. 5 Diagram penelitian	14
Gambar 3. 1 Datalogger	17
Gambar 3. 2 Rangkaian turbin gas ultra mikro berbahan bakar LPG	18
Gambar 3. 3 Skema rangkain turbin gas mikro bahan bakar LPG.....	19
Gambar 3. 4 Pengukuran temperatur dan tekanan	20
Gambar 3. 5 Menentukan massa LPG.....	22
Gambar 3. 6 Menghitung waktu percobaan	23
Gambar 3. 7 Mengukur tekanan pada inlet kompresor	23
Gambar 3. 8 Merekam hasil pengukuran pada datalogger.....	24
Gambar 3. 9 Diagram alir penelitian.....	29
Gambar 4.1 Skema hasil pengambilan data pada ekivalensi rasio 0,58.....	30
Gambar 4.2 Grafik perubahan ekivalensi rasio terhadap kerja kompresor	33
Gambar 4.3 Pengaruh temperatur <i>inlet</i> kompresor terhadap kerja kompresor	34
Gambar 4. 4 Pengaruh temperatur <i>inlet</i> kompresor terhadap kerja kompresor	35
Gambar 4.5 Grafik perubahan ekivalensi rasio terhadap efisiensi termal	39
Gambar 4.6 Pengaruh temperatur <i>inlet</i> kompresor terhadap efisiensi termal	40
Gambar 4. 7 Pengaruh temperatur <i>inlet</i> kompresor terhadap efisiensi termal	41
Gambar 4.8 Pengaruh rasio kompresi dan temperatur inlet kompresor terhadap efisiensi termal	41

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Properties</i> LPG	12
Tabel 3.1 Waktu pengambilan data.....	15
Tabel 4.1 Hasil pengambilan data terhadap ekivalen rasio.....	31
Tabel 4.2 Hasil peker kompresor terhadap ekivalen rasio	32
Tabel 4.3 Hasil perhitungan kerja turbin terhadap ekivalensi rasio.....	36
Tabel 4.4 Hasil perhitungan kalor masuk terhadap ekivalensi rasio.....	37
Tabel 4.5 Hasil perhitungan efisiensi termal terhadap ekivalensi rasio.....	38



BAB 1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam kegiatan sehari-hari sumber daya ekonomis yang paling dibutuhkan oleh masyarakat adalah energi listrik. Seiring berkembangnya waktu, penggunaan energi listrik akan terus meningkat dikarenakan pesatnya pertumbuhan jumlah penduduk, meningkatnya nilai investasi, dan perkembangan teknologi termasuk perkembangan dunia pendidikan (Wahid *et al.*, 2014). Upaya pemerintah dalam mengatasi kekurangan pasokan listrik terus dilakukan, salah satunya adalah mengeluarkan kebijakan konservasi energi atau lebih dikenal dengan istilah penghematan energi (Kurdi, 2016).

Dalam kondisi daerah seperti pedesaan, kantor, dan rumah tangga dapat memanfaatkan teknologi *renewable energy* yaitu pembangkit energi skala mikro. Penggunaan pembangkit energi skala mikro memiliki beberapa nilai unggul seperti kerapatan daya yang tinggi, dapat menggunakan bahan bakar cair maupun gas, dampak terhadap lingkungan rendah, rendahnya biaya operasi dan perawatan (Siswantara *et al.*, 2015). Diantara jenis pembangkit energi skala mikro yaitu turbin uap mikro, turbin mikrohidro, dan turbin gas mikro (Hermawan *et al.*, 2017). Salah satu prototipe dari turbin gas yang menghasilkan daya di bawah 200 kW adalah turbin gas mikro (Kusnadi *et al.*, 2016).

Turbin gas mikro memiliki cara kerja yang sama dengan turbin gas, yang membedakan hanya dimensi. Kompresor, ruang bakar, dan turbin merupakan komponen utama pada turbin gas mikro (Kusnadi *et al.*, 2016). Prinsip kerja turbin gas adalah dengan memutar sudu turbin pada poros oleh fluida kerja, sehingga meningkatnya kecepatan putar dari sudu akan meningkatkan daya juga, sehingga efisiensi turbin bisa optimal (Duan *et al.*, 2017).

Kelebihan yang dimiliki oleh turbin gas mikro adalah dapat dioperasikan oleh berbagai jenis bahan bakar, seperti solar, etanol, biomassa, CNG (*Compressed Natural Gas*), biogas, LPG (*Liquefied Petroleum Gas*). Pemilihan bahan bakar tersebut memiliki keuntungan seperti mudah penyalannya,

temperatur pembakaran yang relatif tinggi, dan pembakaran yang lebih bersih (Daryus *et al.*, 2016). Pada penelitian ini turbin gas mikro yang digunakan berbahan bakar gas LPG. Menurut (Raslavicius *et al.*, 2016) pemilihan LPG sebagai bahan bakar dikarenakan memiliki beberapa keuntungan, diantaranya hasil yang pertama kali ditemukan pada proses pengeboran minyak, 40-60 % harga penjualannya lebih rendah dari senyawa hidrokarbon lainnya, pendistribusiannya lebih mudah, dan mudah dalam pengaturan risiko operasional. Dari banyaknya kelebihan turbin gas mikro, terdapat kekurangan seperti energi keluaran daya dan rendahnya efisiensi dalam menghasilkan energi listrik (Renzi *et al.*, 2014).

AFR (*Air Fuel Ratio*) merupakan salah satu hal yang berpengaruh dalam kesempurnaan pembakaran. AFR yaitu perbandingan antara masa udara dengan masa bahan bakar (Ilham *et al.*, 2020). Ekuivalensi rasio merupakan perbandingan antara nilai rasio udara - bahan bakar (*Air Fuel Ratio*) stoikiometri dengan nilai rasio udara-bahan bakar (*Air Fuel Ratio*) aktual (Raman *et al.*, 2013). Nilai ekuivalensi rasio umumnya digunakan untuk menentukan apakah campuran udara dan bahan bakar merupakan campuran kaya, miskin atau stoikiometri (Farizkaraja *et al.*, 2014).

Penelitian Kusnadi *et al.*, (2016) tentang turbin gas mikro yang menggunakan bahan bakar biogas dengan daya rencana 2,5 kW menggunakan bahan bakar metana dengan AFR aktual 73,1 dan AFR stoikiometri 17,1 dengan nilai $ER(\Phi)$ 0,233 menghasilkan kerja kompresor sebesar 370,20 kJ/kg, dan efisiensi termal sebesar 35,81%

Penelitian Jayachandran *et al.*, (2020) tentang turbin gas mikro berbahan bakar kerosin, dengan AFR aktual 69 dan AFR stoikiometri 14,84 dengan nilai $ER(\Phi)$ 0,21 menghasilkan kerja kompresor sebesar 25,806 kJ/s, dan efisiensi termal sebesar 12,35%

Pada penelitian ini akan dilakukan pengujian terhadap turbin gas mikro berbahan bakar LPG dimana parameter yang difokuskan atau variabel bebas yaitu ekuivalensi rasio miskin. Pemilihan ekuivalensi rasio miskin dikarenakan laju massa bahan bakar yang masuk ke ruang bakar lebih kecil, maka dari itu lebih efisien

secara finansial dan lebih ekonomis dibandingkan dengan ekivalensi rasio kaya. Mendapatkan nilai ekivalensi rasio maka terlebih dahulu mengetahui rasio udara dan bahan bakar stoikiometri (AFR_{stoic}) dengan rasio bahan bakar aktual (AFR_{aktual}) dengan variabel terikat yaitu efisiensi termal dan kerja kompresor.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh ekivalensi rasio dengan variasi 0,58; 0,70; 0,89 terhadap kerja kompresor pada turbin gas ultra mikro?
2. Bagaimana pengaruh ekivalensi rasio dengan variasi 0,58; 0,70; 0,89 terhadap efisiensi termal pada turbin gas ultra mikro?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan yang mendasari penulis untuk melakukan penelitian ini yaitu sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh ekivalensi rasio dengan variasi 0,58; 0,70; 0,89 terhadap kerja kompresor pada turbin gas ultra mikro.
2. Mengetahui pengaruh ekivalensi rasio dengan variasi 0,58; 0,70; 0,89 terhadap efisiensi termal pada turbin gas ultra mikro.

1.4 Manfaat

Manfaat yang diharapkan setelah melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memperoleh informasi tentang pengoperasian turbin gas.
2. Memperoleh informasi tentang pengaruh ekivalensi rasio terhadap efisiensi termal dan kerja kompresor pada turbin gas ultra mikro.
3. Digunakan sebagai referensi acuan dan pengembangan lebih lanjut pada penelitian selanjutnya mengenai turbin gas ultra mikro.

1.5 Batasan Masalah

Berdasarkan permasalahan yang telah disebutkan, maka batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Tekanan lingkungan dianggap tekanan atmosfer.
2. Temperatur udara lingkungan dianggap temperatur kamar.
3. Kerugian pada sistem diabaikan.

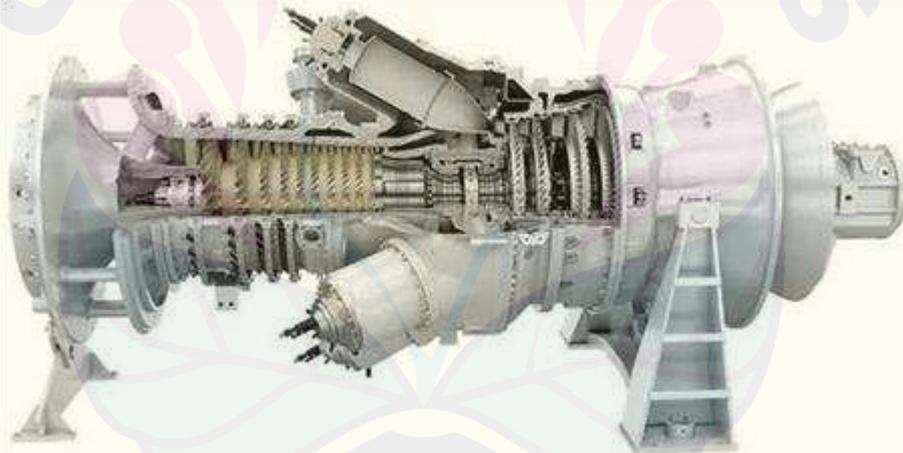


BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Gas

2.1.1 Pengertian Turbin Gas

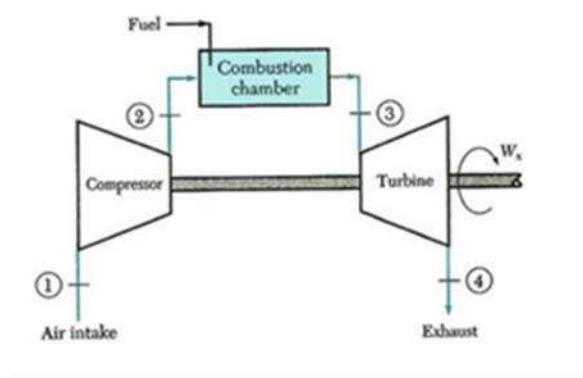
Turbin gas merupakan mesin penggerak mula dimana fluida kerja yang terdiri dari campuran udara dan bahan bakar yang tercampur di dalam ruang bakar. Turbin berfungsi sebagai pengubah gas panas hasil pembakaran dari ruang bakar menjadi putaran tenaga mekanis. Turbin terdiri dari deretan sudu-sudu yang berputar (*rotor*) dan bagian yang tidak berputar (*stator*) (Gusnita & Said, 2017). Dasar pengoperasian dari turbin gas adalah merubah energi kinetis dari kecepatan udara menjadi energi mekanis yang berupa putaran turbin sehingga daya dapat dihasilkan. (Annur, 2017). Berikut adalah turbin gas yang ditunjukkan pada Gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Turbin gas
(Sumber : Syammari, 2019)

2.1.2 Komponen Utama Turbin Gas

Turbin gas adalah motor bakar yang terdiri dari tiga komponen utama, yaitu kompresor, ruang bakar, dan turbin (Gusnita & Said, 2017).

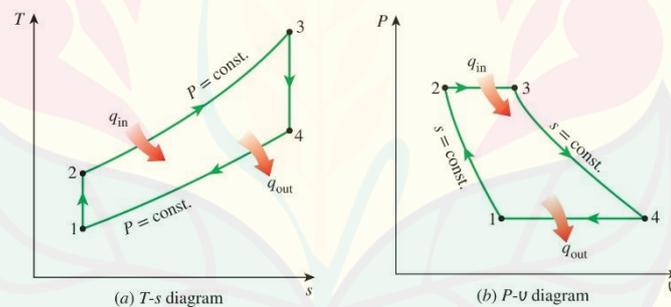


Gambar 2.2 Skema turbin gas

(Sumber: Simoes & Moreira, 2012)

2.2 Siklus Brayton

Siklus ini merupakan siklus gaya termodinamika yang ideal untuk turbin gas, sehingga siklus ini saat ini banyak digunakan oleh produsen atau pembuat motor turbin untuk pembaruan eksekusi. Siklus brayton terdiri dari proses tekanan isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tegangan yang konsisten (Jamaludin, 2016). Pada siklus brayton tiap-tiap keadaan proses dapat dilihat pada Gambar 2.4



Gambar 2. 3 Siklus pada turbin gas sederhana

(a) P-V diagram (b) T-S diagram

(Sumber: Cengel, 2019)

Keterangan :

1. Proses 1 ke 2 (Kompresi Isentropik)

Udara lingkungan memasuki kerangka turbin gas melalui sisi *inlet* kompresor. Kompresor, udara yang dikemas membuat suhu udara yang keluar dari kompresor lebih tinggi dan produktivitas kompresor juga menjadi lebih rendah sehingga kerja yang diharapkan lebih besar (Fadillah, 2020).

2. Proses 2 ke 3 (Pembakaran Isobarik)

Pada tahap dua-tiga, udara yang dipadatkan memasuki ruang pembakaran. Bahan bakar dimasukkan ke dalam ruang pengapian, dan diikuti dengan metode yang terlibat dengan mengkonsumsi bahan bakar. Energi panas dari pengapian dikonsumsi oleh udara (q_{in}), menaikkan suhu udara, dan memperluas volume udara. Siklus ini tidak mengalami peningkatan kenaikan udara, karena udara akibat sistem pembakaran dibiarkan meluas ke sisi turbin, karena tekanan yang tetap ini, interaksi ini disebut isobarik (Wijaya, 2015).

3. Proses 3 ke 4 (Ekspansi Isentropik)

Udara yang dikemas, yang telah menyerap panas karena pengapian, meluas melalui turbin. Sudu-sudu turbin yang artinya *nozzle-nozzle* kecil untuk mengubah energi panas udara menjadi energi gerak. Sebagian energi diubah oleh turbin untuk memutar kompresor. Dalam sistem pengkangkit listrik turbin gas, sebagian energi diubah oleh turbin untuk memutar generator listrik. Meskipun dalam motor turbojet, sebagian dari energi panas diubah menjadi dorongan pesawat sebagai semburan besar di ujung keluaran turbin gas (Wijaya, 2015).

4. Proses 4 ke 1 (Pembuangan Panas)

Istilah berikut adalah pembuangan udara sekali lagi ke atmosfer. Dalam siklus brayton yang ideal, udara yang keluar dari turbin ini sebenarnya meninggalkan beberapa energi panas. Panas ini dikonsumsi oleh udara bebas, sehingga siklus udara dipersiapkan untuk kembali masuk tahap 1-2 sekali lagi (Wijaya, 2015).

2.4 Performa Turbin Gas

Perhitungan performa turbin gas yaitu menggunakan persamaan termodinamika. Parameter-parameter yang dibutuhkan untuk menghitung efisiensi termal dalam kerja kompresor dari turbin gas mikro adalah sebagai berikut :

a. Kerja Netto

Berdasarkan Kusnadi (2016) kerja netto dapat ditentukan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$W_{net} = W_t - W_k \dots \dots \dots (2.1)$$

Keterangan: W_t : Kerja turbin (kJ/s)

W_k : Kerja kompresor (kJ/s)

b. Kerja Kompresor

Berdasarkan Moran & Saphiro (2016) kerja kompresor dapat ditentukan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$W_k = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan: \dot{m}_{udara} : Laju massa udara (kg/s)

h_2 : Entalpi udara keluar kompresor (kJ/kg)

h_1 : Entalpi udara masuk kompresor (kJ/kg)

c. Kerja Turbin

Berdasarkan Moran & Saphiro (2016) kerja turbin dapat ditentukan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$W_t = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar}) \times (h_3 - h_4) \dots \dots \dots (2.3)$$

Keterangan : \dot{m}_{udara} : Laju massa udara (kg/s)

$\dot{m}_{bahan\ bakar}$: Laju massa bahan bakar (kg/s)

h_3 : Entalpi udara masuk turbin (kJ/kg)

h_4 : Entalpi udara keluar turbin (kJ/kg)

d. Kalor Masuk

Berdasarkan Annur (2017) panas masuk dapat ditentukan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{in} = LHV \times \dot{m}_{bahan\ bakar} \dots \dots \dots (2.4)$$

Keterangan: LHV : Lower Heating Value

$\dot{m}_{bahan\ bakar}$: Laju massa bahan bakar (kg/s)

e. Efisiensi Termal

Berdasarkan Moran & Saphiro (2016) efisiensi termal dapat ditentukan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan: W_{net} : Kerja netto (kJ/s)
 Q_{in} : Kalor masuk (kJ/s)

2.5 Air Fuel Ratio (AFR)

Menurut (Firmansyah, 2017) bahan bakar (natural gas) yang hendak dimasukan kedalam ruang bakar haruslah dalam keadaan yang mudah terbakar, hal tersebut agar bisa didapatkan efisiensi turbin gas yang maksimal. Campuran bahan bakar yang belum sempurna akan sulit dibakar oleh percikan bunga api dari *spark plug*. Bahan bakar tidak dapat terbakar tanpa adanya udara (O₂), tentunya dalam keadaan yang homogen. Bahan bakar atau natural gas yang dipakai dalam pembakaran sesuai dengan ketentuan atau aturan, sebab bahan bakar yang melimpah pada ruang bakar justru tidak meningkatkan tenaga yang dihasilkan turbin gas tersebut namun akan merugikan turbin gas sendiri. *Air Fuel Ratio* adalah faktor yang mempengaruhi kesempurnaan proses pembakaran didalam ruang bakar. *Air fuel ratio* dapat dicari menggunakan persamaan :

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}} \dots\dots\dots (2.6)$$

Keterangan : \dot{m}_{udara} : Massa udara
 $\dot{m}_{bahan\ bakar}$: Massa bahan bakar

2.6 Ekivalensi Rasio (Φ)

Menurut (Raman *et al.*, 2013) Ekivalensi rasio merupakan perbandingan antara nilai rasio udara - bahan bakar (*Air Fuel Ratio*) stoikiometri dengan nilai rasio udara–bahan bakar (*Air Fuel Ratio*) aktual, dan dapat juga sebagai pembanding antara rasio bahan bakar – udara (*Fuel Air Ratio*) stoikiometri dengan rasio bahan bakar–udara (*Fuel Air Ratio*) aktual. Rasio ekivalensi digunakan untuk mendapatkan nilai dari bahan bakar dan udara. Apakah bahan

bakar tersebut kaya, miskin, atau stoikiometri. Persamaan rasio ekivalensi dapat dituliskan seperti di bawah ini :

$$\Phi = \frac{AFR_{stokio}}{AFR_{aktual}} \dots\dots\dots (2.7)$$

Keterangan :

AFR_{stokio} : rasio udara dan bahan bakar dalam kondisi stoikiometri

AFR_{aktual} : rasio udara dan bahan bakar dalam kondisi aktual

Rasio ekivalensi menentukan suatu campuran bahan bakar dan udara apakah merupakan campuran kaya, miskin, atau stoikiometri. Apabila nilai rasio ekivalensi sama dengan 1 ($\Phi = 1$) menunjukkan bahwa campuran bahan bakar dan udara seimbang atau stoikiometri. Apabila nilai rasio ekivalensi kurang dari 1 ($\Phi < 1$) menunjukkan campuran bahan bakar dan udara adalah miskin. Sebaliknya jika rasio ekivalensi lebih dari satu ($\Phi > 1$) menunjukkan bahwa campuran bahan bakar dan udara adalah kaya (Nursatria, 2015).

2.7 Turbin Gas Mikro

2.7.1 Pengertian Turbin Gas Mikro

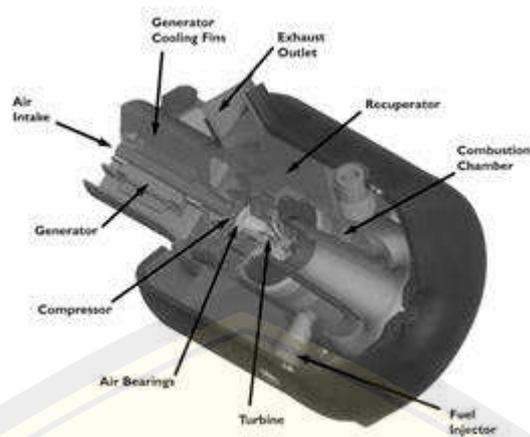
Turbin gas mikro merupakan model turbin gas yang diurutkan menjadi turbin gas mikro karena mampu untuk menghasilkan daya listrik di bawah 200 Kw (Kusnadi *et al.*, 2016) Menurut (Boukhanouf, 2011) Beberapa spesifikasi turbin gas mikro :

Electrical power range : 30-200 kW

Electrical efficiency : 20-25 %

Overall efficiency : 75-85 %

Ada berbagai manfaat yang digerakkan oleh kerangka turbin gas mikro, termasuk kerapatan gaya yang tinggi, efek kepada lingkungan yang rendah, biaya perawatan dan kerja yang rendah, dan dapat dikerjakan oleh berbagai jenis energi, seperti diesel, etanol, biomassa, CNG, biogas, LPG, dan lain-lain. lainnya (Daryus *et al.*, 2016). Gambar 2.6 merupakan skema turbin gas mikro.



Gambar 2. 4 Skema turbin gas mikro
(Sumber: Boyce, 2001)

2.8 Turbin Gas Ultra Mikro

Menurut Capata (2014) Turbin gas ultra mikro merupakan skala ultra mikro dari turbin gas industri. Alasan utama UMGH tidak digunakan pada industri karena efisiensi rendah. Efisiensi pembangkit listrik turbin gas industri mencapai angka 40%, turbin ultra mikro jarang melebihi 15%. Spesifikasi turbin gas ultra mikro:

Compression ratio: ≤ 3

Air mass flow rate: $\approx 2 \text{ g/s}$

TIT: $\approx 1300\text{K}$

Net power: $4 \div 100 \text{ W}$

Beberapa aplikasi dapat dengan mudah ditemukan untuk sistem UMGH. Secara umum, ini dapat dibagi dalam dua kelompok: aplikasi sebagai sistem pembangkit listrik portabel atau sebagai pemanjang jangkauan/ penggerak utama pada kendaraan yang berbeda (kendaraan roda, pesawat terbang, dll).

2.8 Liquefied Petroleum Gas (LPG)

LPG (*Liquefied Petroleum Gas*) merupakan bahan bakar gas yang memiliki kandungan zat perusak ozon paling kecil bila dibandingkan dengan penggunaan minyak dan gas lainnya. LPG memiliki nilai oktan yang lebih tinggi yaitu 112, angka ini memungkinkan LPG untuk diterapkan pada motor dengan proporsi tekanan yang lebih tinggi sehingga memberikan kemampuan pemanasan yang lebih tinggi (In'Amullah *et al.*, 2020). *Properties* LPG dapat dilihat pada Tabel 2.1

Tabel 2.1 *Properties* LPG (Sumber: Gismoro *et al.*, 2015)

Karakteristik	Nilai
Rumus Kimia	50% C ₃ H ₈ dan 50% C ₄ H ₁₀
Densitas	1,5 kg/m ³
Berat Molekul	44,09 kg/kmol
Nilai Kalor	46360 kJ/kmol
Kecepatan Nyala	0,82 m/s

2.9 Penelitian Terdahulu

Penelitian Fadillah (2020) tentang analisis efisiensi turbin gas. Nilai ER (Φ) yang digunakan pada penelitian tersebut adalah 0,54; 0,55 dan 0,58 menghasilkan kerja kompresor masing-masing sebesar 52.682.51 kJ/s; 53.704.65 kJ/s dan 13.65509 kJ/s dengan nilai efisiensi termal masing-masing sebesar 22,28 %; 21,66%; dan 22,96%

Penelitian Fadlillah (2020) tentang analisis efisiensi turbin gas. Nilai ER (Φ) yang digunakan pada penelitian tersebut adalah 0,51; 0,51; dan 0,52 menghasilkan kerja kompresor masing-masing sebesar 123.110,49 kJ/s; 124484,53 kJ/s; dan 118183,15 kJ/s dengan nilai efisiensi termal masing-masing sebesar 32,22 %; 31,40%; dan 32,42%

Penelitian Kusnadi *et al.*, (2016) tentang turbin gas mikro yang menggunakan bahan bakar biogas dengan daya rencana 2,5 kW menggunakan bahan bakar metana dengan AFR_{aktual} 73,1 dan AFR_{stoikiometri} 17,1 dengan

nilai $ER(\Phi)$ 0,233 menghasilkan kerja kompresor sebesar 370,20 kJ/kg, dan efisiensi termal sebesar 35,81%

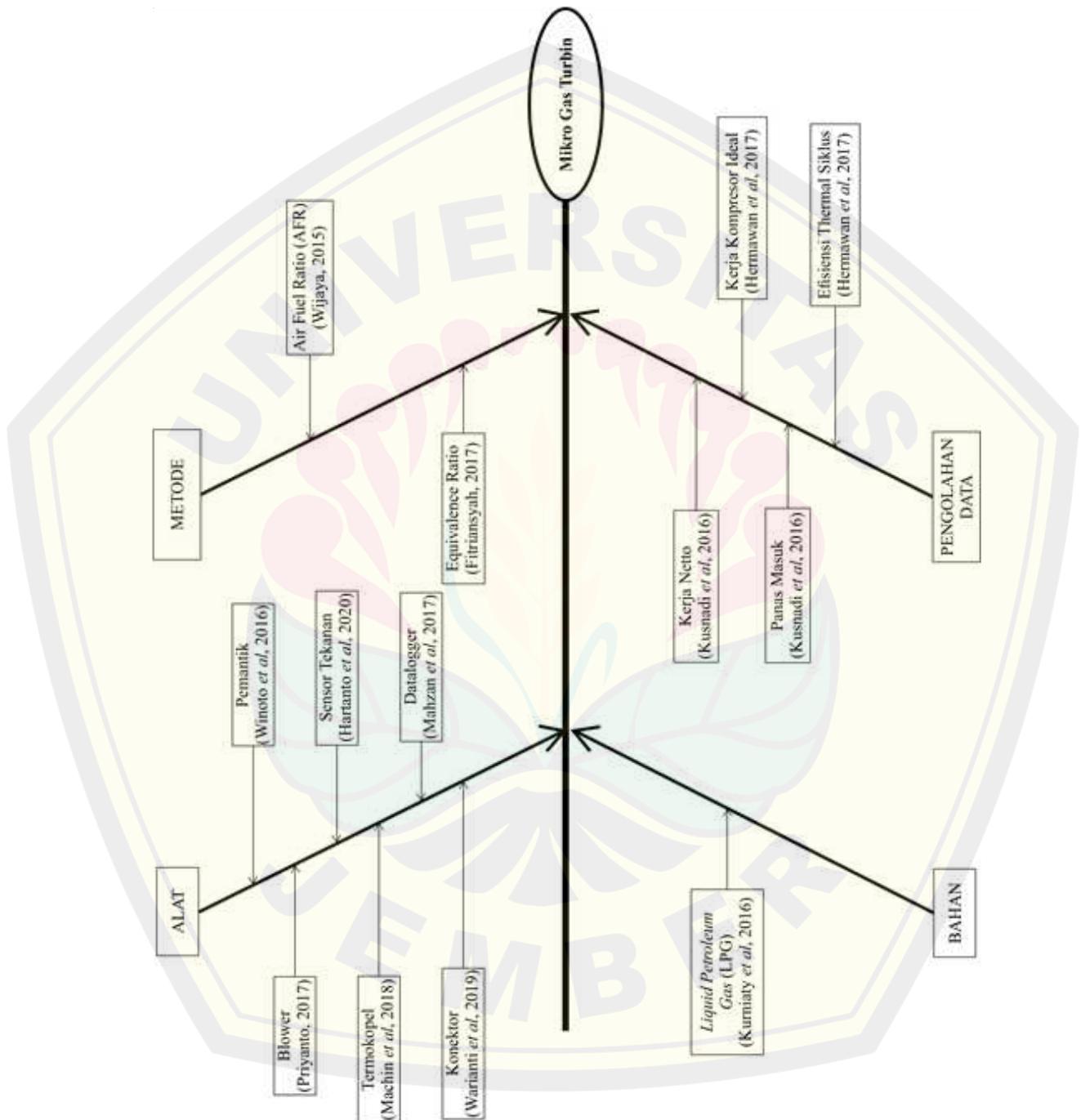
Penelitian Jayachandra *et al.*, (2020) tentang turbin gas mikro berbahan bakar kerosin, dengan AFR_{aktual} 69 dan $AFR_{stoikometri}$ 14,84 dengan nilai $ER(\Phi)$ 0,21 menghasilkan kerja kompresor sebesar 25,806 kJ/s, dan efisiensi termal sebesar 12,35%

2.10 Hipotesa

Perubahan ekivalensi rasio (Φ) akan berpengaruh terhadap efisiensi termal dan kerja kompresor. Hal tersebut terjadi karena peningkatan ekivalensi rasio akan meningkatkan nilai kerja kompresor dan efisiensi termal, tetapi setelah melewati maksimal kerja atau titik kritis maka performa turbin gas akan mengalami penurunan nilai kerja kompresor maupun efisiensi termal

2.11 Diagram Penelitian

Diagram penelitian merupakan diagram yang bertujuan untuk memperlihatkan pengujian turbin gas mikro berbahan bakar LPG, diagram penelitian ditunjukkan pada Gambar 2.6.



Gambar 2. 5 Diagram penelitian

BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental dengan variasi ekivalensi rasio(Φ) 0,58; 0,70; 0,89 dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen, guna mendapatkan data empiris. Dalam hal ini obyek penelitian yang diamati adalah efisiensi termal dan kerja kompresor pada turbin gas ultra mikro.

3.2 Tempat dan Waktu Penelitian

Penelitian ini dilakukan pada pagi hari pukul 08.00-10.00 WIB bertempat di Laboratorium Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Tabel 3.1 Waktu pengambilan data

No	Kegiatan	Minggu ke-																				
		Februari				Maret				April				Mei				Juni				
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	
1	Studi literature																					
2	Pembuatan alat																					
3	Pengambilan data																					
4	Pengolahan data																					
5	Laporan																					

3.3 Alat dan Bahan

Alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini yaitu sebagai berikut:

3.3.1 Alat dan Instrument Penelitian

Alat dan instrumen pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a. 1 unit turbin gas ultra mikro
Berfungsi sebagai alat penelitian
- b. Termokopel tipe-K (0°C – 1200°C)
Sebagai alat ukur suhu yang terletak di *inlet* kompresor, *outlet* kompresor, *inlet* turbin, dan *outlet* turbin.
- c. *Stopwatch*
Berfungsi untuk menghitung waktu percobaan.
- d. *Blower* 5 inch
Berfungsi sebagai suplai udara pertama kali untuk turbin gas (*starter*).
- e. Pipa 5 inch
Berfungsi menghubungkan blower dengan turbin gas.
- f. Pemantik
Berfungsi sebagai pemicu terjadinya pembakaran. Pemantik yang digunakan adalah pemantik kompor gas.
- g. Sensor tekanan
Sensor untuk mengukur tekanan di *inlet* kompresor, *outlet* kompresor, *inlet* turbin, dan *outlet* turbin.
- h. *Datalogger* GL200A
Berfungsi untuk merekam hasil pembacaan suhu dan tekanan, dengan spesifikasi ditunjukkan pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Spesifikasi Datalogger tipe GL200A

No	Data Parameter	Spesifikasi
1	Jumlah <i>channel</i>	Analog 10 <i>channel</i>
2	Jenis <i>input</i>	DC Voltage (1-5V), Temperatur
3	Jarak rekaman sampel	(100, 200, 500)ms, (1, 2, 5, 10, 30)s, (1, 2, 5, 10, 30) menit 1 jam
4	Jenis <i>output</i>	Data excel
5	Penyimpanan	USB <i>drive</i>



Gambar 3. 1 Datalogger
(Sumber: Dokumen pribadi)

3.3.2 Bahan Penelitian

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Liquified Petroleum Gas* (LPG) 3 kg produksi Pertamina Indonesia.

3.4 Spesifikasi Turbin Gas Ultra Mikro

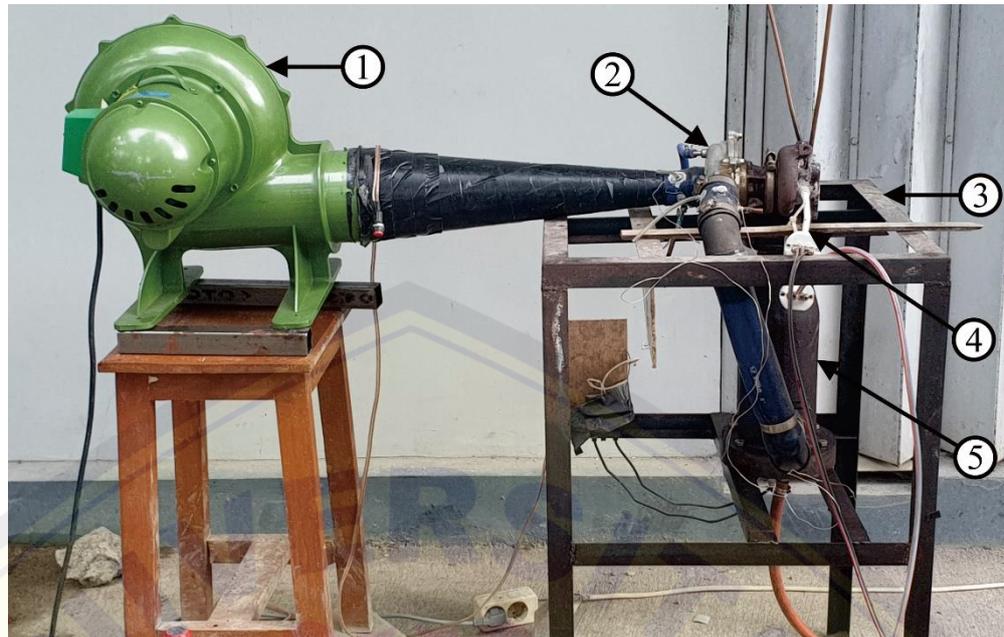
Spesifikasi turbin gas ultra mikro adalah sebagai berikut:

- Meja dibuat dari besi siku dengan tinggi 1 meter, panjang 70 cm, dan lebar 50 cm.
- Turbocharge* yang dipakai adalah tipe CT16 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Spesifikasi *Turbocharge* tipe CT16 (Sumber : Hermawan *et al.*, 2017)

No	Data Parameter	Spesifikasi
1	Daya keluar	75 kW
2	Tekanan	16 psi <i>boost power</i>
3	Suhu ketahanan	950°C
4	Putaran motor	3600 rpm

- Panjang turbin gas mikro 50 cm, diameter *casing* kompresor 12 cm, diameter *inlet* kompresor 5 cm, diameter *casing* turbin 10 cm, dan diameter *inlet* turbin 3 cm.



Gambar 3. 2 Rangkaian turbin gas ultra mikro berbahan bakar LPG

Keterangan :

1. *Blower*
2. *Turbocharge CT16*
3. Meja Turbin
4. Ruang bakar
5. Termokopel

3.5 Variabel Penelitian

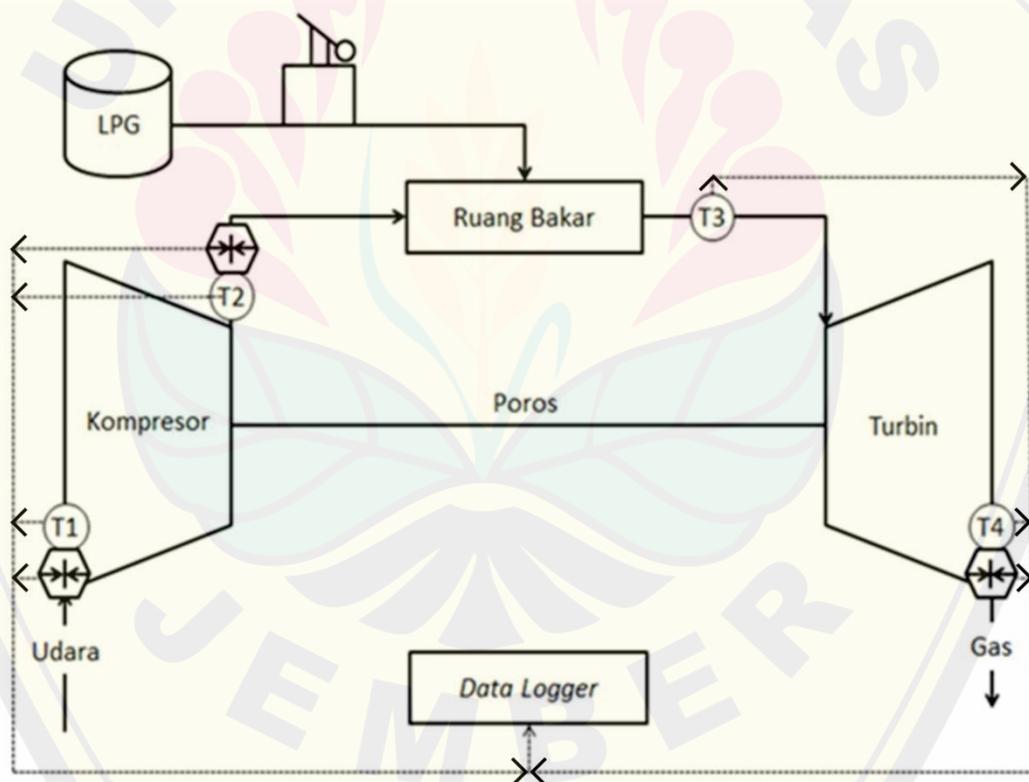
Variabel pada dasarnya adalah segala sesuatu dalam struktur apa pun yang ditentukan oleh spesialis untuk dikonsentrasikan sehingga data diperoleh tentang apa yang diperlukan, kemudian informasi tersebut dapat ditarik kesimpulan.

3.7.1. Variabel Bebas

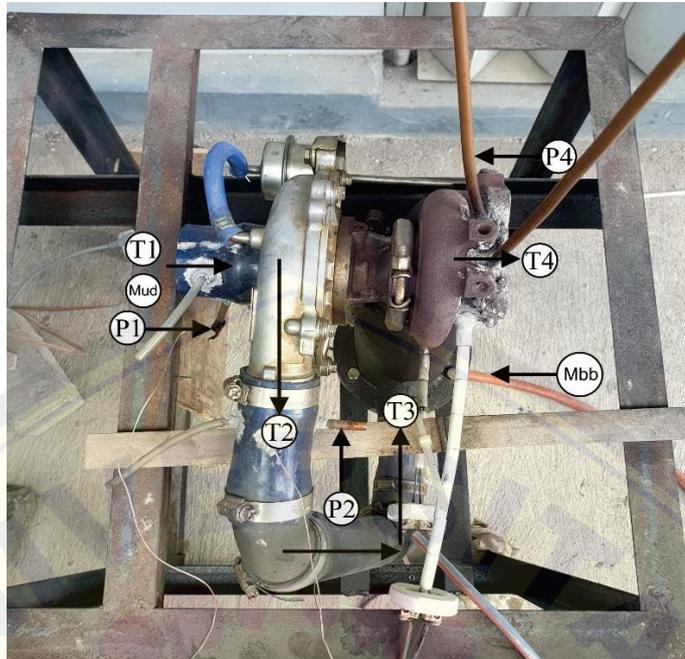
Variabel bebas pada penelitian ini adalah ekivalensi rasio.

3.5.2 Variabel Terikat

Udara dari lingkungan masuk melalui kompresor, pada *inlet* kompresor terdapat P1 dan T1 yang digunakan untuk pengukuran tekanan dan temperatur selanjutnya pada *outlet* kompresor dilakukan pengukuran tekanan dan temperatur yaitu P2 dan T2. Udara dari kompresor masuk ke ruang bakar, pada ruang bakar bahan bakar dan udara tercampur sehingga terjadi reaksi pembakaran pada ruang bakar terdapat T3 yang digunakan untuk mengukur temperatur. Gas hasil pembakaran masuk ke turbin, kemudian gas tersebut diekspansi oleh turbin sehingga menghasilkan gerakan. Pada *outlet* turbin terdapat P4 dan T4 yang digunakan untuk mengukur tekanan dan temperatur, selanjutnya data hasil pembacaan tekanan dan temperatur akan terekam pada *datalogger*. Skema rangkaian turbin gas mikro, dapat dilihat pada Gambar 3.4



Gambar 3. 3 Skema rangkain turbin gas mikro bahan bakar LPG
(Sumber: Dokumen pribadi)



Gambar 3. 4 Pengukuran temperatur dan tekanan
(Sumber: Dokumen pribadi)

Keterangan:

- P1 : Tekanan *inlet* kompresor
- P2 : Tekanan *outlet* kompresor
- P4 : Tekanan *outlet* turbin
- T1 : Temperatur *inlet* kompresor
- T2 : Temperatur *outlet* kompresor
- T3 : Temperatur *inlet* turbin
- T4 : Temperatur *outlet* turbin

3.6 Preparasi Sampel

Preparasi sampel yang dilakukan dengan mengukur semua variabel saat melakukan pengujian. Tahap-tahap yang dilakukan dalam melakukan pengujian adalah sebagai berikut:

- a. Merangkai komponen-komponen turbin gas ultra mikro, bahan bakar LPG, dan *blower*.

- b. Memasang *blower* lalu disambungkan pada *inlet* kompresor turbin gas ultra mikro.
- c. Memasang bahan bakar LPG dengan menyambungkan selang ke LPG dan ruang bakar.
- d. Menyambungkan *blower* ke saklar dan hidupkan blower.
- e. Membuka katup laju bahan bakar LPG.
- f. Menghidupkan pemantik agar terjadi proses pembakaran pada ruang bakar
- g. Setelah turbin gas ultra mikro sudah hidup, matikan dan lepaskan blower.

3.7 Prosedur Penelitian

3.7.1. Persiapan Alat Pengujian

Persiapan alat pengujian dilakukan dengan merangkai instalasi turbin gas mikro, dalam hal ini adalah udara dari *blower* menuju kompresor, memasang bahan bakar LPG, sakelar kabel untuk menghidupkan *blower*.

3.7.2. Pemeriksaan Alat Penguji

Memeriksa semua kelengkapan alat uji komponen turbin gas mikro dan melakukan tes menghidupkan turbin gas mikro.

3.8 Tahapan Pengujian dan Pengolahan Data

Tahapan pengujian dan pengolahan data dilakukan dengan mengukur semua variabel saat melakukan pengujian. Tahap-tahap yang dilakukan dalam melakukan pengujian adalah sebagai berikut:

- a. Merangkai komponen-komponen turbin gas ultra mikro, bahan bakar LPG, dan *blower*.
- b. Memasang *blower* lalu disambungkan pada *inlet* kompresor turbin gas ultra mikro.
- c. Memasang bahan bakar LPG dengan menyambungkan selang ke LPG dan ruang bakar.
- d. Menyambungkan *blower* ke saklar dan hidupkan blower.
- e. Membuka katup laju bahan bakar LPG.
- f. Menghidupkan pemantik agar terjadi proses pembakaran pada ruang bakar

- g. Setelah turbin gas ultra mikro sudah hidup, matikan dan lepaskan blower.
- h. Mencatat suhu yang ditunjukkan oleh pengukur suhu pada semua titik-titik yang dipasang.
- i. Mencatat tekanan yang ditunjukkan oleh pengukur tekanan pada semua titik- titik yang dipasang.
- j. Pengumpulan data.
- k. Pengolahan data.

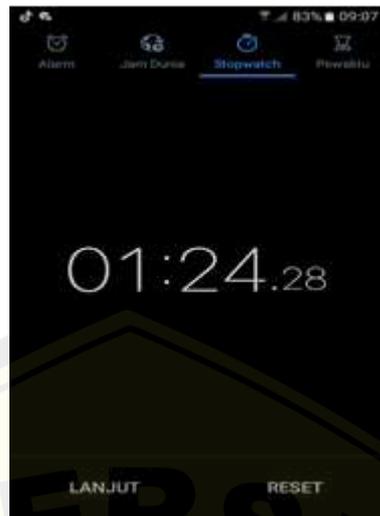
3.8.1. Menghitung Laju Massa Bahan Bakar dan Laju Massa Udara

- a. Laju massa bahan bakar
 - 1. Menimbang berat awal LPG sebelum percobaan



Gambar 3. 5 Menentukan massa LPG
(Sumber: Dokumen pribadi)

- 2. Membuka katup bahan bakar yang telah diatur.
- 3. Menghitung waktu percobaan dengan menggunakan stopwatch.



Gambar 3. 6 Menghitung waktu percobaan
(Sumber: Dokumen pribadi)

4. Menimbang kembali berat LPG setelah percobaan.
- b. Laju massa udara
 1. Mengukur tekanan statis dan total pada pipa yang dipasang pada *inlet* kompresor menggunakan *pressure sensor*.



Gambar 3. 7 Mengukur tekanan pada inlet kompresor
(Sumber: Dokumen pribadi)

2. Mengukur hasil pengukuran menggunakan *datalogger*.



Gambar 3. 8 Merekam hasil pengukuran pada datalogger
(Sumber: Dokumen pribadi)

3. Hasil dari rekaman pada datalogger masih berupa satuan voltase, kemudian dikonversi menjadi satuan tekanan (kPa) dengan menggunakan metode interpolasi, contoh perhitungan terdapat pada poin 3.9.1.
4. Menghitung selisih dari tekanan total dan statis.
5. Masukkan hasil selisih dari tekanan total dan statis ke dalam rumus turunan tabung pitot, yang akan menghasilkan kecepatan udara.

$$\frac{1}{2} \cdot \rho_{udara} \cdot v_{udara}^2 = P_{total} - P_{statis}$$

$$v_{udara} = \sqrt{\frac{2(P_{total} - P_{statis})}{\rho_{udara}}}$$

Keterangan:

v_{udara} = kecepatan udara (m/s)

ρ_{udara} = massa jenis udara (kg/m³)

P_{total} = tekanan total *inlet* kompresor (kPa)

P_{statis} = tekanan statis *inlet* kompresor (kPa)

6. Hasil kecepatan udara dikalikan dengan luas penampang *inlet* kompresor yang akan menghasilkan debit udara, lalu debit udara dikalikan dengan ρ_{udara} yang akan menghasilkan laju massa udara.

a) Debit udara

$$Q_{udara} = A \cdot v$$

Keterangan:

Q_{udara} = debit udara (m³/s)

A = luas penampang *inlet* kompresor (m²)

b) Laju massa udara

$$\dot{m}_{udara} = Q_{udara} \cdot \rho_{udara}$$

Keterangan:

\dot{m}_{udara} = laju massa udara (kg/m²)

Q_{udara} = debit udara (m³/s)

ρ_{udara} = massa jenis udara (kg/m³)

3.9 Tahapan Analisa Data

3.9.1. Perhitungan Laju Massa Udara

Perhitungan laju massa udara didapatkan dengan mengukur tekanan statis dan total pada pipa yang dipasang pada *inlet* kompresor, kemudian hasil pengukuran tersebut diinterpolasi menjadi satuan tekanan (kPa) dan hasil pengukuran dimasukkan ke dalam penurunan rumus Bernoulli sampai rumus tabung pitot.

Diketahui:

Tekanan statis : 1,186 volt

Tekanan total : 1,193 volt

Luas penampang : 0,0021 m²

Menggunakan metode interpolasi didapatkan

Tekanan statis (P1) : 165,09 kPa

Tekanan total (P2) : 166,08 kPa

Menggunakan persamaan:

$$\frac{1}{2} \rho v^2 = P_2 - P_1$$

Maka :

$$\frac{1}{2} \times 1,2 \times v^2 = (166,08 - 165,09) \text{ kPa}$$

$$v = 1,284 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Laju massa udara :

$$\begin{aligned} \text{Laju massa udara} &= \text{debit udara} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \times \text{massa jenis udara} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \\ &= 0,0021 \text{ m}^2 \times 1,284 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,00324 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

3.9.2. Perhitungan Laju Massa Bahan Bakar

Perhitungan laju massa bahan bakar didapatkan dari selisih hasil penimbangan dari gas LPG sebelum dan sesudah percobaan lalu dibagi dengan waktu

Laju massa bahan bakar

Diketahui dari hasil percobaan :

Massa awal LPG : 5,880 kg

Waktu percobaan : 123 detik

Massa akhir LPG : 5,850 kg

Selisih massa LPG sebelum & sesudah: 0,03 kg

$$\begin{aligned} \text{Laju massa bahan bakar} &: \frac{\text{Selisih massa LPG sebelum dan sesudah}}{\text{Waktu percobaan}} \\ &= \frac{5,850 - 5,880}{123} \\ &= 0,00024 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

3.9.3. Perhitungan AFR Stoikiometri

Perhitungan AFR stoikiometri, dengan menggunakan reaksi pembakaran LPG yang memiliki karakteristik yang terdapat pada Tabel 2.1. Berikut reaksi pembakaran LPG:



$$AFR_{stoic} = \frac{N_{ud}}{N_{bb}} = \frac{5,75(1 + 3,76)}{0,5 + 0,5} = 27,37 \text{ mol ud/mol bb}$$

$$AFR_{stoic} = \frac{M_{ud}}{M_{bb}} = 27,37 \times \frac{28,97}{(12,3) + (1,8) + (12,4) + (1,10)} \\ = 7,7 \text{ kg udara/kgbb}$$

3.9.4. Perhitungan AFR Aktual

Langkah selanjutnya setelah menghitung AFRstoikiometri maka dilakukan perhitungan AFRaktual dengan menggunakan persamaan 2.6, maka hasil yang diperoleh:

$$AFR_{aktual} = \frac{\text{Laju massa udara}}{\text{Laju massa bahan bakar}} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}}$$

$$AFR_{aktual} = \frac{0,00324 \text{ kg/s}}{0,00024 \text{ kg/s}}$$

$$= 13,5 \text{ kg udara/kgbb}$$

3.9.5. Perhitungan Ekuivalensi Rasio

Ekuivalensi rasio adalah perbandingan antara rasio udara dan bahan bakar stoikiometri (AFR_{stoic}) dengan rasio bahan bakar aktual (AFR_{aktual}) dengan menggunakan persamaan 2.7, maka nilai ekuivalensi rasio:

$$\Phi = \frac{AFR_{stokio}}{AFR_{aktual}}$$

$$\Phi = \frac{7,77}{13,5}$$

$$= 0,58$$

3.9.6. Perhitungan Kerja Kompresor

Perhitungan kerja kompresor dilakukan dengan menghitung selisih entalpi temperatur *inlet* kompresor dengan entalpi *outlet* kompresor. Nilai entalpi dari masing-masing suhu dihitung dengan menggunakan interpolasi yang didapatkan dari tabel A-22 *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*

(Sumber: Moran & Shapiro, 2006). Nilai kerja kompresor dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.2.

3.9.7. Perhitungan Kerja Turbin

Perhitungan kerja turbin dilakukan dengan menghitung selisih dari entalpi temperatur *inlet* turbin dengan entalpi *outlet* turbin. Nilai entalpi didapatkan dari nilai temperatur dikali dengan *specific heat* (C_p) dari bahan bakar. Nilai entalpi dari *inlet* turbin dan *outlet* turbin dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.3

3.9.8. Perhitungan Kerja Netto

Perhitungan kerja netto didapatkan dari nilai selisih kerja turbin dengan nilai kerja kompresor, sehingga nilai kerja netto dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.1

3.9.9. Perhitungan Kalor Masuk

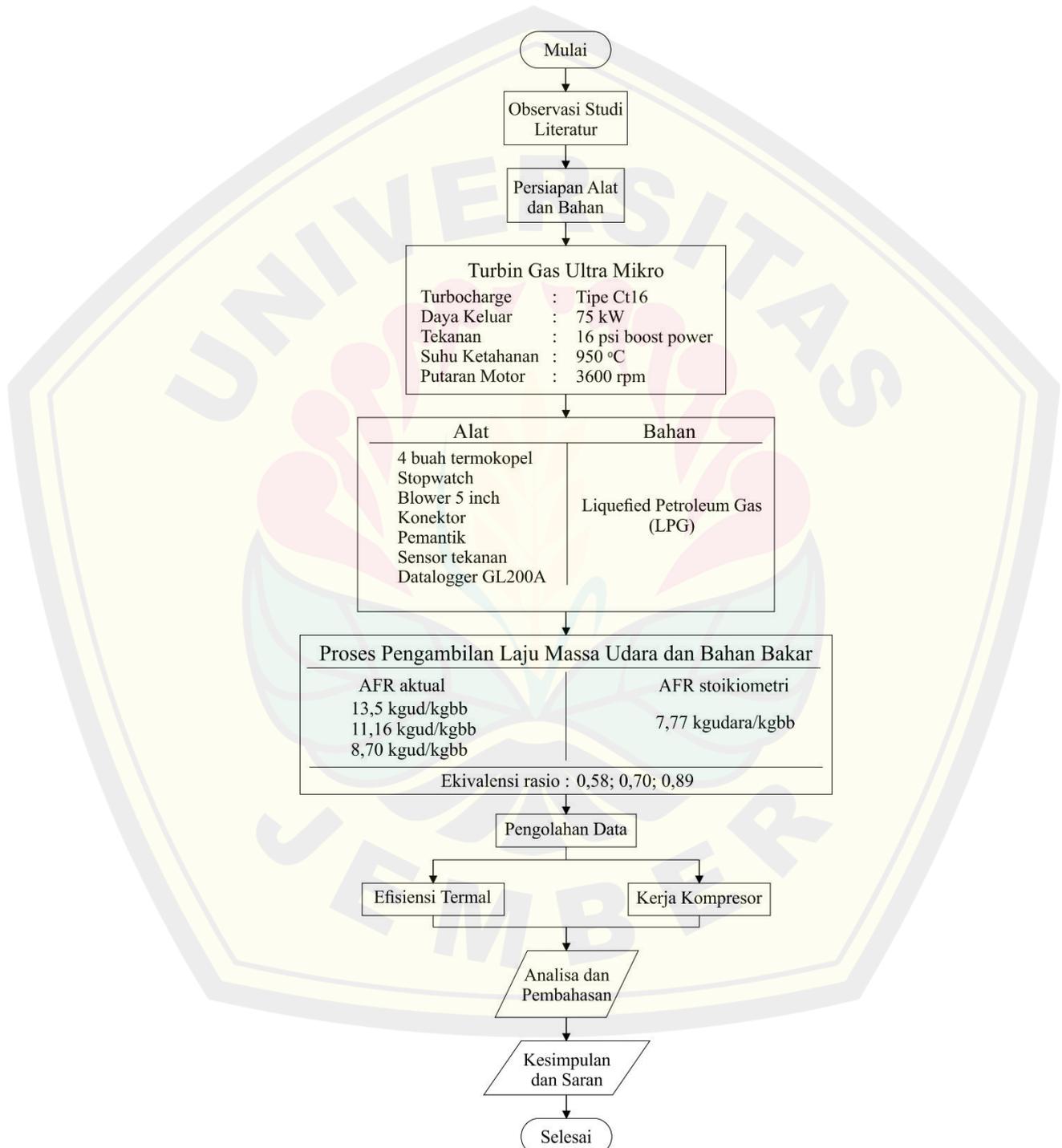
Perhitungan kalor masuk dilakukan dengan mengalikan LHV dan massa bahan bakar, sehingga nilai kalor masuk dapat diperoleh dengan menghitung menggunakan Persamaan 2.4

3.9.10. Perhitungan Efisiensi Termal

Dari hasil perhitungan kerja turbin, kerja kompresor, dan kalor masuk, maka diketahui berapa persen nilai efisiensi termal dengan menggunakan Persamaan 2.5

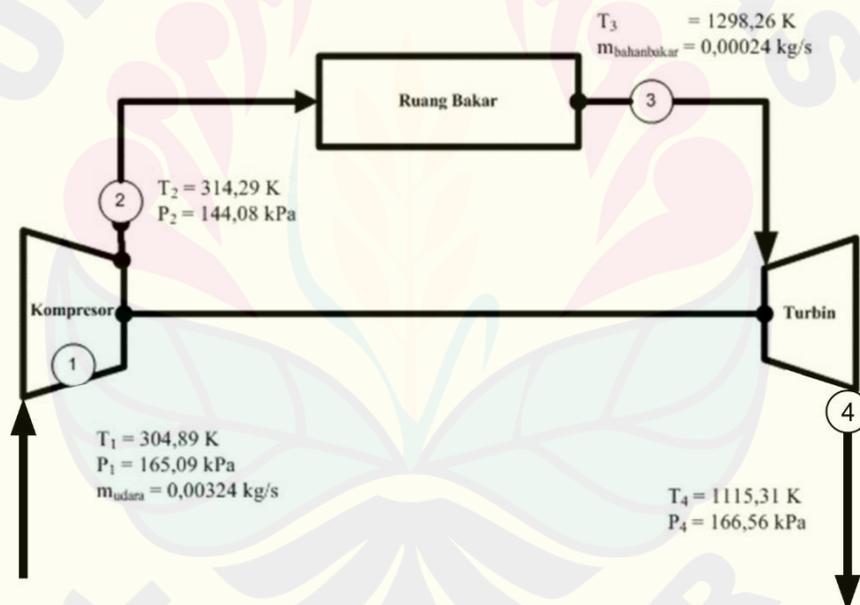
3.10 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian merupakan langkah-langkah yang dilakukan selama penelitian, berikut diagram alir pada Gambar 3.7.



BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Data yang diperoleh dari penelitian ini adalah kerja kompresor dan efisiensi termal dengan ekivalensi rasio yaitu sebesar 0,58; 0,70; 0,89. Kerja kompresor dapat diperoleh dari selisih temperatur *outlet* kompresor dengan *inlet* kompresor dikalikan dengan laju massa udara. Sedangkan efisiensi termal dapat diperoleh dari selisih antara kerja turbin dengan kompresor dibandingkan dengan kalor masuk pada turbin gas ultra mikro. Perubahan kerja kompresor dan efisiensi termal dipengaruhi oleh perubahan temperatur pada masing-masing titik turbin yang disebabkan oleh perubahan dari variasi ekivalensi rasio, sehingga perlu mengetahui nilai ekivalensi rasio yang dapat menghasilkan kerja kompresor dan efisiensi termal yang baik (Giovannoni *et al.*, 2015).



Gambar 4.1 Skema hasil pengambilan data pada ekivalensi rasio 0,58
(Sumber: Dokumen Pribadi)

Hasil dari pengambilan data ekivalensi rasio 0,58 ditunjukkan pada Gambar 4.1. Pada *inlet* turbin memiliki temperatur sebesar 304,89 K dengan tekanan 165,09 kPa. Terjadi kenaikan temperatur pada *outlet* turbin yaitu menjadi sebesar 314,29 K dengan tekanan sebesar 144,08 kPa. Proses terjadinya peningkatan dari temperatur *inlet* kompresor ke *outlet* kompresor disebut proses

isentropik. Setelah terjadi percampuran antara udara dan bahan bakar di ruang bakar, temperatur mengalami peningkatan yaitu menjadi sebesar 1298,26 K. Menurut penelitian Wijaya (2015) pada proses tersebut tidak terjadi peningkatan kenaikan udara, karena udara akibat sistem pembakaran dibiarkan meluas ke sisi-sisi turbin. Gas hasil dari pembakaran kemudian dibuang melalui *outlet* turbin ditandai dengan penurunan temperatur menjadi sebesar 1115,31 K dan tekanan sebesar 166,56 kPa. Menurut Jamaludin (2016) fenomena tersebut sesuai dengan kaidah siklus bryton yang terdiri dari tekanan isentropik dan diakhiri dengan proses pelepasan panas ke atmosfer pada tegangan yang konsisten. Udara yang keluar dari turbin ini sebenarnya meninggalkan beberapa energi panas. Panas tersebut kemudian dikonsumsi oleh udara bebas yang akan dipersiapkan kembali untuk masuk pada tahap kompresi sekali lagi.

Hasil pengambilan data dari masing-masing variabel ekivalensi rasio 0,58; 0,70; 0,89 yang meliputi temperatur *inlet* kompresor, *outlet* kompresor, *inlet* turbin, *outlet* turbin, dan tekanan pada *inlet* kompresor, *outlet* kompresor, *outlet* turbin ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Hasil pengambilan data terhadap ekivalen rasio

Hasil Pengujian	Ekivalensi rasio (Φ)		
	0,58	0,70	0,89
Temperatur <i>inlet</i> kompresor	304,89 K	304,81 K	306,73 K
Temperatur <i>outlet</i> kompresor	314,29 K	319,60 K	315,71 K
Temperatur <i>inlet</i> turbin	1298,26 K	1280,27 K	1324,72 K
Temperatur <i>outlet</i> turbin	1115,31 K	836,16 K	1101,71 K
Tekanan <i>inlet</i> kompresor	165,09 kPa	165,55 kPa	166,69 kPa
Tekanan <i>outlet</i> kompresor	144,08 kPa	175,90 kPa	180,39 kPa
Tekanan <i>outlet</i> tubin	166,56 kPa	168,96 kPa	167,07 kPa

4.1 Kerja Kompresor

Kerja kompresor diperoleh dengan menghitung selisih entalpi dari temperatur *outlet* kompresor dengan entalpi dari *inlet* kompresor. Nilai h_2 dan h_1 diperoleh dari interpolasi menggunakan tabel A-22 ideal gas properties pada buku Moran, 2006 bahwa h_2 314,56 kJ/kg sebesar dan h_1 305,11 kJ/kg. Besar kerja kompresor adalah:

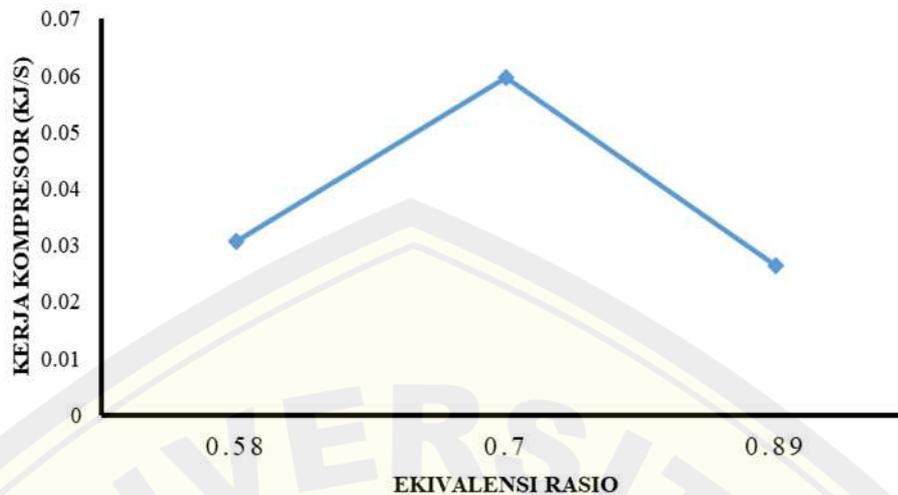
$$\begin{aligned} W_k &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\ &= 0,00324 \frac{kg}{s} \times (314,56 - 305,11) \frac{kJ}{kg} \\ &= 0,0306 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Hasil dari perhitungan kerja kompresor pada masing-masing ekivalensi rasio 0,58; 0,70; 0,89 ditampilkan pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Hasil pengaruh ekivalensi rasio terhadap kerja kompresor

Ekivalensi Rasio (Φ)	Kerja Kompresor (kJ/s)
0,58	0,0306
0,70	0,0597
0,89	0,0263

Perhitungan kerja kompresor pada ekivalensi rasio 0,58 sebesar 0,0306 kJ/s, pada ekivalensi rasio 0,70 menghasilkan kerja kompresor sebesar 0,0597 kJ/s, sedangkan pada ekivalensi rasio 0,89 sebesar 0,0263. Terlihat adanya perubahan nilai kerja kompresor, dengan nilai kerja kompresor tertinggi terdapat pada variasi ekivalensi rasio 0,70, dan nilai kerja kompresor terendah terjadi pada variasi ekivalensi rasio 0,89. Hasil pengaruh perubahan ekivalensi rasio terhadap kerja kompresor dapat dilihat pada Gambar 4.2.

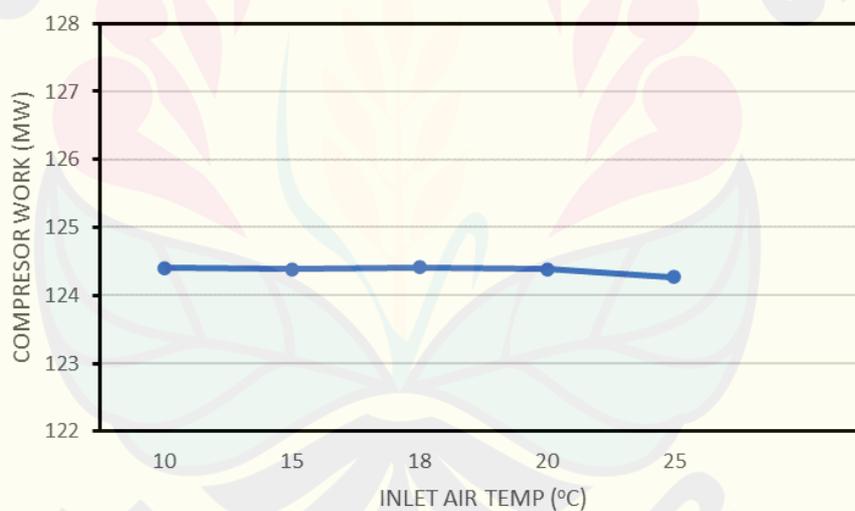


Gambar 4.2 Grafik perubahan ekivalensi rasio terhadap kerja kompresor

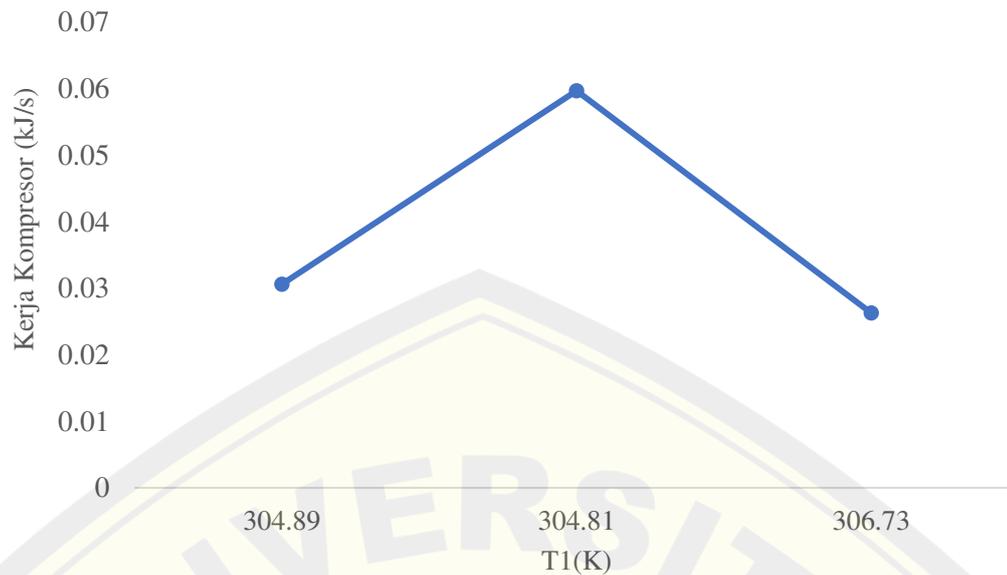
Pada Gambar 4.2 menunjukkan peningkatan ekivalensi rasio dari 0,58-0,70 akan meningkatkan kerja kompresor dan sebaliknya pada ekivalensi rasio 0,70-0,89 terjadi penurunan kerja kompresor. Hal tersebut karena maksimal kerja atau titik kritis terjadi pada variasi ekivalensi rasio 0,70 yang menghasilkan nilai kerja kompresor sebesar 0,0597 kJ/s dan setelah melewati titik kritis maka performa turbin gas akan turun, terlihat terjadi penurunan nilai kerja kompresor pada ekivalensi rasio 0,89. Titik maksimal kerja seharusnya berada pada titik stoikiometri. Hal tersebut dikarenakan terjadi kendala pada turbin tersebut karena mengalami *overheat*, yang ditandai dengan terhambatnya putaran akibat susdu turbin memuai sehingga tidak bisa memutar kompresor sebab masih belum adanya pendingin pada turbin gas ultra mikro yang menjadi alat penelitian.

Jayachandran et al., (2020) dalam penelitiannya, pada ekivalensi rasio 0,21 dapat menghasilkan kerja kompresor sebesar 25,806 kJ/s dengan laju massa udara sebesar 0,318 kg/s dan nilai selisih entalpi output kompresor dengan entalpi inlet kompresor sebesar 187 kJ/kg. Selisih dari nilai entalpi kompresor juga mempengaruhi kerja kompresor. Semakin tinggi nilai selisih antara entalpi output kompresor dengan entalpi input kompresor, maka akan meningkatkan kerja dari kompresor (Sidum et al., 2015).

Temperatur inlet kompresor juga mempengaruhi kerja dari kompresor. Pada ekivalensi rasio 0,58 dengan temperatur inlet kompresor sebesar 304,89 K menghasilkan kerja kompresor sebesar 0,0306 kJ/s. Pada ekivalensi rasio 0,70 dengan temperatur kompresor 304,81K terjadi peningkatan kerja kompresor yaitu sebesar 0,0597 kJ/s. Sedangkan pada ekivalensi rasio 0,89 dengan temperatur inlet kompresor sebesar 306,73K terjadi penurunan kerja kompresor menjadi sebesar 0,263 kJ/s. Penelitian Sidum *et al.*, (2015) menjelaskan pengaruh dari temperatur inlet kompresor terhadap kerja kompresor. Pada temperatur 15°C, kerja kompresor mempunyai nilai sebesar 124,39 MW dan terjadi kenaikan kerja kompresor menjadi sebesar 124,4 MW pada temperatur 10°C. Pada temperatur 20°C kerja kompresor mempunyai nilai sebesar 124,39 MW, tetapi mengalami penurunan kerja menjadi 124,27 MW seiring dengan kenaikan suhu menjadi sebesar 25°C. Gambar 4.3 merupakan grafik pengaruh temperatur inlet kompresor terhadap kerja kompresor.



Gambar 4.3 Pengaruh temperatur *inlet* kompresor terhadap kerja kompresor (Sumber: Sidum *et al.*, 2015)



Gambar 4. 4 Pengaruh temperatur *inlet* kompresor terhadap kerja kompresor
(Sumber : Dokumen Pribadi)

4.2 Efisiensi termal

Perhitungan efisiensi termal turbin gas mikro didapatkan dari kerja netto dibanding dengan kalor masuk turbin gas. Kerja netto didapatkan dari menghitung selisih nilai kerja turbin dengan kerja kompresor. Untuk mendapatkan kerja turbin yaitu dengan menghitung selisih entalpi dari temperatur *inlet* turbin (T_3) dengan entalpi *outlet* turbin (T_4). Nilai entalpi didapatkan dari nilai temperatur masing-masing titik dikali dengan nilai *specific heat* (C_p) dari bahan bakar yaitu LPG. Nilai *specific heat* dari LPG yaitu sebesar 1,67 (Moran & Shapiro, 2006). Perhitungan nilai entalpi dari temperatur *inlet* turbin (h_3) dan nilai entalpi *outlet* turbin (h_4) pada ekivalensi rasio 0,58 adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h_3 &= T_3 \times C_{p_{bb}} \\
 &= 1298,26 \times 1,67 \\
 &= 2168,094 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_4 &= T_4 \times C_{p_{bb}} \\
 &= 1115,31 \times 1,67
 \end{aligned}$$

$$= 1862,568 \frac{kJ}{kg}$$

Kemudian hasil selisih entalpi tersebut dikali dengan jumlah laju massa udara dan laju massa bahan bakar untuk mendapatkan hasil kerja turbin. Perhitungan kerja turbin pada ekivalensi rasio 0,58 adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W_t &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahanbakar}) \times (h_3 - h_4) \\ &= (0,00324 + 0,00024) \frac{kg}{s} \times (2168,094 - 1862,568) \frac{kJ}{kg} \\ &= 1,063 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Hasil dari perhitungan kerja turbin pada masing-masing ekivalensi rasio 0,58; 0,70; 0,89 ditampilkan pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Hasil perhitungan kerja turbin terhadap ekivalensi rasio

Ekivalensi Rasio (Φ)	Kerja Turbin (kJ/s)
0,58	1,063
0,70	3,248
0,89	1,121

Perhitungan ekivalensi rasio 0,58 menghasilkan kerja turbin sebesar 1,063 kJ/s. Pada ekivalensi rasio 0,70 menghasilkan kerja turbin sebesar 3,248 kJ/s. Sedangkan pada ekivalensi rasio 0,89 menghasilkan kerja turbin sebesar 1,121 kJ/s. Perubahan ekivalensi rasio akan berpengaruh terhadap performa dari turbin, dengan kerja turbin tertinggi terdapat pada variasi ekivalensi rasio 0,70 dan kerja turbin terendah terdapat pada variasi ekivalensi rasio 0,58. Menurut Fadlillah (2020), perubahan laju massa bahan udara dan laju masa bahan bakar akan berpengaruh terhadap performa atau kerja dari turbin. Semakin tinggi nilai dari laju massa udara dan laju massa bahan bakar, maka juga akan meningkatkan kerja turbin. Selain itu, selisih dari nilai entalpi turbin juga mempengaruhi kerja turbin. Semakin tinggi nilai selisih antara entalpi *inlet* turbin dengan entalpi *outlet* turbin, maka akan meningkatkan kerja dari turbin (Annur, 2017).

Setelah mendapatkan hasil dari kerja turbin dari masing-masing ekivalensi rasio, kemudian menghitung kalor masuk turbin gas mikro. Perhitungan kalor masuk didapatkan dari laju massa bahan bakar dari masing-masing variasi ekivalensi rasio dikalikan dengan nilai *Low Heating Value* (LHV) dari bahan bakar yaitu LPG. LHV dari turbin gas yaitu sebesar 47000 kJ/kg (Sarsetiyanto, 2018). Nilai kalor masuk (Q_{in}) dari turbin gas mikro pada ekivalensi rasio 0,58 adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= LHV \times \dot{m}_{\text{bahanbakar}} \\ &= 47000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0,00024 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ &= 11,28 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Hasil dari perhitungan kalor masuk pada turbin gas mikro pada masing-masing ekivalensi rasio 0,58; 0,70; 0,89 ditampilkan pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Hasil perhitungan kalor masuk terhadap ekivalensi rasio

Ekivalensi Rasio (Φ)	Kalor Masuk (kJ/s)
0,58	11,28
0,70	16,92
0,89	14,57

Perhitungan kalor masuk pada ekivalensi rasio 0,58 sebesar 11,28 kJ/s, pada ekivalensi rasio 0,70 menghasilkan kalor masuk sebesar 16,92 kJ/s, sedangkan pada ekivalensi rasio 0,89 menghasilkan kalor masuk sebesar 14,57 kJ/s. Terlihat adanya perubahan nilai kalor masuk terhadap perubahan ekivalensi rasio, dengan nilai kalor masuk tertinggi terdapat pada variasi ekivalensi rasio 0,70, dan nilai kalor masuk terendah terjadi pada variasi ekivalensi rasio 0,58.

Setelah mendapatkan hasil dari kalor masuk, kemudian melakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai efisiensi termal. Efisiensi termal didapatkan dari perbandingan kerja netto (W_{net}) dengan kalor masuk (Q_{in}). Perhitungan efisiensi termal pada ekivalensi rasio 0,58 pada turbin gas mikro adalah sebagai berikut:

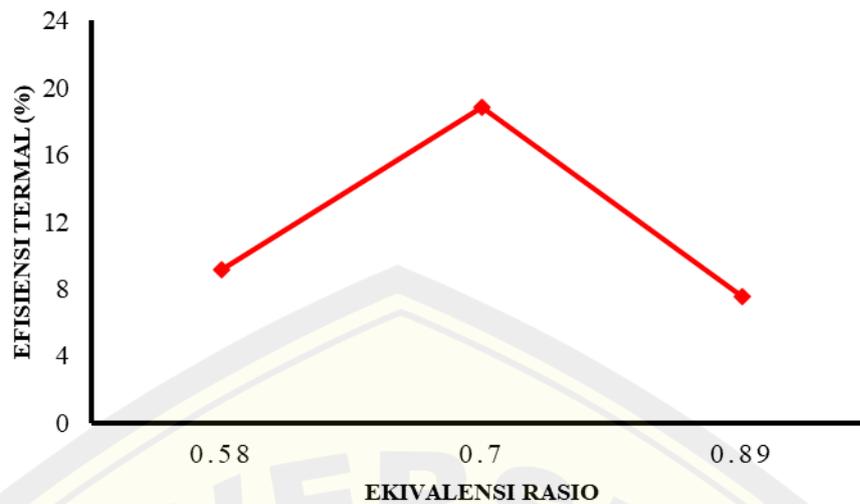
$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{W_{net}}{Q_{in}} \times 100\% \\ &= \frac{1,063 \frac{kJ}{s} - 0,306 \frac{kJ}{s}}{11,28 \frac{kJ}{s}} \times 100\% \\ &= 9,15 \%\end{aligned}$$

Hasil dari perhitungan efisiensi termal pada turbin gas mikro pada masing-masing ekivalensi rasio 0,58; 0,70; 0,89 ditampilkan pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Hasil perhitungan efisiensi termal terhadap ekivalensi rasio

Ekivalensi Rasio (Φ)	Efisiensi Termal (%)
0,58	9,15
0,70	18,84
0,89	7,51

Perhitungan efisiensi termal pada ekivalensi rasio 0,58 sebesar 9,15 %, pada ekivalensi rasio 0,70 menghasilkan efisiensi termal sebesar 18,84 %, sedangkan pada ekivalensi rasio 0,89 menghasilkan efisiensi termal sebesar 7,51 %. Terlihat adanya perubahan nilai efisiensi termal terhadap perubahan ekivalensi rasio, dengan nilai efisiensi termal tertinggi terdapat pada variasi ekivalensi rasio 0,70, dan nilai efisiensi termal terendah terjadi pada variasi ekivalensi rasio 0,89. Hasil pengaruh perubahan ekivalensi rasio terhadap efisiensi termal dapat dilihat pada Gambar 4.5.



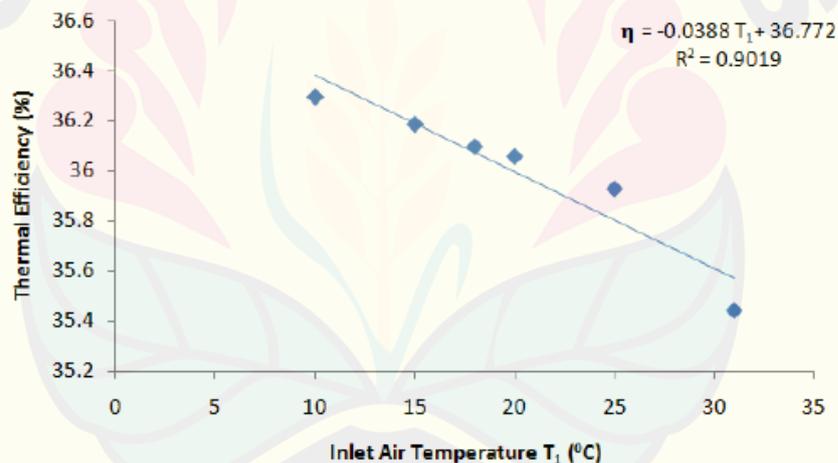
Gambar 4.5 Grafik perubahan ekivalensi rasio terhadap efisiensi termal

Pada Gambar 4.5 menunjukkan peningkatan ekivalensi rasio dari 0,58 menjadi 0,7 dan terjadi penurunan pada ekivalensi rasio 0,89. Peningkatan ekivalensi rasio akan meningkatkan nilai efisiensi termal terlihat dari meningkatnya efisiensi termal dari ekivalensi rasio 0,58 ke 0,70 tetapi pada ekivalensi rasio 0,89 terjadi penurunan nilai efisiensi termal, hal tersebut karena maksimal kerja atau titik kritis terjadi pada variasi ekivalensi rasio 0,70 yang menghasilkan nilai efisiensi termal sebesar 18,84 % dan setelah melewati titik kritis maka performa turbin gas akan turun, terlihat terjadi penurunan nilai efisiensi termal pada ekivalensi rasio 0,89. Titik maksimal kerja seharusnya berada pada titik stoikiometri. Hal tersebut dikarenakan terjadi kendala pada turbin tersebut karena mengalami *overheat* sebab masih belum adanya pendingin pada turbin gas ultra mikro yang menjadi alat penelitian.

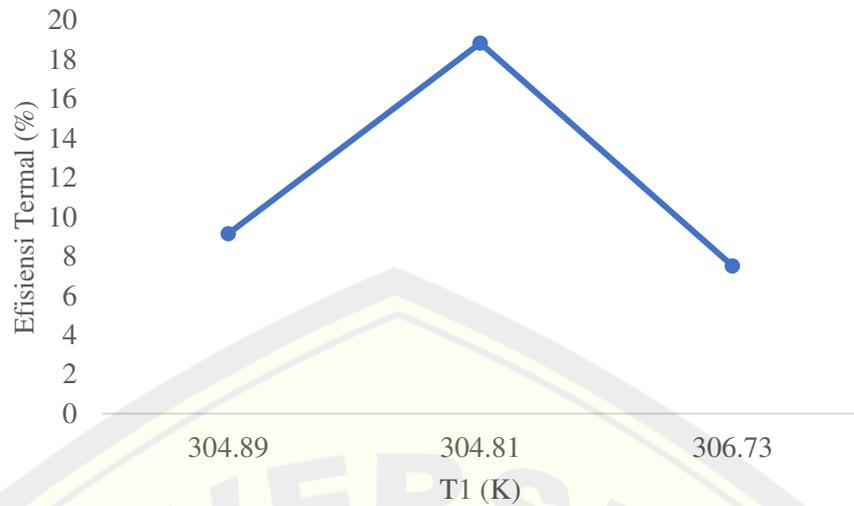
Jayachandran et al., (2020) dalam penelitiannya, pada ekivalensi rasio 0,21 dapat menghasilkan efisiensi termal sebesar 12,36% dengan selisih kerja turbin dan kerja kompresor atau kerja netto sebesar 10,90 kJ/s dan nilai kalor masuk sebesar 88,2 kJ/s. Nilai kerja netto akan berpengaruh terhadap efisiensi termal. Semakin tinggi nilai dari kerja netto, maka efisiensi termal juga semakin tinggi. Selain itu, kalor masuk turbin juga berpengaruh terhadap efisiensi termal.

Semakin tinggi nilai kalor masuk turbin, maka efisiensi termal juga akan semakin tinggi.

Peningkatan efisiensi termal juga dipengaruhi oleh temperatur inlet kompresor. Pada ekivalensi rasio 0,58 dengan temperatur inlet kompresor sebesar 304,89 K menghasilkan efisiensi termal sebesar 9,15%. Pada ekivalensi rasio 0,70 dengan temperatur kompresor 304,81K terjadi peningkatan efisiensi termal yaitu sebesar 18,84%. Sedangkan pada ekivalensi rasio 0,89 dengan temperatur inlet kompresor sebesar 306,73K terjadi penurunan efisiensi termal menjadi sebesar 7,51%. Sidum *et al.*, (2015) dalam penelitiannya menjelaskan, pada temperatur inlet kompresor sebesar 10°C, efisiensi termal berada pada posisi tertinggi yaitu sebesar 36,30%. Efisiensi termal terendah yaitu sebesar 35,44% didapatkan pada temperatur inlet kompresor sebesar 31°C. Semakin tinggi temperatur inlet kompresor maka semakin tinggi nilai efisiensi termal. Gambar 4.5 merupakan pengaruh temperatur inlet kompresor terhadap efisiensi termal.

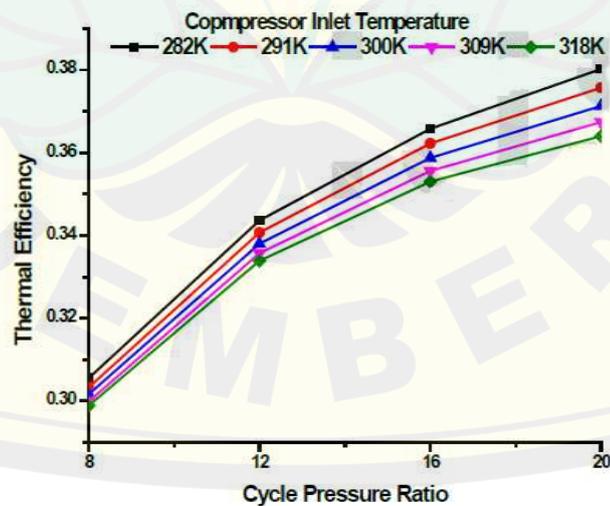


Gambar 4.6 Pengaruh temperatur *inlet* kompresor terhadap efisiensi termal
(Sumber: Sidum *et al.*, 2015)



Gambar 4. 7 Pengaruh temperatur *inlet* kompresor terhadap efisiensi termal
(Sumber : Dokumen pribadi)

Peningkatan nilai ekivalensi rasio dari 0,58 menjadi ekivalensi rasio 0,70 juga meningkatkan nilai dari rasio kompresi, yaitu sebesar 1,03 menjadi 1,05. Penelitian Sukla dan Singh (2014) menjelaskan, peningkatan rasio kompresi dapat mempengaruhi nilai dari efisiensi termal. Semakin tinggi nilai rasio kompresi, maka efisiensi termal pada turbin gas mikro juga akan semakin meningkat. Gambar 4.6 merupakan pengaruh rasio kompresi dan temperatur inlet kompresor terhadap efisiensi termal.



Gambar 4.8 Pengaruh rasio kompresi dan temperatur inlet kompresor terhadap efisiensi termal

(Sumber: Sukla & Singh, 2014)

BAB 5. PENUTUP

5.1 Kesimpulan

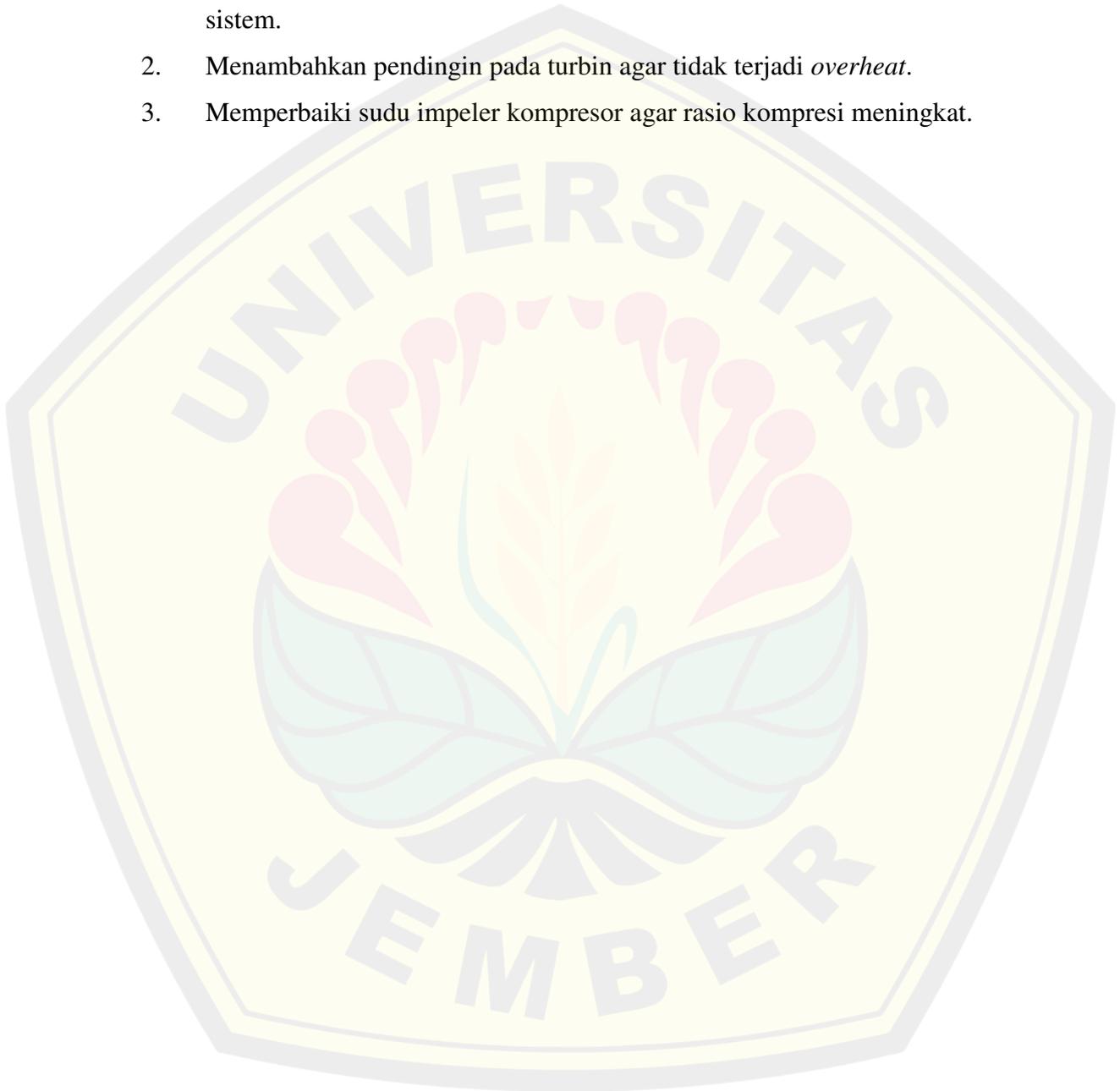
Berdasarkan penjelasan hasil perhitungan dan pembahasan yang didapat, dapat diambil kesimpulan bahwa:

1. Pada penelitian pengaruh variasi ekivalensi rasio terhadap kerja kompresor, ditunjukkan bahwa kerja kompresor tertinggi sebesar 0,0597 kJ/s pada variasi 0,70 sedangkan yang terendah sebesar 0,0263 kJ/s pada variasi 0,89. Hal tersebut dipengaruhi karena karena maksimal kerja atau titik kritis terjadi pada variasi ekivalensi rasio 0,70 yang menghasilkan nilai kerja kompresor sebesar 0,0597 kJ/s dan setelah melewati titik kritis maka performa turbin gas akan turun, terlihat terjadi penurunan nilai kerja kompresor pada ekivalensi rasio 0,89.
2. Pada penelitian pengaruh variasi ekivalensi rasio terhadap efisiensi termal, ditunjukkan bahwa efisiensi termal terbaik sebesar 18,84% pada variasi 0,70 dan yang terendah sebesar 7,51% pada variasi 0,89. Hal tersebut dipengaruhi karena maksimal kerja atau titik kritis terjadi pada variasi ekivalensi rasio 0,70 yang menghasilkan nilai efisiensi termal sebesar 18,84 % dan setelah melewati titik kritis maka performa turbin gas akan turun, terlihat terjadi penurunan nilai efisiensi termal pada ekivalensi rasio 0,89. Titik maksimal kerja seharusnya berada pada titik stoikiometri. Hal tersebut dikarenakan terjadi kendala pada turbin tersebut karena mengalami *overheat* sebab masih belum adanya pendingin pada turbin gas ultra mikro yang menjadi alat penelitian.

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian mengenai turbin gas mikro berbahan bakar LPG, maka saran yang dapat peneliti sampaikan adalah:

1. Perlu diukur secara langsung menggunakan *flowmeter* pada saluran LPG ke ruang bakar agar bisa dipastikan secara akurat debit LPG yang masuk ke sistem.
2. Menambahkan pendingin pada turbin agar tidak terjadi *overheat*.
3. Memperbaiki sudu impeler kompresor agar rasio kompresi meningkat.



DAFTAR PUSTAKA

- Annur, M. N. (2017). Pengaruh Variasi Beban Terhadap Performa Turbin Gas di PLTGU GT 1.3 PT. Indonesia Power Grati, Pasuruan. *Tugas Akhir*. Surabaya: Institute Teknologi Sepuluh Nopember.
- Boukhanouf, R. (2011). *Small combined heat and power (CHP) systems for commercial buildings and institutions*. UK: Woodhead Publishing Limited
- Boyce, M. P. (2001). *Gas Turbine Engineering Handbook 2nd Edition*. Texas: Gulf Professional Publishing.
- Capata, R. (2014). *Ultra Micro Gas Turbines*. Roma: Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Roma 1, Faculty of Engineering
- Cengel YA. and Boles MA. *Thermodynamics: An Engineering Approach (5th edn)*. McGraw-Hill: New York.
- Chiaramonti, D., Rizzo, A. M., Spadi, A., Prussi, M., Riccio, G., & Martelli, F. (2013). Exhaust Emission From Liquefied Fuel Micro Gas Turbine Fed with Diesel Oil, Biodiesel and Vegetable Oil. *Journal of Applied Energy*, 349-356.
- Daryus, A., Siswantara, A. I., Darmawan, S., R. Gunadi, G., & Camalia, R. (2016). SIMULASI CFD PADA RUANG BAKAR TURBIN GAS MIKRO. *Jurnal Sains dan Teknologi*, 8.
- Djafar, R., & Darise, F. (2018). Pengaruh Jumlah Aliran Udara Terhadap Nyala Api Efektif dari Reaktor Gasifikasi Biomassa Tipe Fixed Bed Downdraft Menggunakan Bahan Bakar Tongkol Jagung. 7.
- Duan, J., Fan, S., An, Q., G. (2017). A comparison of micro gas turbine operation modes for optimal efficiency based on a nonlinear model. *Energy*. 134(1) : 400-411.
- Fadillah, D. D. 2020. "Analisis Perbandingan Performa Turbin Gas Unit 2.3 sebelum dan sesudah Pemeliharaan Combustor dengan Kondisi Commissioning di PLTGU Gresik. Tesis. Fakultas Teknologi dan Bisnis Energi. Jurusan Teknik Mesin. Sekolah Tinggi Teknik-PLN. Jakarta.
- Fadillah, A. R. (2020). Analisis Efisiensi Turbin Gas Sebelum dan Setelah Intermediate Inspection di PT PJB UP Mutiara Tawar Blok 2 Unit 2. *Skripsi* (pp. 32-73). Jakarta: Institute Teknologi PLN.

- Fahruzi, A. (2017). Rancang Bangun Sensor Level Berbasis Sensor Tekanan Pada Tangki Proses Minyak Kelapa. *Jurnal IPTEK*, 10.
- Farizkaraja, Mika. (2014). Pengaruh Konsentrasi CO₂ Terhadap Karakteristik Api Pembakaran Difusi CH₄-CO₂ pada *Counterflow Burner* . Skripsi. Fakultas Teknik. Jurusan Teknik Mesin. Universitas Brawijaya. Malang
- Faurizal, Lapanporo, B. P., & Arman, Y. (2014). Rancang Bangun Sistem Data Logger Alat Ukur Suhu, Kelembaban dan Intensitas Cahaya yang Terintegrasi Berbasis Mikrokontroler ATMeg328 Pada Rumah Kaca. *Prisma Fisika*, 6.
- Firmansyah, Fikri Logi. (2017). Analisa Perbandingan Performa Turbin Gas PLTGU Unit 1.2 dan 1.3 pada Beban 50mW dan 100 mW. Skripsi. Fakultas Teknologi Industri. Jurusan Teknik Mesin. Institut Teknologi Sepuluh November. Surabaya
- Fitriansyah, R. D., Setyawan, D. L., & Jatisukamto, G. (2018). Pengaruh Rasio Ekuivalen Terhadap Traveling Speed Stationary Flame pada Meso-scale Combustor dengan Sudden Expansion. *Jurnal STATOR*, 107-110.
- Giovannoni, V., Sharma, R. N., Raine, R.R. (2016) Experimental Investigation of a Regenerative Combustion Chamber for Ultra Micro Gas Turbines. 20th Australasian Fluid Mechanics Conference. 4
- Gismoro, J., Maksum, H., & Sugiarto, T. (2015). Perbandingan Penggunaan Bahan Bakar Liqueified Petroleum Gas Terhadap Konsumsi Bahan Bakar dan Emisi Gas Buang Pada Sepeda Motor Empat Langkah. . *Automotive Engineering Education Journals*, 2(1),3-4.
- Gusnita, N., & Said, K. S. (2017). Analisa Efisiensi dan Pemanfaatan Gas Buang Turbin Gas Alsthom pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas Kapasitas 20 Mw. *Jurnal Sains, Teknologi dan Industri*, 10 .
- Hartanto, E. T., Widodo, E., Prabowo, A. R., & Sulaiman. (2020). DESIGN OF PRESSURE MEASUREMENT IN THE EXERCISE SMART MINE USING A PRESSURE SENSOR. *International Journal of ASRO*, 166-176.
- Hendri, & Suwandi, A. D. (2016). Analisis Efisiensi Turbin Gas Tipe MS9001E sebelum dan sesudah overhaul pada unit 2 Blok 1 PLTGU Muara Karang.

- Hermawan, R., Prasetyo, E., Rhakasywi, D., Artanto, A., & Pane, E. (2017). Analisa Perancangan Ruang Bakar Pada Pembangkit Listrik Mikro Turbin Gas Bahan Bakar LPG. 12.
- Ilham, A. Y., Winarno, A., & Saktillah. (2020). Studi Air Fuel Ratio (AFR) Batubara dengan Metode Stoikiometri di PT. Yufa Kalimantan, Kabupaten Kutai Kartanegara, Provinsi Kalimantan Timur. *Jurnal Teknologi Mineral FT. UNMUL*, 1-5.
- In'Amullah, A. R., Ilminnafik, N., & Jatisukamto, G. (2020). Pengaruh Medan Elektromagnetik pada Prestasi Mesin Motor Bakar Empat Langkah dengan Bahan Bakar Gas. *Program Studi Teknik Mesin*, 8.
- Jamaludin . (2016). Optimasi Aliran Kompresor pada Turbin Gas untuk Pembangkit Listrik Tenaga Biomass dengan Kapasitas 20 Mw. *Jurnal Teknik UMT*, 18.
- Jayachandran AVT, Omar HH, Tkachenko AY, et al. Machine learning predictor for micro gas turbine performance evaluation. *Aeron Aero Open Access J.* 2020;4(4):172–180. DOI: 10.15406/aaaj.2020.04.00120
- Kartono, Kunthi, S., & Gantina, T. M. (2011). Evaluasi Kinerja Turbin Gas ABB GT 13 - E1 di PT. Indonesia Power, UBP Priyok. *Jurnal Teknik Energi*, 7.
- Kuncoro, A., Ma'muri, W., S. W., & Winugroho, S. (2018). LPG Sebagai Energi Alternatif untuk Bahan Bakar Dual-Fuel Mesin Diesel Kapal Nelayan Tradisional. *Seminar Nasional Sains dan Teknologi* , 1-12.
- Kurdi, M. (2016). Hemat Energi Listrik : Studi Kasus di Badan Diklat Provinsi Banten . *Jurnal Lingkar Widyaiswara*, 6.
- Kurniaty, I., & Hermansyah, H. (2016). Potensi Pemanfaatan LPG (Liquefied Petroleum Gas) Sebagai Bahan Bakar Pengguna Kendaraan Bermotor. *Seminar Nasional Sains dan Teknologi 2016*, 5.
- 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. 6.
- Machin, J., Tucker, D., & Pearce, J. V. (2018). A comprehensive survey of thermoelectric homogeneity of commonly used thermocouple types. *Measurement Science and Technology*, 1-5.
- Mahzan, N. N., Omar, A. M., Rimon, L., Noor, S. M., & Rosselan, M. Z. (2017). Design and Development of an Arduino Based Data Logger for

Photovoltaic Monitoring System. *International Journal of Simulation: Systems, Science & Technology*, 15.1-15.5.

Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (5th ed.). The Atrium, Southern Gate, Chichester, England: John Wiley & Sons Ltd. Murdani, D. (2013). *Enjiner Pembangkitan Termal*.

Nursatria, Aldo. (2015). *Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Kecepatan Carrying Air Blower Terhadap Laju Pembakaran Bahan Bakar Batu Bara*. Skripsi. Fakultas Teknologi Industri. Jurusan Teknik Mesin. Institut Teknologi Sepuluh November. Surabaya

Priyanto, S. (2017). *Rancang Bangun Drum Oven Mesin Pengereng Limbah Ikan Untuk Pakan Ternak*. *Jurnal Kajian Teknik Mesin*, 8.

Oppong, F., Spuy, S. V., Backstrom, T. V., & Diaby, A. L. (2015). An overview on the performance investigation and improvement of micro gas turbine engine. *R & D Journal of the south african institution of mechanical engineering*, 35-41.

Rahman, M.M., Ibrahim, T.K., Kadirgama. K., Mamat, R., Bakar, R. A. (2011). Influence of Operation Conditions and Ambient Temperature on Performance of Gas Turbine Power Plant. *Advanced Materials Research*. 189-193.

Raman, P., Ram, N. K., & Gupta, R. (2013). A Dual Fired Downdraft Gasifier System to Produce Cleaner Gas for Power Generation. *Design, Development, and Performance Analysis*, 13.

Raslavicius, L., Kersys, A., Mockus, S., Kersiene, N., & Starevicius, M. (2016). Liquified Petroleum Gas (LPG) as a medium-term option in the transition to sustainable fuels and transport. *Renewable and Sustainable Energy*, 513-525.

Renzi, M., Caresana, F., Pelagalli, L., & Comodi, G. (2014). Enhancing Micro Gas Turbine Performance Through Fogging Technique: Experimental Analysis. *Journal of Applied Energy*, 165-173.

Sari, D. P., Evelina, Rasyadi, S., Amperawan, & Muslimin, S. (2018). endali Suhu Air dengan Sensor Termokopel Tipe-K pada Simulator Sistem Pengisian Botol Otomatis. *Jurnal Ampera*, 7.

- Sidum, A., Kpegele, L. A., Chima, A. R.K. (2015). Modelling Compressor's Initial Operating Conditions Effect on Turbine Performance in the Tropical Rainforest. *American Journal of Engineering Research (AJER)*. 80-88
- Simoës, J. R., & Moreira. (2012). *Fundamentals of Thermodynamics Applied to Thermal Power Plants*.
- Siswantara, Indra, A., Daryus, Daryus, Darmawan, Steven, . . . Rovida. (2015). Analisis Unjuk Kerja Sistem Turbin Gas Mikro Bioenergi Proto X-3 Berbahan Bakar LPG.
- Sukadana, I. G. (2015). *Teori Turbin Gas dan Jet Propulsi*. Badung: Universitas Udayana.
- Shukla, A. K., Singh, O. (2014). Effect of Compressor Inlet Temperature & Relative Humidity on Gas Turbine Cycle Performance. *International Journal of Scientific & Engineering Research*. 664-671
- Syammari, R. (2019). Analisis Efisiensi Turbin Gas Tipe V94.2 sebelum dan sesudah minor inspection pada blok 4 unit 3 PLTGU Muara Tawar.
- Wahid, A., Junaidi, & M. Iqbal Arsyad. (2014). Analisis Kapasitas Dan Kebutuhan Daya Listrik Untuk Menghemat Penggunaan Energi Listrik di Fakultas Teknik Universitas Tanjung Pura. 10.
- Warianti, & Darmanto. (2019). Analisis Laju Penurunan Kadar Air pada Pengeringan Benih di Dalam Dryer Box. . *Jurnal Keteknikaan Pertanian Tropis dan Biosistem*, 7.
- Wijaya, Wijaya Ristanu. 2015. "Analisa Perbandingan Performa Turbin Gas sebelum dan sesudah Turbine Inspection dengan Variasi Beban di PLTGU Blok GT 3.2 dan 3.3 PT. PJB UP Gresik". Skripsi. Fakultas Teknologi Industri. Jurusan Teknik Mesin. Institut Teknologi Sepuluh November. Surabaya.
- Winoko, Yuniarto, A., Mauladhana, & Achmad, F. (2020). Komparasi Penggunaan Jumlah BUSi dan Putaran Mesin Terhadap Kinerja Mesin Bensin Satu Silinder. *Jurnal Flywheel*, 5.
- Xiao, G., Yang, T., Liu, H., Ni, D., Ferrari, M. L., Li, M., . . . Ni, M. (2017). Recuperators of micro gas turbine : A review. *Applied Energy*. 83-99.

LAMPIRAN 1. TABEL DATA HASIL PENGUJIAN**a. Ekuivalensi 0,58**

No	Temperatur			
	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)
1	32,2	40,8	945,4	775,2
2	33,6	41,6	958,3	787
3	35	41,9	971,3	812,2
4	33,4	41,3	983,7	825,3
5	32,6	40,9	991,1	829,2
6	32,7	40,9	1002,5	842,2
7	33,1	41,1	1009,1	845,4
8	33,7	41,5	1017,3	850,4
Rata-rata	35	41,25	948,83	820,86

b. Ekuivalensi rasio 0,70

No	Temperatur			
	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)
1	32,8	45,4	889,8	727,2
2	31	45,7	906	763,7
3	31,1	45,9	924,7	786,2
4	31,9	46	937,2	790,1
5	32,6	46,4	949,8	804,5
6	33,1	47	965,7	815,2
7	31,4	46,3	974,7	820,3
8	31,3	46	982,9	818,2
9	31,9	46,3	988,5	821,5
10	33,4	46,6	993,1	817,7
11	33,2	46,6	1001,2	834,1
12	32,3	46	1004,1	829,2

13	32,3	46,4	1008,4	839,6
14	33,1	46,3	1010,6	839,7
15	32,3	46,3	1008,5	840,5
Rata-rata	32,24	46,21	969,68	809,84

c. Ekuivalensi rasio 0,89

No	Temperatur			
	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)
1	32,4	39,1	975,5	718,7
2	32,8	39,4	987	728,7
3	32,3	39,4	996,6	736,5
4	32,3	39,4	1006,1	744,6
5	32,3	39,4	1014,7	752,6
6	32,4	39,5	1020,8	764,6
Rata-rata	32,41	39,36	1000,11	740,95

LAMPIRAN 2. PERHITUNGAN LAJU MASSA UDARA DAN LAJU MASSA BAHAN BAKAR

a. Variasi kedua 0,70

1. Laju massa udara

Diketahui : Tekanan statis : 1,189 volt
 Tekanan total : 1,199 volt
 Luas penampang : 0,0021 m²

Menggunakan metode interpolasi didapatkan :

Tekanan statis (P1) : 165,55 kPa
 Tekanan total (P2) : 167,07 kPa

Menggunakan persamaan :

$$\frac{1}{2} \rho v^2 = P_2 - P_1$$

Maka:

$$\frac{1}{2} \times 1,2 \times v^2 = (167,07 - 165,55) \text{ kPa}$$

$$v = 1,591 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Laju massa udara :

$$\text{Laju massa udara} = \text{debit udara} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \times \text{massa jenis udara} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$0,0021 \text{ m}^2 \times 1,591 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,00402 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2. Laju massa bahan bakar

Diketahui dari hasil percobaan :

Massa awal LPG : 5,950 kg

Waktu percobaan : 110 detik

Massa akhir LPG : 5,910 kg

Selisih massa LPG sebelum dan sesudah : 0,04 kg

Laju massa bahan bakar :

$$\frac{\text{Selisih massa LPG sebelum dan sesudah}}{\text{Waktu percobaan}}$$

$$= \frac{0,04}{110}$$

$$= 0,00036 \text{ kg/s}$$

b. Variasi ketiga 0,89

1. Laju massa udara

Diketahui : Tekanan statis : 1,196 volt

Tekanan total : 1,201 volt

Luas penampang : 0,0021 m²

Menggunakan metode interpolasi didapatkan :

Tekanan statis (P1) : 166,69 kPa

Tekanan total (P2) : 167,37 kPa

Menggunakan persamaan :

$$\frac{1}{2} \rho v^2 = P_2 - P_1$$

$$\frac{1}{2} \times 1,2 \times v^2 = (167,37 - 166,69) \text{ kPa}$$

$$v = 1,064 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Laju massa udara :

$$\text{Laju massa udara} = \text{debit udara} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \times \text{massa jenis udara} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$0,0021 \text{ m}^2 \times 1,064 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,0027 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2. Laju massa bahan bakar

Diketahui dari hasil percobaan :

Massa awal LPG : 6,079 kg

Waktu percobaan : 84 detik

Massa akhir LPG : 6,053 kg

Selisih massa LPG sebelum dan sesudah : 0,026 kg

Laju massa bahan bakar :

Selisih massa LPG sebelum dan sesudah

Waktu percobaan

$$= \frac{0,026}{84}$$

$$= 0,00031 \text{ kg/s}$$

LAMPIRAN 3. PERHITUNGAN AFR AKTUAL TIAP VARIASI**a. Variasi Kedua**

Perhitungan AFR_{aktual} pada variasi kedua dengan menggunakan persamaan 6, maka hasilnya diperoleh :

$$\begin{aligned} AFR_{\text{aktual}} &= \frac{0,00402 \text{ kg/s}}{0,0036 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \\ &= 11,16 \text{ kgudara/kgbb} \end{aligned}$$

b. Variasi Ketiga

Perhitungan AFR_{aktual} pada variasi ketiga dengan menggunakan persamaan 6, maka hasilnya diperoleh :

$$\begin{aligned} AFR_{\text{aktual}} &= \frac{0,0027 \text{ kg/s}}{0,00031 \text{ kg/s}} \\ &= 8,70 \text{ kgudara/kgbb} \end{aligned}$$

LAMPIRAN 4. PERHITUNGAN EKIVALENSI RASIO TIAP VARIASI**a. Variasi Kedua**

Ekivalensi rasio adalah perbandingan antara AFRstoikiometri dengan AFRaktual, dengan menggunakan persamaan 7, maka nilai ekivalensi rasio variasi kedua :

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{7,77}{11,16} \\ &= 0,70\end{aligned}$$

b. Variasi Ketiga

Ekivalensi rasio adalah perbandingan antara AFRstoikiometri dengan AFRaktual, dengan menggunakan persamaan 7, maka nilai ekivalensi rasio variasi ketiga :

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{7,77}{8,70} \\ &= 0,89\end{aligned}$$

LAMPIRAN 5. PERHITUNGAN PERFORMA TURBIN GAS TIAP VARIASI EKIVALENSI RASIO

a. Variasi kedua 0,70

1. Kerja kompresor

Diketahui: $\dot{m}_{udara} : 0,00402 \text{ kg/s}$

$T_1 : 304,81 \text{ K}$

$T_2 : 319,60 \text{ K}$

Perhitungan kerja kompresor diperoleh dengan menghitung selisih entalpi temperatur *inlet* kompresor dengan entalpi *outlet* kompresor dengan menggunakan persamaan 2. Nilai h_2 dan h_1 didapatkan dari interpolasi menggunakan tabel A-22 ideal gas properties pada buku Moran, 2006 bahwa h_2 sebesar 319,89 kJ/kg dan h_1 sebesar 305,03 kJ/kg. Besar kerja kompresor adalah:

$$\begin{aligned} W_k &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\ &= 0,00402 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (319,89 - 305,03) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 0,0597 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \end{aligned}$$

2. Kerja turbin

Perhitungan kerja turbin diperoleh dengan menghitung selisih dari entalpi temperatur *inlet* turbin dengan entalpi *outlet* turbin dengan menggunakan persamaan 3. Nilai entalpi didapatkan dari nilai temperatur dikali dengan *specific heat* (C_p) dari bahan bakar. Nilai entalpi dari *inlet* turbin dan *outlet* turbin adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} h_3 &= T_3 \times C_{p_{bb}} \\ &= 1280,27 \times 1,67 \\ &= 2138,051 \text{ kJ/kg} \\ h_4 &= T_4 \times C_{p_{bb}} \\ &= 836,16 \times 1,67 \\ &= 1396,387 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Maka nilai kerja turbin adalah :

$$\begin{aligned}
 W_t &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar})x(h_3 - h_4) \\
 &= (0,00402 + 0,00036) \frac{kg}{s} x (2138,051 - 1396,387) \frac{kJ}{kg} \\
 &= 3,248 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

3. Kalor masuk

Perhitungan kalor masuk dilakukan dengan mengalikan LHV dan massa bahan bakar dengan menggunakan persamaan 4, sehingga nilai kalor masuk yang diperoleh sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= LHV x \dot{m}_{bahan\ bakar} \\
 &= 47000 \frac{kJ}{kg} x 0,00036 \frac{kg}{s} \\
 &= 16,92 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

4. Efisiensi termal

Dari hasil perhitungan kerja turbin, kerja kompresor, dan kalor masuk, maka diketahui berapa persen nilai efisiensi termal dengan menggunakan persamaan 5, sebagai berikut:

Diketahui:	Kerja turbin	: 3,248 kJ/s
	Kerja kompresor	: 0,0597 kJ/s
	Kalor masuk	: 16,92 kJ/s

Maka,

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{W_{net}}{Q_{in}} x 100\% \\
 &= \frac{3,248 - 0,0597 \frac{kJ}{s}}{16,92 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 18,84 \%
 \end{aligned}$$

b. Variasi ketiga 0,89

1. Kerja kompresor

Diketahui: $\dot{m}_{udara} : 0,0027 \text{ kg/s}$

$T_1 : 306,73 \text{ K}$

$T_2 : 315,71 \text{ K}$

Perhitungan kerja kompresor diperoleh dengan menghitung selisih entalpi temperatur *inlet* kompresor dengan entalpi *outlet* kompresor dengan menggunakan persamaan 2. Nilai h_2 dan h_1 didapatkan dari interpolasi menggunakan tabel A-22 ideal gas properties pada buku Moran, 2006 bahwa h_2 sebesar 315,98 kJ/kg dan h_1 sebesar 306,22 kJ/kg. Besar kerja kompresor adalah:

$$\begin{aligned} W_k &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\ &= 0,0027 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (315,98 - 306,22) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 0,0263 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \end{aligned}$$

2. Kerja turbin

Perhitungan kerja turbin dilakukan dengan menghitung selisih dari entalpi temperatur *inlet* turbin dengan entalpi *outlet* turbin dengan menggunakan persamaan 3. Nilai entalpi didapatkan dari nilai temperatur dikali dengan *specific heat* (C_p) dari bahan bakar. Nilai entalpi dari *inlet* turbin dan *outlet* turbin adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} h_3 &= T_3 \times C_{p_{bb}} \\ &= 1324,72 \times 1,67 \\ &= 2212,282 \text{ kJ/kg} \\ h_4 &= T_4 \times C_{p_{bb}} \\ &= 1101,72 \times 1,67 \\ &= 1839,872 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Maka nilai kerja turbin adalah :

$$\begin{aligned} W_t &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar})x(h_3 - h_4) \\ &= (0,0027 + 0,00031) \frac{kg}{s} x (2138,051 - 1396,387) \frac{kJ}{kg} \\ &= 1,120 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

3. Kalor masuk

Perhitungan kalor masuk dilakukan dengan mengalikan LHV dan massa bahan bakar dengan menggunakan persamaan 4, sehingga nilai kalor masuk yang diperoleh sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Q_{in} &= LHV x \dot{m}_{bahan\ bakar} \\ &= 47000 \frac{kJ}{kg} x 0,00031 \frac{kg}{s} \\ &= 14,57 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

4. Efisiensi termal

Dari hasil perhitungan kerja turbin, kerja kompresor, dan kalor masuk, maka diketahui berapa persen nilai efisiensi termal dengan menggunakan persamaan 5, sebagai berikut:

Diketahui:	Kerja turbin	: 1,120 kJ/s
	Kerja kompresor	: 0,0263 kJ/s
	Kalor masuk	: 14,57 kJ/s

Maka,

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{W_{net}}{Q_{in}} x 100\% \\ &= \frac{1,120 - 0,0263 \frac{kJ}{s}}{14,57 \frac{kJ}{s}} \\ &= 7,51 \% \end{aligned}$$

LAMPIRAN 6. TABEL A-22 FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS

TABLE A-22 Ideal Gas Properties of Air

T(K), h and u (kJ/kg), s^o (kJ/kg · K)											
T	h	u	s^o	when $\Delta s = 0^1$		T	h	u	s^o	when $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.84	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

1. p_r and v_r data for use with Eqs. 6.43 and 6.44, respectively.

(Sumber: Moran & Shapiro, 2006)

TABLE A-22 (Continued)

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0 ¹		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				p _r	v _r					p _r	v _r
750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63	1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275
760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54	1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747
770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39	1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247
780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64	1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780
790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86	1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337
800	821.95	592.30	2.71787	47.75	48.08	1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919
820	843.98	608.59	2.74504	52.59	44.84	1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526
840	866.08	624.95	2.77170	57.60	41.85	1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153
860	888.27	641.40	2.79783	63.09	39.12	1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801
880	910.56	657.95	2.82344	68.98	36.61	1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468
900	932.93	674.58	2.84856	75.29	34.31	1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152
920	955.38	691.28	2.87324	82.05	32.18	1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854
940	977.92	708.08	2.89748	89.28	30.22	1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569
960	1000.55	725.02	2.92128	97.00	28.40	1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301
980	1023.25	741.98	2.94468	105.2	26.73	1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046
1000	1046.04	758.94	2.96770	114.0	25.17	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1020	1068.89	776.10	2.99034	123.4	23.72	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1040	1091.85	793.36	3.01260	133.3	22.39	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	21.14	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1260	1348.55	986.90	3.23638	290.8	12.435	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1280	1372.24	1004.76	3.25510	310.4	11.835	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864

Source: Tables A-22 are based on J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

(Sumber: Moran & Shapiro, 2006)