

TUGAS AKHIR

**ANALISIS PENGARUH VARIASI PEMANASAN BAHAN BAKAR
B20 TERHADAP KINERJA MESIN DIESEL TV1**

Oleh :

YOHANES PENDI NUARI

D211 16 002



DEPARTEMEN MESIN FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS HASANUDDIN

GOWA

2020

TUGAS AKHIR

**ANALISIS PENGARUH VARIASI PEMANASAN BAHAN BAKAR B20
TERHADAP KINERJA MESIN DIESEL TV1**

OLEH :

YOHANES PENDI NUARI

D211 16 002

**Merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin**

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS HASANUDDIN

GOWA

2020

LEMBAR PENGESAHAN

Tugas akhir ini diajukan untuk memenuhi salah satu persyaratan Mengikuti Ujian Akhir guna memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin pada Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin

JUDUL :

**ANALISIS PENGARUH VARIASI PEMANASAN BAHAN BAKAR B20
TERHADAP KINERJA MESIN DIESEL TV1**


YOHANES PENDI NUARI

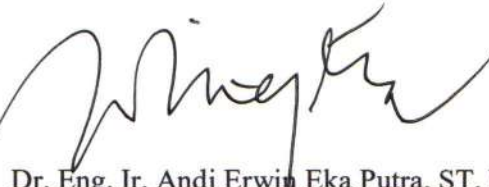
D211 16 002

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II


Ir. Baharuddin Mire., MT.
NIP. 19550914 198702 1 001



Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, ST. MT.
NIP. 19711221 199802 1 001

Mengetahui,

Ketua Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin




Dr. Eng. Ir. Jalaluddin, ST., MT.

NIP. 19720825 200003 1 001

ABSTRAK

Biodiesel memiliki kadar sulfur rendah yang ramah lingkungan dan mempunyai bilangan setan yang tinggi. Namun, nilai viskositas dan densitasnya yang tinggi mengakibatkan atomisasi menjadi kurang baik dan pembakaran menjadi tidak sempurna. Proses pemanasan terhadap biodiesel hingga temperatur tertentu akan menyebabkan penurunan nilai viskositas dan densitas dari biodiesel, sehingga pembakaran semakin baik. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap kinerja mesin diesel TV1, menganalisis pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap pembakaran mesin diesel TV1 dan menganalisis pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap pelepasan panas (*heat release*) mesin diesel TV1. Dengan variasi temperatur 30, 50, 60, dan 70°C terdapat bahan bakar B20, didapatkan hasil penelitian sebagai berikut: (1) Persentase daya indikasi maksimum dikonversi menjadi daya efektif terjadi pada temperatur 60°C beban 12 kg sebesar 51,72%; (2) Nilai kalor minimum yang terbuang ke pendingin mesin dan gas buang menurun terjadi pada temperatur 70°C beban 12 kg; (3) Konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi volumetric (η_{vo}), efisiensi thermis (η_{th}) yang dihasilkan disetiap kenaikan temperatur cenderung konstan. Selain itu, peningkatan temperatur bahan bakar juga mempengaruhi kinerja pembakaran di mana jarak *start of combustion* (SOC) sebelum titik mati atas (TMA) dan *end of combustion* (EOC) setelah TMA meningkat 1 sampai 2° dan nilai minimum pelepasan panas terjadi pada temperatur 50°C beban 3 kg sebesar 14,2 J/deg.

Kata kunci: biodiesel B20, temperatur bahan bakar, kinerja mesin.

ABSTRACT

Biodiesel is environmentally friendly because of its low sulfur content and high cetane number. However, high viscosity and density result in poor atomization and incomplete combustion. The heating process of biodiesel to a certain temperature will cause a decrease in the value of viscosity and density of biodiesel, so the combustion processed better. This study aims to analyze the effect of temperature variations of B20 biodiesel fuel on TV1 diesel engine performance, analyze the effect of B20 biodiesel fuel temperature variations on the combustion of diesel TV1 engines and analyze the effect of temperature variations of B20 biodiesel fuel on heat release of the TV1 diesel engine. With temperature variations 30, 50, 60, and 70 °C obtained the following research results: (1) The percentage of maximum indication power converted to brake power occurred at a temperature of 60 °C 12 kg load of 51.72%; (2) The minimum heating value which wasted to engine coolant and exhaust gases occurred at a temperature of 70 ° C, a 12 kg load; (3) Specific fuel consumption (SFC), volumetric efficiency (η_{vo}), thermal efficiency (η_{th}) produced at each temperature rise tend to be constant. Furthermore, the increase in fuel temperature also affected combustion performance, where the distance of the start of combustion (SOC) before the upper dead point (TMA) and end of combustion (EOC) after TDC increased 1 until 2° and the minimum value of heat release occurred at a temperature of 50° C 3 kg load of 14.2 J / deg.

Keywords: B20 biodiesel, fuel temperature, engine performance.

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur senantiasa kita panjatkan ke-hadirat Tuhan Yang Maha Esa karena atas rahmat dan berkat-Nya penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul ***“Analisis Pengaruh Variasi Pemanas Bahan Bakar B20 Terhadap Kinerja Mesin Diesel TV1”*** yang mana merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin. Selama proses pengerjaan skripsi ini penulis menerima begitu banyak bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu peneliti ingin mengucapkan terimakasih kepada:

1. Kedua orang tua tercinta Bapak Yohanes Ketut Suryawan dan Ibu WY. Herlina yang selalu mendampingi, memberi semangat dan mendoakan.
2. Dr. Eng. Ir. Jalaluddin, ST., MT. sebagai Ketua Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin beserta seluruh staf Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin atas segala bantuan dan kemudahan yang diberikan
3. Ir. Baharuddin Mire., MT., dan Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, ST., MT., sebagai Dosen Pembimbing I dan Dosen Pembimbing II yang telah memberikan waktu, arahan, dan saran selama proses pengerjaan skripsi ini.
4. Dr. Ir. Nasruddin Azis., MT., dan Ir. Machmud Syam., DEA., selaku penguji yang telah memberikan saran-saran selama proses pengerjaan skripsi.
5. Fauzan, ST., MT., sebagai Dosen Pembimbing Akademik yang telah memberikan ilmu dan nasehat sejak menjadi mahasiswa baru.
6. Bapak/Ibu dosen Departemen Teknik Mesin Universitas Hasanuddin yang telah memberikan ilmu, nasehat dan pengalaman kepada penulis selama menempuh studi di dunia perkuliahan
7. Jechika Millenia Gareso, kanda Haerul Zakaria, kanda Usman serta teman-teman Teknik Mesin angkatan 2016/COMPRESSOR'16 yang senantiasa mendukung dan berjuang bersama sejak mahasiswa baru hingga saat ini.

8. HMM FT-UH, yang telah menjadi tempat belajar dan mencoba banyak hal di kampus tercinta.
9. Keluarga Mahasiswa Katolik Teknik Universitas Hasanuddi (KMKT-UH) yang menjadi tempat belajar dan berkarya selama masa-masa perkuliahan.
10. Serta seluruh pihak yang telah membantu yang tidak bisa disebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna walaupun telah menerima bantuan dari berbagai pihak. Apabila terdapat kesalahan-kesalahan dalam skripsi ini sepenuhnya menjadi tanggung jawab penulis dan bukan para pemberi bantuan. Kritik dan saran yang membangun akan lebih menyempurnakan skripsi ini.

Gowa, 6 Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

TUGAS AKHIR.....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	iv
ABSTRACT.....	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xv
DAFTAR SIMBOL.....	xvi
BAB I. PENDAHULUAN.....	1
I.1 Latar belakang.....	1
I.2 Rumusan masalah.....	2
I.3 Tujuan penelitian.....	3
I.4 Batasan masalah.....	3
I.5 Manfaat penelitian.....	3
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA.....	4
II.1 Mesin pembakaran dalam (<i>Internal combustion engine</i>).....	4
II.2 Pembakaran motor diesel.....	5
II.2.1 Tahapan pembakaran.....	6
II.2.2 Tekanan silinder mesin diesel.....	8
II.3 Pembakaran dalam sistem multi-semprot <i>direct-injection</i>	10
II.4 Pelepasan panas mesin injeksi langsung.....	12
II.5 Tingkat pembakaran massa bahan bakar.....	13
II.6 Pengaruh pemanasan bahan bakar.....	14
II.7 Bahan bakar alternatif (Biodiesel).....	15
II.8 Dasar-dasar perhitungan kinerja motor bakar.....	16
BAB III. METODE PENELITIAN.....	21
III.1 Tempat penelitian.....	21
III.2 Alat dan Bahan.....	21

III.2.1 Alat.....	21
III.2.2 Bahan.....	27
III.3 Metode pengambilan data.....	27
III.3.1 Studi literature.....	28
III.3.2 Mendesain dan membuat alat pemanas bahan bakar....	28
III.3.3 Pengumpulan Data.....	29
III.3.4 Eksperimen.....	29
III.4 Parameter penting dalam pengambilan data eksperimental.....	29
III.4.1 Temperatur bahan bakar.....	29
III.4.2 Pembebanan mesin diesel TV1.....	29
III.5 Proses pengambilan data eksperimental.....	29
III.5.1 Alat pemanas bahan bakar.....	29
III.5.2 VCR <i>engine set up</i>	30
III.6 Bagan alir penelitian (<i>flowchart</i>).....	32
BAB IV. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	34
IV.1 Kinerja mesin diesel TV1.....	34
IV.1.1 Analisis daya Indikasi.....	34
IV.1.2 Analisis kesetimbangan energi.....	37
IV.1.3 Analisis Torsi.....	38
IV.1.4 Analisis Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC).....	40
IV.1.5 Analisis Efisiensi Volumetrik (η_{vo}).....	42
IV.1.6 Analisis Efisiensi Thermis (η_{th}).....	43
IV.2 Kinerja Pembakaran Mesin Diesel TV1.....	46
IV.2.1 Analisis Pembakaran Bahan Bakar.....	46
IV.2.2 Analisis Tekanan Silinder.....	50
IV.2.3 Analisis tingkat kenaikan tekanan (<i>rate of pressure rise</i>).....	53
IV.2.4 Analisis temperatur gas rata-rata (<i>mean gas temperatur</i>).....	56
IV.2.5 Analisis tekanan aliran bahan bakar.....	58
IV.3 Pelepasan panas (<i>heat release</i>).....	60

IV.3.1 Analisis Pelepasan Panas (<i>Heat Release</i>)	
Mesin Diesel TV1	60
IV.3.2 Analisis fraksi massa bahan bakar.....	62
BAB V. KESIMPULAN.....	65
V.1 Kesimpulan.....	65
V.2 Saran.....	66
DAFTAR PUSTAKA.....	67
LAMPIRAN.....	69
1. Contoh perhitungan.....	69
2. Tabel Perhitungan.....	71
3. Diagram Sankay Temperatur 30°C.....	74
4. Diagram Sankay Temperatur 50°C.....	78
5. Diagram Sankay Temperatur 60°C.....	82
6. Diagram Sankay Temperatur 70°C.....	86
7. Dokumentasi pengambilan data.....	90

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus empat langkah.....	4
Gambar 2.2 Skema disintegrasi semprotan bahan bakar dalam mesin <i>compression ignition</i> (CI).....	5
Gambar 2.3 Tahap pembakaran pada mesin <i>compression ignition</i> (CI).....	7
Gambar 2.4 Perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder.....	9
Gambar 2.5 Tekanan silinder , laju injeksi bahan bakar, dan laju pelepasan panas Q_n dihitung dari tekanan silinder, untuk mesin diesel DI.....	11
Gambar 2.6 Profil pelepasan panas kotor dan bersih selama pembakaran untuk mesin diesel DI.....	12
Gambar 2.7 Tekanan silinder dan laju pembakaran massa bahan bakar terhadap sudut engkol.....	13
Gambar 2.8 (a) Reaksi konversi asam lemak bebas menjadi metil ester, (b) Reaksi penyabunan.....	15
Gambar 3.1 Motor Diesel model TV1.....	21
Gambar 3.2 Panel Mesin.....	22
Gambar 3.3 Komputer.....	22
Gambar 3.4 Pompa.....	23
Gambar 3.5 Alat pemanas bahan bakar.....	24
Gambar 3.6 Wadah air.....	24
Gambar 3.7 <i>Water heater</i>	25
Gambar 3.8 Pipa tembaga AC.....	25
Gambar 3.9 <i>Thermostat</i>	26
Gambar 3.10 Kabel sensor <i>thermocouple</i>	26
Gambar 3.11 <i>Thermocouple</i>	27
Gambar 3.12 Biodiesel (B20).....	27
Gambar 3.13 Alat pemanas bahan bakar.....	28
Gambar 3.14 Diagram alir penelitian.....	33

Gambar 4.1 Perbandingan daya indikasi terhadap temperatur pada variasi beban.....	34
Gambar 4.2 Perbandingan daya indikasi terhadap beban pada variasi temperatur.....	35
Gambar 4.3 Perbandingan daya efektif dan indikasi terhadap temperatur pada variasi beban.....	36
Gambar 4.4 Kesetimbangan energi pada temperatur 30°C.....	37
Gambar 4.5 Kesetimbangan energi pada temperatur 50°C.....	37
Gambar 4.6 Kesetimbangan energi pada temperatur 60°C.....	37
Gambar 4.7 Kesetimbangan energi pada temperatur 70°C.....	39
Gambar 4.8 Perbandingan torsi terhadap temperatur pada variasi beban.....	39
Gambar 4.9 Perbandingan torsi terhadap variasi beban dan temperatur.....	39
Gambar 4.10 Perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik terhadap temperatur pada variasi beban.....	40
Gambar 4.11 Perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik terhadap beban pada variasi temperat.....	41
Gambar 4.12 Perbandingan efisiensi volumetrik terhadap temperatur pada variasi beban.....	42
Gambar 4.13 Perbandingan efisiensi volumetrik terhadap beban pada variasi temperatur.....	42
Gambar 4.14 Perbandingan Efisiensi thermis terhadap temperatur pada variasi beban.....	44
Gambar 4.15 Perbandingan Efisiensi thermis terhadap beban pada variasi temperatur.....	45
Gambar 4.16 Perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol pada temperatur 30°C beban 9 kg.....	46
Gambar 4.17 Perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol pada temperatur 50°C beban 9 kg.....	46
Gambar 4.18 Perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol pada temperatur 60°C beban 9 kg.....	47

Gambar 4.19 Perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol pada temperatur 70°C beban 9 kg.....	47
Gambar 4.20 Perbandingan sudut engkol terhadap beban pada <i>start of combustion (SOC)</i> dan <i>end of combustion (EOC)</i>	48
Gambar 4.21 Perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder pada temperatur 30°C beban 9 kg.....	50
Gambar 4.22 Perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder pada temperatur 50°C beban 9 kg.....	50
Gambar 4.23 Perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder pada temperatur 60°C beban 9 kg.....	51
Gambar 4.24 Perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder pada temperatur 70°C beban 9 kg.....	51
Gambar 4.25 Perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder pada variasi temperatur beban 9 kg.....	52
Gambar 4.26 Perbandingan tekanan silinder terhadap beban pada variasi temperatur.....	52
Gambar 4.27 Tingkat kenaikan tekanan terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 30°C.....	53
Gambar 4.28 Tingkat kenaikan tekanan terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 50°C.....	54
Gambar 4.29 Tingkat kenaikan tekanan terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 60°C.....	54
Gambar 4.30 Tingkat kenaikan tekanan terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 70°C.....	55
Gambar 4.31 Temperatur gas rata-rata terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 30°C.....	56
Gambar 4.32 Temperatur gas rata-rata terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 50°C.....	56
Gambar 4.33 Temperatur gas rata-rata terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 60°C.....	57

Gambar 4.34 Temperatur gas rata-rata terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 70°C.....	57
Gambar 4.35 Tekanan aliran bahan bakar terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 30°C.....	58
Gambar 4.36 Tekanan aliran bahan bakar terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 50°C.....	58
Gambar 4.37 Tekanan aliran bahan bakar terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 60°C.....	59
Gambar 4.38 Tekanan aliran bahan bakar terhadap sudut engkol pada beban 12 kg temperatur 70°C.....	59
Gambar 4.39 Perbandingan pelepasan panas (<i>net heat release</i>) terhadap sudut Engkol pada variasi temperatur beban 3 kg.....	60
Gambar 4.40 Perbandingan pelepasan panas (<i>net heat release</i>) terhadap sudut engkol pada variasi temperatur beban 9 kg.....	61
Gambar 4.41 Perbandinhan fraksi massa terbakar terhadap sudut engkol pada beban 3 kg temperatur: (a) 30°C (b) 50°C (c) 60°C (d) 70°C.....	62
Gambar 4.42 Perbandinhan fraksi massa terbakar terhadap sudut engkol pada variasi temperatur beban 3 kg.....	62
Gambar 4.43 Perbandinhan fraksi massa terbakar terhadap sudut engkol pada beban 9 kg temperatur: (a) 30°C (b) 50°C (c) 60°C (d) 70°C.....	63
Gambar 4.44 Perbandinhan fraksi massa terbakar terhadap sudut engkol pada variasi temperatur beban 3 kg.....	62

DAFTAR TABEL

Table 3.1 parameter alat pemanas bahan bakar.....	28
---	----

DAFTAR SIMBOL

IP	Daya indikasi	kW
BP	Daya efektif	kW
η_m	Efisiensi mekanis	%
N	Putaran poros	rpm
n	Jumlah putaran persiklus	-
FC	Konsumsi bahan bakar	kg/h
VGU	Volume gelas ukur	cc
ρ_f	Massa jenis bahan bakar	kg/h
SFC	Konsumsi bahan bakar spesifik	kg/h
Ma	Laju aliran udara aktual	kg/h
K	koefisien	-
C	kecepatan aliran udara	m/s
Do	Diameter orifice	mm
h _o	Beda tekanan pada manometer	mmH ₂ O
ρ_a	Massa jenis udara pada kondisi masuk	kg/m ³
M _{th}	Laju udara secara teoritis	kg/h
V _s	Volume silinder	-
ρ_{ud}	Massa jenis udara	kg/m ³
Ka	konstanta untuk motor 4 langkah	-
d	Diameter selinder	mm

s	Panjang langkah selinder	mm
z	Jumlah selinder	-
AFR	Rasio udara-bahan bakar	-
η_{vo}	Efisiensi volumetris	%
η_{th}	Efisiensi thermis	%
Q_{tot}	Kalor total	kW
LHV_{bb}	Nilai kalor bahan bakar	kJ/kg

BAB I. PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi mengalami pertumbuhan yang sangat pesat, terlebih lagi sejak hadirnya revolusi industri di dunia, menyebabkan perkembangan teknologi di bidang otomotif mengalami kemajuan yang sangat pesat sehingga berdampak pada peningkatan penggunaan energi, khususnya bahan bakar berbasis minyak bumi.

Diketahui bahwa pemanfaatan minyak bumi memiliki andil terbesar dari semua sumber daya energi dan telah banyak digunakan di sektor transportasi, pembangkit listrik, konstruksi, aplikasi pertanian dan kegiatan industri. Menurut *International Energy Outlook*, diperkirakan kebutuhan energi dunia akan naik sebesar 53% pada tahun 2030 dibandingkan dengan tahun 2005. Sekitar 26-27% dari kebutuhan energi ini akan diperoleh dari bahan bakar berbasis fosil di seluruh dunia. Namun, cadangan batubara, minyak bumi dan gas alam terus berkurang dan juga berdampak pada masalah lingkungan yang terkait dengan polusi tanah, air dan udara sehingga perlu ada upaya untuk menggunakan bahan bakar alternatif. (Murat Kadir Yesilyurt, dkk., 2018).

Salah satu bahan bakar alternatif yang saat ini sedang ditingkatkan penggunaannya adalah biodiesel. Peraturan Menteri Energi dan Sumber Daya Mineral No. 12 Tahun 2015 yang menyatakan bahwa pada tahun 2025 diwajibkan penggunaan biodiesel sebesar 30% dari total kebutuhan minyak solar. Indonesia sebagai negara berkembang dan memiliki banyak potensi bahan baku perlu untuk mengembangkan biodiesel sebagai energi terbarukan. (Djeni Hendra, dkk., 2018).

Biodiesel adalah bahan bakar yang terdiri dari campuran mono-alkyl ester dari rantai panjang asam lemak, yang digunakan sebagai bahan bakar alternatif mesin diesel yang terbuat dari minyak nabati atau lemak hewani. Biodiesel merupakan minyak non-fosil yang ramah lingkungan, Dimana

karakteristik biodiesel memiliki bilangan setana yang lebih tinggi dari minyak solar, kadar sulfur rendah, dan mengandung senyawa aromatic sehingga pada saat pembakaran emisi gas buang yang dihasilkan lebih ramah lingkungan dari minyak solar. Namun bahan bakar biodiesel yang kini ada masih memiliki kekurangan, beberapa penelitian yang berkaitan dengan penggunaan bahan bakar biodiesel dimana nilai viskositas dan densitas biodiesel lebih tinggi jika dibandingkan dengan minyak solar yang membuat atomisasi menjadi kurang baik sehingga pembakaran menjadi tidak sempurna, akibatnya daya yang dihasilkan menjadi turun. Hal tersebut membuat nilai *Specific Fuel Consumption* (SFC) cenderung meningkat.

Salah satu cara untuk menghasilkan pembakaran yang sempurna serta menurunkan nilai SFC. maka diperlukannya suatu *treatment* pada bahan bakar. *Treatment* yang dapat dilakukan terhadap biodiesel sebelum pembakaran yaitu pemanasan terhadap biodiesel sampai mencapai temperatur tertentu yang menyebabkan penurunan viskositas dan densitas dari biodiesel sebelum masuk ke dalam pompa tekanan tinggi, sehingga pada saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan membentuk butiran-butiran yang lebih halus yang akan menyebabkan proses pencampuran bahan bakar dan udara menjadi lebih homogen.

Selain itu temperatur yang tinggi juga membuat nilai viskositas dan densitas bahan bakar biodiesel menurun, lebih mudah terbakar, dan dapat mereduksi waktu yang tersedia untuk pembakaran pada ruang bakar. Oleh karena itu, penulis melakukan penelitian tentang pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel (B20) terhadap kinerja mesin diesel model TV1 dengan judul **“ANALISIS PENGARUH VARIASI TEMPERATUR BAHAN BAKAR B20 TERHADAP KINERJA MESIN DIESEL TV1”**

I.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah yang dikemukakan diatas, maka rumusan masalahnya adalah:

- 1.2.1 Bagaimana pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap kinerja mesin diesel TV1?
- 1.2.2 Bagaimana pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap pembakaran mesin diesel TV1?
- 1.2.3 Bagaimana pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap pelepasan panas (*heat release*) mesin diesel TV1?

I.3 Tujuan Penelitian

- 1.3.1 Menganalisis pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap kinerja mesin diesel TV1.
- 1.3.2 Menganalisis pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap pembakaran mesin diesel TV1.
- 1.3.3 Menganalisis pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap pelepasan panas (*heat release*) mesin diesel TV1.

I.4 Batasan Masalah

- 1.4.1 Bahan bakar yang digunakan adalah biodiesel B20.
- 1.4.2 Rasio kompresi yang digunakan adalah rasio kompresi 18.
- 1.4.3 Menggunakan mesin diesel tipe TV1.
- 1.4.4 Temperatur yang digunakan adalah 30°C, 50°C, 60°C dan 70°C.

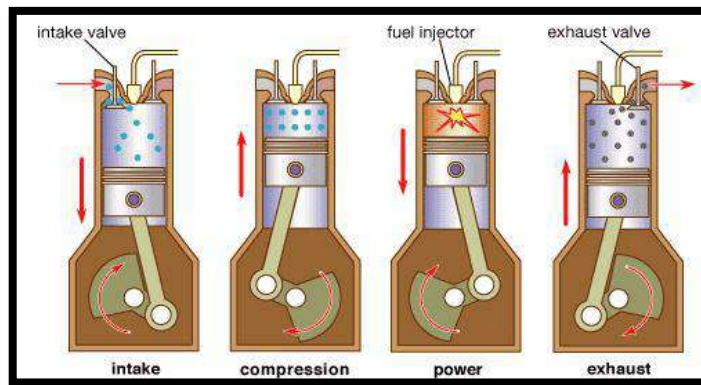
I.5 Manfaat Penelitian

- 1.5.1 Mengetahui pengaruh variasi temperatur bahan bakar biodiesel B20 terhadap kinerja mesin diesel tipe TV1.
- 1.5.2 Menjadi wadah pengaplikasian ilmu pengetahuan yang dimiliki penulis, khususnya dalam bidang motor bakar.
- 1.5.3 Menjadi bahan informasi untuk penelitian selanjutnya yang kemudian bisa dikembangkan untuk penelitian lebih lanjut.

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

II.1 Mesin Diesel Empat Langkah

Mesin diesel empat langkah merupakan salah satu mesin pembakaran yang merubah energi kimia dari bahan bakar menjadi energi mekanik. Motor diesel empat langkah itu sendiri membutuhkan dua kali putaran poros engkol untuk menyelesaikan satu siklus di dalam silinder. Dengan kata lain, setiap silinder membutuhkan empat langkah torak pada dua putaran poros engkol untuk melengkapinya.



Gambar 2.1 Siklus empat langkah.

Sumber: Dimas Priyanto & Bambang Sudarmanta, 2015. studi eksperimental pengaruh temperatur pemanasan bahan bakar biodiesel palm oil (B100) terhadap unjuk kerja mesin diesel injeksi lngsung diamond tipe Di800, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

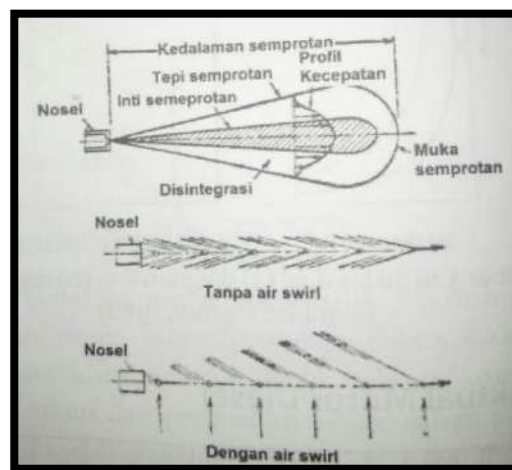
Secara skematis prinsip kerja motor diesel empat langkah dapat dijelaskan sebagai berikut:

1. Langkah pemasukan. Pada langkah ini katup masuk membuka dan katup terbuang tertutup. Udara mengalir ke dalam silinder.
2. Langkah kompresi. Pada langkah ini kedua katup menutup, piston bergerak dari TMB ke TMA, menekan udara yang ada dalam silinder. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan.
3. Langkah ekspansi. Karena injeksi bahan bakar ke dalam silinder bertemperatur tinggi, bahan bakar terbakar dan berekspansi menekan piston untuk melakukan kerja sampai piston mencapai TMB. Kedua katup tertutup pada langkah ini.

- Langkah buang. Ketika piston hampir mencapai TMB, katup buang terbuka, katup masuk tertutup. Ketika piston bergerak TMA, gas sisa pembakaran terbuang keluar ruang bakar. Akhir langkah ini adalah ketika piston mencapai TMA. Siklus kemudian berulang lagi. (Astu Pujanarsa & Djati Nursuhud, 2013).

II.2 Pembakaran Motor Diesel

Karakteristik semprotan bahan bakar dipengaruhi oleh sifat-sifat fisik bahan bakar berupa densitas, viskositas dan tegangan permukaan. Untuk semprotan pada ruang terbuka (*ambient atmospheric pressure*), semakin tinggi sifat-sifat fisik bahan bakar akan menghasilkan penetrasi semprotan yang semakin panjang. Sedangkan kenaikan tekanan dan suhu ambient menyebabkan *phase* cairan semprotan menjadi lebih pendek dan tipis. Hal ini disebabkan oleh kenaikan momentum dan perpindahan panas droplet ke udara ambient. (Dimas Priyanto dan Bambang Sudarmanta, 2015)



Gambar 2.2 Skema disintegrasi semprotan bahan bakar dalam mesin *compression ignition* (CI).

Sumber: Astu pudjanarsa & Djati Nursuhud. 2013. *Mesin konversi energi. Edisi 3*, Yogyakarta: Andi.

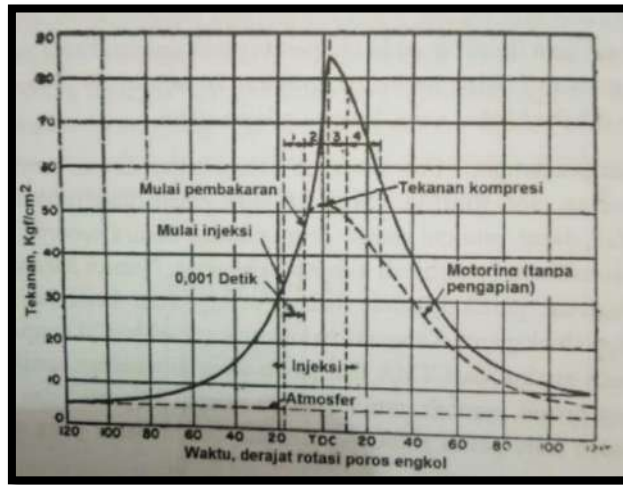
Dalam motor *compression ignition* (CI), hanya udara yang dikompresi sehingga tekanan dan temperatur naik tinggi perbandingan kompresi 12:1 ÷ 22:1. Temperatur udara dapat mencapai 450 ÷ 55 °C dan tekanannya 30 ÷ 40 kgf/cm². Bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan

tinggi ($110 \div 200 \text{ kgf/cm}^2$) dengan menggunakan pompa bahan bakar. Setiap menit *droplet*, ketika memasuki udara panas, secara cepat terlingkupi oleh selubung uapnya sendiri, dan selanjutnya setelah interval waktu tertentu akan terbakar pada permukaan selubung. Dalam motor CI, bahan bakar tidak diinjeksikan sekali, tetapi pada periode waktu tertentu sekitar 20 sampai 40 derajat poros engkol. (Astu pudjanarsa & Djati Nursuhud, 2013)

Campuran bahan bakar udara dalam silinder secara esensial adalah heterogen. Dalam kondisi yang demikian, bila udara dalam silinder tidak bergerak, hanya sedikit bagian bahan bakar yang bertemu oksigen dalam jumlah yang cukup. Bahkan pembakaran bahan bakar akan berjalan pelan atau bahkan terhambat karena *droplet* tersebut terselubungi produk pembakarannya. Dan demikian perlu dilakukan pengendalian gerakan udara dan bahan bakar sehingga suplai yang kontinu udara segera terbawa ke tiap *droplet* yang terbakar dan menyapu produk pembakaran. Pengaruh gerakan udara ini disebut *air swirl*. Hal ini ditunjukkan pada gambar 2.7. (Astu Pudjanarsa & Djati Nursuhud, 2013)

II.2.1 Tahapan Pembakaran

Menurut Astu Pudjanarsa & Djati Nursuhud, 2013, tahap pembakaran menurut Ricard pada mesin *compression ignition* (CI) dibagi menjadi tiga tahap pembakaran berbeda (gambar 2.3) yaitu:



Gambar 2.3 Tahap pembakaran pada mesin *compression ignition* (CI).

Sumber: Astu pudjanarsa & Djati Nursuhud. 2013. *Mesin konversi energi. Edisi 3, Yogyakarta: Andi.*

1. Tahap pertama: Periode kelambatan pembakaran. pada tahap ini sebagian bahan bakar telah diinjeksikan tetapi belum terbakar. Kelambatan pembakaran dihitung mulai injeksi dimana kurva P-0 terpisah dari pengkompresian udara murni. Kelambatan pembakaran adalah fasa persiapan yang pendek.
2. Tahap kedua: Pembakaran cepat atau tak terkendali. Pada tahap kedua ini tekanan naik dengan cepat karena selalame periode kelambatan pembakaran *droplet* itu bahan bakar telah mempunyai waktu untuk menyebar dan mendapat udara di sekitarnya. Tahap ini dihitung dari titik akhir tahap kelambatan sampai titik tekanan maksimum dalam tekanan indikator. Sekitar sepertiga panas dibebaskan selama periode ini.
3. Tahap ketiga: Pembakaran terkendali. Pada akhir tahap kedua tekanan dan temperatur sudah sangat tinggi sehingga *droplet* bahan bakar yang diinjeksikan langsung terbakar ketika masuk ruang bakar dan kenaikan tekanan selanjutnya dapat dikendalikan dengan mekanik murni, yaitu dengan laju penginjeksian. Periode ini di asumsikan pada temperatur maksimum. Panas yang dibebaskan pada periode ini sekitar 70

sampai 80 persen dari panas total bahan bakar yang disuplai selama siklus.

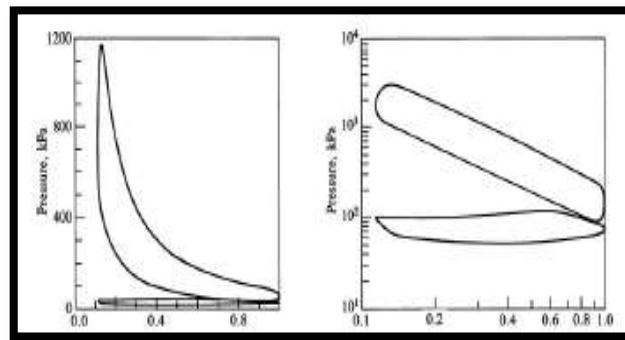
4. Tahap keempat: *After burning*. ketiga tahap di atas pertama kali diusulkan oleh Ricardo. Tahap keempat dapat ditambahkan. Tahap ini tidak dapat muncul pada semua kasus. Secara teoritik pembakaran berakhir pada tahap ketiga. Karena miskinnya distribusi partikel bahan bakar, pembakaran berlanjut selama proses ekspansi. Lama tahap keempat ini sekitar 70 sampai 80 derajat poros engkol dari TMA dan panas yang dibebaskan sampai akhir semua proses pembakaran adalah 95 sampai 97 persen dan 3 sampai 5 persen dari panas terbuang menjadi bahan bakar yang tak terbakar selama gas buang. (Astu pudjanarsa & Djati Nursuhud, 2013).

II.2.2 Tekanan Silinder Mesin Diesel

Tekanan silinder berubah berdasarkan sudut engkol yang dipengaruhi oleh perubahan volume silinder, pembakaran, dan perpindahan panas ke dinding ruang bakar. Efek perubahan volume pada tekanan dapat dengan mudah diperhitungkan. Dengan demikian, informasi laju pembakaran dapat diperoleh dari data tekanan silinder yang diperoleh dari proses pembakaran. (John B. Heywood, 2018)

Tekanan silinder biasanya diukur dengan transduser tekanan piezoelektrik. Jenis transduser ini mengandung kristal kuarsa. Salah satu ujung kristal terpapar melalui diafragma pada tekanan silinder; ketika tekanan silinder meningkat, kristal menghasilkan muatan listrik yang sebanding dengan tekanan silinder. Penguat tegangan kemudian digunakan untuk menghasilkan tegangan output yang sebanding dengan tekanan silinder dalam ruang bakar. Perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol dapat diperoleh sebagai berikut:

1. Tekanan referensi yang benar digunakan untuk mengubah sinyal tekanan yang diukur menjadi tekanan absolut.
2. Pentahapan versus pentahapan sudut engkol (atau volume) akurat hingga sekitar $0,2^\circ$.
3. Volume clearance diperkirakan dengan akurasi yang memadai.
4. Suhu transduser yang berubah dapat mengubah faktor kalibrasi pada transduser, karena itu perubahan suhu selama siklus mesin diusahakan seminimal mungkin.



Gambar 2.4 Perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder, pada putaran mesin 1500 rpm/min, imep = 513 kPa, $\phi = 0,8$, $rc = 8,72$, bahan bakar propane atau *liquefied petroleum gas* (LPG).

Sumber: John B. Heywood, 2018. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Edisi 2, New York: Mc Grow Hill Education.

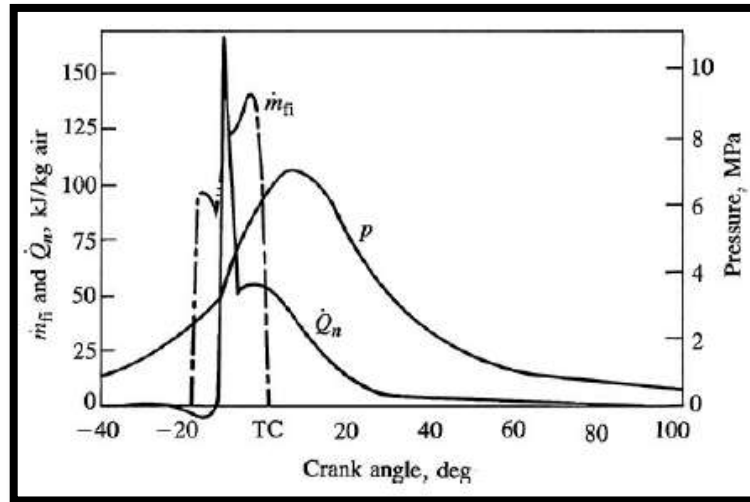
Gambar 2.4 menunjukkan data volume-tekanan dari mesin diesel pada diagram linier p-V dan log p-log V. Pada diagram log p – log V proses kompresi adalah garis lurus kemiringan sekitar 1,3. Awal pembakaran dapat diidentifikasi dengan keluarnya kurva dari garis lurus. Ujung pembakaran dapat ditempatkan dengan cara yang sama, langkah ekspansi setelah pembakaran pada dasarnya linier dengan kemiringan 1,33. Karena kompresi campuran yang tidak terbakar sebelum pembakaran dan ekspansi gas yang terbakar setelah akhir pembakaran dekat dengan proses isentropik adiabatik maka diagram $pV = \text{konstan}$; $\gamma = c_p / c_v$. (John B. Heywood, 2018)

II.3 Pembakaran dalam Sistem Multi-Semprot *Direct-Injection*

Mesin diesel *Direct-Injection (DI)* memiliki injeksi bahan bakar sentral melalui nosel multi-lubang ke dalam ruang pembakaran. Laju injeksi bahan bakar diperoleh dari tekanan saluran bahan bakar, tekanan silinder, geometri nozzle, dan profil pengangkatan jarum dengan mempertimbangkan injektor sebagai satu atau beberapa pembatas aliran. Terjadi penundaan beberapa derajat antara *start of injection (SOI)* dan *start of combustion (SOC)*. Tekanan naik dengan cepat untuk beberapa derajat sudut engkol, kemudian lebih lambat ke nilai puncak sekitar 5° setelah dimulainya injeksi. Injeksi biasanya berlanjut dengan baik ke dalam proses pembakaran. Diagram laju pelepasan panas, yang terkait dengan laju injeksi bahan bakar dan data tekanan silinder ini, juga ditunjukkan pada Gambar 2.5 Bentuk umum kurva laju pelepasan panas dari mesin DI multi-semprot jenis ini. Terjadi penundaan pengapian singkat antara SOI di -20° dan SOC di sekitar -15° . (John B. Heywood, 2018)

Terjadi pelepasan panas selama periode penundaan disebabkan karena perpindahan panas ke dalam bahan bakar cair, penguapan dan pemanasan, dan perpindahan panas ke dinding. Selama proses pembakaran, pembakaran berlangsung dalam tiga tahap yang dapat dibedakan. Pada tahap pertama, laju pembakarannya cepat, hanya berlangsung beberapa derajat sudut engkol, dan menghasilkan peningkatan "lonjakan" pada laju pelepasan panas. Ini sesuai dengan periode kenaikan tekanan silinder cepat. Tahap kedua menghasilkan peningkatan dan penurunan laju pelepasan panas yang menciptakan profil bulat yang kedua, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.5, ini merupakan periode pelepasan panas utama dan biasanya berlangsung sekitar 30 hingga 40° . Sekitar 90% dari total energi bahan bakar dilepaskan dalam dua periode pertama ini. "Ekor" diagram laju pelepasan panas di mana sisa energi kimia bahan bakar dilepaskan dari hasil pencampuran udara berlebih yang

tidak terlibat dalam proses pembakaran utama dengan gas yang terbakar.
(John B. Heywood, 2018)



Gambar 2.5 Tekanan silinder , laju injeksi bahan bakar, dan laju pelepasan panas \dot{Q}_n dihitung dari tekanan silinder, untuk mesin diesel DI, sebagai fungsi sudut engkol: 1000 putaran / menit, waktu injeksi normal, bmep = 620 kPa.

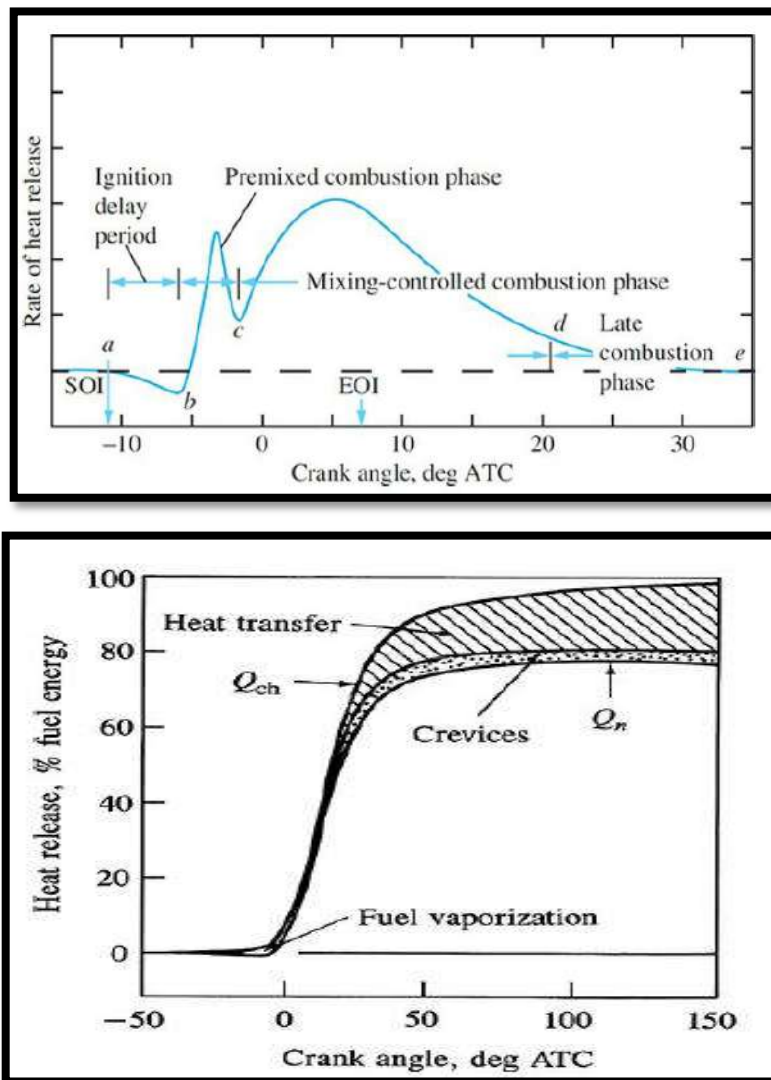
Sumber: John B. Heywood, 2018. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Edisi 2, New York: Mc Grow Hill Education

Dari studi laju injeksi dan diagram pelepasan panas seperti pada Gambar 2.5, terhadap beban mesin, kecepatan, dan waktu injeksi, Lyn dan Austen menjelaskan bahwa:

1. Total periode pembakaran secara signifikan lebih lama dari periode injeksi bahan bakar.
2. Laju pembakaran absolut meningkat secara proporsional dengan meningkatnya kecepatan engine; jadi atas dasar sudut engkol, interval pembakaran tetap (untuk sejumlah bahan bakar yang disuntikkan) pada dasarnya konstan.
3. Besarnya puncak awal dari diagram laju pembakaran sangat bergantung pada durasi periode penundaan penyalaan, yang lebih tinggi untuk penundaan yang lebih lama. Pertimbangan ini, ditambah dengan studi fotografi pembakaran mesin, mengarah pada kerangka kerja keseluruhan berikut untuk pembakaran diesel.

II.4 Pelepasan Panas Mesin Injeksi Langsung

Faktor penting pelepasan panas dan massa bahan bakar adalah kelengkapan pembakaran. Pemanfaatan udara di mesin diesel dibatasi oleh timbulnya asap hitam di knalpot (jelaga). Jelaga dan produk pembakaran lainnya yang tidak lengkap seperti hidrokarbon yang tidak terbakar dan karbon monoksida merupakan inefisiensi pembakaran.



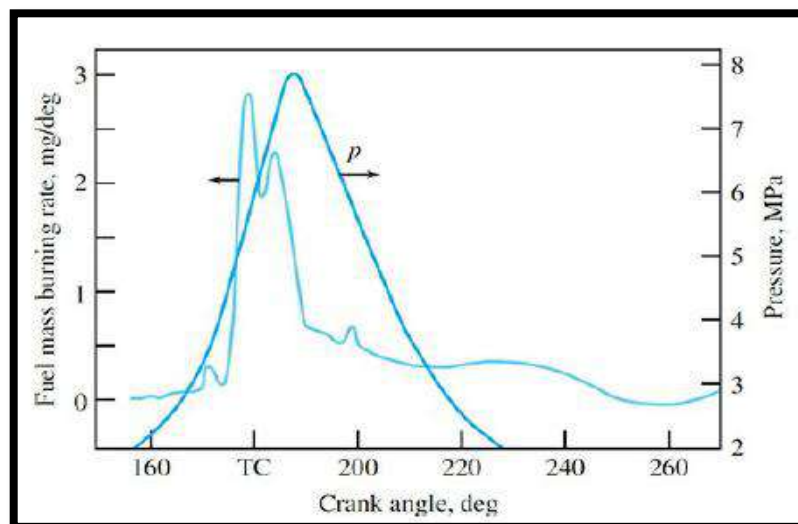
Gambar 2.6 Profil pelepasan panas kotor dan bersih selama pembakaran, untuk mesin diesel DI turbocharged pada beban menengah, kecepatan sedang, menunjukkan besarnya relatif perpindahan panas, efek celah, dan penguapan bahan bakar serta efek pemanasan.

Sumber: John B. Heywood, 2018. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Edisi 2, New York: Mc Grow Hill Education

Gambar 2.6 mengilustrasikan besarnya pelepasan panas kotor dan bersih, perpindahan panas, efek celah, panas penguapan dan pemanasan bahan bakar untuk mesin diesel *Direct-Injection* (DI) turbocharged yang beroperasi pada rentang kecepatan sedang. Pelepasan panas bersih adalah pelepasan panas yang disebabkan oleh pembakaran, perpindahan panas ke dinding, efek celah, efek penguapan dan pemanasan bahan bakar. Entalpi penguapan bahan bakar diesel kurang dari 1% dari nilai kalornya, perubahan energi yang terkait dengan pemanasan dan penguapan bahan bakar dari suhu injeksi ke suhu akhir kompresi biasanya sekitar 3% dari nilai kalor bahan bakar. Perpindahan panas yang terintegrasi selama periode pembakaran adalah 10 hingga 25% dari total panas yang dilepaskan. (John B. Heywood, 2018)

II.5 Tingkat Pembakaran Massa Bahan Bakar

Tekanan silinder untuk mesin diesel ruang terbuka *Direct-Injection* (DI) dan laju pembakaran massa bahan bakar ditunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.7 Tekanan silinder dan laju pembakaran massa bahan bakar terhadap sudut engkol, menggunakan metode Krieger dan Borman⁹ untuk mesin diesel DI pada kecepatan 3200 putaran / menit dan beban penuh.

Sumber: John B. Heywood, 2018. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Edisi 2, New York: Mc Grow Hill Education

Pembakaran massa bahan bakar paling baik ditafsirkan setelah dikalikan dengan nilai kalor bahan bakar, sebagai bahan bakar kimia-energi atau tingkat pelepasan panas. Laju pembakaran bahan bakar aktual tidak diketahui karena tidak semua bahan bakar “terbakar” dengan udara yang cukup tersedia secara lokal untuk menghasilkan produk pembakaran sempurna. Sekitar 60% bahan bakar telah terbakar dalam sepertiga pertama dari total periode pembakaran. Integral dari laju pembakaran massa bahan bakar selama proses pembakaran harus sama dengan total massa bahan bakar yang terbakar; dalam hal ini 3% lebih kecil dari total massa bahan bakar yang diinjeksikan. Perhatikan bahwa energi kimia terus dilepaskan dengan baik ke dalam proses ekspansi. Keakuratan jenis perhitungan ini kemudian menurun, karena kesalahan dalam memperkirakan perpindahan panas secara signifikan memengaruhi laju pembakaran bahan bakar. (John B. Heywood, 2018)

II.6 Pengaruh Pemanasan Bahan Bakar

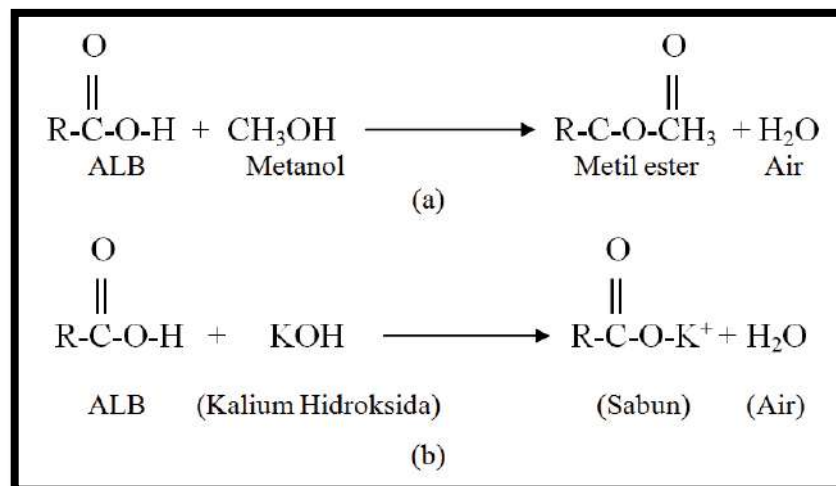
Pemanasan terhadap biodiesel sampai temperatur tertentu sebelum masuk ke dalam pompa tekanan tinggi akan menyebabkan penurunan viskositas dan densitas biodiesel tersebut. Penurunan viskositas biodiesel akan membuat campuran udara dan bahan bakar saat diinjeksikan lebih homogen di ruang bakar. Sehingga bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar dapat membentuk butiran-butiran yang lebih halus dan bahan bakar tersebut akan lebih mudah bercampur dengan udara di dalam ruang bakar dan pembakaran pun menjadi lebih baik. (Dimas Priyanto dan Bambang Sudarmanta, 2015)

Tetapi perlu diingat temperatur bahan bakar yang terlalu panas juga akan merugikan karena akan merusak sebagian sistem dari pompa tekanan tinggi, terutama seal dari karet yang rentan terhadap suhu tinggi. Selain itu Penurunan viskositas juga dapat mengakibatkan turunnya sifat pelumasan bahan bakar. Hal itu terjadi karena mesin diesel biasanya dijalankan dengan bahan bakar yang dipasok pada suhu kamar. Pemanasan yang

sesuai akan memberikan viskositas rendah mirip dengan diesel fuel, tetapi tidak begitu tinggi sehingga tidak merusak sistem injeksi. (Dimas Priyanto dan Bambang Sudarmanta, 2015)

II.7 Bahan Bakar Alternatif (Biodiesel)

Biodiesel adalah bahan bakar alternatif yang terdiri dari ester alkil minyak nabati atau lemak hewani, yang diperoleh dengan cara transesterifikasi minyak nabati atau lemak hewani yang dicampur alkohol. Alasan utama tidak menggunakan minyak nabati sebagai bahan bakar bakar karena memiliki viskositas yang tinggi (berkisar 28-40 mm²/s), dimana dapat menyebabkan terjadinya endapan dan masalah pada penginjeksian bahan bakar ke dalam ruang bakar. Proses transesterifikasi dapat mengurangi viskositas minyak nabati (berkisar 4-5 mm²/s), yang mana viskositasnya sudah mendekati minyak diesel. Dimana proses penelitian lebih mengarah pada karakteristik pembakaran, daya, efisiensi, emisi gas buang, serta kinerja mesin yang di picu oleh campuran biodiesel dengan etanol dan methanol. (Hao chen, dkk., 2015).



Gambar 2.8 (a) Reaksi konversi asam lemak bebas menjadi metil ester, (b) Reaksi penyabunan.

Sumber: Djeni Hendra, Santiyo Wibowo & Heru S Wibisono, 2018. Biodiesel dari Beberapa Jenis Tanaman Hutan, Bogor: IPB Science Techno Park.

Katalis yang digunakan pada metode esterifikasi adalah katalis asam kuat, misalnya H₂SO₄ atau HCl. Katalis asam tersebut selain mengesterifikasi ALB juga mengonversi trigliserida menjadi metil ester

tetapi dengan kecepatan yang lebih rendah jika dibandingkan dengan transesterifikasi menggunakan katalis basa. (Djeni Hendra, dkk., 2018)

Biodiesel memiliki kelebihan atom oksigen sehingga biodiesel dapat dikatakan sebagai bahan bakar yang memiliki sifat oksigenat sehingga memiliki kemampuan untuk mengikat molekul karbon monoksida (CO) menjadi karbondioksida (CO_2). Methanol yang digunakan sebagai bahan pencampur minyak nabati menghasilkan reaksi biodiesel yang lebih stabil dibanding jenis alkohol yang lain. Sekitar 0,4-5% biodiesel yang dicampurkan dengan minyak diesel (solar) meningkatkan sifat pelumasan (*lubrication* bahan bakar. Penggunaan 100% metil ester, sama sekali tidak direkomendasikan karena selain non-ekonomis, sangat berisiko menyumbat saluran bahan bakar serta merusak perapat (*seal*) yang terbuat dari bahan karet alam. (Ir. Philip Kristanto, 2015).

II.8 Dasar-dasar Perhitungan Kinerja Motor Bakar

Parameter-parameter yang akan dijadikan sebagai perhitungan dalam pengujian ini adalah :

- a. Daya Indikasi (IP)
 - b. Konsumsi Bahan Bakar (FC)
 - c. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)
 - d. Konsumsi Udara Aktual (Ma_{ac}) Konsumsi Udara Teoritis (Ma_{tt})
 - e. Perbandingan Udara Bahan Bakar (AFR)
 - f. Efisiensi Volumetris (η_{vol})
 - g. Efisiensi Thermis (η_{th})s
- a. Daya Indikasi, IP (kW)

Daya motor merupakan salah satu parameter dalam menentukan performa motor. Perbandingan perhitungan daya terhadap berbagai macam motor tergantung pada putaran mesin dan momen putar itu sendiri, semakin cepat putaran mesin, rpm yang dihasilkan

akan semakin besar, sehingga daya yang dihasilkan juga semakin besar, begitu juga momen putar motornya, semakin banyak jumlah gigi pada roda giginya semakin besar torsi yang terjadi. Dengan demikian jumlah putaran (rpm) dan besarnya momen putar atau torsi mempengaruhi daya motor yang dihasilkan oleh sebuah motor. Maka daya indikasi dari mesin merupakan karakteristik mesin dalam pembangkitan daya pada berbagai kondisi operasi, dapat dihitung menurut persamaan,

$$IP = \frac{BP}{\eta_m} \text{ (kW)}$$

Atau

$$IP = \frac{\left(\frac{PV \text{ plot area} \cdot N}{n \cdot 60}\right) \cdot 100}{1000000} \text{ (kW)}$$

Dimana :

- IP = Daya Indikasi, (kW)
- BP = Daya Efektif, (kW)
- η_m = Efisiensi mekanis (%)
- N = Putaran poros engkol (rpm)
- n = jumlah putaran persiklus
= 2 untuk motor empat langkah
= 1 untuk motor dua langkah

b. Konsumsi bahan Bakar, FC (kg/h)

Konsumsi bahan bakar menunjukkan jumlah pemakaian bahan bakar yang dihitung dengan jalan mengukur waktu yang diperlukan oleh mesin untuk menghabiskan sejumlah bahan bakar yang terdapat pada gelas ukur, dapat dihitung dari persamaan,

$$FC = \frac{VGU \cdot 10^{-3} \cdot pf \cdot 3600}{W} \left(\frac{kg}{h}\right)$$

Dimana :

- FC = Konsumsi Bahan Bakar (kg/h)
- VGU = Volume gelas ukur, (VGU = 50 cc)

ρ_f = Massa jenis bahan bakar, (kg/h)

10^{-3} = Faktor konversi cc ke dm^3

3600 = Faktor konversi detik ke jam

c. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik, SFC (kg/kW.h)

Konsumsi bahan bakar spesifik menyatakan jumlah bahan bakar untuk menghasilkan suatu kW setiap satu satuan waktu pada beban tertentu. SFC merupakan parameter keekonomisan suatu motor bakar. Parameter ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$SFC = \frac{FC}{BP} \text{ (kg/kW.h)}$$

Dimana :

SFC = Konsumsi bahan bakar spesifik (kg/kW.h)

d. Laju Aliran Udara aktual, M_a (kg/h)

Untuk mengukur jumlah pemakaian udara sebenarnya, digunakan sebuah plat orifice sisi tajam dengan diameter 20 mm yang dihubungkan dengan sebuah manometer presisi. Perbedaan tekanan akibat aliran udara yang melintasi plat orifice diukur oleh manometer, menggambarkan konsumsi udara yang sanggup di isap oleh mesin selama langkah pemasukan. Maka dari itu persamaan M_a adalah :

$$M_a = k \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_o^2 \cdot C \cdot \rho_a \text{ (kg/h)}$$

atau

$$M_a = K \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_o^2 \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \cdot 4,4295 \cdot \sqrt{h_o \cdot \rho_a}$$

Dimana :

M_a = Laju Aliran Udara aktual (kg/h)

k = koefisien

D_o = diameter orifice, (mm)

C = kecepatan aliran udara, (m/s)

h_o = beda tekanan pada manometer (mmWC)

ρ_a = massa jenis udara pada kondisi masuk, (kg/m^3)

e. Laju Aliran Udara Teoritis, M_{th} (kg/h)

Banyaknya bahan bakar yang dapat terbakar sangat bergantung pada jumlah udara yang terisap selama langkah pemasukan, karena itu perlu diperhatikan berapa jumlah udara yang dikonsumsi selama pemasukan. Dalam keadaan teoritis, jumlah massa udara yang dapat masuk ke dalam ruangan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$M_{th} = \frac{V_s \cdot 10^{-3} \cdot N \cdot 60 \cdot \rho_{ud}}{K_a} \text{ (kg/h)}$$

Dan,

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot z}{4 \cdot 10^6}$$

Dimana :

V_s = volume selinder

10^{-3} = faktor konversi dari cc ke liter

N = putaran poros (rpm)

ρ_{ud} = massa jenis udara (kg/m^3)

K_a = 2 (konstanta untuk motor 4 langkah)

d = Diameter selinder (87,5 mm)

s = panjang langkah silinder (110 mm)

z = jumlah selinder (1)

f. Perbandingan Udara Bahan Bakar, AFR

Perbandingan udara bahan bakar sangat penting bagi pembakaran sempurna. Konsumsi udara bahan bakar yang dihasilkan akan sangat mempengaruhi laju dari pembakaran dan energi yang dihasilkan. Secara umum *air fuel consumption* dapat dihitung dengan persamaan :

$$AFR = \frac{M_a}{FC}$$

Dimana :

M_a = konsumsi udara aktual (kg/h)

FC = konsumsi bahan bakar (kg/h)

g. Efisiensi Volumetrik, η_{vol} (%)

Efisiensi volumetris adalah perbandingan antara jumlah udara terisap sebenarnya pada proses pengisapan, dengan jumlah udara teoritis yang mengisi volume langkah pada saat temperatur dan tekanan sama. Dengan demikian η_{vo} dapat di rumuskan sebagai berikut:

$$\eta_{vo} = \frac{M_a}{M_{th}} \cdot 100 \quad (\%)$$

Dimana :

M_a = konsumsi udara aktual (kg/h)

M_{th} = konsumsi udara teoritis (kg/h)

h. Efisiensi Thermis, η_{th} (%)

Efisiensi thermis didefenisikan sebagai perbandingan antara besarnya energi kalor yang di ubah menjadi daya efektif dengan jumlah kalor bahan bakar yang disuplai ke dalam selinder. Parameter ini menunjukkan kemampuan suatu mesin untuk mengkonversi energi kalor dari bahan bakar menjadi energi mekanik. η_{th} dapat dihitung dengan rumus berikut,

$$\eta_{th} = \frac{BP}{Q_{tot}} \quad (\%)$$

dan,

$$Q_{in} = \frac{FC \cdot LHV_{bb}}{3600} \quad (kW)$$

Diman :

Q_{in} = kalor yang di suplai, (kW)

LHV_{bb} = nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)

3600 = faktor konversi jam ke detik

BP = daya efektif (kW)

BAB III. METODE PENELITIAN

III.1 Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan di laboratorium *Internal Combustion*, Departemen Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin.

III.2 Alat dan Bahan

Alat yang digunakan dalam penelitian ini sebagai berikut:

III.2.1 Alat

Penelitian ini menggunakan mesin *VCR engine set up* dan alat pemanas bahan bakar.

a. *VCR engine set up*

VCR engine set up adalah alat uji mesin diesel model TV1, berfungsi mengukur *performance* dan *combustion* pada mesin diesel model TV1. Alat ini terdiri dari mesin diesel model TV1, komputer, panel mesin, dan pompa.

1) Mesin diesel tipe TV1

Adalah mesin pengubah energi kalor (panas) dari bahan bakar menjadi energi mekanik (gerak). Adapun spesifikasi mesin : 1 silinder, 4 langkah, berpendingin air, langkah 110 mm, menghasilkan 87,5 mm. Kapasitas 661 cc, Daya 3.5 kW pada 1500 rpm modifikasi kompresi rasio mesin 12 sampai 18. Berikut Gambar 3.1 Mesin diesel tipe TV1.



Gambar 3.1 Motor Diesel model TV1.

2) Panel Mesin

Panel adalah peralatan yang berfungsi untuk mengatur dan mengendalikan beban listrik dengan mengontrol secara manual. Komponen dalam panel kontrol antara lain : Tombol Tekan On (*Push button on*), Tombol tekan OFF (*Push button off*), Lampu indikator.



Gambar 3.2 Panel Mesin.

3) Komputer

Komputer berfungsi sebagai alat baca dan pengolahan data dengan aplikasi *engine soft* yang bertujuan untuk mengamati kinerja mesin.



Gambar 3.3 Komputer.

4) Pompa

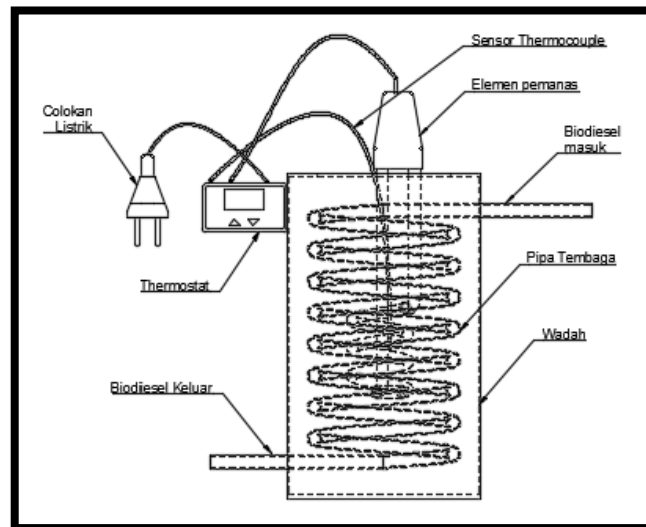
Pompa berfungsi untuk memompa air dari bak penampungan. Tipe pompa yang digunakan ialah tipe *monoblok*.



Gambar 3.4 Pompa.

b. Alat pemanas bahan bakar

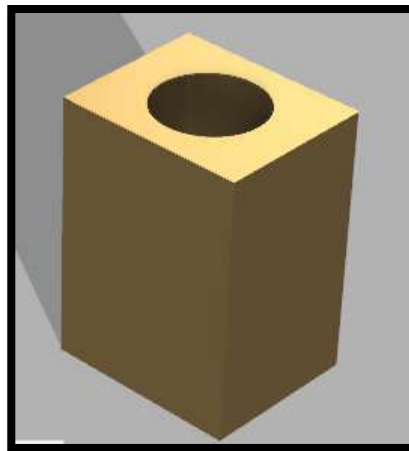
Alat pemanas bahan bakar ini berfungsi untuk memanaskan bahan bakar B20. Dimana alat pemanas bahan bakar B20 dipasang diantara saluran bahan bakar dari *filter* bahan bakar dan pompa tekanan tinggi. Alat ini terdiri dari penampung air, *water heater*, saluran bahan bakar (pipa tembaga), kabel sensor *thermostat*, dan *thermocouple*. Alat peralatan pemanas bahan bakar ditunjukkan pada Gambar 3.5 berikut :



Gambar 3.5 Alat pemanas bahan bakar.

1) Wadah air

Wadah yang digunakan adalah kaleng, dimana kaleng berfungsi sebagai wadah air yang akan di panasi oleh *heater*.



Gambar 3.6 Wadah air.

2) *Water heater*

Water heater berfungsi untuk memanaskan air. Pemanasan air ini dilakukan dengan tujuan memanaskan pipa tembaga yang dilalui bahan bakar.



Gambar 3.7 *Water heater.*

3) *Pipa tembaga AC*

Pipa tembaga berfungsi untuk mengalirkan fluida dari suatu tempat ke tempat lain. Pada penelitian ini *pipa tembaga* yang digunakan berdiameter 1 cm.



Gambar 3.8 *Pipa tembaga AC.*

4) *Thermostat*

Thermostat berfungsi untuk mengatur suhu ruang agar selalu selalu stabil.



Gambar 3.9 *Thermostat.*

5) Kabel sensor *thermostat*

Kabel sensor *thermostat* berfungsi untuk membaca suhu ruang yang akan diteruskan ke *thermocouple*.



Gambar 3.10 Kabel sensor *thermostat.*

6) *Thermocouple*

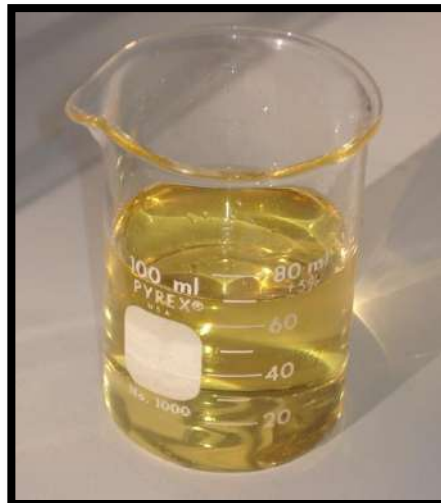
Thermocouple berfungsi untuk mengukur temperatur bahan bakar B20 yang keluar dari *heater*.



Gambar 3.11 *Thermocouple.*

III.2.2 Bahan

Bahan bakar yang digunakan pada penelitian ini adalah biodiesel (B20), bahan bakar biodiesel (B20) diperoleh dari perusahaan PERTAMINA.



Gambar 3.12 Biodiesel (B20).

III.3 Metode Pengambilan Data

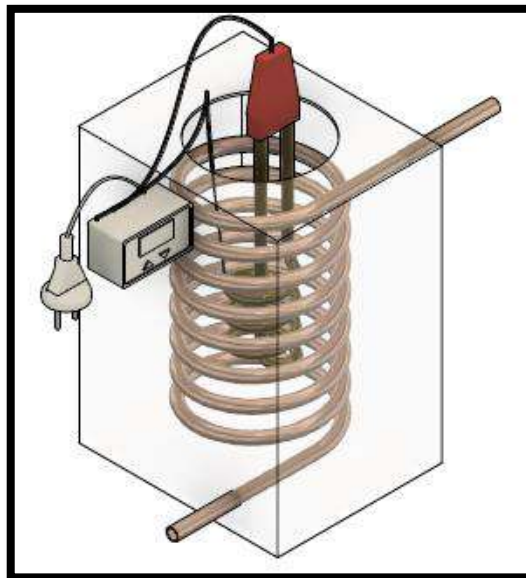
Dalam melakukan penelitian, digunakan beberapa metode untuk mendapatkan data-data yang diperlukan sebagai pedoman dalam melakukan penelitian, metode-metode tersebut yaitu:

III.3.1 Studi Literatur

Dengan cara mencari informasi dari buku-buku, jurnal, internet, serta literatur lainnya yang membahas materi-materi yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan sehingga membantu dalam proses penyelesaian penelitian ini.

III.3.2 Mendesain dan Membuat Alat Pemanas Bahan Bakar

Mendesain alat pemanas bahan bakar menggunakan *Autodesk Fusion 360* dengan ukuran yang telah ditentukan. Proses selanjutnya adalah membuat atau merakit alat pemanas bahan bakar.



Gambar 3.13 Alat pemanas bahan bakar.

Table 3.1 parameter alat pemanas bahan bakar.

No	Parameter	Size (mm)
1	Panjang wadah (P_w)	170
2	Lebar wadah (L_w)	140
3	Tinggi wadah (T_w)	240
4	Diameter pipa (D_{p1})	10
5	Diameter lingkaran pipa (D_{p2})	100
6	Diameter heater (D_{h1})	8
7	Diameter lingkaran heater (D_{h2})	50
8	Diameter wadah (D_1)	100

III.3.3 Pengumpulan Data

Data yang menyangkut mengenai penelitian ini dikumpulkan dari penelitian langsung menggunakan alat pemanas bahan bakar, mesin petrol TV1 dan alat ukur icEngine serta berbagai sumber antara lain melalui refrensi penelitian sebelumnya.

III.3.4 Eksperimen

Dalam pengambilan data dilakukan secara eksperimental.

III.4 Parameter Penting dalam Pengambilan Data Eksperimental

III.4.1 Temperatur Bahan Bakar

Penelitian ini dilakukan untuk menganalisis pengaruh pemanasan bahan bakar B20 terhadap kinerja mesin yang meliputi daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi volumetrik dan efisiensi thermis. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan temperatur bahan bakar mulai 30, 50, 60 dan 70°C dengan menggunakan alat pemanas bahan bakar dan *thermocouple*.

III.4.2 Pembebanan Mesin Diesel TV1

Pada penelitian ini pembebanan yang akan diberikan pada mesin diesel TV1 mulai 3, 6, 9 dan 12 kg. pembebanan dapat dilakukan dengan cara memutar kenop DLU (Unit pemuatan Dynamometer) yang terdapat pada panel mesin.

III.5 Proses Pengambilan Data Eksperimental

Pada penelitian ini menggunakan mesin *VCR engine set up* dan alat pemanas bahan bakar yakni:

III.5.1 Alat Pemanas Bahan Bakar

Adapun proses pengoprasian alat pemanas bahan bakar sebagai berikut:

1. Memastikan alat pemanas bahan bakar berfungsi, mulai dari *water heater, thermostat, dan thermocouple*.
2. Memastikan tidak ada kebocoran pada sambungan pipa dan wadah air.

3. Memasukan air pada wadah air yang akan dipanasi.
4. Menyalakan sumber listrik.
5. Menyalakan alat pemanas bahan bakar dengan menghubungkan colokan ke sumber listrik.
6. Mengatur *thermostat* pada range temperatur yang diinginkan.
7. Memastikan temperatur air panas stabil, langkah selanjutnya pengambilan data dilanjutkan dengan *VCR engine set up*.

III.5.2 VCR engine set up

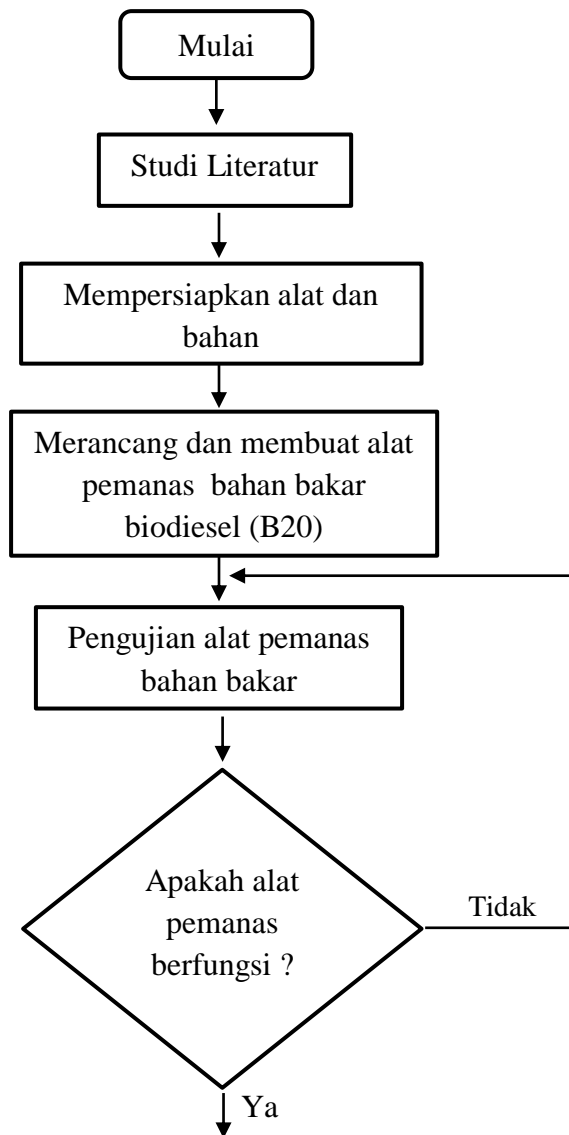
VCR engine set up adalah alat uji mesin diesel model TV1, berfungsi mengukur *performance* dan *combustion* pada mesin diesel tipe TV1, Adapun proses pengambilan data pada *VCR engine set up* sebagai berikut:

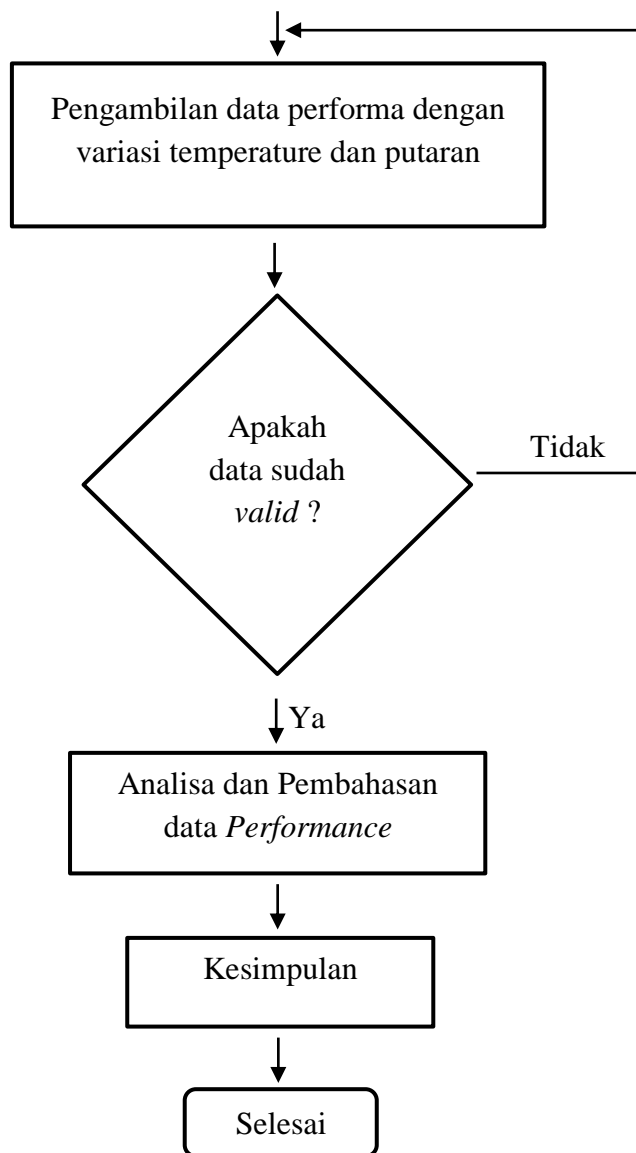
1. Memastikan semua baut mur mesin, dinamometer, poros propeller, alas bingkai dikencangkan dengan benar.
2. Memastikan ada oli pelumas yang cukup di tangki bak engine. Ini dapat diperiksa dengan menandai pada tongkat level.
3. Memastikan bahan bakar cukup di dalam tangki bahan bakar. Buang udara di saluran bahan bakar, jika ada.
4. Menyalakan suplai listrik dan pastikan bahwa PPU (Piezo powerin unit), DLU (Unit pemuatan Dynamometer), Indikator beban, dan voltmeter dihidupkan.
5. Menyalakan Komputer dan buka "EngineSoft" (klik dua kali ikon "EngineSoft" di jendela desktop) Pilih "Model Mesin" buka "Configure" di View. Periksa konfigurasi nilai & konstanta sistem dengan nilai yang ditampilkan pada panel pengaturan engine. "Terapkan" perubahan, jika ada. Klik pada tab "PO-PV Graphs".
6. Menghidupkan pompa air. Sesuaikan laju aliran "Rotameter (Engine)" ke 120-150 LPH dan "Rotameter (Calorimeter)" hingga 75-100 LPH dengan mengatur masing-masing *globe valve* disediakan di *rotameter inlet*. Pastikan air mengalir melalui dinamometer pada tekanan 0,5 hingga 1 Kg/cm².

7. Mempertahankan kenop DLU pada posisi minimum.
8. Mengubah posisi katup bahan bakar dari "*Measuring*" ke "*Tank*".
9. Menyalakan mesin dan biarkan berjalan pada kondisi ideal selama 4-5 menit.
10. Mengklik "*Scan start*" Mulai pada monitor.
11. Memastikan Kecepatan, Temperatur dan pembacaan Manometer benar ditampilkan di PC. Bacaan ini harus sesuai dengan yang ditampilkan di panel mesin.
12. Menambah beban pada mesin dengan memutar kenop pada DLU dan pastikan bacaan pada indikator dan komputer sama.
13. Menyesuaikan kenop DLU dan untuk mengatur beban yang diinginkan. Tunggu 3 menit., memastikan bahwa beban konstan selama periode ini. Ubah posisi katup bahan bakar dari "*Tank*" ke "*Measuring*". Klik "Log on" dan pembacaan aliran bahan bakar AKTIF untuk 60 detik berikutnya. Selama 30 detik pertama masukkan jumlah aliran air pendingin yang masuk ke *engine* dan kalorimeter dalam LPH (dan rasio kompresi untuk mesin VCR). Klik Oke setelah merekam pembacaan bahan bakar. Masukkan nama file di mana catatan untuk disimpan. Data bacaan pertama sekarang disimpan. Ubah posisi katup bahan bakar dari "*Measuring*" ke "*Tank*".
14. Mengulangi langkah di atas untuk berbagai beban, mis. 6, 9,12,15,18 kg. (Untuk mesin VCR lakukan tidak melebihi beban 12 Kg.)
15. Setelah menyelesaikan semua pembacaan, hilangkan beban pada mesin dengan DLU, Klik "Pindai Berhenti" pada PC.
16. Mematikan engine dengan menekan tuas stop engine. Biarkan air pendingin bersirkulasi sekitar 5 menit untuk pendinginan mesin dan kemudian hentikan pompa.
17. Untuk mencetak hasilnya klik "Cetak" dan pilih opsi yang sesuai.

18. Mengklik "Tutup File" setelah mencetak & memeriksa. Klik "Keluar" dan kemudian matikan komputer.

III.6 Bagan Alir Penelitian (*flowchart*)





Gambar 3.14 Diagram alir penelitian