

SKRIPSI

**PERBANDINGAN KINERJA MESIN DIESEL TV-1 MELALUI
OZONISASI UDARA SUPLAI DAN OZONISASI BIODIESEL (B30)**

Disusun dan diajukan oleh:

VITA IFTITAH HUSLAN

D021171526



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS HASANUDDIN

GOWA

2023

SKRIPSI
PERBANDINGAN KINERJA MESIN DIESEL TV1 MELALUI
OZONISASI UDARA SUPLAI DAN OZONISASI BIODIESEL (B30)

Disusun Dan Diajukan Oleh :

VITA IFTITAH HUSLAN
D021171526

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS HASANUDDIN
GOWA
2023

LEMBAR PENGESAHAN

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

JUDUL:

**PERBANDINGAN KINERJA MESIN DIESEL TV-1 MELALUI
OZONISASI UDARA SUPLAI DAN OZONISASI BIODIESEL (B30)**

VITA IFTITAH HUSLAN

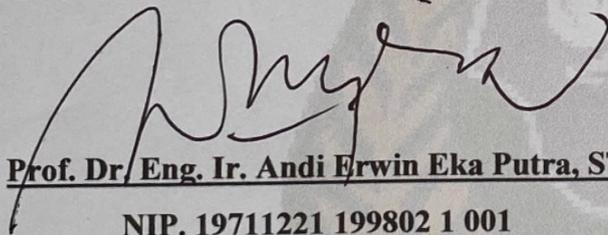
D021171526

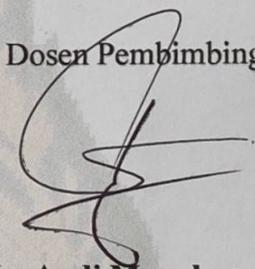
Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Gowa, 17 Januari 2023

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II


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


Ir. Andi Mangkau, MT
NIP. 19611231 199002 1 003

Mengetahui,

Ketua Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Hasanuddin


Dr. Eng. Jalaluddin, ST., MT
NIP. 19720825 200003 1 001

PERNYATAAN KEASLIAN

Yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Vita Ifitah Huslan
NIM : D021171526
Program Studi : Teknik Mesin
Jenjang : S-1

Menyatakan dengan ini bahwa karya tulisan saya berjudul

“Perbandingan Kinerja Mesin Diesel TV1 Melalui Ozonisasi Udara Suplai Dan Ozonisasi Biodiesel (B30)”

Adalah karya tulisan saya sendiri dan bukan merupakan pengambilan alihan tulisan oran lain bahwa skripsi yang saya tulis ini benar-benar merupakan hasil karya saya sendiri.

Semua informasi yang ditulis dalam skripsi yang berasal dari penulis lain telah diberi penghargaan, yakni dengan mengutip sumber dan tahun penerbitannya. Oleh karena itu semua tulisan dalam skripsi ini sepenuhnya menjadi tanggung jawab penulis. Apabila ada pihak manapun yang merasa ada kesamaan judul dana tau hasil temuan dalam skripsi ini, maka penulis siap untuk diklarifikasi dan mempertanggungjawabkan segala resiko.

Segala data dan informasi yang diperoleh selama proses pembuatan skripsi, yang akan dipublikasi oleh Penulis di masa depan harus mendapat persetujuan dari Dosen Pembimbing.

Apabila dikemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan bahwa sebagian atau keseluruhan skripsi ini hasil karya orang lain, maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut.

Gowa, 20 Januari 2023

Yang membuat pernyataan,



Vita Ifitah Huslan

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur dipanjatkan atas kehadiran Tuhan Yang Maha Esa, yang telah memberikan kekuatan, rahmat dan hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan dengan judul ***“Perbandingan Kinerja Mesin Diesel TV-1 Melalui Ozonisasi Udara Suplai dan Ozonisasi Biodiesel (B30)”***. Penyusunan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik di Departemen Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin, Makassar.

Penulis menyadari dalam penyusunan skripsi ini masih terdapat kekurangan dikarenakan keterbatasan penulis sebagai manusia biasa. Untuk itu penulis sangat mengharapkan kritik dan saran dalam skripsi ini. Semoga skripsi ini berguna bagi penulis dan pihak-pihak lain sebagai acuan untuk kebutuhan ilmu pengetahuan.

Penulis mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah memberikan bimbingan serta masukan, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulis juga sangat menyadari penyusunan skripsi ini tidak akan selesai tanpa kerja keras penulis dan bantuan orang-orang terdekat yang selalu memberikan berbagai macam dukungan dan masukan demi kelancaran skripsi ini. Atas alasan itu pula penulis ingin mengucapkan banyak terima kasih:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Jamaluddin Jompa, M. Sc. Selaku Rektor Universitas Hasanuddin Makassar.
2. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Muhammad Isran Ramli, S.T., M.T. selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin.
3. Bapak Dr. Eng. jalaluddin S.T., M.T. selaku ketua Departemen Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin beserta seluruh staff Departemen Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin atas segala bantuan dan kemudahan yang diberikan.
4. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Andi Erwin Eka Putra, S.T.,M.T. selaku pembimbing I dan Bapak Ir. Andi Mangkau., M.T. selaku pembimbing II. Terima Kasih atas segala perhatian serta nasehat dan saran demi kesempurnaan penyelesaian skripsi ini.

5. Para Tim Penguji Bapak Prof. Dr. Ing. Ir. Wahyu H. Piarah., MSME., Ibu Dr. Ir. Zuryari Djafar., M.T. Terima kasih atas semua saran dan kritikan yang membangun demi kesempurnaan skripsi ini.
6. Secara sadar penulis haturkan terima kasih yang setulus-tulusnya kepada Ayahanda Huslan Husain, S.T., S.E., M.M., Ibunda Lisma Angriani Hamid, serta Ibunda Evie Deviany Da Costa tercinta berkat doa tulusnya yang selama ini, serta banyak berkorban lahir dan batin dalam melahirkan, mendidik, membina dan membesarkan penulis dalam menimba ilmu pengetahuan sampai kepada penyelesaian studi pada Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin, kiranya amanah yang dipercayakan kepada anakda tidak disia-siakan.
7. Dan juga kepada saudari penulis Olivia Yanuari Huslan, S.H., M.Kn., Deby Nareswari Huslan, S,Apt., Audrey Valencia Huslan, Bianca Vienna Nawara Huswan, S.H., Alinka Adreena Razeta, Malaika Dalilah Faradisa, serta saudara penulis Moh. Vylan Lionel Huslan dan Moh. Ariqoh Brescia Hustam yang telah banyak memberi dorongan dan semangat selama ini.
8. Segenap Dosen Departemen Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin.
9. Kanda Surahman selaku laboran di Laboratorium Motor Bakar yang senantiasa membantu dalam penelitian saya.
10. Saudari dari ibu yang berbeda, St. Fatimah A. Madjid, terima kasih penulis ucapkan atas semua waktu yang telah diluangkan di akhir masa perkuliahan.
11. Saudara Arjat yang bersedia meluangkan waktu untuk berdiskusi dan memberikan motivasi yang luar biasa.
12. Sahabat-sahabat terbaik penulis, Jihan Salsabila, S.H., Yulvira, S.T., Zhalsabila Bustami, Meutia Husein, St. Sarah Ramadhani, Jonathan Yudha Prasetya, Muh. Abudzar A. Galigo, S.E, yang selalu setia menjadi pendengar penulis dalam suka dan duka, memberikan dukungan dan motivasi serta perhatian disaat menghadapi masa-masa sulit dalam proses penyelesaian skripsi ini.
13. Saudara-saudara seperjuangan penulis Zyncromezh 2017 yang sudah menjadi tim hore dan tim *support* paling hebat yang selalu ada dalam suka maupun duka, yang bahkan saya tidak yakin bisa menyelesaikan penelitian ini dengan baik tanpa mereka.

14. Berserta pihak-pihak lain yang tidak dapat dituliskan satu per satu, terimakasih atas kerja sama dan motivasinya selama ini.

Wassalamu'alaikum Wr.Wb
Makassar, 12 Januari 2023

ABSTRAK

Dalam meningkatkan kinerja dan mengurangi emisi gas buang pada mesin pembakaran, penambahan ozon ke udara dan pelarutan ozon ke bahan bakar yang dipasok di ruang pembakaran yang dipelajari. Dalam penelitian ini, penambahan ozon pada udara suplay dapat diproduksi menggunakan teknologi plasma (plasma-ozon) yang merupakan teknologi sederhana dan ramah lingkungan sedangkan pelarutan ozon pada bahan bakar dapat dilakukan dengan menggunakan generator ozon. Ozon dihasilkan menggunakan metode Dielectric Barrier Discharge (DBD). Pelarutan ozon kedalam bahan bakar biodiesel 30% dilakukan dengan variasi pelarutan ozon yaitu 30 menit dengan ozon yang di hasikan 140×10^{-6} g/s, 1 jam dengan ozon yang di hasikan 278×10^{-6} g/s, dan 2 jam dengan ozon yang dihasilkan 556×10^{-6} g/s. Pada ozon udara suplay, udara dilewatkan dalam reaktor plasma-ozon pada tegangan yang berbeda dengan variasi ozon 3 mg, 12 mg, 15 mg diperoleh. Konsentrasi ozon dideteksi menggunakan Ozone meter O3 Air Quality Detector dan OPA-100 digunakan untuk menentukan emisi gas buang. Hasil Penelitian sebagai berikut: (1) daya efektif (BP) maksimum pada ozon bahan bakar yaitu 2 jam (556×10^{-6} g/s) yaitu sebesar 2,56 kW sedangkan pada ozon udara suplay yaitu 3 mg sebesar 2,54 kW (2) konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) minimum pada ozon bahan bakar yaitu pada ozon 1 jam (278×10^{-6} g/s) sebesar 0,33 kg/kWh sedangkan pada ozon udara suplay yaitu pada ozon 3 mg sebesar 0,30 kg/kWh (3) efisiensi volumetrik (η_{vo}) maksimum pada ozon bahan bakar yaitu pada ozon 2 jam (556×10^{-6} g/s) sebesar 70,46% sedangkan pada ozon udara suplay yaitu pada ozon 3 mg sebesar 81% dan efisiensi thermis (η_{th}) maksimum pada ozon bahan bakar yaitu pada ozon 1 jam (278×10^{-6} g/s) sebesar 30,78% sedangkan pada ozon udara suplay yaitu pada 3 mg sebesar 32,44%. Penambahan dan pelarutan ozon juga mengurangi opasitas gas buang pada mesin diesel TV1 menjadi lebih ramah lingkungan.

Kata kunci : Ozone (O3), kinerja mesin, DBD, opasitas

ABSTRACT

In improving performance and reducing exhaust emissions in combustion engine, the addition of ozone to the air supplied in the combustion chamber was studied. In this research, the addition of ozone to the supply air can be produced using plasma technology (plasma-ozone) which is a simple and environmentally friendly technology while dissolving ozone in fuel can be done using an ozone generator. ozone is produced using the Dielectric Barrier Discharge (DBD) method. Dissolution of ozone into 30% biodiesel (B30%) fuel was carried out with in ozone dissolution time, namely 30 minutes with generated ozone 140×10^6 g/s, 1 hours with ozone generated 278×10^6 g/s, and 2 hours with ozone generated 556×10^6 g/s. On supply air ozone, Air is passed in a plasma-ozone reactor at different voltages with variations in ozone of 3 mg, 12 mg, and 15 mg obtained. Ozone concentration was detected using Ozone meter O3 Air Quality Detector. The result of the study are as follows: the maximum effective power (BP) of fuel ozone is 2 hours (556×10^6 g/s) which is 2,56 kW while the supply air ozone is 3 mg of 2,54 kW (2) the minimum specific fuel consumption (SFC) for fuel ozone is 1 hour (278×10^6 g/s) ozone of 0,33 kg/kWh, while the supply air ozone is 3 mg of 0,30 kg/kWh (3) the maximum volumetric efficiency (η_{vo}) of fuel ozone is at 2 hours of ozone (556×10^6 g/s) of 70.46% while the supply air ozone is at 3 mg of ozone it is 81% and the maximum thermal efficiency (η_{th}) for fuel ozone is at 1 hour (278×10^6 g/s) ozone of 30.78%, while the supply air ozone is 32.44% at 3 mg. The addition and dissolving of ozone also reduces the exhaust gas opacity of the TV1 diesel engine to be more environmentally friendly. The addition and dissolving of ozone also decrease the opacity of exhaust emissions in TV1 diesel become more eco-friendly.

Keywords : Ozone (O₃), engine performance, DBD, opacity

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
PERNYATAAN KEASLIAN.....	iv
KATA PENGANTAR.....	v
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	ix
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL.....	xvi
DAFTAR SIMBOL	xvii
BAB I.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II	4
2.1 Mesin Diesel	4
2.2 Pembakaran Motor Diesel.....	7
2.3 Siklus Termodinamika Motor Bakar	24
2.4 Bahan Bakar Alternatif (Biodiesel)	26
2.5 Plasma.....	27
2.6 Ozon Dalam Meningkatkan Pembakaran.....	30
2.8 Generator Ozon	33
2.9 Dasar-dasar Perhitungan.....	35
BAB III.....	40
3.1 Waktu dan Tempat Penelitian	40
3.2 Alat dan Bahan	40
3.3 Metode Pengambilan Data.....	46
3.4 Prosedur Penelitian	47
3.5 Skema Penelitian	49
3.6 Flowchart.....	50
BAB IV	51
4.1 Tabel Karakterisasi Bahan Bakar Biodiesel (B30).....	51
4.2 Perhitungan (B30 Tanpa Ozon Kompresi 18)	52
4.3 Perhitungan (B30 Ozon 30 Menit Kompresi 18)	54

4.4 Performa Mesin Diesel.....	57
4.5 Kinerja Mesin Diesel.....	61
4.6 Emisi Gas Buang Mesin Diesel.....	69
BAB V.....	70
1. Kesimpulan	70
2. Saran.....	70
DAFTAR PUSTAKA	72
LAMPIRAN.....	74

DAFTAR GAMBAR

- Gambar 2.1 proses kerja motor diesel 4 tak.....
- Gambar 2.2 mesin diesel.....
- Gambar 2.3 Jenis umum dari sistem pembakaran mesin diesel injeksi langsung: (a) ruang dengan nosel multi-lubang tipikal mesin yang lebih besar; (b) ruang mangkuk-dalam-piston dengan pusaran sedang dan nosel multi-lubang; (c) ruang piston-dalam-lubang peserta kembali dengan putaran tinggi dan nosel multi-lubang:(b) dan (c) digunakan masing-masing dalam kisaran ukuran mesin DI sedang dan lebih kecil.....
- Gambar 2.4 (a) Injeksi langsung: Sistem pembakaran MAN, Meurer (atau M) dengan mangkuk dalam di piston, pusaran udara, dan nosel lubang tunggal. (b) Dua tipe umum dari sistem pembakaran mesin diesel injeksi tidak langsung kecil: left, swirl prechamber; benar, prechamber yang bergejolak.....
- Gambar 2.5 Ilustrasi sistem pembakaran SI injeksi langsung yang diarahkan ke kabut, diarahkan ke dinding, dan diarahkan ke udara.....
- Gambar 2.6 Pengaruh tekanan udara masuk dan suhu pada penundaan penyalaan versus beban di diesel DI kecil pada 1980 putaran / menit. (a) Engine disedot secara alami, dan ber-turbocharger dengan dorongan 1 atm (absolut 2 bar); suhu udara masuk $T_i = 25^\circ \text{C}$; 50 bahan bakar cetane number. (b) Mesin disedot secara alami; $T_i = 25$ dan 66°C ; 34 dan 50 bahan bakar cetane number.....
- Gambar 2.7 Panjang cairan yang diprediksi untuk (a) mesin diesel DI tugas berat dan (b) (lebih kecil) mesin diesel DI kecepatan tinggi Daerah abu-abu gelap adalah untuk kondisi pengoperasian mesin yang dihangatkan; daerah abu-abu terang menunjukkan kondisi start dingin. Jarak dinding mangkuk piston khas dari lubang nosel injektor bahan bakar ditunjukkan. Garis abu-abu terang adalah untuk massa jenis gas silinder yang konstan, pada TC kompresi.....

- Gambar 2.8 Skema semprotan bahan bakar yang disuntikkan secara radial ke luar dari sumbu ruang menjadi aliran udara yang berputar-putar. Distribusi rasio kesetaraan bahan bakar-udara (ϕ) dalam semprotan diindikasikan.....
- Gambar 2.9 Foto Schlieren semprotan penguapan yang disuntikkan ke dalam aliran udara yang berputar-putar di ruang depan transparan dari diesel IDI khusus. Kiri: gambar dengan sensitivitas tinggi yang menunjukkan batas wilayah uap semprotan. Kanan: gambar dengan sensitivitas rendah yang menunjukkan inti yang mengandung cairan (gelap) dalam hubungannya dengan daerah uap (berbintik-bintik).....
- Gambar 2.10 Pengaruh densitas oksigen dalam gas terhadap penundaan pengapian pada mesin DI silinder tunggal berkapasitas 1,3-dm³ dengan $r_c = 15$ pada putaran 1800 / menit. Kepadatan oksigen diubah dengan mendaur ulang gas buang pada kepadatan saluran masuk yang konstan dan dengan memvariasikan tekanan udara saluran masuk dari 0,5 hingga 3 atm.....
- Gambar 2.11 Periode pembakaran motor diesel.....
- Gambar 2.12 Siklus udara tekanan konstan.....
- Gambar 2.13 siklus actual diesel.....
- Gambar 2.14(a) Reaksi konversi lemak bebas menjadi metil ester, (b) Reaksi penyabunan.....
- Gambar 2.15 ilustrasi fase.....
- Gambar 2.16 Bentuk konfigurasi elektroda lucutan plasma penghalang dielektrik (a) Geometri elektroda tampak samping, (b) Geometri elektroda tampak depan.....
- Gambar 2.17 representasi skematis dari generator ozon yang bekerja berdasarkan prinsip Dielectric Barrier Discharge (DBD).....
- Gambar 2.18 Rumus kerangka ozon (a) model bola dan (b) model batang dari molekul ozon.....
- Gambar 2.19 peningkatan produksi CH₂O yang diinduksi oleh ozon.....

Gambar 2.20 Korelasi antara ozon dan CN bahan bakar untuk kondisi awal yang berbeda.....	
Gambar 2.21 variasi pentahapan nyala api utama yang diinduksi dengan menghidupkan dan mematikan generator ozon. (a) kasus langsung off-on. (b) Balikkan kasus off-on.....	
Gambar 2.22 desain tabung ozon generator.....	
Gambar 2.23 desain tabung dielektrik dan tabung anoda.....	
Gambar 3.1 mesin diesel.....	
Gambar 3.2 panel mesin.....	
Gambar 3.3 komputer.....	
Gambar 3.4 pompa.....	
Gambar 3.5 generator ozon.....	
Gambar 3.6 detektor ozon.....	
Gambar 3.7 bom kalori meter.....	
Gambar 3.8 termokopel.....	
Gambar 3.9 tabung viknometer.....	
Gambar 3.10 magnetic stirrer.....	
Gambar 3.11 timbangan digital.....	
Gambar 3.12 biodisel (B30).....	
Gambar 4.1 Perbandingan daya efektif terhadap variasi ozon bahan bakar dan udara pada beban 9 kg.....	
Gambar 4.2 perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik terhadap ozon bahan bakar dan udara pada beban 9 kg.....	
Gambar 4.3 perbandingan efisiensi volumetric terhadap variasi ozon bahan bakar dan udara pada beban 9 kg.....	
Gambar 4.4 perbandingan efisiensi thermis terhadap variasi ozon bahan bakar dan udara pada beban 9 kg.....	
Gambar 4.5. perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol dengan variasi ozon bahan bakar pada beban 9 kg rasio kompresi 14.....	
Gambar 4.6 perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol dengan variasi ozon udara pada beban 9 kg rasio kompresi 14.....	

- Gambar 4.7 perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol dengan variasi ozon bahan bakar pada beban 9 kg rasio kompresi 18.....
- Gambar 4.8 perbandingan tekanan silinder terhadap sudut engkol dengan variasi ozon udara pada beban 9 kg rasio kompresi 18.....
- Gambar 4.9 perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder dengan variasi ozon bahan bakar pada beban 9 kg rasio kompresi 14.....
- Gambar 4.10 perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder dengan variasi ozon udara pada beban 9 kg rasio kompresi 14.....
- Gambar 4.11 perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder dengan variasi ozon bahan bakar pada beban 9 kg rasio kompresi 18.....
- Gambar 4.12 perbandingan tekanan silinder terhadap volume silinder dengan variasi ozon udara pada beban 9 kg rasio kompresi 18.....
- Gambar 4.13 perbandingan pelepasan panas (*heat release*) terhadap sudut engkol dengan variasi ozon bahan bakar pada beban 9 kg rasio kompresi 14..
- Gambar 4.14 perbandingan pelepasan panas (*heat release*) terhadap sudut engkol dengan variasi ozon udara pada beban 9 kg rasio kompresi 14.....
- Gambar 4.15 perbandingan pelepasan panas (*heat release*) terhadap sudut engkol dengan variasi ozon bahan bakar pada beban 9 kg rasio kompresi 18..
- Gambar 4.16 perbandingan pelepasan panas (*heat release*) terhadap sudut engkol dengan variasi ozon udara pada beban 9 kg rasio kompresi 18.....
- Gambar 4.17 Opasitas Gas Buang.....

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik dari sistem pembakaran diesel.....

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	-
u _d	Massa jenis udara	kg/m ³
K _a	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/kj

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mesin Diesel merupakan motor bakar dengan proses pembakaran yang terjadi di dalam mesin itu sendiri (*internal combustion engine*) dan pembakaran terjadi karena udara murni dimampatkan (dikompresi) dalam suatu ruang bakar (silinder) sehingga diperoleh udara bertekanan tinggi, bersamaan dengan itu disemprotkan/dikabutkan bahan bakar sehingga terjadilah pembakaran (Achmad Kusairi, 2018). Mesin diesel merupakan salah satu prasyarat yang dominan saat ini di banyak sektor karena memiliki efisiensi bahan bakar yang lebih baik, efisiensi yang tinggi, keandalan yang lebih tinggi, biaya bahan bakar yang lebih rendah, dan kapasitas yang tahan lama (Geetesh Goga dkk, 2019).

Penggunaan mesin diesel yang semakin berkembang pesat dibarengi dengan peningkatan pemakaian bahan bakar diesel yang dihasilkan dari minyak bumi. Berdasarkan hal tersebut, total pasokan energi primer dunia meningkat sebesar 62,91% dari tahun 1990 sampai 2018 yang menjadi 14281.89 Mtoe (*Million tonnes of oil equivalent*), (IEA. 2021).

Sedangkan produksi minyak bumi di Indonesia cenderung menurun dalam 1 dekade ini. Berdasarkan data Outlook Energi Indonesia tahun 2019 memperlihatkan bahwa produksi minyak bumi pada tahun 2009 sebesar 346 juta barel (949 ribu bph) dan menjadi sekitar 283 juta barel (778 ribu bph) di tahun 2018. Dampak lain dari penggunaan minyak bumi adalah emisi. Total emisi CO₂ di dunia meningkat 63,35% dari tahun 1990 sampai 2018 33513.25 Mt (*Metric tons*), (Sekretariat Jenderal Dewan Energi Nasional. 2019).

Usaha yang telah dilakukan untuk menurunkan konsumsi minyak bumi dan emisi gas buang pada mesin diesel adalah penggunaan Biodiesel dalam bahan bakar diesel. Program mandatori bahan bakar nabati (BBN) telah diterapkan oleh pemerintah Indonesia sejak 1 Januari 2020 melalui bahan bakar biosolar dengan 30% biodiesel dalam bahan bakar solar (B30) (peraturan pemerintah. 2015). Penelitian sebelumnya telah mempelajari modifikasi bahan bakar untuk

mengetahui pengaruh performa dan pengurangan emisi pada mesin diesel. Secara umum penggunaan BBM saat ini telah mencapai pemanfaatan energi alternatif yang maksimal (100% biodiesel), sehingga perlu pengembangan dalam inovasi. Penambahan hidrogen mengurangi konsumsi bahan bakar spesifik, dan konsumsi energi juga meningkat sekitar 20% (H. Koten 2018). Penambahan hidrogen saat dicampur dengan udara mampu mengurangi emisi. Namun, penyimpanan dan penanganan cairan hidrogen juga sangat sulit. Methoxyethyl acetate (MEA) juga mampu digunakan untuk mengurangi emisi diesel. Hasil penelitian menunjukkan penurunan opacity asap sekitar 50% dan efisiensi termal mesin meningkat sekitar 2% (G, Yanfeng, 2007). Peneliti lain menemukan bahwa penambahan ozon pada udara masuk dapat mempengaruhi proses pembakaran dan emisi yang dihasilkan. Ozon akan membantu terjadinya pembakaran karena dekomposisi termalnya menyebabkan produksi spesies radikal, seperti O, H, dan OH. Spesies ini menyebabkan proses pembakaran dimulai lebih cepat dengan meningkatkan laju reaksi propagasi rantai bahan bakar hidrokarbon, yang menyebabkan penundaan pengapian yang berkurang dibandingkan dengan tidak adanya ozon (Tachibana, T. 1991).

Pengaruh penambahan ozon dalam ruang pembakaran juga dapat mengimbangi tekanan silinder yang berlebihan karena konsentrasi bahan bakar yang tinggi, P.M Pinazzi 2019 telah menyelidiki efek penambahan ozon terhadap pembakaran pada mesin diesel compression ignition (CI), Eksperimen tersebut dilakukan dalam mesin cooperative fuel research (CFR) dan hasilnya menunjukkan bahwa efek penambahan ozon dapat meningkatkan nilai cetane number (CN) (P.M Pinazzi, 2019). Saat ini, produksi ozon dapat dilakukan dengan teknologi plasma yang mana merupakan teknologi yang sederhana dan ramah lingkungan. (D. Yoshino, 2015). penambahan ozon pada proses pembakaran mesin juga telah dilakukan untuk mengontrol emisi, meningkatkan pengapian, perambatan api, dan meningkatkan stabilisasi api. Proses produksi ozon dilakukan dengan menggunakan metode Dielectric Barrier Discharge (DBD).

Berdasarkan penjelasan di atas, maka penambahan plasma-ozon diharapkan

mampu meningkatkan efisiensi dan mengurangi emisi gas buang dari mesin diesel. Maka dari itu, penulis akan menganalisis mengenai efek penambahan ozon terhadap pembakaran B30 dengan judul **“PERBANDINGAN KINERJA MESIN DIESEL TV-1 MELALUI OZONISASI UDARA SUPLAI DAN OZONISASI BIODIESEL (B30)”**

1.2 Rumusan Masalah

Adapun beberapa rumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana perbandingan penambahan ozon dalam udara dan ozonisasi bahan bakar terhadap kinerja pembakaran mesin dan kinerja mesin
2. Bagaimana perbandingan penambahan ozon dalam udara dan ozonisasi bahan bakar terhadap opasitas gas buang

1.3 Tujuan Penelitian

1. Menganalisis penambahan ozon dalam udara dan ozonisasi bahan bakar terhadap kinerja pembakaran mesin dan kinerja mesin
2. Menganalisis penambahan ozon dalam udara dan ozonisasi bahan bakar terhadap opasitas gas buang

1.4 Batasan Masalah

1. Bahan bakar yang digunakan adalah biodiesel B30
2. Rasio kompresi yang digunakan adalah rasio kompresi 18 dan 14
3. Menggunakan mesin diesel tipe TV1
4. Beban yang digunakan adalah beban 9 kg
5. Emisi gas buang yang di hasilkan mesin diesel TV1 berupa opasitas

1.5 Manfaat Penelitian

1. Mengetahui pengaruh penambahan ozon terhadap kinerja mesin diesel TV1
2. Menjadi bahan informasi untuk penelitian selanjutnya yang kemudian dapat dikembangkan untuk penelitian lebih lanjut.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Mesin Diesel

Mesin diesel adalah jenis mesin pembakaran dalam di mana bahan bakar / muatan udara dipicu oleh panasnya kompresi. Ini berbeda dari mesin yang dipicu busi di mana bahan bakar / muatan udara dinyalakan oleh busi (Sean Bennett, 2010).

2.1.1 Siklus Kerja Mesin Diesel 4 Langkah

Siklus Kerja mesin Diesel 4 langkah, pada prinsipnya hampir sama dengan mesin Otto, dimana piston bergerak secara translasi dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) dan sebaliknya berulang-ulang sebanyak 4 kali dalam satu siklus. Urutan Siklusnya sebagai berikut.

1. Langkah Hisap (*Intake*)

Katup hisap terbuka dan piston bergerak dari TMA ke TMB, menghisap udara pada tekanan mendekati atmosfer yang menjadikan ruang bakar terisi udara.

2. Langkah Kompresi (*Compression*)

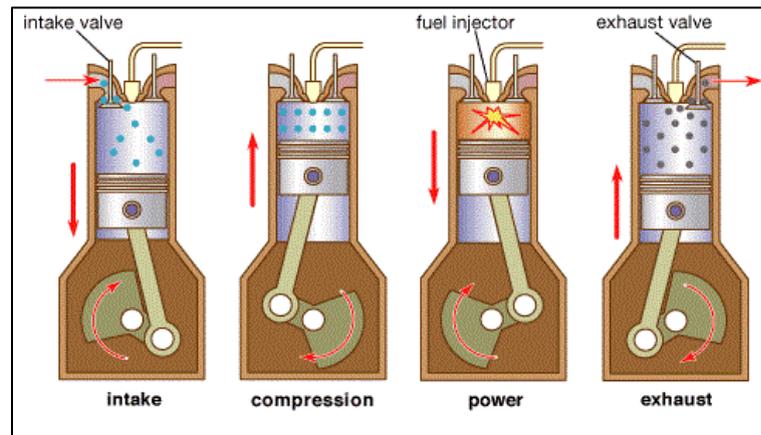
Semua katup tertutup dan piston bergerak dari TMB ke TMA, mengkompresi udara sehingga menaikkan suhu dan tekanan. Injeksi bahan bakar terjadi persis sebelum TMA dan segera sesudahnya terjadi pembakaran yang menyebabkan kenaikan suhu dan tekanan cukup tinggi.

3. Langkah Ekspansi (*Power*)

Semua katup tertutup dan piston bergerak dari TMA ke TMB, mengekspansi ruang bakar sehingga mengurangi suhu dan tekanannya.

4. Langkah Buang (*Exhaust*)

Katup buang terbuka dan piston bergerak dari TMB ke TMA, membuang semua hasil pembakaran dan menyelesaikan siklus.



Gambar 2.1 Proses kerja motor diesel 4 tak.

Sumber: Dody darsono, 2010. Simulasi CFD. FT UI

2.1.2 VCR (Variable Compression Ratio)

Mesin diesel terhubung ke dynamometer tipe arus eddy untuk memuat. Itu rasio kompresi dapat diubah tanpa menghentikan mesin dan tanpa mengubah geometri ruang bakar dengan blok silinder miring yang dirancang khusus pengaturan. Pengaturan dilengkapi dengan instrumen yang diperlukan untuk tekanan pembakaran dan pengukuran sudut engkol. Sinyal-sinyal ini dihubungkan ke komputer melalui indikator mesin untuk diagram $P\theta - PV$. Ketentuan juga dibuat untuk menghubungkan aliran udara, aliran bahan bakar, suhu dan pengukuran beban. Pengaturan memiliki panel yang berdiri sendiri kotak yang terdiri dari kotak udara, dua tangki bahan bakar untuk uji campuran, manometer, pengukur bahan bakar unit, pemancar untuk pengukuran aliran udara dan bahan bakar, indikator proses dan mesin indikator. Rotameter disediakan untuk air pendingin dan aliran air kalorimeter pengukuran.

Pengaturan ini memungkinkan studi kinerja mesin VCR dengan *exhaust gas recirculation* (EGR) untuk daya rem, ditunjukkan daya, daya gesekan, *brake mean effective pressure* (BMEP), *indicated mean effective pressure* (IMEP), efisiensi termal rem, ditunjukkan efisiensi termal, efisiensi mekanik, efisiensi volumetrik, bahan bakar spesifik konsumsi, rasio *A/F* (*Air/Fuel*) dan keseimbangan panas. Performa

Mesin Berbasis Lab view Paket perangkat lunak analisis "*Enginesoft*" disediakan untuk kinerja online evaluasi.



Gambar 2.2 Mesin Diesel TV1

Mesin yang digunakan adalah silinder tunggal empat langkah, vertikal, berpendingin air, disedot alami, injeksi langsung mesin diesel. Transduser tekanan digunakan untuk memantau tekanan injeksi. Peralatan mesin dihubungkan dengan perangkat pengukuran emisi gas. alat analisis gas, juga dilengkapi dengan instrumen yang diperlukan untuk mengukur tekanan pembakaran dan sudut engkol. Sinyal-sinyal ini dihubungkan ke komputer melalui indikator sensor mesin perangkat lunak. Udara atmosfer memasuki *intake manifold* mesin melalui saringan udara dan kotak udara.

Udara sensor aliran dilengkapi dengan kotak udara memberi masukan untuk konsumsi udara ke sistem akuisisi data. Semua input seperti konsumsi udara dan bahan bakar, rem mesin daya, tekanan silinder dan sudut engkol direkam oleh sistem akuisisi data, yang disimpan dalam komputer dan ditampilkan di monitor. *Thermocouple* dengan indikator suhu terhubung pada pipa knalpot untuk mengukur suhu knalpot gas.

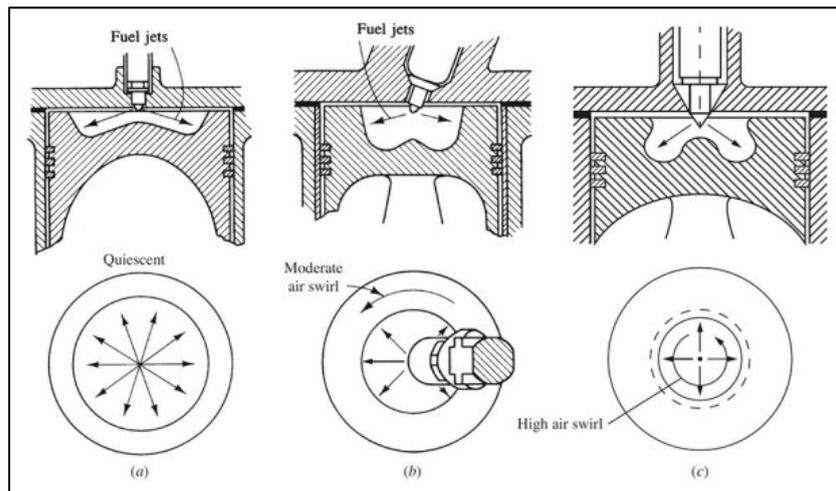
2.2 Pembakaran Motor Diesel

2.2.1 Tipe Sistem Pembakaran Diesel

Secara tradisional, mesin diesel telah dibagi menjadi dua kategori dasar menurut desain ruang pembakarannya: (1) mesin injeksi langsung (DI), yang memiliki ruang bakar terbuka tunggal tempat bahan bakar disuntikkan secara langsung dan (2) injeksi tidak langsung (IDI) mesin, di mana ruang dibagi menjadi dua wilayah dan bahan bakar disuntikkan ke "*prechamber*" yang terhubung ke ruang utama di atas mahkota piston melalui nosel, atau satu atau lebih lubang. Desain mesin IDI digunakan secara luas dalam ukuran mesin yang lebih kecil, tetapi sebagian besar telah digantikan oleh desain mesin DI berkecepatan tinggi. Dalam setiap kategori ada beberapa geometri ruang, aliran udara, dan pengaturan injeksi bahan bakar yang berbeda.

1. *Direct Injection System* (DI)

Gambar 2.3 menunjukkan tiga sistem pembakaran DI dasar, yang dikategorikan berdasarkan geometri ruangnya, gerakan udara, dan pengaturan semprotan bahan bakar. Pada mesin berukuran terbesar, di mana persyaratan laju pencampuran paling tidak ketat, sistem DI diam dari tipe yang ditunjukkan pada Gambar.II.3a digunakan. Momentum dan energi jet bahan bakar yang diinjeksi cukup untuk mencapai distribusi bahan bakar yang memadai dan tingkat pencampuran dengan udara. Gerakan udara terorganisir tambahan tidak diperlukan. Bentuk ruang bakar biasanya berupa mangkuk dangkal di bagian mahkota piston, dan digunakan injektor multi lubang pusat.



Gambar 2.3 Jenis umum dari sistem pembakaran mesin diesel injeksi langsung: (a) ruang dengan nosel multi-lubang tipikal mesin yang lebih besar; (b) ruang mangkuk-dalam-piston dengan pusaran sedang dan nosel multi-lubang; (c) ruang piston-dalam-lubang peserta kembali dengan putaran tinggi dan nosel multi-lubang: (b) dan (c) digunakan masing-masing dalam kisaran ukuran mesin DI sedang dan lebih kecil.

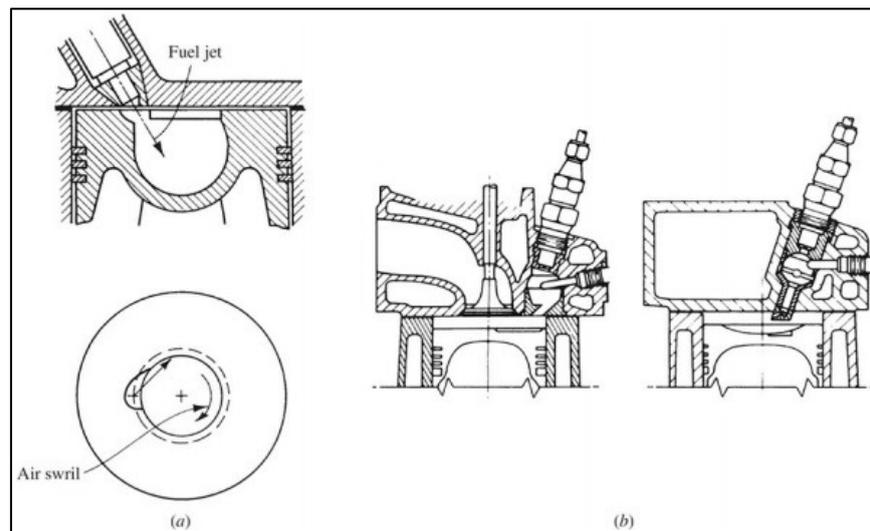
Sumber: Heywood, J.B. (2018). Internal combustion engine fundamentals. New York.

Saat ukuran mesin berkurang, peningkatan jumlah pusaran udara digunakan untuk mencapai tingkat pencampuran bahan bakar-udara yang lebih cepat. Pusaran udara dihasilkan oleh desain lubang masuk yang sesuai (lihat Bagian 8.3): kecepatan putaran kemudian dapat dinaikkan saat piston mendekati TC (*Top Center*) dengan memaksa udara menuju sumbu silinder ke dalam ruang bakar tipe mangkuk-dalam-piston. Gambar 2.3 b dan c menunjukkan dua tipe mesin DI dengan swirl, yang umum digunakan. Gambar 2.3 b menunjukkan mesin DI berukuran sedang dengan swirl, dengan nosel injektor multi-lubang yang terletak di tengah. Di sini, tujuan desainnya adalah untuk menahan jumlah bahan bakar cair yang mengenai dinding mangkuk piston seminimal mungkin. Gambar 2.3 c menunjukkan mesin DI berkecepatan tinggi kecil dengan sistem pembakaran piston masuk-kembali-masuk, yang menggunakan putaran tinggi dan nosel injektor

multi-lubang. Kedua jenis desain ini digunakan pada mesin diesel ukuran sedang (lubang 10 hingga 15 cm) dan, dengan putaran yang meningkat, pada mesin diesel ukuran kecil (lubang berukuran 7 hingga 9 cm).

2. Sistem Pembakaran Diesel Lainnya

Gambar 2.4 a menunjukkan sistem pembakaran *maschinenfabrik augsburg-nürnberg* (M.A.N) dinding-distribusi itu dikembangkan untuk mesin kendaraan komersial, untuk mengontrol kebisingan pembakaran yang keras yang dihasilkan oleh mesin diesel injeksi langsung sebelumnya. Dengan sistem Meurer atau M ini, nosel injeksi bahan bakar lubang tunggal menyemprotkan bahan bakar ke dinding ruang bakar piston dalam mangkuk "setengah lingkaran", secara bersinggungan dengan udara bergerak dalam mangkuk. Hal ini menghasilkan laju penguapan bahan bakar yang jauh lebih lambat daripada yang terjadi pada pendekatan distribusi udara multi-semprot DI yang sebanding. Dengan penggunaan *turbocharging* yang umum sekarang, dan kemajuan teknologi injeksi bahan bakar DI yang telah terjadi, manfaat dari sistem M ini sebagian besar telah hilang.



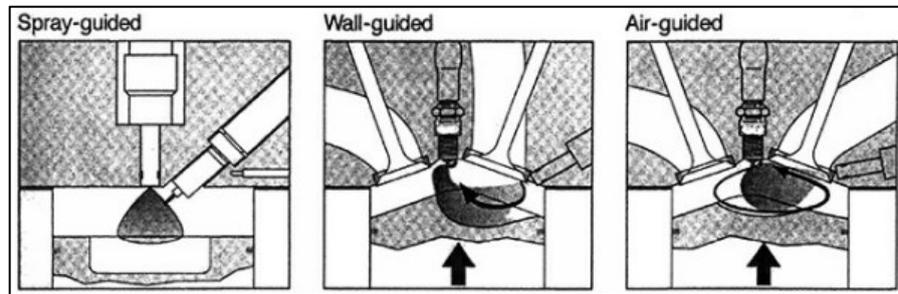
Gambar 2.4 (a) Injeksi langsung: Sistem pembakaran MAN, Meurer (atau M) dengan mangkuk dalam di piston, pusaran udara, dan nosel lubang tunggal. (b) Dua tipe umum dari sistem pembakaran mesin diesel injeksi

tidak langsung kecil: left, swirl prechamber; benar, prechamber yang bergejolak.

Sumber: Heywood,J,B (2018). Internal Combustion Engine Fundamental. New York

Secara historis, seiring berkembangnya sistem pembakaran diesel, penggunaan pusaran udara untuk meningkatkan laju pencampuran bahan bakar-udara, meskipun terjadi penguatan karena udara didorong ke dalam mangkuk piston selama kompresi, tidak memberikan tingkat pencampuran bahan bakar-udara yang cukup tinggi untuk mesin diesel kecil berkecepatan tinggi. seperti yang digunakan di mobil. Sebagai gantinya, sistem pembakaran dengan injeksi tidak langsung atau ruang terbagi digunakan, di mana gerakan muatan yang kuat yang diperlukan selama injeksi bahan bakar dihasilkan di *prechamber*, selama langkah kompresi. Dua kelas besar sistem IDI berevolusi: (1) sistem ruang pusaran dan (2) sistem *prechamber*, sebagaidiilustrasikan pada Gambar 2.4 b. Selama kompresi, udara didorong dari ruang utama di atas piston ke dalam ruang tambahan, melalui nosel atau lubang (atau sekumpulan lubang). Jadi, menjelang akhir kompresi, aliran yang kuat di ruang tambahan diatur; dalam sistem ruang-pusaran, bagian dan ruang penghubung dibentuk sedemikian rupa sehingga aliran di dalam ruang tambahan ini berputar dengan cepat. Bahan bakar disuntikkan ke dalam ruang tambahan pada tekanan sistem injeksi yang lebih rendah daripada yang biasanya ada pada sistem DI, melalui nosel pintle sebagai semprotan tunggal: lihat Gambar 2.5 Pembakaran dimulai di ruang tambahan; Kenaikan tekanan yang terkait dengan pembakaran memaksa fluida kembali ke ruang utama tempat jet yang keluar dari nosel masuk dan bercampur dengan udara ruang utama. Busi pijar yang ditunjukkan di sebelah kanan *prechamber* pada Gambar 2.4 b adalah alat bantu start dingin. Steker dipanaskan sebelum dan selama proses start mesin untuk memastikan penyalaan bahan bakar di awal proses pengengkolan mesin. Mesin injeksi tidak langsung, swirl atau

pre-chamber seperti itu bukan lagi teknologi mesin diesel arus utama.



Gambar 2.5 Ilustrasi sistem pembakaran SI injeksi langsung yang diarahkan ke kabut, diarahkan ke dinding, dan diarahkan ke udara

3. Perbandingan Sistem Pembakaran yang Berbeda

Karakteristik penting dari jenis mesin diesel yang sekarang paling umum digunakan dirangkum dalam Tabel 2.1 Angka-angka untuk dimensi dan karakteristik operasi adalah nilai tipikal untuk setiap tipe sistem pembakaran diesel yang berbeda.

Tabel 2.1 Karakteristik dari sistem pembakaran diesel

System	Direct injection systems				Other combustion chambers	
	Quiescent multi-spray	Medium swirl multi-spray	High swirl multi-spray	High swirl "M"	Swirl chamber	Prechamber
Size	Largest	Medium	Smallest	Medium	Smallest	Smallest
Cycle	2-/4-stroke	4-stroke	4-stroke	4-stroke	4-stroke	4-stroke
TC/S/NA*	TC/S	TC/NA	NA/TC	TC/NA	NA/TC	NA/TC
Maximum speed, rev/min	120-2100	1800-3500	2500	4000-4500	3600-5000	4500
Bore, mm	900-150	150-100	100-75	130-100	95-70	95-70
Stroke/bore	3.5-1.2	1.3-1.0	1.1-0.9	1.2-0.9	1.1-0.9	1.1-0.9
Compression ratio	12-15	15-17	18-22	16-18	20-24	22-24
Chamber	Open or shallow dish	Bowl-in-piston	Re-entrant deep bowl-in-piston	Deep bowl-in-piston	Swirl pre-chamber	Single/multi-orifice prechamber
Air-flow pattern	Quiescent	Medium swirl	Highest swirl	High swirl	Very high swirl in prechamber	Very highly turbulent in prechamber
Number of nozzle holes	Multi 6-10	Multi 4-8	Multi 4	Single	Single	Single
Injection pressure	Very high	High	High	Medium	Lowest	Lowest

*Turbocharged/supercharged/naturally-aspirated.

Mesin dengan kecepatan paling lambat yang lebih besar yang digunakan untuk pembangkit listrik atau aplikasi kelautan menggunakan ruang terbuka di mahkota piston, yang mirip dengan bentuk cakram: gerakan jet bahan bakar bertanggung jawab untuk

mendistribusikan dan mencampur bahan bakar dengan udara. Yang terbesar seringkali adalah mesin siklus dua langkah.

Dalam kisaran ukuran berikutnya, pada mesin truk dan lokomotif besar, digunakan ruang diam yang terdiri dari piring atau mangkuk dangkal di mahkota piston. Pemanfaatan udara di mesin ini rendah, tetapi mereka selalu diisi ulang dan / atau di-*turbocharger* untuk mendapatkan kepadatan daya yang tinggi. Dalam kategori DI, saat ukuran mesin berkurang dan kecepatan maksimum meningkat, swirl semakin banyak digunakan untuk mendapatkan tingkat pencampuran bahan bakar-udara yang cukup tinggi. Pusaran dihasilkan oleh lubang masuk yang berbentuk sesuai, dan diperkuat selama kompresi dengan memaksa sebagian besar udara menuju sumbu silinder ke dalam ruang bakar dalam mangkuk-dalam-piston. Versi diesel DI berkecepatan tinggi yang lebih kecil telah berhasil dikembangkan selama 35 atau 50 tahun terakhir untuk pasar mobil. Ini menggunakan pusaran yang dihasilkan asupan tinggi, ditambah dengan perpindahan radial ke dalam udara, dan aliran *squish* yang kuat yang dihasilkan oleh ruang bakar mangkuk-dalam-piston yang masuk kembali ke dalam, untuk mencapai pencampuran udara-bahan bakar dan laju pembakaran yang cukup cepat untuk beroperasi hingga kecepatan mesin 4500 hingga 5000 putaran / menit (lebih rendah dari kecepatan maksimum untuk mesin SI bensin, tetapi menghasilkan tenaga mesin maksimum spesifik yang dapat diterima dengan melakukan turbocharging ke tingkat dorongan tinggi).

2.2.2 Ignition Delay

Ignition Delay pada mesin diesel didefinisikan sebagai interval waktu (atau sudut engkol) antara dimulainya injeksi dan dimulainya pembakaran. SOI (*start of ignition*) biasanya terjadi saat jarum injektor mengangkat dari dudukannya. SOC (*start of combustion*) lebih sulit untuk ditentukan secara tepat. Ini sering diidentifikasi dari perubahan kemiringan laju pelepasan panas (dari negatif ke positif) dihitung dari

data tekanan silinder . Hal ini terjadi segera setelah pelepasan panas yang dapat dideteksi (energi kimia) dimulai, yang mengimbangi sedikit penurunan tekanan silinder karena penguapan semprotan bahan bakar yang berkembang di dalamnya. Namun, reaksi kimia hidrokarbon terlihat dalam semprotan sebelum titik ini, dibuktikan dengan permulaan luminositas (chemiluminescence). Luminositas ini secara efektif menentukan permulaan pemecahan molekul bahan bakar dan permulaan oksidasi bahan bakar parsial, dan mendahului titik kenaikan tekanan sekitar 100 μ s, sekitar 1 derajat sudut engkol.

Proses fisik dan kimiawi harus dilakukan sebelum sebagian kecil energi kimiawi dari bahan bakar cair yang diinjeksikan dapat dilepaskan. Proses fisiknya adalah: atomisasi bahan bakar cair menjadi tetesan yang dekat dengan pintu keluar nosel injeksi; penguapan beberapa tetesan bahan bakar ini; pencampuran uap bahan bakar dengan udara yang telah ditampung ke dalam semprotan. Proses kimiawi adalah reaksi pembakaran pra-pelepasan panas utama dari campuran bahan bakar, udara, sisa gas, yang mengarah ke penyulutan otomatis. Proses ini dipengaruhi oleh desain mesin dan variabel pengoperasian, serta karakteristik bahan bakar

2.2.3 Faktor Fisik yang Mempengaruhi Keterlambatan Pengapian

Variabel fisik yang mengontrol perkembangan semprotan bahan bakar, dan status muatan udara (tekanan, suhu, dan kecepatannya), akan mempengaruhi penundaan penyalaan. Jumlah ini bergantung pada desain sistem injeksi bahan bakar dan ruang bakar, serta kondisi pengoperasian engine. Variabel sistem injeksi yang mempengaruhi perkembangan penyemprotan bahan bakar adalah waktu injeksi, jumlah, kecepatan, kecepatan, ukuran tetesan, dan bentuk atau jenis penyemprotan. Kondisi pengisian yang relevan bergantung pada sistem pembakaran yang digunakan, detail desain ruang bakar, tekanan dan suhu udara masuk, rasio kompresi, waktu injeksi, jumlah dan status gas sisa, suhu pendingin

dan oli, serta kecepatan engine. Data tentang interaksi ini tersedia untuk berbagai jenis mesin diesel. Tren yang diamati dengan sistem pembakaran diesel yang berbeda umumnya serupa, meskipun detailnya mungkin berbeda. Pada bagian ini tren penundaan pengapian selama operasi mesin pemanasan penuh dibahas. Pada mesin diesel modern, penundaan penyalaan singkat: beberapa derajat sudut engkol. Dengan demikian, perubahan penundaan pada mesin pemanasan sekarang kurang signifikan. Namun, ketergantungan penundaan penyalaan pada desain mesin dan variabel pengoperasian selama mesin dihidupkan dan pemanasan adalah penting, dan mungkin berbeda dari perilaku pemanasan penuh karena suhu dan tekanan udara yang lebih rendah.

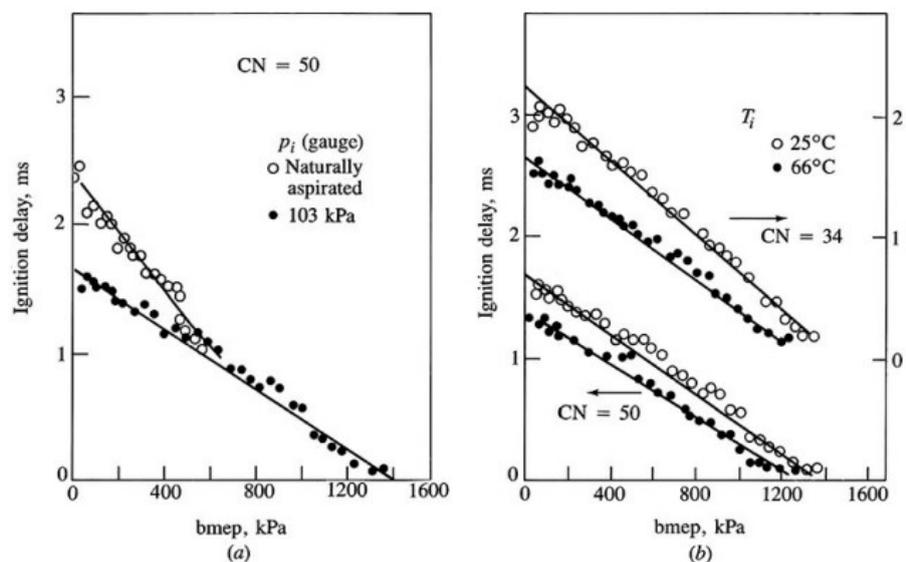
a. Waktu Injeksi

Pada kondisi engine normal (kecepatan rendah hingga sedang, engine dengan pemanasan penuh), penundaan minimum terjadi dengan dimulainya injeksi pada sekitar 10° BTC (*before top center*). Peningkatan penundaan dengan waktu injeksi lebih awal atau lebih lambat terjadi karena perubahan suhu dan tekanan udara. Jika injeksi dimulai lebih awal, suhu dan tekanan udara awal akan lebih rendah sehingga penundaan akan meningkat. Jika injeksi dimulai kemudian (lebih dekat ke titik mati atas) suhu dan tekanan awalnya sedikit lebih tinggi tetapi kemudian menurun saat penundaan berlangsung. Kondisi yang paling menguntungkan untuk pengapian terletak di antaranya.

b. Kuantitas atau Beban Injeksi

Gambar 10.44 menunjukkan pengaruh peningkatan kuantitas injeksi atau beban mesin terhadap penundaan pengapian. Penundaan berkurang kira-kira secara linier dengan meningkatnya beban untuk mesin DI ini. Saat beban meningkat, suhu gas sisa dan suhu dinding meningkat, seperti halnya perpindahan panas ke muatan udara selama paruh pertama kompresi. Hal ini menghasilkan suhu pengisian yang lebih tinggi (dan, pada tingkat yang lebih rendah, tekanan pengisian) pada injeksi, sehingga memperpendek penundaan pengapian. Ketika

penyesuaian dilakukan untuk peningkatan suhu ini, ditemukan bahwa peningkatan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan memiliki pengaruh yang kecil terhadap periode penundaan dalam kondisi operasi normal. Namun, di bawah kondisi start engine, penundaan meningkat secara signifikan karena penurunan suhu campuran yang lebih besar: komponen engine dingin, tidak ada pemanas udara dalam silinder, dan pendinginan udara yang lebih banyak secara signifikan selama kompresi. Hasil yang terakhir ini diharapkan karena penguapan bahan bakar yang diinjeksikan semakin menurunkan suhu campuran.



Gambar 2.6 Pengaruh tekanan udara masuk dan suhu pada penundaan penyalaan versus beban di diesel DI kecil pada 1980 putaran / menit. (a) Engine disedot secara alami, dan ber-turbocharger dengan dorongan 1 atm (absolut 2 bar); suhu udara masuk $T_i = 25^\circ\text{C}$; 50 bahan bakar cetane number. (b) Mesin disedot secara alami; $T_i = 25$ dan 66°C ; 34 dan 50 bahan bakar cetane number.

c. Ukuran Jatuh, Kecepatan Injeksi dan Laju Kuantitas

Ini ditentukan oleh tekanan injeksi, ukuran lubang nosel injektor, jenis nosel, dan geometri, tetapi dampaknya kecil pada penundaan pengapian. Pada kondisi operasi normal, peningkatan tekanan

injeksi hanya menghasilkan sedikit penurunan dalam penundaan. Menggandakan diameter lubang nosel pada tekanan injeksi konstan untuk meningkatkan laju aliran bahan bakar (dengan faktor sekitar 4) dan meningkatkan ukuran tetesan (sekitar 30%) tidak berpengaruh signifikan terhadap penundaan. Studi geometri lubang nosel yang berbeda menunjukkan bahwa rasio panjang / diameter nosel tidak signifikan; juga tidak perubahan jenis nosel (multi-lubang, pintle, pintaux) menyebabkan variasi besar dalam penundaan pada kondisi mesin normal.

d. Suhu dan Tekanan Udara Masuk

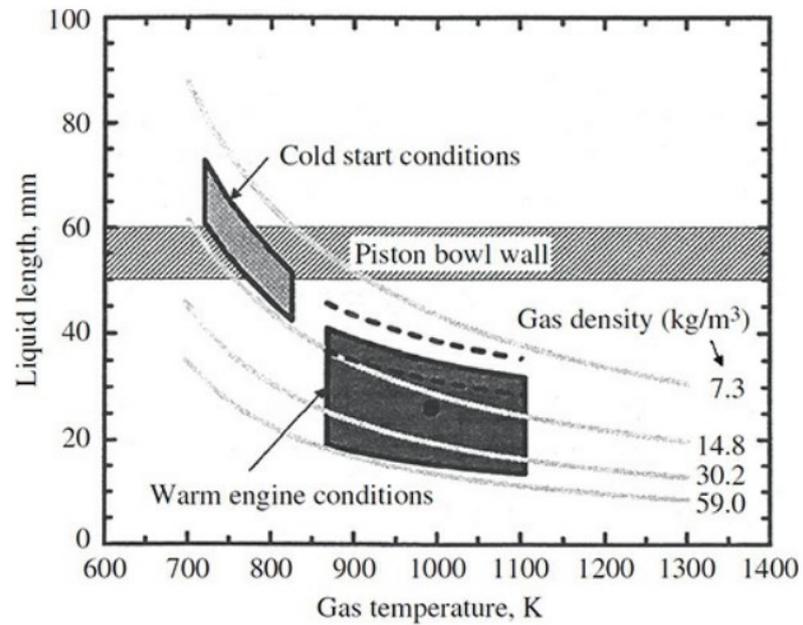
Gambar 2.6 juga menunjukkan nilai penundaan penyalaan bahan bakar diesel untuk suhu dan tekanan pengisian yang berbeda pada saat injeksi. Suhu dan tekanan udara masuk akan mempengaruhi penundaan melalui efeknya pada kondisi pengisian selama periode penundaan. Gambar tersebut menunjukkan pengaruh tekanan dan suhu udara masuk sebagai fungsi dari beban mesin. Data penyalaan dasar yang tersedia menunjukkan ketergantungan yang kuat dari penundaan penyalaan pada suhu pengisian di bawah sekitar 1000 K pada saat injeksi. Di atas sekitar 1000 K, data menunjukkan bahwa suhu pengisian tidak lagi signifikan. Melalui rentang suhu ini terdapat pengaruh tekanan pada saat injeksi terhadap penundaan penyalaan: semakin tinggi tekanan semakin pendek penundaan, yang efeknya akan menurun seiring dengan kenaikan suhu pengisian dan penurunan penundaan. Karena suhu dan tekanan udara selama periode tunda merupakan variabel penting, variabel mesin lain yang mempengaruhi hubungan antara keadaan udara masuk dan keadaan muatan pada saat injeksi akan mempengaruhi penundaan. Dengan demikian, peningkatan rasio kompresi akan menurunkan penundaan penyalaan, dan waktu injeksi akan mempengaruhi penundaan (seperti dibahas di atas), sebagian besar disebabkan oleh perubahan suhu dan tekanan muatan pada saat injeksi.

e. Kecepatan Mesin

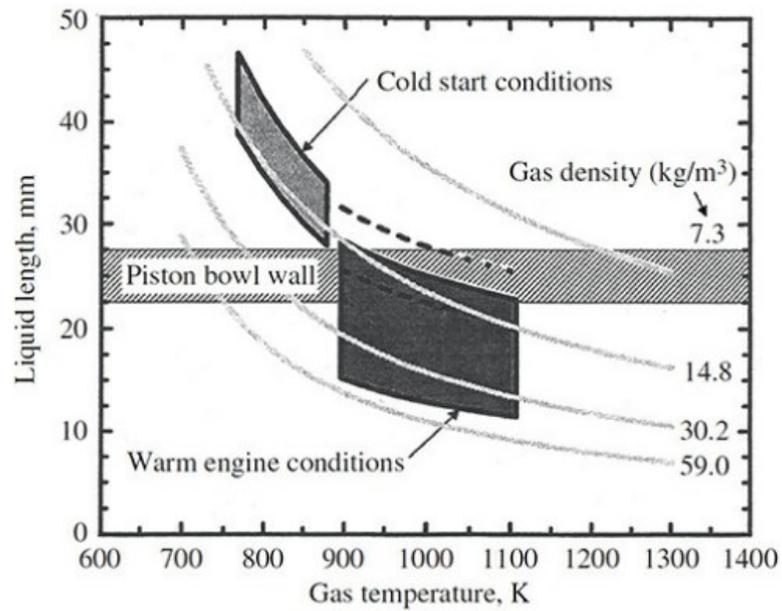
Peningkatan kecepatan engine pada beban konstan mengakibatkan sedikit penurunan penundaan pengapian jika diukur dalam milidetik; dalam derajat sudut engkol, penundaan meningkat hampir secara linier. Perubahan kecepatan engine mengubah hubungan suhu / waktu dan tekanan / waktu. Selain itu, saat kecepatan meningkat, tekanan injeksi meningkat. Suhu udara kompresi puncak meningkat dengan meningkatnya kecepatan karena kehilangan panas yang lebih kecil selama langkah kompresi.

f. Efek Dinding Ruang Bakar

Pelampiasan semprotan pada dinding ruang bakar jelas mempengaruhi proses penguapan dan pencampuran bahan bakar. Pelambatan jet bahan bakar di dinding terjadi, sampai batas tertentu, di hampir semua mesin yang lebih kecil dan berkecepatan lebih tinggi (lihat Gambar 2.7). Eksperimen mesin dan bom pembakaran telah dilakukan untuk mengeksplorasi efek pelampiasan dinding pada penundaan pengapian. Tampaknya tidak ada tren yang konsisten. Ketika semprotan bahan bakar yang berkembang mengenai dinding mangkuk pembakaran, akan ada beberapa pendinginan pada ujung semprotan. Namun, dengan penundaan singkat (pada mesin yang dihangatkan) penyulutan otomatis biasanya terjadi sebelum interaksi dinding semprot yang signifikan.



(a)



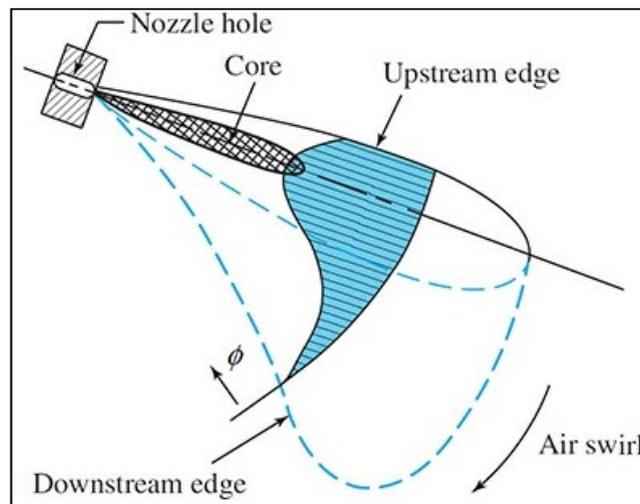
(b)

Gambar 2.7 Panjang cairan yang diprediksi untuk (a) mesin diesel DI tugas berat dan (b) (lebih kecil) mesin diesel DI kecepatan tinggi. Daerah abu-abu gelap adalah untuk kondisi pengoperasian mesin yang dihangatkan; daerah abu-abu terang menunjukkan kondisi start dingin. Jarak dinding mangkuk piston khas dari lubang nosel injektor bahan bakar ditunjukkan. Garis abu-abu terang adalah untuk massa jenis gas silinder yang konstan, pada TC

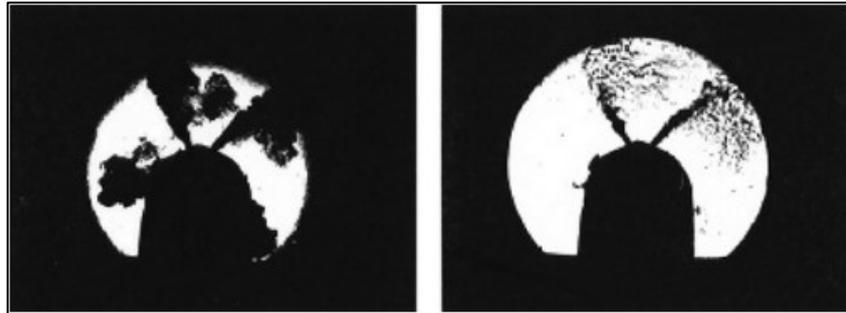
kompresi

g. *Swirl rate*

Perubahan swirl rate mengubah penguapan bahan bakar dan proses pencampuran bahan bakar-udara (lihat Gambar 2.8 dan 2.9). Mereka juga meningkatkan perpindahan panas dinding selama kompresi dan, karenanya, mengurangi suhu pengisian saat injeksi. Sementara studi mesin tentang efek kecepatan putar pada penundaan penyalaan telah dilakukan, hanya data terbatas yang tersedia. Pada kondisi mesin operasi normal, efek perubahan kecepatan pusaran pada penundaan kecil. Di bawah kondisi start engine (kecepatan engine rendah dan suhu kompresi), efeknya lebih penting, mungkin karena laju penguapan dan pencampuran yang lebih tinggi diperoleh dengan swirl.



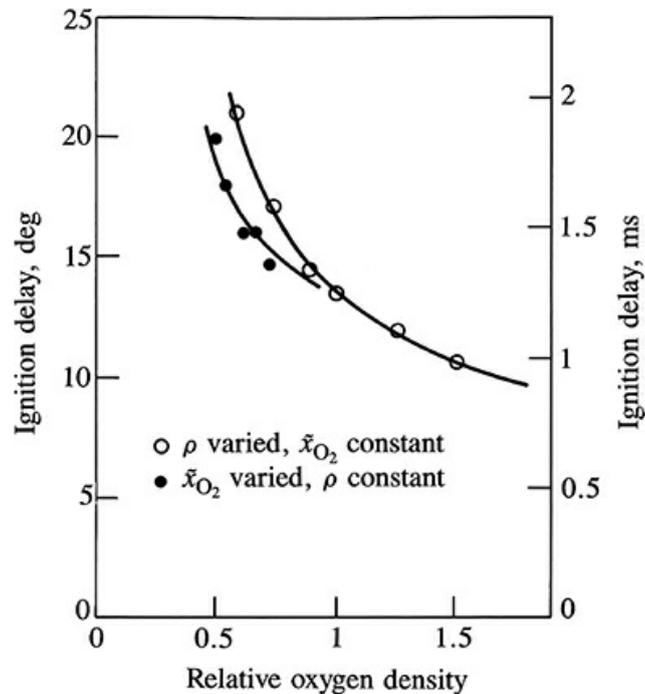
Gambar 2.8 Skema semprotan bahan bakar yang disuntikkan secara radial ke luar dari sumbu ruang menjadi aliran udara yang berputar-putar. Distribusi rasio kesetaraan bahan bakar-udara (ϕ) dalam semprotan diindikasikan.



Gambar 2.9 Foto Schlieren semprotan penguapan yang disuntikkan ke dalam aliran udara yang berputar-putar di ruang depan transparan dari diesel IDI khusus. Kiri: gambar dengan sensitivitas tinggi yang menunjukkan batas wilayah uap semprotan. Kanan: gambar dengan sensitivitas rendah yang menunjukkan inti yang mengandung cairan (gelap) dalam hubungannya dengan daerah uap (berbintik-bintik).

h. Konsentrasi Oksigen

Konsentrasi oksigen dalam muatan di mana bahan bakar diinjeksikan diharapkan dapat mempengaruhi penundaan. Konsentrasi oksigen berubah, misalnya, ketika gas buang didaur ulang ke intake untuk mengontrol emisi oksida nitrogen. Hasil studi yang dilakukan pada mesin DI satu silinder yang dioperasikan pada rasio udara / bahan bakar konstan (30: 1) suhu, waktu injeksi, dan kecepatan (1800 putaran / menit), di mana konsentrasi oksigen divariasikan dengan mensirkulasi jumlah yang diketahui dari knalpot yang didinginkan, ditunjukkan pada Gambar 2.10 Densitas oksigen dinormalisasi dengan nilai uji tanpa resirkulasi yang disedot secara alami. Ketika konsentrasi oksigen menurun, penundaan penyalaan meningkat.



Gambar 2.10 Pengaruh densitas oksigen dalam gas terhadap penundaan pengapian pada mesin DI silinder tunggal berkapasitas 1,3-dm³ dengan $r_c = 15$ pada putaran 1800 / menit. Kepadatan oksigen diubah dengan mendaur ulang gas buang pada kepadatan saluran masuk yang konstan dan dengan memvariasikan tekanan udara saluran masuk dari 0,5 hingga 3 atm.

2.2.4 Periode Pembakaran Motor Diesel

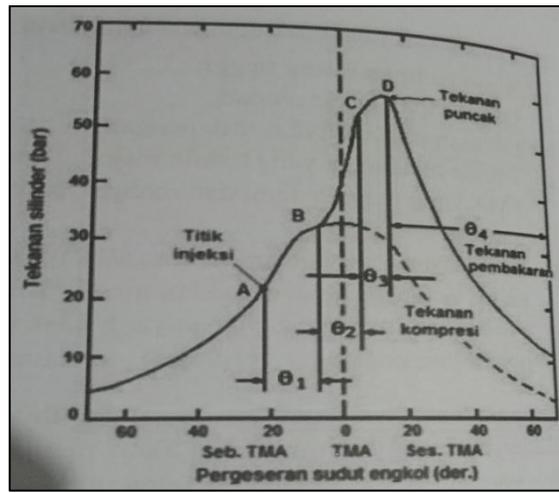
Detail dari proses pembakaran pengapian kompresi bergantung pada karakteristik bahan bakar, desain ruang bakar dan sistem injeksi bahan bakar, serta kondisi operasi motor. Permasalahan utama dalam rancangan ruang bakar motor diesel adalah mencapai pencampuran yang cukup cepat antara bahan bakar yang diinjeksikan dan udara di dalam silinder untuk melengkapi pembakaran dalam interval sudut engkol yang sesuai dekat titik mati atas.

Proses pembakaran pada motor diesel berlangsung dalam empat periode seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.11.

1. Periode penundaan pengapian (θ_1)

Periode penundaan pengapian disebut juga sebagai periode persiapan pembakaran, yaitu periode setelah bahan bakar mulai

diinjeksikan (titik A) sampai bahan bakar mulai terbakar dengan cepat (titik B), sehingga tekanan naik dengan cepat karena torak bergerak ke TMA. Titik B menggambarkan akhir dari periode pertama, yang dikenal sebagai penundaan (*delay period*), dan awal periode kedua (kenaikan tekanan dengan cepat).



Gambar II.11 Periode pembakaran motor diesel

2. Periode kenaikan tekanan dengan cepat (θ_2)

Periode ini merupakan periode pembakaran cepat di mana bahan bakar yang diinjeksikan selama periode penundaan sebelumnya dan beberapa bahan bakar yang diinjeksikan sesudahnya pasti mempunyai waktu dan ruang untuk menembus dan menyebar dalam ruang bakar. Sebagai akibatnya, droplet cairan bahan bakar yang dipanaskan dengan segera dikelilingi lapisan uap bahan bakar yang terbakar dengan cepat begitu menemukan oksigen segar untuk melanjutkan proses pembakaran.

Periode kedua ini disebut periode pembakaran tak terkendali di mana laju pembakaran sebagian besar bergantung pada kemampuan pusaran udara untuk membawa suplay udara segar secara kontinu ke setiap droplet yang terbakar. Oleh karena itu, periode kenaikan tekanan dengan cepat menempati pergeseran sudut engkol antara

awal kenaikan tekanan silinder di atas tekanan kompresi (titik B) berkaitan dengan dimulainya pembakaran, ke suatu titik dimana laju kenaikan tekanan tiba-tiba berkurang ke laju peningkatan tekanan yang jauh lebih rendah (titik C).

Dengan berkurangnya laju kenaikan tekanan ini, walaupun bahan bakar yang masih diinjeksikan sampai titik D lebih cepat terbakar, namun jumlah bahan bakar yang tersedia tidak banyak lagi dan proses pembakaran tersebut berlangsung pada volume ruang bakar yang bertambah besar karena torak sedang bergerak ke titik mati bawah.

Periode kedua, kenaikan tekanan dengan cepat dan tekanan puncak sangat dipengaruhi durasi periode penundaan. Pada umumnya durasi penundaan yang besar antara dimulainya bahan bakar diinjeksikan dan saat pengapian nyata terjadi, menyebabkan laju kenaikan tekanan yang sangat tinggi, sedangkan durasi penundaan yang kecil mengakibatkan laju peningkatan tekanan yang gradual.

3. Periode pembakaran terkendali (θ_3)

Periode ini dimulai pada suatu titik pergeseran sudut engkol ketika peningkatan tekanan yang sangat curam berubah ke laju kenaikan tekanan yang jauh lebih lambat (titik C-D pada gambar 2.11). periode ini dikendalikan secara mekanik oleh karakteristik keluaran pompa injeksi yang dapat memperpendek atau memperluas durasi pengiriman bahan bakar.

4. Periode setelah pembakaran (θ_5)

Periode setelah pembakaran kadang disebut juga periode mengakhiri pembakaran. Permulaan dari akhir periode ini ditandai dengan menurunnya tekanan silinder dengan cepat mengikuti akhir dari periode dimana bahan bakar diinjeksikan. (Ir.Philip Kristanto, 2015).

2.3 Siklus Termodinamika Motor Bakar

2.3.1 Siklus Udara Ideal

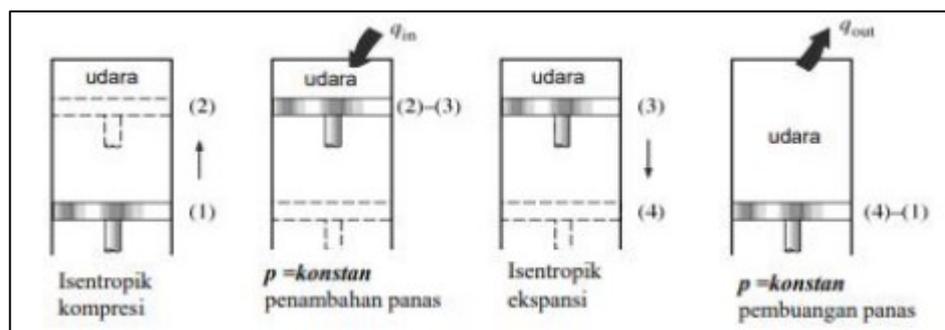
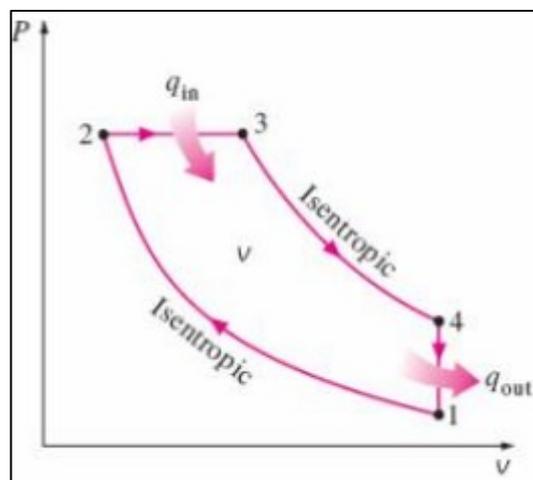
Penggunaan siklus ini berdasarkan beberapa asumsi adalah sebagai berikut

1. Fluida kerja dianggap udara sebagai gas ideal dengan kalor spesifik konstan (tidak ada bahan bakar).
2. Langkah isap dan buang pada tekan konstan.
3. Langkah kompresi dan tenaga pada keadaan adiabatic.
4. Kalor diperoleh dari sumber kalor dan tidak ada proses pembakaran atau tidak ada reaksi kimia.

Siklus termodinamika dalam motor bakar terbagi menjadi tiga pokok bagian

yaitu:

1. Siklus udara pada volume konstan (Siklus Otto)
2. Siklus udara pada tekanan konstan (Siklus Diesel)
3. Siklus udara tekanan terbatas (Siklus gabungan).



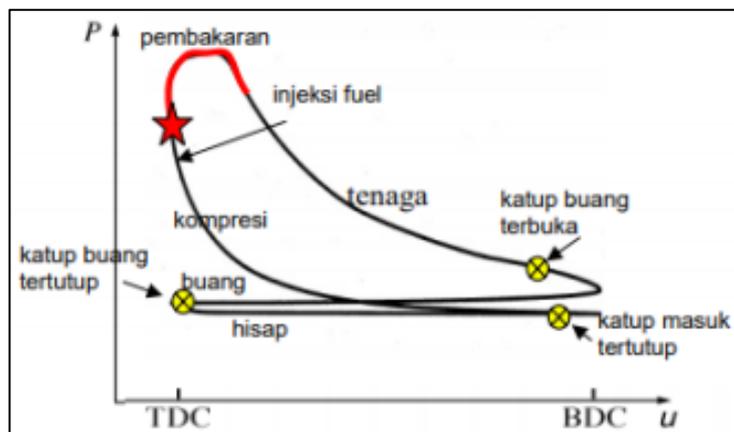
Gambar 2.12 Siklus Udara Tekanan Konstan

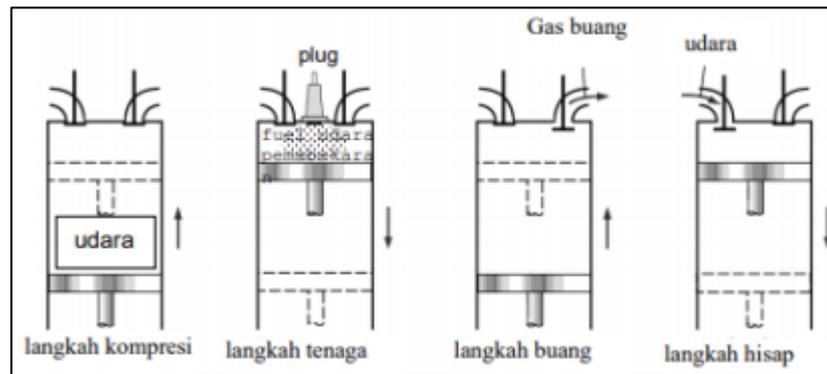
Siklus ideal tekanan konstan ini adalah siklus untuk mesin diesel. Gambar 2.12 adalah diagram P-V untuk siklus ideal Diesel. Adapun urutan prosesnya adalah sebagai berikut:

1. Langkah isap (0-1) merupakan proses tekanan konstan.
2. Langkah kompresi (1-2) merupakan proses adiabatik.
3. Langkah kerja (3-4) merupakan proses adiabatik.
4. Langkah buang (1-0) merupakan proses tekanan konstan.

Dapat dilihat dari urutan proses diatas bahwa pada siklus tekanan konstan pemasukan kalornya pada tekanan konstan berbeda dengan siklus volume konstan yang proses pemasukan kalornya pada kondisi volume konstan. Siklus tekanan konstan sering disebut dengan siklus diesel. Rudolf Diesel yang pertama kali merumuskan siklus ini dan sekaligus pembuat pertama mesin diesel. Proses penyalaan pembakaran terjadi tidak menggunakan busi, tetapi terjadi penyalaan sendiri karena temperatur didalam ruang bakar tinggi karena kompresi (Basyirun dkk, 2008)

2.3.2 Siklus Aktual



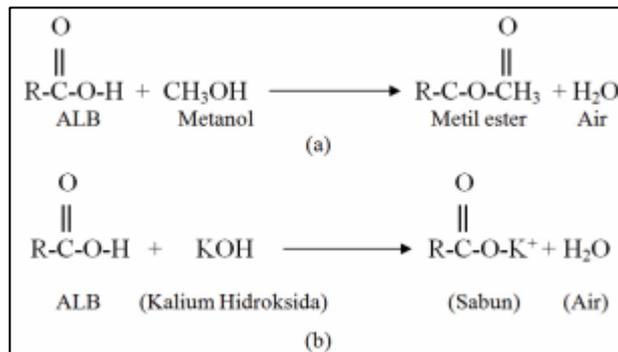


Gambar 2.13 Siklus Aktual Diesel

Pada gambar 2.13 diatas adalah siklus aktual dari mesin diesel. Alasan yang sama dengan mesin, dengan perbedaan pada disel pada langkah isap hanya udara saja, bahan bakar diseprotkan melalui nosel di kepala silinder. Proses pembakaran untuk menghasilkan panas karena kompresi, atau pembakaran kompresi.

2.4 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 2.14(a) Reaksi konversi asam lemak bebas menjadi metil ester, (b) Reaksi penyabunan.

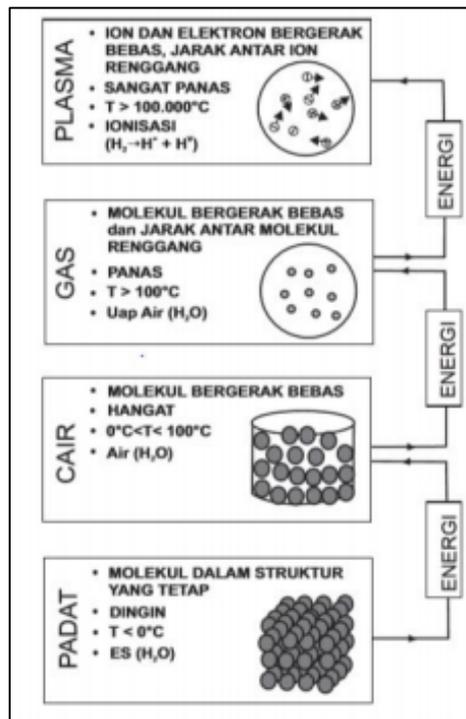
Katalis yang digunakan pada metode esterifikasi adalah katalis asam kuat, misalnya H₂SO₄ atau HCl. Katalis asam tersebut selain mengesterifikasi ALB juga mengonversi trigliserida menjadi metil ester tetapi dengan kecepatan yang lebih rendah jika dibandingkan dengan transesterifikasi menggunakan katalis basa. (Djeni Hendra, dkk., 2018)

2.5 Plasma

Plasma adalah suatu lautan muatan listrik. Plasma juga sering disebut gas yang bermuatan listrik atau gas yang terionisasi (gas yang elektronnya lepas). Menurut Chen (2002), plasma merupakan daerah reaksi tumbukan elektron yang sangat signifikan untuk terjadi. Plasma dapat terjadi ketika temperatur atau energi suatu gas dinaikkan sehingga memungkinkan atom-atom gas terionisasi akan membuat gas tersebut melepaskan elektron-elektronnya yang pada keadaan normal mengelilingi inti (Chen.F.F, 1985)

Plasma dapat pula didefinisikan sebagai percampuran kuasi-netral dari elektron, radikal, ion positif dan negatif. Percampuran antara ion-ion yang bermuatan positif dengan elektron-elektron yang bermuatan negatif memiliki sifat-sifat yang sangat berbeda dengan gas pada umumnya dan materi pada fase ini disebut fase plasma. Maka secara sederhana plasma didefinisikan sebagai gas terionisasi dan dikenal sebagai fase materi ke empat setelah fase padat, cair, dan fase gas

"Terionisasi" berarti bahwa setidaknya satu elektron tidak terikat pada atom atau molekul, mengubah Atom atau molekul menjadi ion bermuatan positif. Dalam hal ini plasma bersifat konduktor listrik sehingga sangat kuat bereaksi dengan medan elektromagnetik.



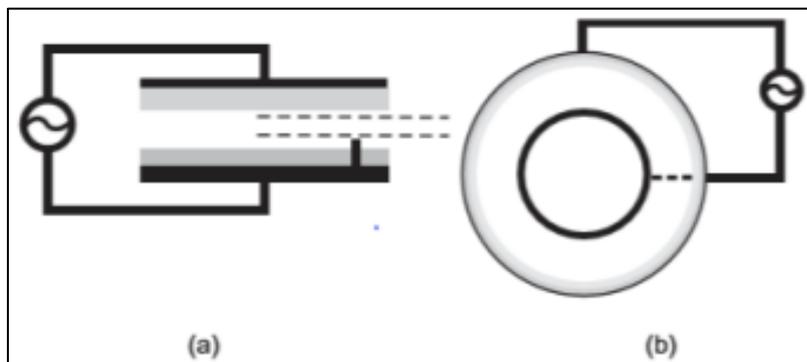
Gambar 2.15 Ilustrasi Fase

Dilihat dari gambar diatas bahwa fase plasma memiliki sifat – sifat yang berbeda dengan fase padatan, fase cairan, dan fase gas. Ilustrasi pada gambar 4 menunjukkan terbentuknya plasma dari proses perubahan melalui urutan padat, cair, gas dan akhirnya plasma. Gambar tersebut menunjukkan bahwa jika es (merupakan materi padat) mendapat energi, maka ia akan mencair pada suhu di atas 0°C menjadi air. Jika air diberikan energi, setelah melewati suhu 100°C akan menjadi uap air dengan molekul H_2O . Pemberian energi secara terus menerus pada uap air akan memecahkan molekul air menjadi H_2 dan O_2 dan akhirnya molekul-molekul ini akan terionisasi menjadi ion-ion positif dan elektron yang dalam keadaan tertentu dan ruang tertentu (microspace) terjadi keseimbangan antara ion dan elektron. Pada keadaan ini disebut plasma.

Lucutan plasma senyap (Silent Discharge Plasma) juga dikenal dengan

sebutan lucutan plasma berpenghalang dielektrik (Dielectric Barrier Discharge) adalah lucutan plasma yang dapat dioperasikan pada tekanan atmosfer. Lucutan plasma senyap ini dalam industri skala besar digunakan sebagai pembangkit ozon. Dengan gas sumber yang digunakan adalah udara bebas maupun oksigen. Karakteristik utama dari lucutan senyap adalah celah lucutan yang sempit dengan jarak milimeter dan salah satu elektrodanya ditutupi dengan lapisan isolator. Berdasarkan aplikasinya, lucutan plasma senyap juga dikenal sebagai lucutan penghasil ozon. Pada lucutan plasma senyap terjadi proses oksidasi yang dapat menghasilkan radikal bebas secara kimia pada temperatur udara dan tekanan atmosfer, untuk mengoksidasi fase gas yang terkandung di dalam reaktor tersebut.

Sistem pembangkit lucutan plasma penghalang dielektrik menggunakan gas sumber udara bebas pada tekanan atmosfer sebagai gas masukan. Ozon diproduksi di dalam lucutan plasma penghalang dielektrik dari gas di udara atau gas oksigen murni yang melewati celah diantara dua elektroda



Gambar 2.16 . Bentuk konfigurasi elektroda lucutan plasma penghalang dielektrik, (a) Geometri elektroda tampak samping, (b) Geometri elektroda tampak depan

Pada gambar 2.16, ditunjukkan konfigurasi elektroda dari lucutan plasma penghalang dielektrik dan warna abu-abu menunjukkan bahan dielektrik, dengan karakteristik sebagai berikut: lucutan plasma penghalang dielektrik dioperasikan pada tekanan atmosfer diantara logam elektroda yang salah satunya dilindungi oleh penghalang dielektrik. Pembangkit AC (alternating current) tegangan tinggi akan menghasilkan lucutan di antara celah elektroda

sehingga gas akan terionisasi. Bahan gelas dan keramik yang berbeda pada umumnya digunakan sebagai material penghalang. Lucutan biasanya terjadi dalam jumlah besar sepanjang daerah filamen (100-200 μ m) (M.Nur, 2011).

2.6 Ozon Dalam Meningkatkan Pembakaran

2.6.1 Interaksi Ozon-Hidro Karbon

Ozon adalah molekul anorganik dengan rumus kimia O_3 . Ozon adalah alotrop oksigen yang jauh lebih stabil dibandingkan dengan alotrop diatomik O_2 .



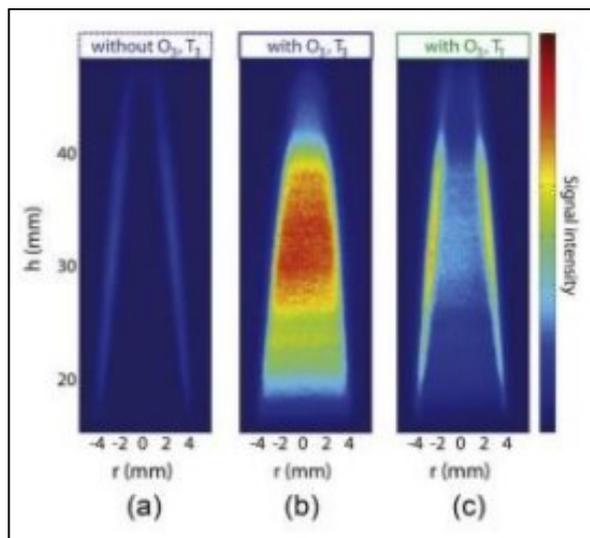
Gambar 2.18 Rumus kerangka ozon (a) model bola dan (b) model batang dari molekul Ozon

Ozon adalah oksidan kuat (jauh lebih daripada dioksigen) dan memiliki banyak aplikasi industri dan konsumen yang berkaitan dengan oksidasi, seperti pengolahan air, pembuatan obat-obatan, ozonisasi asam oleat dan lain-lain. Dalam beberapa tahun terakhir, karena fitur pengoksidasi yang kuat, ozon telah diteliti untuk aplikasi yang berhubungan dengan pembakaran

2.6.2 Pengaruh Ozon Pada Karakteristik Pembakaran

Menambahkan ozon terbukti memperkenalkan jalur baru dalam mekanisme oksidasi. Perubahan dalam kimia pembakaran ini menyebabkan konsekuensi dalam perilaku pembakaran seperti pembentukan OH ekstra dan formaldehida yang dapat diamati secara eksperimental. Efek ozon diselidiki pada api udara metana yang bercampur. Fluoresensi yang diinduksi laser planar dari CH_2O dilakukan

untuk memahami mekanisme di balik dampak ozon pada oksidasi metana. Seperti dapat dilihat pada Gambar 2.12, peningkatan yang cukup besar dalam produksi formaldehida diamati ketika ozon ditambahkan ke campuran CH₄-udara. Efek ini diamati untuk suhu dan rasio kesetaraan yang berbeda.



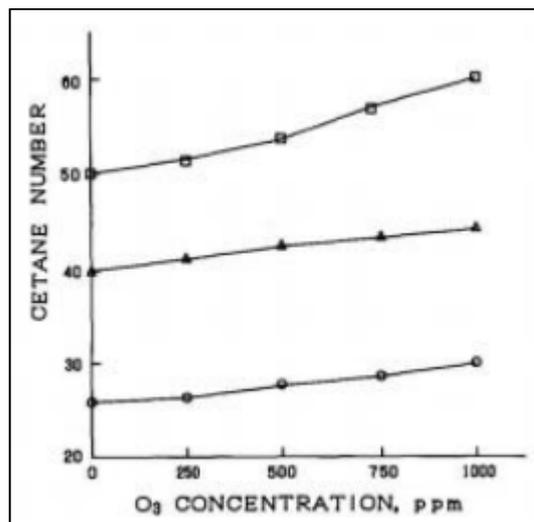
Gambar II.19 Peningkatan produksi CH₂O yang diinduksi oleh ozon

Kimia oksidasi dengan mudah mengungkap mekanisme di balik peningkatan produksi formaldehida. Begitu ozon menyemai campuran bahan bakar-udara, atom oksigen yang berasal dari dekomposisi molekul O₃ bereaksi dengan molekul CH₄, menghasilkan radikal OH yang bereaksi cepat dengan metana. Metana kemudian diubah menjadi formaldehida melalui urutan reaksi $\text{CH}_4 \rightarrow \text{CH}_3 - \text{CH}_3\text{O} \rightarrow \text{CH}_2\text{O}$. Melalui jalur reaksi ini beberapa radikal OH diproduksi, sehingga akan meningkatkan reaktivitas sistem secara keseluruhan (Pinazzi, 2017)

2.6.3 Dampak Ozon Pada Pembakaran Mesin IC

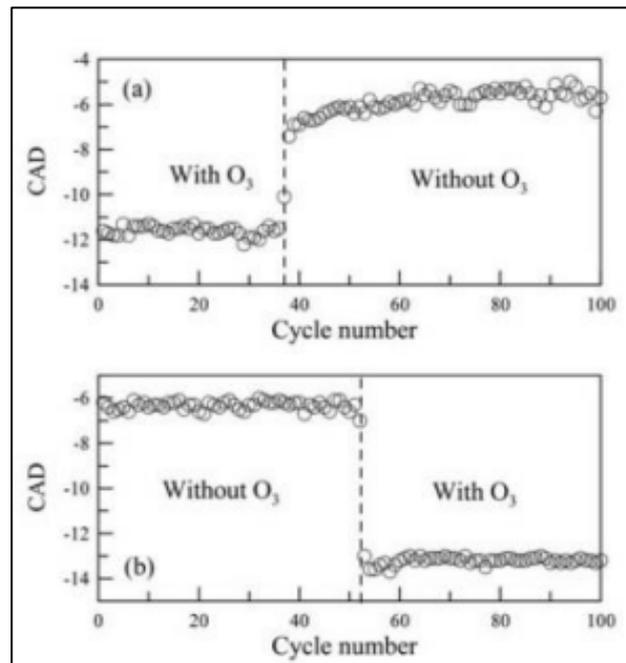
Aplikasi ozon pertama untuk mesin IC diusulkan oleh Tachibana dkk pada tahun 1991. Dalam studi mereka, penulis menyelidiki efek ozon pada pembakaran di mesin Diesel CI. Eksperimen yang dilakukan pada mesin CFR, penelitian bahan bakar kooperatif diesel menunjukkan

bahwa efek penambahan ozon sama dengan efek peningkatan CN bahan bakar. Hasil penelitian menunjukkan bahwa tergantung pada kondisi awal yang dipilih, 500 ppm ozon berhubungan dengan peningkatan CN dari 2 menjadi 4, yang secara jelas menunjukkan efek peningkatan ozon pada reaktivitas bahan bakar (Tachibana.T, 1991)



Gambar 2.20 Korelasi antara ozon dan CN bahan bakar untuk kondisi awal yang berbeda

Sebagian besar studi mengenai aplikasi ozon untuk mesin IC berkaitan dengan mode pembakaran canggih yang inovatif. Secara khusus, aplikasi ozon diselidiki sebagai solusi yang mungkin untuk mengatasi keterbatasan praktis yang menghalangi strategi pembakaran canggih yang berpotensi bersih dan efisien ini untuk digunakan dalam mesin IC pada aplikasi komersial skala besar. Potensi generator ozon untuk kontrol siklus-ke-siklus pembakaran diselidiki, dan hasilnya menunjukkan bahwa dengan mengalihkan power supply dengan generator ozon terjadi perubahan konsekuen dari 0 menjadi 49 ppm konsentrasi ozon dalam aliran udara masuk menyebabkan variasi fase pembakaran 7 CAD dalam satu siklus mesin, seperti yang dapat diamati pada Gambar 2.19



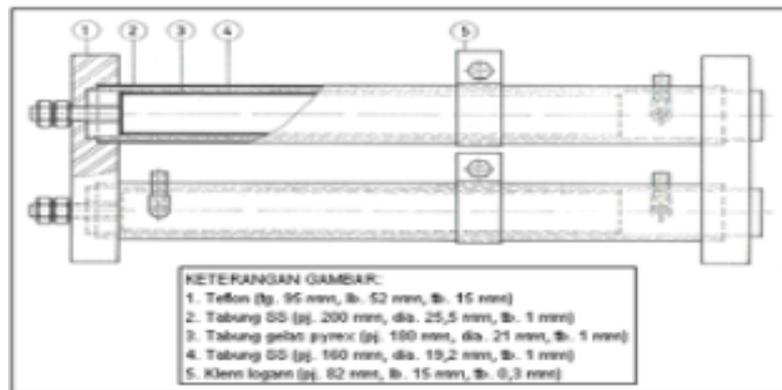
Gambar 2.21 Variasi pentahapan nyala api utama yang diinduksi dengan menghidupkan dan mematikan generator ozon. (a) Kasus langsung off-on. (b) Balikkan kasus off – on

2.8 Generator Ozon

Pembuatan ozon melalui proses tumbukan dengan melewati oksigen (O_2) pada daerah yang dikenai tegangan tinggi dapat dilakukan dalam sebuah ozon generator. Salah satu metode yang dapat digunakan untuk generator itu ialah metode lucutan plasma. Metode lucutan plasma dimaksudkan untuk mendapatkan gas ozon berkonsentrasi rendah antara 0,01 ppm sampai dengan 4,00 ppm yang dapat diaplikasikan khususnya untuk mendukung bidang kesehatan dan lingkungan, bidang industri dan pertanian (Purwadi A, et al, 2006).

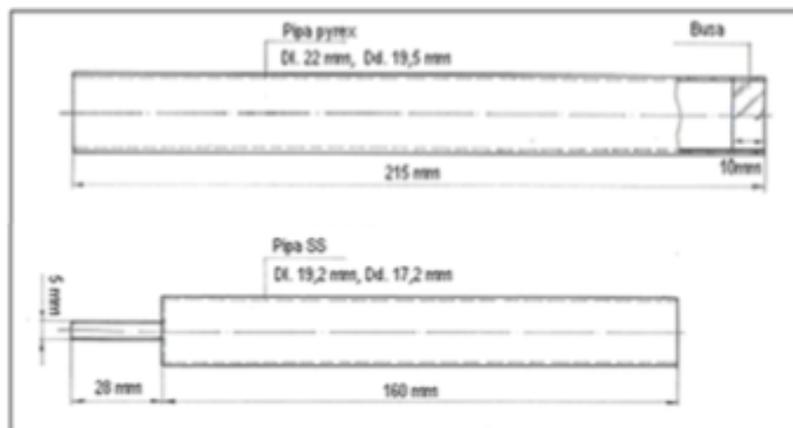
Molekul ozon yang terbentuk pada ozon generator relatif tak stabil karena disamping keberadaan tiga atom oksigen menjadi satu molekul ozon yang berjejal, juga karena adanya hamburan muatan elektronik dari masing-masing antar atom oksigen pada molekul ozon tersebut. Umur paroh ozon sekitar 20 menit didalam air dan udara 16 jam (Air Treatment With Ozone, 2000) dalam (purwadi dkk., 2006).

Pada gambar 2.22 berikut ditunjukkan desain susunan ozon generator penghasil gas ozon yang merupakan tempat proses terjadinya gas ozon.



gambar 2.22 Desain tabung ozon generator (diambil dari Purwadi A, et al, 2006)

Gambar 2.23 menunjukkan desain detail tabung dielektrik dan tabung anoda beserta ukuran dari masing-masing komponennya (dalam mm). Tabung dielektrik dibuat dari bahan pyrex, sedang tabung anoda dari bahan *Stainless Steel* (SS).



gambar 2.23 Desain detail tabung dielektrik dan tabung anoda (diambil dari Purwadi A, et al, 2006)

2.9 Dasar-dasar Perhitungan

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 (M_{ac}) Konsumsi Udara Teoritis (M_{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,

$$IP = \frac{BP}{\eta_m} = (\text{kW})$$
$$IP = \frac{\left(\frac{PV_{plot\ area.N}}{n,60}\right) \cdot 100}{1000000}$$

Dimana:

IP = Daya indikasi, (Kw)

BP = Daya efektif, (kW)

- T = Momen Torsi, (N.m)
- N = Putaran Poros, (rpm)
- 1000 = konversi dari watt ke kilo watt
- 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,

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

Dimana:

- FC = Konsumsi Bahan Bakar (kg/h)
- VGU = Volume gelas ukur
- ρf = 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:

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

Dimana:

M_a = Laju Aliran Udara aktual (kg/h)

K_d = koefisien discharge orifice = (0,6)

D_o = diameter orifice, (mm)

C = kecepatan aliran udara, (m/s)

h_o = beda tekanan pada manometer (mmWC)

ρ_{ud} = massa jenis udara pada kondisi masuk, (kg/m³)

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)
- Ka = 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:

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

Dimana:

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

h. Efisiensi Thermis, η_{th} (%)

Efisiensi thermis didefinisikan 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,

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

$$Q_{tot} = \frac{FC.LHV_{bb}}{3600} (kW)$$

Dimana:

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

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

3600 = faktor konversi jam ke detik

BP = daya efektif (kW)