



TESIS (TM 142501)

**KARAKTERISASI PERFORMA MESIN DIESEL SISTEM *DUAL FUEL* MENGGUNAKAN *PRESSURE REDUCER ADAPTIVE* DENGAN VARIASI KONSTANTA ( $k$ ) PEGAS HELIX TEKAN DAN TEKANAN GAS KELUAR PADA *STAGE DUA***

DORI YUVENDA  
NRP 2113202004

DOSEN PEMBIMBING  
Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

PROGRAM MAGISTER  
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2015



**TESIS (TM 142501)**

**CHARACTERIZATION PERFORMANCE OF DUAL FUEL DIESEL  
ENGINE USING THE PRESSURE REDUCER ADAPTIVE WITH  
VARIATION OF THE MAIN SPRING STIFFNESS (K) AND THE  
OULET GAS PRESSURE ON THE SECONDARY STAGE**

**DORI YUVENDA  
NRP 2113202004**

**ACADEMIC ADVISOR  
Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.**

**MASTER PROGRAM  
CONVERSION OF ENERGY ENGINEERING  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2015**

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
Magister Teknik (M.T)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**DORI YUVENDA**  
NRP. 2113202004

Tanggal Ujian : 9 Juli 2015  
Periode Wisuda : September 2015

Disetujui oleh:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T......(Pembimbing)  
NIP. 19730116 199702 1 001

2. Dr. Ir. Budi Utomo K. W., M.Sc......(Penguji I)  
NIP. 19531219 198103 1 001

3. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T......(Penguji II)  
NIP. 19710405 199702 1 001

4. Arv Bachtiar K.P., S.T., M.T., Ph.D......(Penguji III)  
NIP. 19710524 199702 1 001



Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, M.T.  
NIP. 19640405 199002 1 001

**KARAKTERISASI PERFORMA MESIN DIESEL SISTEM  
DUAL FUEL MENGGUNAKAN PRESSURE REDUCER  
ADAPTIVE DENGAN VARIASI KONSTANTA (K) PEGAS  
HELIX TEKAN DAN TEKANAN GAS KELUAR PADA STAGE  
DUA**

Nama Mahasiswa : Dori Yuvenda  
NRP : 2113202004  
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS  
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T

**ABSTRAK**

*Pressure reducer* pada sistem *dual fuel* berfungsi menurunkan tekanan bahan bakar CNG dari 250 bar menjadi 2 bar pada tekanan kerja, tetapi kurang adaptif terhadap pasokan jumlah bahan bakar CNG. Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa dari *pressure reducer* agar lebih responsif pada perubahan kondisi mesin terutama saat akselerasi pada penambahan beban sehingga berpengaruh terhadap peningkatan performa mesin.

Penelitian ini menggunakan mesin Diamond type Di 800 dengan sistem *dual fuel model indirect injection*. Metode yang dilakukan adalah bervariasi konstanta pegas (25,55 N/m, 26,55 N/m, dan 27,55 N/m) dan tekanan gas keluar pada *stage* dua (1,5 bar, 2 bar, dan 2,5 bar).

Hasil terbaik didapatkan pada konstanta pegas 27,55 N/m dan tekanan 2,5 bar terjadi peningkatan jumlah laju aliran gas 7,42% dan tidak berpengaruh signifikan terhadap daya efektif mesin, torsi, BMEP jika dibandingkan dengan *singel fuel*, namun CNG tersubsitusi menggantikan bahan bakar solar sebesar 60,2% dengan peningkatan SFC *dual fuel* rata-rata sebesar 27,5% kg/HP.h dan menurunkan SFC solar rata-rata sebesar 59,4%, efisiensi termal rata-rata sebesar 21,2% serta penurunan AFR rata-rata sebesar 37,5%.

Kata kunci: *Pressure reducer*, mesin diesel diamond *type* Di 800, konstanta pegas, tekanan gas keluar pada *stage* dua.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# **CHARACTERIZATION PERFORMANCE OF DUAL FUEL DIESEL ENGINE USING THE PRESSURE REDUCER ADAPTIVE WITH VARIATION OF THE MAIN SPRING STIFFNESS (K) AND THE OUTLET GAS PRESSURE ON THE SECONDARY STAGE**

Name : Dori Yuvenda  
NRP : 2113202004  
Department : Teknik Mesin FTI-ITS  
Lecturer : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T

## **ABSTRACT**

The pressure reducer on the dual fuel system is to reduce the pressure of Compressed Natural Gas (CNG) from 250 bars into 2 bars on the working pressure, but it is less adaptive to the quantity of CNG supply. This research is to increase the performance of the pressure reducer to be more responsive to the changing of the engine condition, especially during the acceleration on the additional load. Therefore, the effect is to increase on the engine performance.

This research used the Diamond type DI 800 dual fuel diesel engine with indirect injection mode. The method which used is vary the main spring stiffness (25.55 N/m, 26.55 N/m and 27.55 N/m) and the outlet gas pressure on the secondary stage (1.5 bars, 2 bars and 2.5 bars).

The best result found in the main spring stiffness of 27.55 N/m on the outlet gas pressure of 2.5 bars increased the quantity of the gas flow rate by 7.42% and had no significant effect on the engine effective power, torque, BMEP when compared to the single fuel, but solar fuel substituted by the CNG to 59% with the increase of the dual fuel SFC around 73% kg/HP.h and reduced the solar SFC the thermal efficiency as well the AFR around 57%, 66% and 42% respectively.

Key word: Pressure reducer, Diamond type DI 800 dual fuel, main spring stiffness, The outlet gas pressure on the secondary stage

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## KATA PENGANTAR

Segala puji hanya bagi Allah Ta'ala yang telah memberikan petunjuk dan kekuatan sehingga penulis dapat menyelesaikan tesis dengan tema **"Karakterisasi performa mesin diesel sistem *dual fuel* menggunakan *pressure reducer adaptive* dengan variasi konstanta ( $k$ ) pegas helix tekan dan tekanan gas keluar pada *stage dua*".** Walaupun berbagai halangan dan rintangan yang penulis temukan dalam proses penulisan tesis ini, namun Alhamdulillah rabbil'alamiin penulis dapat menyelesaikannya.

Keberhasilan tesis ini tidak terlepas dari bantuan serta dukungan dari berbagai pihak. Untuk itu penulis menyampaikan banyak terima kasih dan penghargaan kepada:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Sc. PhD, selaku Koordinator Program S-2 Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T.,M.T., selaku kepala Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar dan Dosen Pembimbing.
3. Dr. Ir. Budi Utomo K.W.,M.Sc., Dr. Wawan Aries Widodo, S.T.,M.T., Ary Bachtiar K.P.,M.T.,Ph.D selaku penguji sidang tesis dan segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin.
4. Ayah, Ummi, Etek dan Abak tersayang, uni Via, uni Rosi, uda Hendra uni Mimil, uni Mise dan uda Yon serta semua keponakan tercinta sebagai keluarga di rumah yang selalu memberikan semangat dan doa.
5. Rekan-rekan seperjuangan S-2 Rekayasa Konversi Energi di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS dan teman-teman Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar yang telah memberikan bantuan dan dukungan selama bimbingan tesis serta pihak-pihak yang telah membantu dalam penyusunan tesis ini yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.



Penulis menyadari bahwa tesis ini masih banyak terdapat kekurangan dan kelemahan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat konstruktif sebagai penyempurnaan tesis ini. Semoga amal kebaikan dari berbagai pihak di atas mendapat imbalan yang sepadan dari AllahTa'ala. Aamiin.

Surabaya, 20 juli 2015

Penulis

## DAFTAR ISI

	Halaman
<b>ABSTRAK .....</b>	iii
<b>ABSTRACT .....</b>	v
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	vii
<b>DAFTAR ISI.....</b>	xi
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	xiii
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	xv
<b>BAB 1 PENDAHULUAN .....</b>	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian .....	4
1.5 Manfaat Penelitian .....	4
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....</b>	5
2.1 Motor Diesel .....	5
2.1.1 Tahapan Pembakaran pada Motor Diesel .....	5
2.1.2 Governor .....	7
2.1.3 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara.....	11
2.1.4 Pembakaran Non Stoikiometri.....	12
2.1.5 Unjuk Kerja Motor Diesel .....	13
2.1.5.1 Daya.....	13
2.1.5.2 Torsi.....	13
2.1.5.3 Tekanan Efektif Rata-rata (bemp) .....	14
2.1.5.4 Pemakaian Bahan Bakar Spesifik.....	14
2.1.5.5 Efisiensi Termal.....	15
2.2 <i>Pressure Reducer</i> .....	16
2.2.1 Jenis-jenis <i>Pressure Reducer</i> .....	18
2.2.1.1 <i>Singel Stage</i> .....	18
2.2.1.2 <i>Dual Stage</i> .....	19

2.2.2	Komponen-komponen <i>Pressure Reducer</i> .....	20
2.2.3	Cara Kerja <i>Pressure Reducer</i> .....	23
2.2.4	Tekanan Gas Keluar.....	28
2.3	Sistem <i>Dual Fuel</i> .....	28
2.3.1	Teknologi Sistem <i>Dual Fuel</i> yang Digunakan.....	29
2.3.2	Sistem Dual Fuel Model Indirect Injection.....	30
2.3.3	Sensor Utama Sistem Dual Fuel Engine .....	32
2.3.4	Conversion Kit.....	32
<b>BAB 3</b>	<b>METODE PENELITIAN .....</b>	<b>33</b>
3.1	Alat Uji.....	33
3.2	Bahan Bakar .....	39
3.3	Prosedur Percobaan.....	40
3.3.1	Modifikasi <i>Single Fuel</i> menjadi <i>Dual Fuel Engine</i> .....	40
3.3.2	Tahap Pengujian.....	41
3.3.3	Proses Pengujian .....	42
3.3.4	Akhir Pengujian .....	43
3.4	Rancangan Eksperimen.....	44
3.5	Skema Rancangan Penelitian .....	46
3.6	<i>Flowchart</i> Penelitian .....	47
<b>BAB 4</b>	<b>HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>51</b>
4.1	Data Hasil Pengujian.....	51
4.1.1	Laju Aliran Massa Fluida.....	51
4.1.2	Daya Efektif .....	54
4.1.3	Torsi .....	55
4.1.4	Tekanan Efektif Rata-rata .....	56
4.1.5	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik.....	56
4.1.6	Effisiensi Thermal .....	57
4.1.7	Rasio Udara dan bahan Bakar .....	58
4.2	Analisa Unjuk Kerja .....	59
4.2.1	Analisa Performa <i>Pressure Reducer Adaptive</i> .....	59
4.2.2	Analisa Daya Efektif .....	64
4.2.3	Analisa Torsi .....	66

4.2.4 Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP) .....	67
4.2.5 Analisa Konsumsi Bahan Bakar (Sfc).....	68
4.2.6 Analisa Solar Tersubsitusi .....	69
4.2.7 Analisa Efisiensi Thermal ( $\eta_{th}$ ).....	72
4.2.8 Analisa Air Fuel Ratio (AFR) .....	73
4.2.9 Analisa Temperatur .....	75
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	<b>79</b>
5.1 Kesimpulan .....	79
5.2 Saran.....	79
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>81</b>
<b>LAMPIRAN</b> .....	<b>83</b>

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Posisi Pemasangan Alat Ukur pada <i>Pressure Reducer</i> .....	36
Tabel 3.2 Spesifikasi bahan bakar solar.....	39
Tabel 3.3 Spesifikasi bahan CNG.....	39
Tabel 3.4 Rancangan Eksperimen.....	44

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Tahapan Pembakaran pada Motor Diesel.....	5
Gambar 2.2 <i>Governor</i> Sentrifugal.....	8
Gambar 2.3 Skema kerja <i>Governor</i> Mekanis dan Hidraulis .....	9
Gambar 2.4 Sistem Pengendalian Governor Tipe Mekanis dan Hidrolis .....	10
Gambar 2.5 Grafik Teori Performa <i>Pressure Reducer</i> .....	16
Gambar 2.6 Grafik Pengaruh Variasi Tekanan Masuk terhadap <i>Flowrate</i> .....	17
Gambar 2.7 Grafik Hubungan antara Tekanan dan <i>Flow Rate</i> Gas Keluar.....	18
Gambar 2.8 <i>Pressure Reducer</i> Satu Stage .....	19
Gambar 2.9 <i>Pressure Reducer</i> Dua Stage.....	20
Gambar 2.10 Ilustrasi gaya dan tekanan pada <i>pressure reducer</i> .....	21
Gambar 2.11 Grafik pengaruh dari konstanta pegas terhadap sensitivitas tekanan gas keluar.....	24
Gambar 2.12 Grafik pengaruh konstanta pegas terhadap tekanan keluar dalam fungsi waktu .....	25
Gambar 2.13 Komponen-komponen <i>Pressure Reducer</i> .....	26
Gambar 2.14 Cara Kerja <i>Pressure Reducer</i> .....	27
Gambar 2.15 Grafik Daya terhadap Putaran Mesin .....	29
Gambar 2.16 Grafik Total Panas yang Dilepaskan dalam Variasi Beban .....	30
Gambar 2.17 Sistem <i>Dual Fuel</i> Model <i>Indirect Injection</i> .....	31
Gambar 2.18 Sistem Diagram Katup Motor Diesel.....	31
Gambar 3.1 Skema <i>Conversion Kit Tipe Dual Fuel Sequential Injection</i> .....	34
Gambar 3.2 Variasi Pengembangan <i>Pressure Reducer</i> .....	35
Gambar 3.3 Konfigurasi <i>pitot static tube</i> dan <i>manometer</i> $V_{\theta} = 15^{\circ}$ .....	37
Gambar 3.3 Skema Rancangan Penelitian pada <i>Engine Modifikasi Diesel Dual Fuel</i> .....	46
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Penelitian dengan Bahan Bakar Solar .....	48
Gambar 3.5 <i>Flowchart</i> Penelitian dengan Bahan Bakar <i>Dual Fuel</i> .....	49

Gambar 4.1 Pengaruh Konstanta Pegas terhadap Tekanan pada <i>Pressure Reducer</i> .....	60
Gambar 4.2 Tekanan Gas Keluar dalam Fungsi Waktu .....	61
Gambar 4.3 Pengaruh Konstanta Pegas terhadap Kuantitas <i>Mass Flow Rate Gas</i> pada <i>Pressure Reducer</i> .....	61
Gambar 4.4 <i>Mass Flow Rate</i> Fungsi Waktu.....	62
Gambar 4.5 <i>Mass Flow Rate</i> Fungsi <i>Volume Flow Rate</i> .....	63
Gambar 4.6 Distribusi Temperatur CNG pada <i>Pressure Reducer</i> .....	64
Gambar 4.7 Grafik Daya Fungsi Beban .....	65
Gambar 4.8 Grafik Torsi Fungsi Beban .....	66
Gambar 4.9 Grafik BMEP Fungsi Beban.....	68
Gambar 4.10 Grafik SFC Dual Fungsi Beban.....	69
Gambar 4.11 Grafik SFC Solar Fungsi Beban .....	70
Gambar 4.12 Grafik Solar Tersubstitusi Fungsi Beban.....	71
Gambar 4.13 Grafik Effisiensi Termal Fungsi Beban.....	72
Gambar 4.14 AFR Fungsi Beban .....	74
Gambar 4.15 Temperatur Gas Buang Fungsi Beban .....	75
Gambar 4.16 Temperatur Mesin Fungsi Beban .....	76
Gambar 4.17 Temperatur Pelumas Fungsi Beban .....	76
Gambar 4.18 Temperatur Cairan Pendingin Fungsi Beban .....	77



---

---

## BAB I

### PENDAHULUAN

#### 1.1 Latar Belakang

Sistem *dual fuel* adalah sebuah sistem pada motor diesel yang menggunakan bahan bakar ganda yang pemakaiannya diinjeksikan secara bersamaan. Pada sistem *dual fuel* tidak terlepas dari *conversion kit* yang berfungsi untuk mendistribusikan gas CNG dari tabung CNG yang bertekanan sebesar  $\pm 250$  bar ke ruang bakar motor diesel dengan tekanan kerja sebesar  $\pm 2$  bar. *Conversion kit* meliputi tabung CNG, *filling valve*, *solenoid valve*, *pressure reducer*, *filter CNG* dan *manifold absolut pressure* serta *CNG injector*. *Conversion kit* juga dilengkapi dengan kontrol modul (*electronic control unit*) sehingga penginjeksian bahan bakar disesuaikan dengan kondisi putaran mesin. Namun pada kenyataannya, aplikasi sistem *dual fuel* pada mesin menimbulkan permasalahan terhadap penurunan performa mesin terutama saat akselerasi penambahan kecepatan pada otomotif dan penambahan beban pada generator set (genset).

Salah satu penyebab utama adalah kekurangan pasokan bahan bakar CNG ke ruang bakar pada saat kondisi mesin membutuhkan suplai bahan bakar CNG yang banyak [1]. Di antara peralatan *Conversion kit* yang berperan utama dalam pemasok bahan bakar CNG adalah *pressure reducer*. *Pressure reducer* selain berfungsi untuk menurunkan tekanan dan juga sebagai pengontrol jumlah pasokan aliran gas (*flow rate*) yang diinjeksikan ke ruang bakar. Untuk itu, dibutuhkan *pressure reducer* yang adaptif terhadap perubahan yang terjadi pada kondisi mesin sehingga dapat mengatasi permasalahan tersebut, maka perlu pengembangan pada *pressure reducer* dengan cara menganalisa komponen-komponen dan cara kerjanya.

Matheson [2], menjelaskan bahwa cara kerja dari *pressure reducer* adalah memanfaatkan keseimbangan gaya dengan melalui tiga tahap yaitu *loading element*, *sensing element* dan *control element*. Peluang terbesar yang bisa dilakukan untuk pengembangan adalah pada *loading element* dikarenakan pada tahap ini terdapat pegas sebagai komponen aktuator yang berfungsi sebagai pengontrol bukaan dari *needle valve*. Lamanya bukaan dari *needle valve* pada kedudukan *seat*



---

*valve* akan mempengaruhi tekanan dan aliran yang masuk ke area *downstream* yang berhubungan langsung dengan *outlet gas*. Pada saat konstanta ( $k$ ) pegas ditambah maka gaya beban dari pegas juga meningkat sehingga akan memperlama bukaan sehingga memperbanyak jumlah aliran di *outlet gas*. Di samping itu juga, mempercepat refleksi pergerakan bukaan dari katup *needle valve* ketika aliran di *outlet gas* diinjeksikan secara tiba-tiba oleh *injektor rail gas*.

Berdasarkan cara kerja *pressure reducer* diatas, maka pegas mempunyai peranan penting untuk mendapatkan jumlah aliran yang maksimum dan tekanan gas keluar yang konstan sesuai dengan kebutuhan kerja mesin agar bisa mengatasi kekurangan pasokan bahan bakar terutama pada saat kondisi akselerasi. Untuk itu penulis mencoba mengembangkan *pressure reducer* yang sudah ada menjadi *pressure reducer adaptive* dengan cara melakukan optimalisasi pada konstanta ( $k$ ) pegas dan tekanan gas keluar pada *stage* dua.

Dalam beberapa tahun terakhir penelitian yang terkait dengan pengaruh penggunaan bahan bakar CNG terhadap performa mesin dan emisi dari mesin DDF sudah banyak dilakukan. Misalnya, Mohand [3], melakukan penelitian dengan tujuan mengetahui performa mesin dan emisi gas buang pada mesin diesel sistem *dual fuel* dan dia menyimpulkan bahwa pada beban rendah 20% terjadi penurunan performa mesin karena tekanan silinder yang rendah pada langkah kompresi sehingga pengaruh dari tekanan silinder terjadi pada langkah ekspansi akibatnya panas yang dilepaskan rendah karena tingkat pembakaran bahan bakar gas lebih lambat karena campuran yang terlalu miskin. Angkasa [4], melakukan penelitian dengan variasi tekanan keluar dari *pressure reducer* dan derajat pengapian terhadap performa mesin sinjai dengan sistem bahan bakar *bi-fuel* (bensin-CNG) menyimpulkan bahwa pada putaran 3500 rpm terjadi peningkatan performa mesin dengan pada tekanan 2,5 bar dan derajat pengapian  $14^0$  namun secara umum terjadi penurunan performa mesin dengan penggunaan bahan bakar *bi-fuel*.

Berdasarkan penelitian sebelumnya yang telah disebutkan di atas, dapat kita menyimpulkan bahwa performa mesin pada sistem *dual fuel* maupun *bi-fuel* terjadi penurunan performa secara umum dari bahan bakar standart. Jika dilakukan optimalisasi pada *engine* akan memberikan pengaruh terhadap performa mesin. Sejauh ini penelitian eksperimen lebih banyak memfokuskan pada *engine*



sedangkan untuk sistem pemasok bahan bakar (*conversion kit*) sendiri belum banyak dilakukan terutama pada komponen *pressure reducer* yang harus adaptif terhadap kondisi mesin tertentu agar bisa memberikan pasokan aliran yang maksimal saat akselerasi terutama pada penambahan beban.

Oleh karena itu, penelitian ini akan dilakukan pada mesin diesel diamond Di *type* 800 dengan sistem *sequential natural gas manifold injection (ECM)* pada operasi mesin sistem *dual fuel*. Studi eksperimental ini bertujuan untuk mengkarakterisasi performa mesin terutama pada saat akselerasi penambahan beban genset dengan mengoptimalkan konstanta ( $k$ ) pegas helix tekan dan tekanan gas keluar pada *stage* dua.

## 1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang dapat ditetapkan berdasarkan latar belakang tersebut adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang mekanisme pemasukan bahan bakar CNG ke dalam sistem sistem *dual fuel* pada mesin diesel generator set diamond?
2. Bagaimana sensitivitas kekakuan pegas pada *stage* dua terhadap perubahan tekanan pada *chamber stage* dua lebih terpenuhi terutama pada kondisi akselerasi penambahan beban pada generator set?
3. Bagaimana pengaruh tekanan gas keluar terhadap pasokan bahan bakar terutama pada kondisi akselerasi penambahan beban pada generator set?

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan agar penelitian dapat berjalan secara fokus dan terarah serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan adalah sebagai berikut:

1. Kondisi *engine* sesuai dengan spesifikasi teknis yang dikeluarkan pabrikan.
2. Percobaan menggunakan *engine* diesel generator set diamond berbahan bakar solar yang telah dimodifikasi pada *intake manifold* bagian paling dekat dengan TMA untuk mensuplai bahan bakar CNG secara langsung ke ruang bakar.
3. Kondisi udara dalam keadaan temperatur ruangan.



4. Tidak membahas mengenai pembuatan bahan bakar CNG serta reaksi kimia yang terjadi.

#### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini berdasarkan rumusan masalah yang telah ditetapkan adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui perancangan mekanisme pemasukan bahan bakar CNG ke dalam sistem *duel fuel* pada mesin diesel generator set diamond.
2. Mengetahui sensitivitas kekakuan pegas pada *stage* dua terhadap perubahan tekanan pada *chamber stage* dua lebih terpenuhi terutama pada kondisi akselerasi penambahan beban pada generator set?
3. Mengetahui pengaruh tekanan gas keluar terhadap pasokan bahan bakar terutama pada kondisi akselerasi penambahan beban pada generator set?

#### 1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan analisa yang tepat terhadap performa mesin pada penggunaan bahan bakar yang berbeda pada *engine* diesel.
2. Sebagai bahan referensi bagi penelitian sejenisnya dalam rangka pengembangan pengetahuan tentang optimasi performa mesin dengan menggunakan *pressure reducer*.
3. Mengembangkan pengetahuan dan pemikiran untuk penelitian lanjutan dalam bidang teknologi bahan bakar yang dapat diperbaharui untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat.
4. Penelitian ini dapat dikembangkan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan *pressure reducer adaptive* menggunakan sistem kontrol.



## BAB 2

### KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

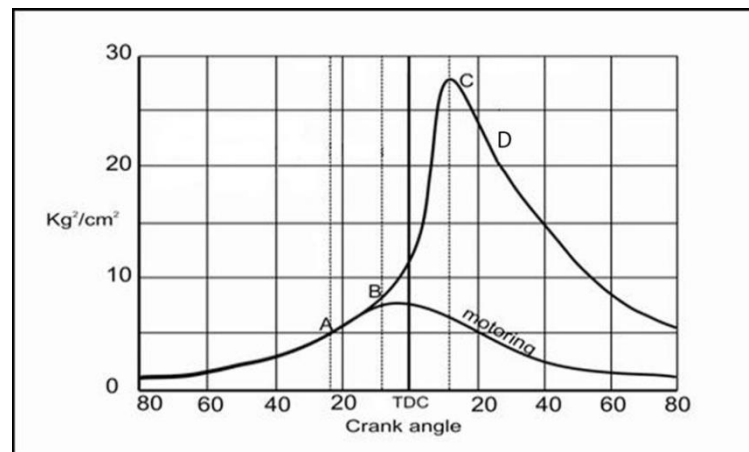
#### 2.1 Motor Diesel

Motor diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran.

##### 2.1.1 Tahapan Pembakaran pada Motor Diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar.

Proses pembakaran pada motor diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- $\theta$  seperti pada gambar 2.1. Tahapan pembakarannya yaitu:



Gambar 2.1. Tahapan pembakaran pada motor diesel [5]





### 1. Tahap Pertama

Tahap ini diistilahkan dengan *ignition delay period* yaitu area dalam rentang A-B pada gambar 2.1. Tahapan ini merupakan periode atau rentang waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertamakali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh properties yang dimiliki bahan bakar yaitu temperatur terbakar sendiri bahan bakar, tekanan injeksi atau ukuran *droplet*, sudut awal injeksi, rasio kompresi, temperatur udara masuk, temperatur cairan pendingin, temperatur bahan bakar, tekanan udara masuk (*supercharge*), kecepatan/putaran motor diesel, rasio udara-bahan bakar, ukuran motor, jenis ruang bakar.

### 2. Tahap kedua

Pada tahap ini diistilahkan dengan *Rapid* atau *Uncontrolled Combustion* yang maksudnya adalah periode awal pembakaran hingga *flame* mulai berkembang yang diindikasikan oleh area B-C pada gambar 2.1. Bahan bakar berupa *droplet-droplet* di selubungi oleh udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan *droplet-droplet* bahan bakar tersebut. Bagian terluar *droplet-droplet* tersebut yang lebih dulu menerima panas dan menguap kemudian terbakar. Panas yang ditimbulkan oleh pembakaran tersebut naik sangat drastis dan memicu proses yang sama pada bagian lain yang belum terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Proses ini menyebabkan kenaikan tekanan yang sangat besar.

### 3. Tahap ketiga

Pada tahap ini diistilahkan dengan *Controlled Combustion* seperti diindikasikan oleh area C-D pada gambar 2.1, dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran yang terjadi pada periode sebelumnya bergerak bersama menuju butiran *droplet-droplet* yang baru diinjeksikan. Pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.



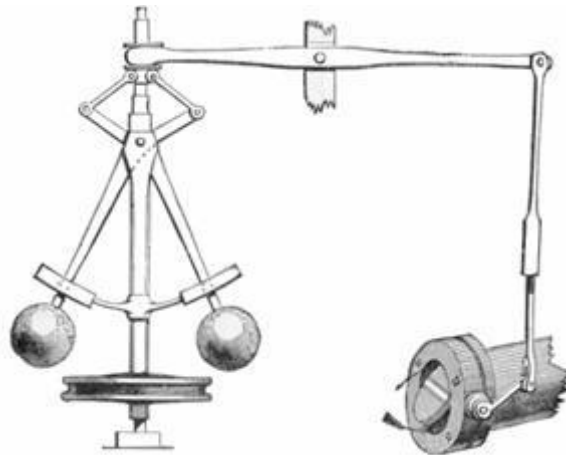
#### 4. Tahap keempat

Meskipun pada tahap ketiga telah selesai proses injeksi bahan bakar, kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Dalam hal ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa pada ruang bakar. Periode ini disebut juga *afterburning* yang diindikasikan oleh area setelah titik D pada gambar 2.1. Apabila kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar sementara piston telah bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA) untuk melakukan langkah buang, maka sisa-sisa bahan bakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai *unburnt fuel*.

#### 2.1.2 Governor

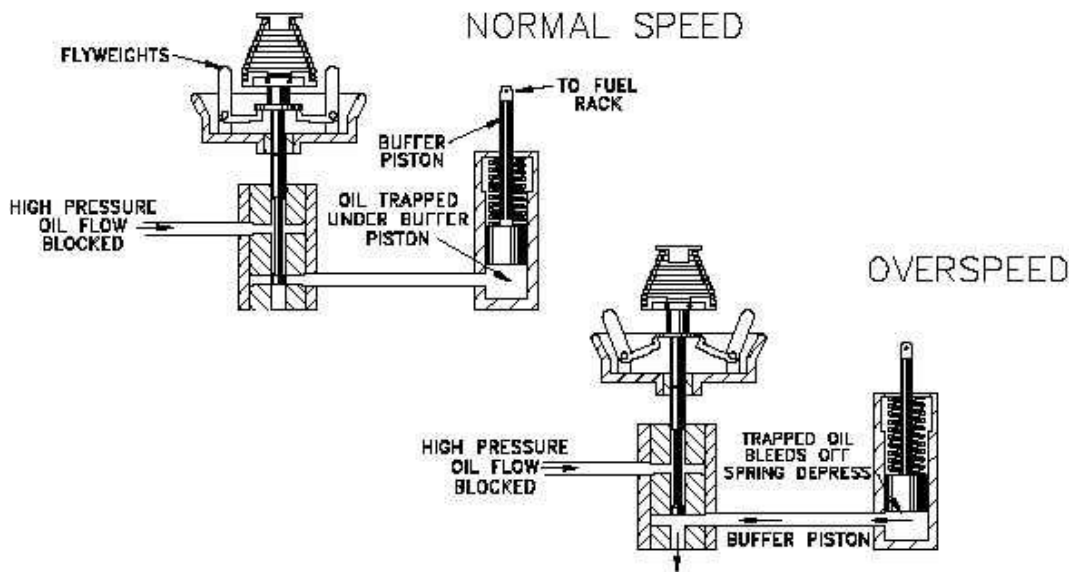
*Governor* adalah komponen pada motor bakar yang berfungsi untuk mengontrol putaran mesin dengan cara mengendalikan jumlah bahan bakar yang diberikan sehingga putarannya dapat dipertahankan tetap stabil tanpa tergantung kondisi pembebanan.

Contoh umum dari mekanisme *governor* adalah *governor* sentrifugal atau dikenal sebagai *fly ball governor*, ditunjukkan pada gambar 2.2. *Governor* jenis ini menggunakan bandul yang dipasang pada lengan yang berpegas. Pada saat putaran tinggi (*over speed*) maka gaya sentrifugal ( $F_s = m\omega^2r$ ) akan bekerja pada bandul bola sehingga posisi lengan membuka lebih besar. Posisi gerakan lengan ini dihubungkan dengan mekanisme yang dapat menyebabkan berkurangnya *supply* bahan bakar. Mekanisme kontrol secara mekanis ini termasuk dalam kategori *proportional control*. Sejarahnya mekanisme ini pertama kali dibuat oleh insinyur Inggris Thomas Savery pada tahun 1698. Pada tahun 1769 insinyur Perancis Nicholas Cugnot menggunakannya dalam mesin uap untuk otomotif roda tiga. Antara tahun 1755-1800 insinyur Scotlandia James Watt bekerja sama dengan industrialis Matthew Boulton memproduksi jenis *governor* ini untuk 500 mesin.



Gambar 2.2 *Governor* sentrifugal

Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme gabungan mekanis dan hidrolis serta elektrik. Gambar 2.3 menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis dan hidrolis dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari piston hidrolis dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan *piston* kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolis ke *piston* hidrolis (*piston motor servo*). *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*control rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan suplai bahan bakar.



Gambar 2.3 Skema kerja *governor* mekanis dan hidraulis

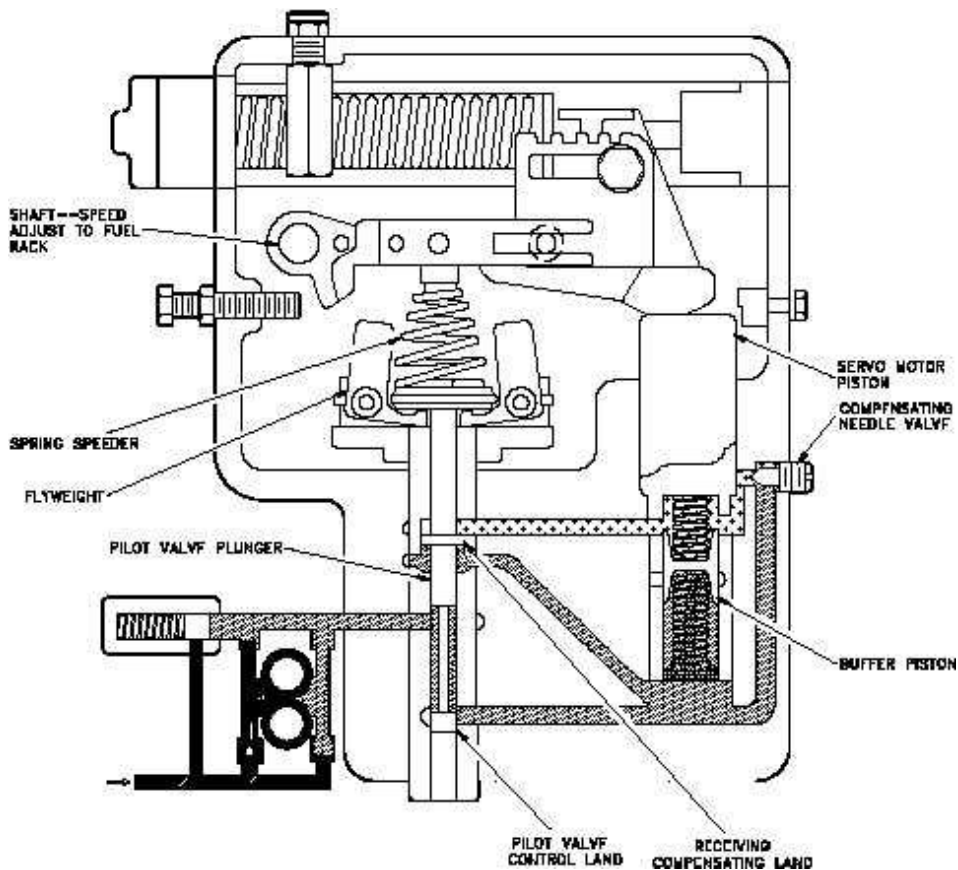
Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor*:

- Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe *governor* kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
- Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe *governor* kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.
- Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas maksimum, dan disebut *governor* pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.
- Tipe pengontrolan keempat adalah tipe *governor* yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe *governor* pembatas beban atau *load-limiting type governor*.

Secara detail operasi mekanis dan hidrolis dapat dijelaskan sebagai berikut, pada saat mesin beroperasi, oli dari sistem pelumasan disuplai ke pompa *gear* seperti pada Gambar 2.4. Pompa *gear* menyebabkan tekanan oli meningkat sampai pada nilai yang ditentukan oleh pegas pada klep pelepasan (*spring relief valve*). Tekanan oli dipertahankan pada ruangan berbentuk cincin (*annular space*) pada katup *pilot* bagian plunyer (*pilot valve plunger*) dan lubang dalam *bushing* katup *pilot*. Pada suatu seting kecepatan yang ditentukan, pegas melepaskan gaya yang melawan gaya sentrifugal dari putaran bandul. Pada saat kedua gaya ini



setimbang maka *plunger* katup *pilot* menutup lubang (*port*) bagian bawah pada *bushing* katup *pilot*. Jika beban mesin meningkat, putaran mesin menurun. Penurunan putaran mesin ini akan menyebabkan posisi dari bandul menguncup. Oli yang tertekan akan diterima *piston servo motor* dan menyebabkannya muncul. Gerakan keatas dari *piston servo motor* ini akan ditransmisikan melalui lengan ke tuas pengatur bahan bakar, sehingga menaikkan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke ruang bakar. Oli yang menekan *piston servo motor* ke atas juga akan memaksa *piston buffer* bergerak ke atas karena tekanan oli pada kedua sisi tidak sama. Gerakan ke atas dari piston ini akan menekan *pegas buffer* bagian atas dan melepaskan tekanan pada *pegas buffer* bagian bawah. Gerakan ini menyebabkan tekanan setimbang sehingga *piston servo motor* berhenti bergerak ke atas dan menghentikan koreksi suplai bahan bakar sebelum kecepatan mesin naik terlalu tinggi melewati setting *engine* semula.



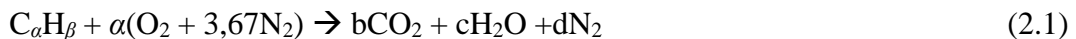
Gambar 2.4 Sistem pengendalian governor tipe mekanis dan hidrolis (*woodward governor*)



Demikian mekanisme ini berulang terus sehingga kecepatan mesin yang stabil dapat dipertahankan walaupun beban yang bervariasi. Sistem governor seperti ini tidak saja diaplikasikan untuk pengontrolan mesin, namun juga digunakan untuk mengontrol kecepatan lain seperti mengontrol kecepatan putaran suatu rotor pada turbin, kincir angin atau pada baling-baling pesawat terbang. Fungsi utama pengaturan putaran ini adalah untuk menjaga kestabilan sistem secara keseluruhan terhadap adanya variasi beban atau gangguan pada sistem.

### 2.1.3 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida ( $\text{CO}_2$ ) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air ( $\text{H}_2\text{O}$ ). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ( $\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$ ) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



Kesetimbangan:

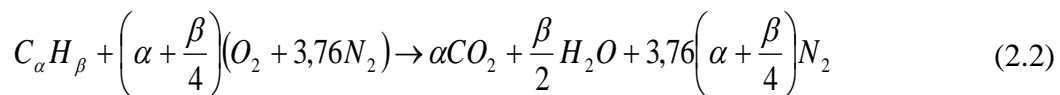
$$\text{C} : \quad \alpha = b$$

$$\text{H} : \quad \beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$$

$$\text{O} : \quad 2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$$

$$\text{N} : \quad 2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(\alpha + \beta/4)$$

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



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah:

$$m_{\text{O}_2} = \frac{m_{\text{atom O}_2}}{m_{\text{mol C}_\alpha\text{H}_\beta}} \times \text{persentase C}_\alpha\text{H}_\beta \quad (\text{kg/kg bahan bakar}) \quad (2.3)$$

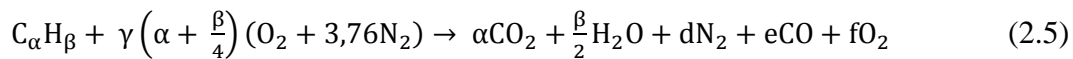
Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ( $\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$ ) adalah sebagai berikut:



$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{air}}{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{fuel}} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)\bar{M}_{O_2} + 3,76\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)\bar{M}_{N_2}}{\alpha\bar{M}_C + \beta\bar{M}_H} \quad (2.4)$$

#### 2.1.4 Pembakaran Non Stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih [6]. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ( $C_\alpha H_\beta$ ) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



Keterangan:

- Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa  $CO_2$ , uap air, dan  $N_2$ .

- Pembakaran dengan komposisi campuran miskin.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa  $CO_2$ , uap air,  $O_2$  dan  $N_2$ .

- Pembakaran dengan komposisi campuran kaya.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO,  $CO_2$ ,  $H_2O$ , dan  $N_2$ . Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan  $H_2O$ .

Rasio udara-bahan bakar operasional untuk pembakaran dalam ruang bakar CI engine berada pada kisaran  $18 \leq AFR \leq 70$  [6].





### 2.1.5 Unjuk Kerja Motor Diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari Motor Diesel biasanya berhubungan dengan

#### 2.1.5.1 Daya

Daya adalah ukuran suatu *engine* untuk menghasilkan kerja yang berguna per satuan waktu yang dinyatakan dalam *horse power* (hp). Untuk mengukur daya pada sebuah *engine-generator set*, dimana pengukuran melibatkan pengukuran tegangan listrik (V) dan arus listrik (I) yang keluar dari generator yang digerakkan oleh putaran poros *engine* yang dinyatakan dalam watt. Pengukuran dilakukan dengan menggunakan beban pada generator sehingga poros secara otomatis akan mendapat pembebanan juga.

Besarnya daya poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos \theta}{746,3 \times \eta_{mg} \times \eta_t} \quad (2.6)$$

dimana

Ne = daya poros (hp)

V = tegangan listrik (volt)

I = arus listrik (ampere)

Cos  $\theta$  = faktor daya = 1 (konstan) karena hambatan (R) pada generator yang terjadi merupakan hambatan resistensi bukan kapasitif.

$\eta_{mg}$  = efisiensi mekanis generator = 0,95 (ASME PTC 17, 1991)

$\eta_t$  = efisiensi transmisi = memakai *belt* nilainya 0,9

= 1 (jika tidak memakai *belt*) (ASME PTC 17, 1991)

1 hp = 0,7463 Kwatt

#### 2.1.5.2 Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan engine untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau ft.lb (British). Dalam prakteknya, torsi dari engine berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok.



$$M_t = \frac{72610 \cdot N_e}{n} \quad (\text{kg. cm}) \quad (2.7)$$

dimana

$$N_e = H_p$$

$$n = \text{rpm}$$

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran *engine*. Semakin besar daya yang diberikan *engine*, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran *engine*, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

#### 2.1.5.3 Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

Perumusan bmep adalah:

$$\text{bmep} = \frac{0,45 \cdot N_e \cdot z}{A \cdot l \cdot n \cdot i} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (2.8)$$

dimana:  $N_e$  = Daya poros engine (Hp)

$A$  = luas penampang piston ( $\text{m}^2$ )

$l$  = panjang langkah piston (m)

$i$  = jumlah silinder

$n$  = putaran motor diesel (rpm)

$z$  = 1 (motor 2-langkah) atau 2 (motor 4-langkah)

#### 2.1.5.4 Pemakaian Bahan Bakar Spesifik

Pemakaian bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai engine untuk menghasilkan daya efektif satu Hp selama satu jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan



bahan bakar (kg) dalam waktu (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar bhp (Hp) maka pemakaian bahan bakar per jam adalah:

$$\dot{m} = \frac{3600 \cdot m_{bb}}{s} \quad (\text{kg/jam}) \quad (2.9)$$

sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$\text{sfc} = \frac{3600 \cdot m_{bb}}{N_e \cdot s} \quad (\text{kg/Hp. jam}) \quad (2.10)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu gas CNG-solar [7], besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu,

$$\text{sfc}_{\text{dual}} = \frac{\dot{m}_{\text{CNG}} + \dot{m}_{\text{ms}}}{N_e} \quad (\text{kg/Hp. jam}) \quad (2.11)$$

dimana:

$m_{bb}$  = massa bahan bakar yang dikonsumsi engine (kg)

$\dot{m}_{\text{CNG}}$  = pemakaian bahan bakar gas CNG per jam (kg/jam)

$\dot{m}_{\text{ms}}$  = pemakaian bahan bakar minyak solar per jam (kg/jam)

$s$  = waktu konsumsi bahan bakar (detik)

#### 2.1.5.5 Efisiensi Termal ( $\eta_{th}$ )

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Energi panas bahan bakar / satuan waktu yang diberi}} \times 100\% \quad (2.12)$$

$$\eta_{th} = \frac{632}{\text{sfc} \cdot Q} \times 100\% \quad (2.13)$$

Untuk efisiensi termal motor diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi gas CNG-minyak solar [7], persamaannya adalah:

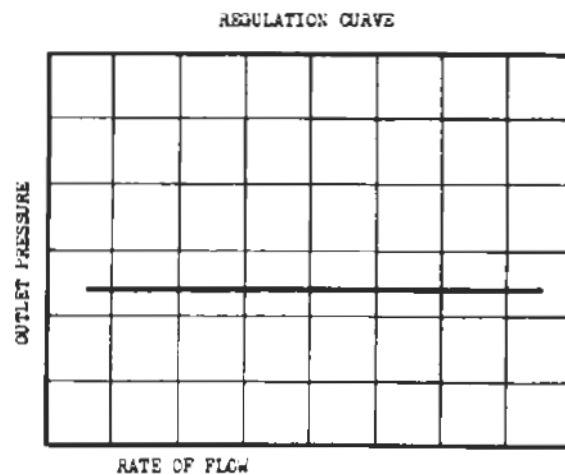
$$\eta_{th} = \frac{N_e}{\dot{m}_{\text{dual solar}} \cdot Q_{\text{ms}} + m_{\text{CNG}} \cdot Q_{\text{CNG}}} \times 100\% \quad (2.14)$$

dimana  $Q$  adalah nilai kalor bawah (*low heat value*, LHV) atau panas pembakaran bahan bakar [kkal/kg bahan bakar].

## 2.2 Pressure Reducer

*Pressure reducer* adalah sebuah perangkat/ mekanisme yang dapat diatur atau tidak dapat diatur untuk mengendalikan dan menjaga tekanan gas keluar tetap konstan dibawah perubahan laju aliran dan tekanan masuk [8]. *Pressure reducer* dirancang dapat beroperasi untuk mendistribusikan gas pada tabung CNG bertekanan tinggi sebesar 250 bar menjadi tekanan kerja sebesar 2 bar sehingga harus memiliki tingkat keamanan yang tinggi dan memenuhi standart internasional yang dikeluarkan oleh badan yang berwenang.

Secara teori performa dari sebuah *pressure reducer* yang bagus adalah tekanan gas keluar tetap konstan pada saat terjadi perubahan laju aliran dan tekanan masuk. Secara teori dapat kita ketahui pada gambar 2.5 dibawah

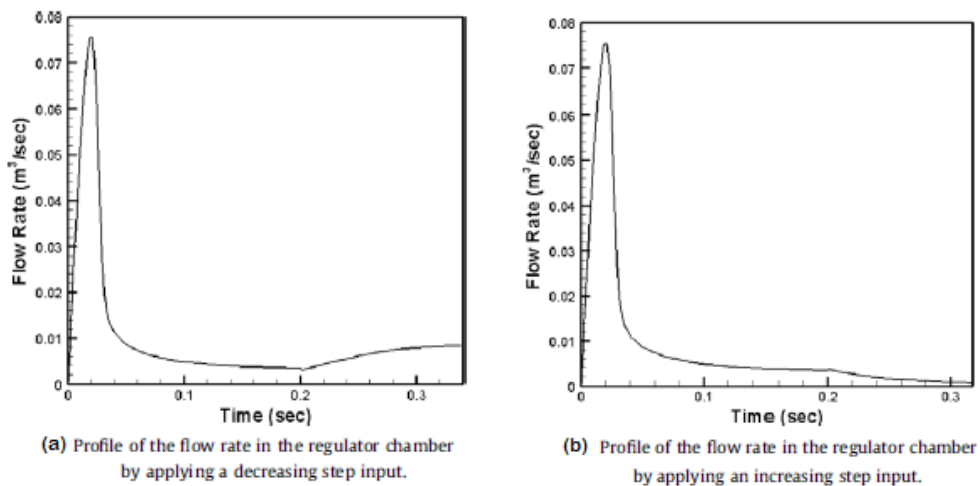


Gambar 2.5. Grafik teori performa *pressure reducer* [8]

Pada gambar 2.5 diatas menjelaskan bahwa performa sebuah *pressure reducer* yang baik adalah tekanan keluaranya tetap konstan ketika terjadi perubahan laju aliran gas keluar dan tekanan masuk, dalam artian tidak ada *pressure droop* dari awal aliran gas keluar sampai akhir dari gas dimanfaatkan. Akan tetapi dalam kenyataannya untuk mempertahankan performa dari *pressure reducer* sangat sulit, ketika tekanan dipertahankan konstan namun laju aliran akan berkurang. Amir et al. [9], melakukan penelitian dengan tujuan untuk mengidentifikasi parameter penting yang berpengaruh pada *pressure reducer*. Penelitian dilakukan dengan analisis dinamik non linear dari *pressure reducer* menggunakan teknik simulasi *bondgraph* menggunakan MATLAB-SIMULINK dengan memvariasikan tekanan masuk. Untuk kasus pertama diindikasikan penurunan tekanan masuk dari 50 bar



menjadi 40 bar sedangkan untuk kasus kedua diindikasikan penambahan tekanan masuk dari 40 bar menjadi 50 bar. Pada gambar 2.6. dibawah menjelaskan bahwa penurunan dari tekanan masuk ke *pressure reducer* dalam waktu yang lama akan menyebabkan kenaikan dari jumlah *flow rate gas* di area *chamber* pada *pressure reducer* akibatnya *flow rate gas* yang keluar dari *outlet gas* akan menjadi meningkat. Pada saat peningkatan dari tekanan masuk ke *pressure reducer* dalam waktu yang lama akan menyebabkan penurunan dari jumlah *flow rate gas* di area *chamber* pada *pressure reducer* akibatnya *flow rate gas* yang keluar dari *outlet gas* akan menjadi menurun.



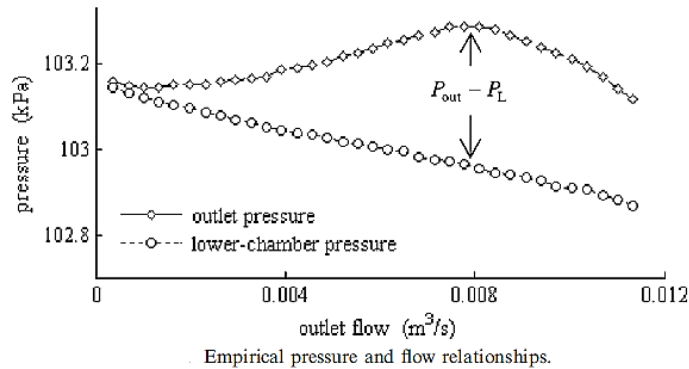
Gambar 2.6 Grafik pengaruh variasi tekanan masuk terhadap *flow rate*.

Dari hasil penelitian gambar 2.6 diatas menjelaskan bahwa stabilitas dari *flow rate gas* yang keluar pada *pressure reducer* salah satu penyebabnya dipengaruhi oleh tekanan masuk seiring dengan berjalannya waktu. Dengan demikian performa dari *pressure reducer* menjadi tidak maksimal akibatnya suplai bahan bakar gas ke mesin akan terganggu.

Naci et al. [10], melakukan penelitian tentang stabilitas karakteristik parameter penting dan menjelaskan penyebab getaran dan rancangan untuk mengurangi getaran yang terjadi dari *pressure reducer*. Penelitian dilakukan secara eksperimental dan simulasi yang dianalisis model dinamik dan model linearisasi dengan optimasi menggunakan teknik *root locus* dan rancangan *trade-offs*. Pada gambar 2.7 dibawah menunjukkan bahwa hubungan antara tekanan gas keluar dan tekanan pada area *lower chamber* berbanding terbalik dengan jumlah *flow rate* yang



keluar, ketika terjadi peningkatan jumlah *flow rate* mengakibatkan penurunan tekanan terhadap area *lower chamber/downstream* dan tekanan gas keluar, namun penurunan pada tekanan *lower chamber* lebih signifikan dari tekanan gas keluar walaupun terjadi sedikit peningkatan tekanan pada tekanan gas keluar pada *flow rate* 0,008 kg/s. Ini membuktikan bahwa tekanan gas keluar berbanding terbalik dengan jumlah *flow rate* yang dikeluarkan.



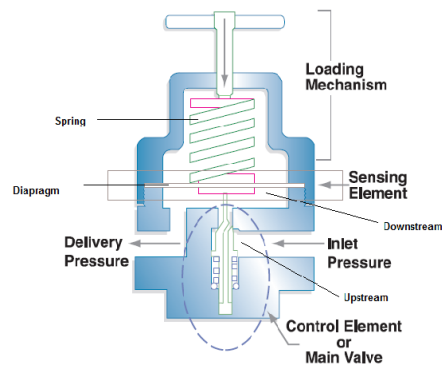
Gambar 2.7 Grafik hubungan antara tekanan dan *Flow rate* gas keluar

### 2.2.1 Jenis-jenis *Pressure Reducer*

Ada dua jenis *pressure reducer* yang digunakan saat ini diantaranya adalah [2].

#### 2.2.1.1 *Single Stage*

Pada *single stage* untuk mendapatkan tekanan keluar (*delivery pressure*) yang sesuai dengan kebutuhan melalui proses satu *stage*. Penurunan tekanan pada satu *stage* ini akan memberikan perubahan pada tekanan keluar, dimana dalam banyak kasus ditemukan ketika terjadi penurunan pada tekanan masuk (*inlet pressure*) maka tekanan keluar akan juga meningkat akibatnya tekanan keluar tidak bisa konstan. Pada *single stage* hanya memiliki satu *elemen control* sehingga untuk mempertahankan tekanan keluar tetap stabil sangat sulit. Oleh karena itu, aplikasi penggunaan *single stage* untuk penurunan tekanan lebih cocok untuk fluida gas *liquid* seperti terlihat pada gambar 2.8 di bawah:

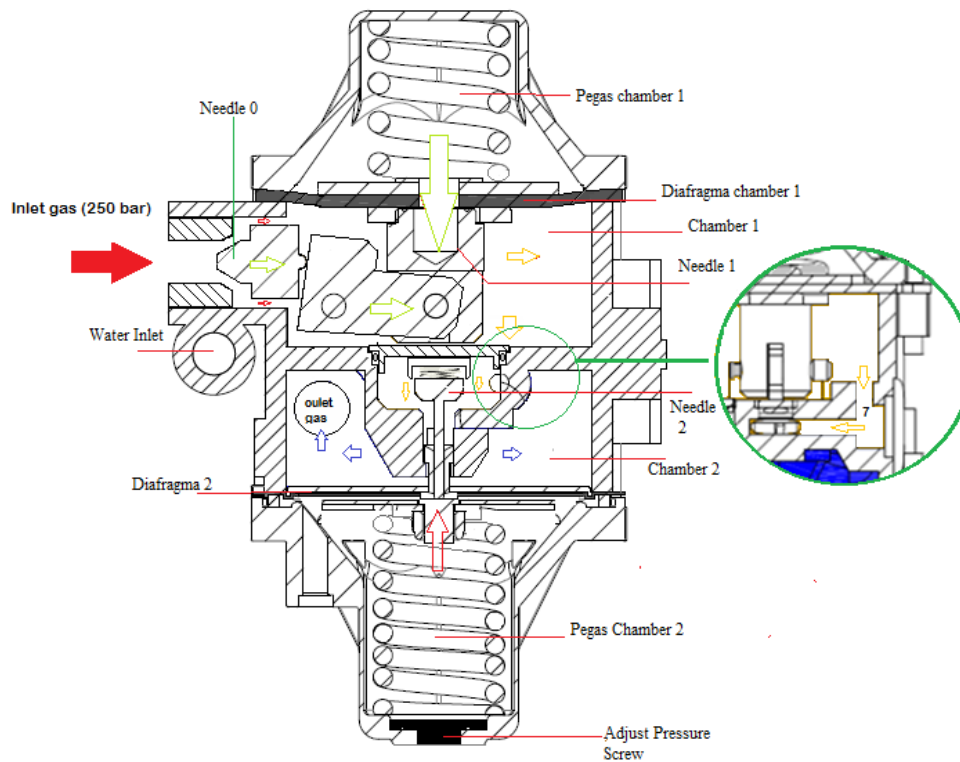


Gambar 2.8 *Pressure reducer satu stage*

#### 2.2.1.2 *Dual Stage*

Pada *dual stage* untuk mendapatkan tekanan keluar yang sesuai dengan kebutuhan melalui proses dua *stage*. Masing-masing *stage* memiliki komponen pegas (*loading element*), diafragma (*measuring element*) dan *needle valve* (*control element*). Pada tahap pertama penurunan tekanan gas CNG sekitar tiga kali dari tekanan kerja maksimum (*tekanan inlet*) sedangkan untuk tekanan gas keluar pada *outlet gas* penurunan tekanannya satu kali dari tekanan pada *stage* satu. Keuntungan dari *dual stage* adalah kemampuan untuk memberikan tekanan konstan pada tekanan keluar walaupun terjadi penurunan tekanan pada tekanan masuk dan peningkatan pada *stage* satu.

Pada *stage* satu kecenderungan terjadi peningkatan tekanan akibat penurunan tekanan gas masuk dari tabung CNG. Kemudian peningkatan tekanan pada *stage* satu akan diimbangi oleh tekanan pada *stage* dua oleh *control valve* sehingga tekanan gas keluar bisa dipertahankan. Jenis *dual stage* ini lebih cocok digunakan pada fluida gas CNG yang terkompresi seperti terlihat pada gambar 2.9 di bawah:



Gambar 2.9 Pressure reducer dua stage

### 2.2.2 Komponen-komponen Pressure Reducer

Pressure reducer diproduksi dalam berbagai macam ukuran dan konfigurasi yang berbeda-beda namun komponen dasar yang berfungsi untuk mereduksi tekanan yang harus ada diantarnya adalah

#### 2.2.2.1 Pegas

Pegas yang diistilahkan juga dengan *loading element* yang berfungsi pengontrol bukaan dari needle valve. Dilihat dari sudut perancangan pegas, ada beberapa faktor penting yang harus dipertimbangkan seperti jenis material, diameter kawat, diameter pegas, panjang pegas dan jumlah coil sedangkan dari sudut operasional ada faktor yang sangat signifikan yaitu konstanta (*spring rate*). *Spring rate* ( $k$ ) didefinisikan sebagai nilai *slope* dari kurva gaya defleksi. Untuk kurva gaya defleksi yang linier maka konstanta ( $k$ ) untuk pegas helix tekan adalah

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad (2.15)$$

dimana  $k$  = Kontanta pegas (N/m)

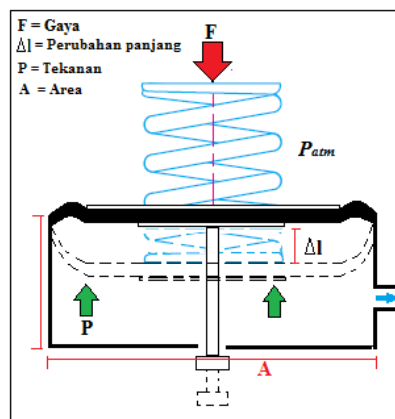
$F$  = Gaya yang diperlukan (N)





$\Delta l$  = Perubahan panjang (m)

Persamaan diatas juga bisa dimanipulasi ke persamaan lain dalam bentuk umum ( $F = k \cdot \Delta l$ ) sehingga memungkinkan untuk menemukan gaya pegas yang dikembangkan untuk setiap perubahan panjang yang diberikan. Bentuk persamaan ini sederhana tapi sangat berguna dalam studi *pressure reducer*. Agar lebih jelasnya dapat dilihat pada ilustrasi gaya dan dan tekanan pada gambar 2.10 di bawah



Gambar 2.10 Ilustrasi gaya dan tekanan pada *pressure reducer*

Pada gambar 2.10 juga menggambarkan bahwa tekanan yang berkembang di area *downstream* merupakan gaya (N) yang didistribusikan secara merata pada area ini ( $m^2$ ). Dengan demikian kita bisa menyatakan bahwa persamaan dari tekanan adalah

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.16)$$

dimana

P = Tekanan ( $N/m^2$ )

F = Gaya (N)

A = Area ( $m^2$ )

Tekanan dalam sebuah fluida dalam keadaan diam didefinisikan sebagai gaya normal per satuan luas yang diberikan pada sebuah permukaan bidang (nyata atau semu) yang terendam dalam fluida dan terbentuk dari tumbukan permukaan tersebut dengan molekul-molekul fluida. Sehingga untuk menghitung tekanan mutlak dapat menggunakan persamaan gas ideal yaitu

$$p = \rho RT \quad (2.17)$$

$$\text{jika } \rho = \frac{m}{V} \quad (2.18)$$



sehingga untuk mengukur volume dari gas ideal adalah dengan mensubsitisi persamaan

2.18 ke persamaan 2.17 menjadi

$$V = \frac{nRT}{p} \quad (2.19)$$

dimana

$p$  = tekanan ( $\text{N/m}^3$ )

$V$  = Volumetrik gas ( $\text{m}^3$ )

$\rho$  = Densitas fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

$R$  = Konstanta gas ( $8,314 \text{ KJ/mol.K}$ )

$T$  = Temperatur mutlak ( $\text{K}$ )

$n$  = Jumlah mol gas (mol)

Tekanan dalam hukum gas ideal harus dinyatakan dalam mutlak, yang berarti bahwa tekanan tersebut diukur relatif terhadap tekanan nol mutlak (tekanan yang hanya terjadi dalam suatu ruangan hampa sempurna). Dalam bidang teknik, bisa diterapkan pengukuran tekanan relatif terhadap tekanan atmosfer local maka akan didapatkan tekanan ukur (*gauge pressure*). Jadi tekanan mutlak dapat diperoleh dari tekanan ukur dengan menambahkan nilai tekanan atmosfer.

Peningkatan atau penurunan tekanan pada *pressure reducer* akan berpengaruh terhadap laju aliran gas (*mass flow rate*) pada *pressure reducer* dengan asumsi aliran *compressible flow*, untuk volume atur yang tetap dan tidak berdeformasi maka dengan menggunakan persamaan kontinuitas (hukum kekekalan massa) adalah

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho V \cdot dV + \int_{cs} \rho V \cdot dA = 0 \quad (2.20)$$

Laju perubahan terhadap waktu dari massa kandungan volume atur ditambah dengan laju netto aliran massa melalui permukaan atur harus sama dengan nol.

Maka persamaan yang digunakan untuk persamaan laju aliran massa adalah

$$\dot{m}_3 = \rho \cdot Q \quad (2.21)$$

$$\text{Jika } Q = V \cdot A \quad (2.22)$$

$$\text{maka } \dot{m}_3 = \rho \cdot V \cdot A \quad (2.23)$$

dimana



$\dot{m}_3 = \text{mass flow rate ( kg/s)}$

$\rho = \text{Densitas fluida (kg/m}^3\text{)}$

$Q = \text{Volume laju aliran (m}^3\text{/s)}$

$V = \text{Kecepatan fluida (m/s)}$

$A = \text{Luas area (m}^2\text{)}$

Kemudian untuk menghitung kecepatan fluida dengan menggunakan *pitot static tube* untuk manometer U, persamaan yang digunakan adalah

$$V = \sqrt{\frac{2x\rho_{H_2O}xSG_{redoil}xgx2L\sin\theta}{\rho_{udara}} \frac{m}{s}} \quad (2.24)$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut [11]:

$$\bar{V}_{fluida} = f \cdot v_{fluida} \quad (\text{m/s}) \quad (2.25)$$

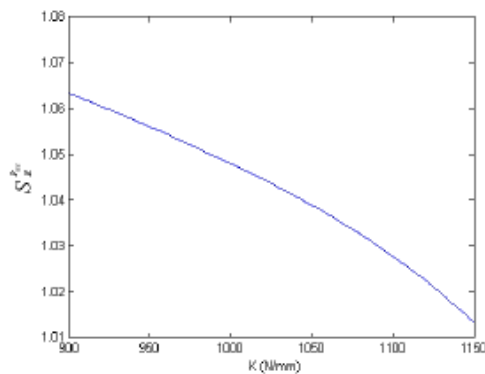
Dimana:

$f$  : faktor koreksi ( $f = 0.86$ )

$\bar{v}$  : kecepatan rata-rata fluida (m/s)

$v$  : kecepatan maksimal fluida (m/s)

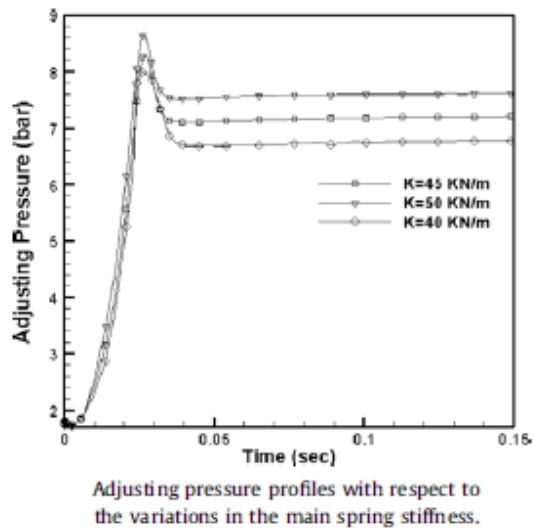
Dari persamaan diatas menjelaskan bahwa konstanta pegas berpengaruh terhadap tekanan dan *mass flow rate* pada *pressure reducer* dalam meningkatkan peformanya. Beberapa penelitian terdahulu diantaranya adalah Shahani et al. [12], melakukan penelitian dengan tujuan untuk mengetahui performa dan parameter utama yang mempengaruhi *pressure reducer* dengan analisis dinamik. Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dan metode numerik dengan analisis simulasi dinamik. Pada gambar 2.11 dibawah menjelaskan bahwa salah satu parameter utama yang berpengaruh terhadap sensitivitas penurunan tekanan gas keluar adalah konstanta (*spring rate*) pegas. Ketika konstanta pegas ditingkatkan 1 % maka sensitivitas penurunan tekanan gas keluar kecil dengan variasi 1,048 % dan ketika penurunan tekanan gas keluar kecil maka jumlah laju aliran yang keluar pada *oulet gas* dapat dipertahankan lebih banyak.



The output pressure sensitivity with respect to the controlling spring stiffness.

Gambar 2.11 Grafik pengaruh dari konstanta pegas terhadap sensitivitas tekanan gas keluar

Amir et al. [9] melakukan penelitian dengan tujuan untuk mengidentifikasi parameter penting yang berpengaruh pada *pressure reducer*. Penelitian dilakukan dengan analisis dinamik non linear dari *pressure reducer* menggunakan teknik simulasi *bondgraph* menggunakan MATLAB-SIMULINK dengan memvariasikan tekanan masuk. Untuk kasus pertama diindikasikan penurunan tekanan masuk dari 50 bar menjadi 40 bar sedangkan untuk kasus kedua diindikasikan penambahan tekanan masuk dari 40 bar menjadi 50 bar. Pada gambar 2.12 di bawah menjelaskan bahwa konstanta pegas berpengaruh terhadap tekanan gas keluar dalam fungsi waktu. Ketika konstanta pegas ditingkatkan sebesar 50 KN/mm maka tekanan pengatur (*adjusting pressure*) akan lebih besar mencapai titik puncak sebesar 8,8 bar dari konstanta pegas 45 KN/mm dan 40 KN/mm pada waktu 0,03 detik sehingga penurunan tekanan gas keluar (*pressure drop*) lebih kecil untuk mencapai tekanan konstan sebesar 7,5 bar dalam waktu selama 0,09 detik. Dengan demikian ketika penurunan tekanan lebih kecil maka penurunan massa laju aliran juga lebih sedikit dan sebaliknya.



Gambar 2.12 Grafik pengaruh konstanta pegas terhadap tekanan keluar dalam fungsi waktu

Berdasarkan penelitian terdahulu di atas dapat disimpulkan bahwa pegas merupakan parameter utama yang berpengaruh terhadap tekanan gas keluar dan jumlah laju aliran massa pada *pressure reducer*. Adapun untuk memvariasikan konstanta pegas pada *stage* dua dikarenakan tekanan gas keluar dan jumlah laju aliran massa dipengaruhi oleh parameter yang ada pada *stage/chamber* dua yang berhubungan langsung dengan *outlet gas*. Nilai konstanta pegas yang akan divariasikan pada penelitian ini dimulai dari konstanta pegas standart pada *pressure reducer tomasetto AT 12 special* yang telah ada dengan konstanta 25,77 N/m-27,77 N/m dengan interval 1 N/m.

#### 2.2.2.2 Diafragma

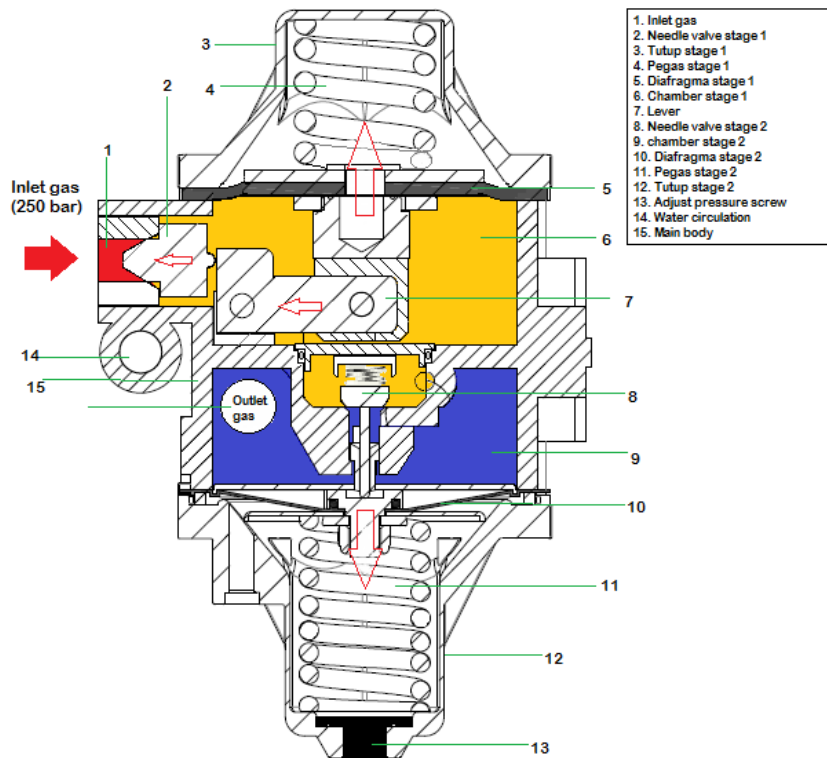
Diafragma yang diistilahkan sebagai *sensing/measuring element* berfungsi sebagai pembatas bukaan dari *needle valve* dengan cara melawan/mendorong gaya beban pegas akibat dari tekanan yang terbangkitkan di area *downstream*. Diafragma biasanya dibuat dari bahan *elastomer* ataupun metal. Kemudian dari proses *sensing element* meneruskan perubahan gaya yang diterima dari *loading mechanism* ke *control element*.



### 2.2.2.3 Needle valve

*Needle valve* diistilahkan juga sebagai *control element* berfungsi sebagai aktuator untuk pembuka atau penutup saluran di *seat valve* agar aliran bisa masuk ke area *downstream*. Ketika *adjust pressure screw* diputar searah jarum jam maka pegas terkompresi sehingga menghasilkan gaya kemudian pegas memindahkan gaya ke diafragma. Diafragma yang menerima gaya beban dari pegas akan memberikan dorongan ke *needle valve*, menyebabkan *needle valve* menjauh dari *seat valve* sehingga lubang *orifice* menjadi lebih besar akibatnya jumlah aliran gas dan tekanan dapat ditingkatkan dan begitu sebaliknya.

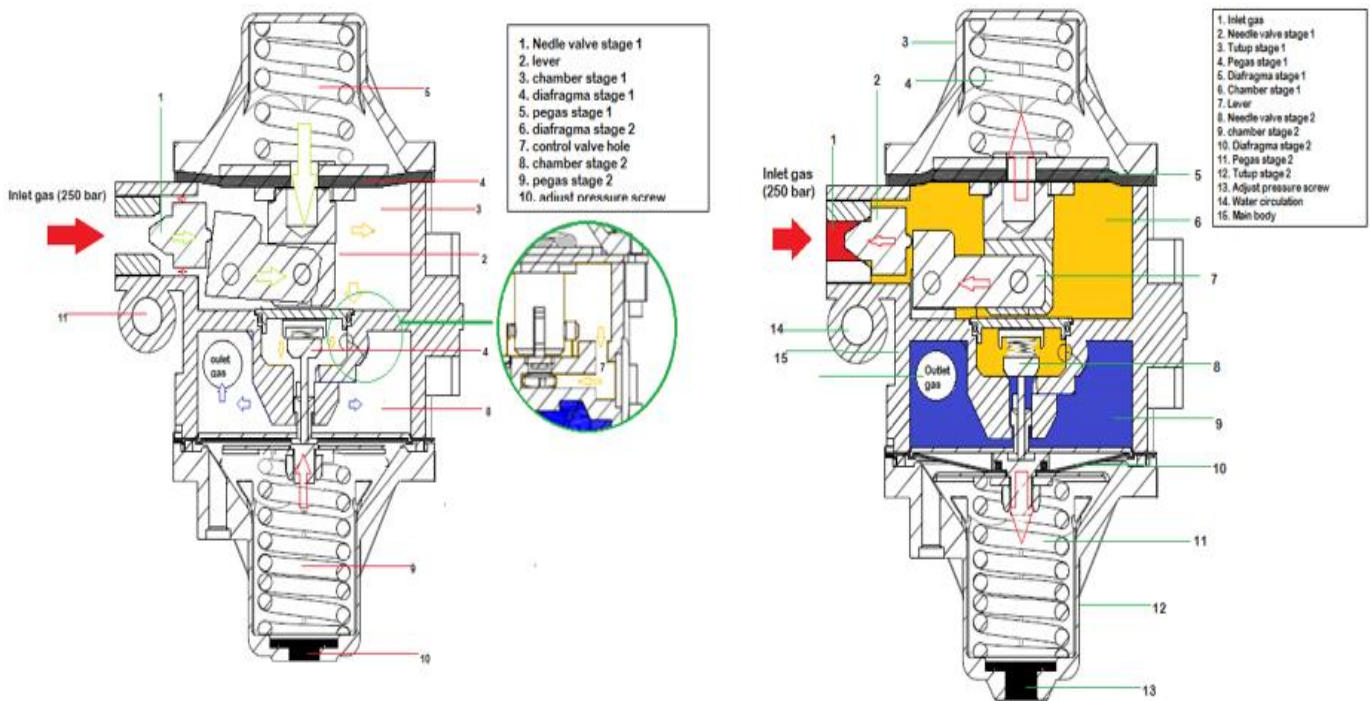
Bagian komponen pendukung untuk membantu dalam proses penurunan tekanan dapat kita lihat pada gambar 2.13 dibawah



Gambar 2.13 Komponen-komponen *pressure reducer*

### 2.2.3 Cara kerja *Pressure Reducer*

Pada bagian ini menjelaskan tentang cara kerja dari *pressure reducer* berdasarkan prinsip kerjanya. Pada gambar 2.14 dibawah dapat dilihat bagaimana cara kerja dari sebuah *pressure reducer* untuk menurunkan tekanan.



a. Saat Gas mulai masuk

b. Saat Gas sudah memenuhi chamber

Gambar 2.14 Cara kerja *pressure reducer*

Pegas dan diafragma serta *lever* terhubung dalam mekanisme penggerak sedangkan *needle valve* berada dalam posisi bebas. Pada gambar 2.14a. terlihat pegas terdorong ke area *downstream* sehingga *lever* dalam posisi terangkat dan tertarik kebelakang akibatnya *needle valve* dalam keadaan bebas sehingga saluran masuk terbuka. Aliran gas akan masuk dari *inlet gas* dengan tekanan sebesar 250 bar menuju *chamber* satu (*stage* satu) dan menuju ke *chamber* dua (*stage* dua) kemudian keluar melalui *oulet gas*. Pada saat tekanan di area *downstream* pada *stage* satu mencapai sebesar 5 bar sehingga tekanan yang bertindak di diafragma akan mendorong pegas sehingga *lever* tertekan dan mendorong *needle valve* ke arah *inlet gas* dan menutup saluran *inlet gas* akibatnya aliran dari *inlet gas* terhenti masuk ke *stage* satu. Bersamaan dengan itu pada saat tekanan di *chamber* dua (*stage* dua) mencapai sebesar 2 bar, tekanan gas pada *chamber* dua bertindak pada diafragma sehingga diafragma mendorong pegas akibatnya *needle valve* tertarik ke arah *downstream* dan menutup saluran masuk dari *stage* satu menuju *stage* dua akibatnya aliran terhenti masuk ke *stage* dua sehingga tekanan keluar dari *pressure reducer* sebesar 2 bar. Dan tekanan gas keluar bisa di *setting* sesuai dengan



kebutuhan pada *pressure adjust screw*. Ketika aliran di *oulet gas* tidak diinjeksikan oleh *injektor gas* maka posisi kedua *needle valve* tetap dalam keadaan tertutup seperti terlihat pada gambar 2.14b diatas.

#### 2.2.4 Tekanan gas keluar

Tekanan gas keluar merupakan besaran tekanan yang dibutuhkan oleh mesin untuk memasok bahan bakar agar pasokan bahan bakar di dalam ruang bakar dapat terpenuhi sehingga akan menghasilkan kinerja yang optimum. Pada penggunaan bahan bakar gas CNG besarnya tekanan gas keluar dapat diatur pada unit *pressure reducer*. Adapun untuk memvariasikan besarnya tekanan gas keluar bahan bakar CNG yang memasuki ruang bakar didasari oleh penelitian terdahulu [4]. Angkasa dalam penelitiannya melakukan optimasi tekanan gas keluar sebesar 1,5 bar, 2 bar dan 2,5 bar sesuai dengan batasan rentang tekanan gas keluar *pressure reducer Tomasetto versi AT 12 special* antara 1 bar hingga 3 bar. Fungsi dari pengaturan tekanan gas keluar yaitu untuk mendapatkan tekanan dan jumlah laju aliran massa yang optimal untuk memasok bahan bakar CNG ke dalam ruang bakar sehingga dapat mensubsitusi bahan bakar solar, agar mendapatkan performa mesin pada saat akselerasi ketika penambahan kecepatan di otomotif dan beban di generator nset yang maksimal.

### 2.3 Sistem Dual Fuel

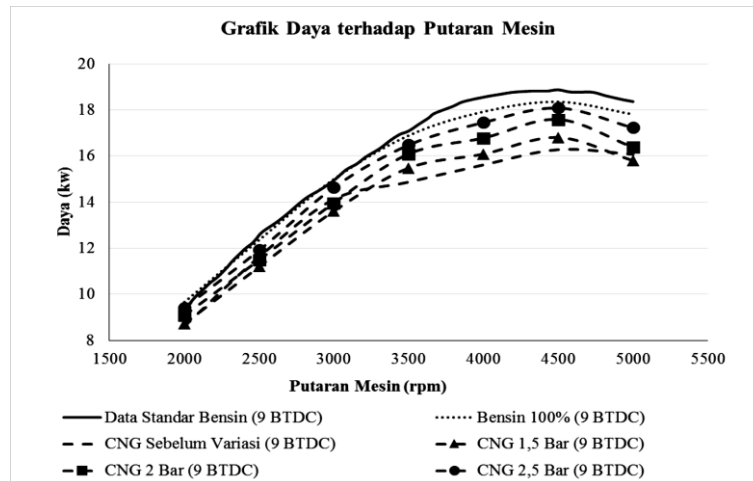
Sistem *dual fuel* merupakan *engine* yang menggunakan bahan bakar ganda dengan sistem penyuplai berbeda namun penginjeksiannya secara bersamaan. Sistem *dual fuel* telah banyak beredar dipasaran yang diaplikasikan pada *engine* diesel. Umumnya yang banyak dijumpai adalah menggunakan bahan bakar *Compressed Natural Gas* (CNG) dan solar.

Penggunaan sistem *dual fuel* masih menimbulkan penurunan pada performa mesin terutama saat akselerasi penambahan kecepatan dan beban. Angkasa [4], melakukan penelitian dengan tujuan untuk mengetahui unjuk kerja mesin dan emisi gas buang dengan menggunakan bahan bakar *bi-fuel*. Penelitian ini dilakukan dengan eksperimental dengan optimasi tekanan masuk dan derajat pengapian. Pada gambar 2.15 di bawah menjelaskan secara umum terjadi





penurunan unjuk kerja mesin saat menggunakan bahan bakar *bi-fuel*, meskipun dilakukan optimasi pada tekanan gas keluar *pressure reducer*. Walaupun demikian optimasi tekanan tertinggi (2,5 bar) menghasilkan daya terbesar 16,28 kW pada putaran 4500 rpm mendekati daya maksimum menggunakan bahan bakar bensin murni 18,35 kW pada putaran 4500 rpm. Penurunan performa ini lebih signifikan terjadi pada saat akselerasi penambahan kecepatan secara tiba-tiba.



Gambar 2. 15 Grafik daya terhadap putaran mesin

Dari penelitian diatas dapat kita simpulkan bahwa penggunaan bahan bakar ganda masih menimbulkan kendala pada performa mesin, namun bisa diperbaiki dengan melakukan optimasi pada mesin atau sistem *dual fuel*.

### 2.3.1 Teknologi Sistem *Dual Fuel Engine* yang Digunakan

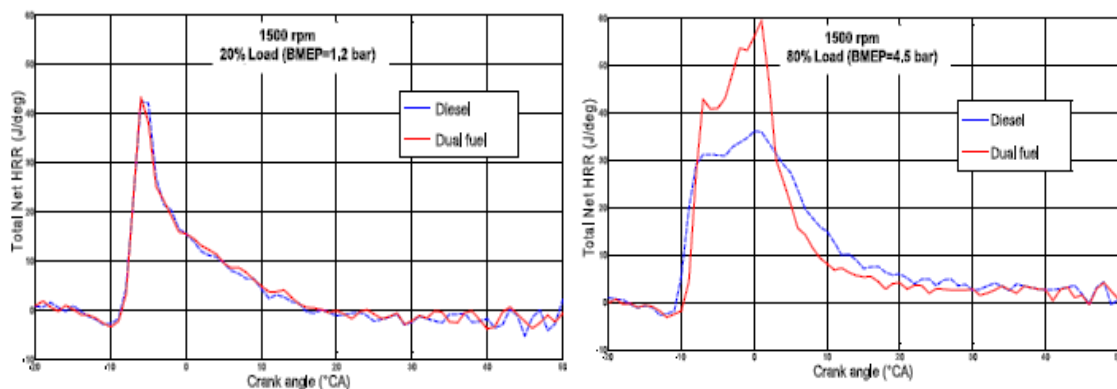
Teknologi sistem pemasukan bahan bakar CNG ke ruang bakar mesin saat ini adalah

1. Model *mixer/blender* yang berbentuk yang berbentuk venturi sehingga gas CNG masuk ketika terjadi langkah hisap pada saat katup masuk membuka.
2. Model *indirect injection* dimana injektor gas CNG bertekanan rendah yang diletakkan di mulut saluran masuk (*port*) sehingga gas CNG diinjeksikan disesuaikan dengan pembukaan katup masuk yang dikontrol secara elektronik.
3. Model *direct injection* dimana injektor gas CNG yang bertekanan tinggi langsung menginjeksikan gas CNG ke ruang bakar pada akhir langkah kompresi.

Merujuk pada penelitian Mohand [3], melakukan penelitian dengan tujuan mengetahui performa mesin dan emisi gas buang pada mesin *diesel dual fuel*



dengan pemasukan bahan bakar CNG model *mixer*. Penelitian dilakukan secara eksperimental dengan memvariasikan kecepatan dari 1500 – 2200 rpm dengan interval 200 rpm dan pembebanan mesin 20%-80% dengan interval 20%. Pada gambar 2.16 menjelaskan bahwa pada beban (20%) rendah terjadi penurunan performa mesin karena tekanan silinder yang rendah pada langkah kompresi sehingga pengaruh dari tekanan silinder terjadi pada langkah ekspansi akibatnya panas yang dilepaskan rendah karena tingkat pembakaran bahan bakar gas lebih lambat karena campuran yang terlalu miskin.



Gambar 2.16 Grafik total panas yang dilepaskan dalam variasi beban

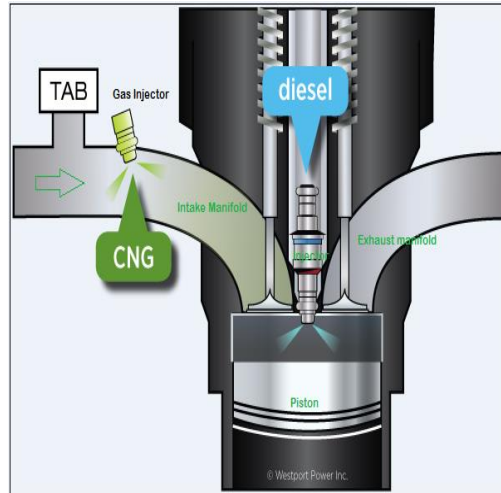
Dari penelitian diatas dapat kita simpulkan bahwa campuran yang terlalu miskin disebabkan oleh pasokan bahan bakar CNG yang kurang akibat dari model pemasukan gas CNG yang menggunakan mixer lebih cenderung untuk terbuang melalui saluran keluar karena pada saat itu terjadi *over lapping* antara katup masuk dengan katup buang. *Over lapping* adalah posisi dimana katup masuk dan katup buang sama-sama membuka. Maka untuk mengatasi permasalahan tersebut, pada penelitian ini menggunakan model *indirect injection*.

### 2.3.2 Sistem Dual Fuel Model Indirect Injection

Sistem *dual fuel* model *indirect injection* adalah Sistem bahan bakar yang menggunakan bahan bakar ganda (solar dan CNG) dengan model pemasukan bahan bakar CNG diinjeksikan melalui saluran masuk pada *intake manifold* dengan electronic control unit (ECU). Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya kecil dari 50 psi. Sebagaimana halnya motor diesel yang menggunakan *Turbocharger*, maka tekanan injeksi dari gas harus lebih besar dari tekanan keluaran kompresor-*Turbocharger* (*Boost Pressure*). Untuk motor diesel yang



memiliki lebih dari satu silinder ruang bakar, maka dibutuhkan *Gas Injector* sebanyak silinder ruang bakar yang dimilikinya seperti yang terlihat pada gambar 2.17 di bawah:



Gambar 2.17 Sistem *dual fuel* model *indirect injection*

Berdasarkan gambar 2.17 terlihat bahwa fungsi *Gas Nozzle* hanyalah sebagai katup untuk buka tutup aliran gas menuju ruang bakar yang ritmenya diatur berdasarkan *timing* saat katup isap terbuka. Oleh sebab itu tekanan gas tersebut tidaklah besar.

Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi bahan bakar CNG terbuang akibat dari *over lapping*. *Over lapping* adalah posisi katup masuk dan katup buang sama-sama dalam keadaan membuka. Untuk menentukan akhir terjadi *over lapping* maka perlu merujuk pada mekanisme diagram katup motor diesel pada gambar 2.18 di bawah:



Gambar 2.18 Diagram katup motor diesel



Berdasarkan mekanisme diagram pembukaan katup mesin diesel bahwa katup masuk terbuka  $30^{\circ}$  sebelum TMA dan menutup  $50^{\circ}$  setelah TMB pada awal langkah kompresi. Sedangkan katup buang terbuka  $55^{\circ}$  sebelum TMB dan menutup  $35^{\circ}$  setelah TMA pada langkah hisap [13].

Dengan demikian awal penginjeksian bahan bakar CNG (*start of injection*) diinjeksikan  $35^{\circ}$  setelah TMA pada saat akhir dari *overlapping* sedangkan untuk lama durasi penginjeksian bahan bakar CNG (*duration of injection*) yaitu  $195^{\circ}$  ketika katup masuk tertutup  $55^{\circ}$  setelah TMB awal langkah kompresi.

### 2.3.3 Sensor Utama Sistem Dual Fuel Engine

Adapun fungsi dari sensor-sensor tersebut adalah sebagai berikut:

#### 1. Speed/rpm Sensor

*Speed sensor* merupakan sensor yang berfungsi untuk mendeteksi kecepatan putaran *fly wheel* pada mesin. Sensor ini dilengkapi dengan magnet permanen yang digunakan untuk membangkitkan tegangan listrik ketika terjadi pemutusan fluq elektromagnetik oleh putaran *fly wheel*. Kemudian tegangan yang terbangkitkan akan dikirim ke ECU sebagai prosesor. Kemudian ECU akan memberikan sinyal kepada *injector rail* untuk bekerja. Sedangkan pada *fly wheel* menggunakan *single pick-up coil* yang digunakan untuk pembacaan posisi piston oleh *speed sensor*. Posisi pemasangan *single pick-up coil* pada saat piston berada pada posisi titik mati atas (TMA) pada  $0^{\circ}$ .

### 2.3.4 Conversion Kit

*Conversion kit* merupakan perangkat tambahan yang digunakan untuk memasukan bahan bakar *compressed natural gas CNG* (CNG) ke ruang bakar. *Conversion kit* sistem injeksi bahan bakar gas CNG terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi sehingga bahan bakar CNG dapat masuk ke ruang bakar dengan baik. Adapun komponen-komponen tersebut berupa: *CNG tank storage*, *CNG pipe*, *shut of valve*, *CNG solenoid valve*, *pressure reducer*, *fitting gas CNG injector*, *CNG fuel rail*, *temperature sensor*, *electronic control unit (ECU)*, dan *wiring*.



---

---

## BAB 3

### METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimental. Pengujian dilakukan pada mesin ganset diamon diesel yang dimodifikasi menjadi mesin diesel sistem *dual fuel* yaitu dengan menggunakan bahan bakar solar dan *natural gas* jenis *compressed natural gas* (CNG). Untuk mendapatkan performa *engine* yang baik terutama pada kondisi saat akselerasi beban dilakukan variasi konstanta ( $k$ ) pegas helix tekan dan tekanan gas keluar pada *stage* dua, kemudian diukur dengan menggunakan *electrical generator* sebagai *electrical dynamometer* yang sudah terkopel dengan poros utama (*flywheel*) pada mesin.

Proses modifikasi mesin dan seluruh rangkaian pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

*True experimental method* pada penelitian ini dibagi atas dua kelompok, yaitu:

1. Kelompok kontrol adalah motor diesel menggunakan minyak solar.
2. Kelompok uji adalah motor diesel menggunakan mesin diesel sistem *dual fuel system* dengan melakukan pengembangan *pressure reducer* dengan variasi konstanta ( $k$ ) pegas helix tekan dan tekanan gas keluar pada *stage* dua.

### 3.1 Alat Uji

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut:

#### 3.1.1 Motor Diesel Empat Langkah, dengan spesifikasi :

1. *Merk* : Diesel Diamond
2. *Type* : Di 800
3. *Model* : 1 Silinder Diesel 4 langkah
4. *Bore x Stroke* : 82 mm x 78 mm
5. *Displacement* : 411 cc
6. *Max. Power* : 8 HP (6 KW) / 2400 rpm
7. *Continous Power* : 7 HP (5.22 KW)/2200 rpm



8. *Compression Ratio* : 18:1
9. *Cooling sistem* : *Hopper/ Condenser*
10. *Lube capacity* : 1,8 liter

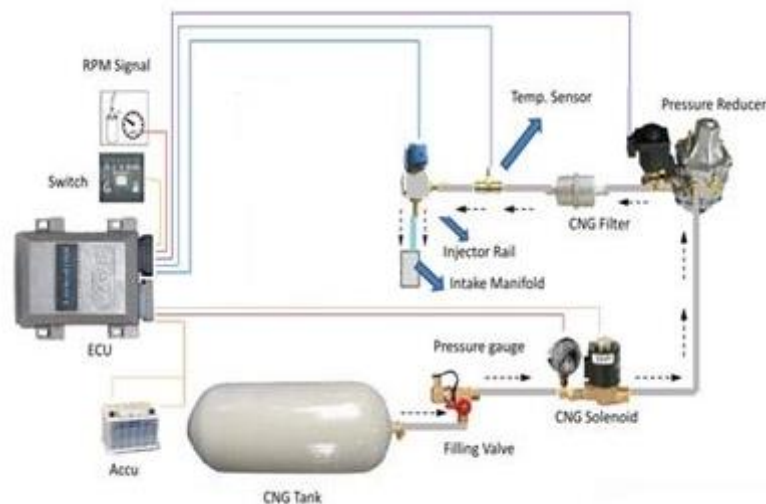
### 3.1.2 *Generator Electrical Dynamometer*, dengan spesifikasi:

1. *Type* : ST-6
2. *Voltage - Ampere* : 230 V – 26,1 A (AC)
3. *Max AC Output* : 6 KW
4. *Frequency* : 50 Hz
5. *Loading System* : *Electric Bulb System*
6. *Electric Control* : *Volt meter, Amperemeter, Switc*

### 3.1.3 *Conversion Kit Dual Fuel System*

*Conversion kit* adalah suatu sistem injeksi bahan bakar gas terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi yang digunakan untuk mereduksi tekanan tinggi pada tabung CNG sehingga bahan bakar CNG dapat masuk ke ruang bakar dengan baik dan terkontrol. *Conversion kit* yang digunakan adalah *sequential injection type* dengan sistem pemasukan bahan bakar secara injeksi.

Adapun skema dari *converter kit* pada bahan bakar tipe *dual fuel system* pada penelitian ini adalah seperti gambar 3.1 sebagai berikut.

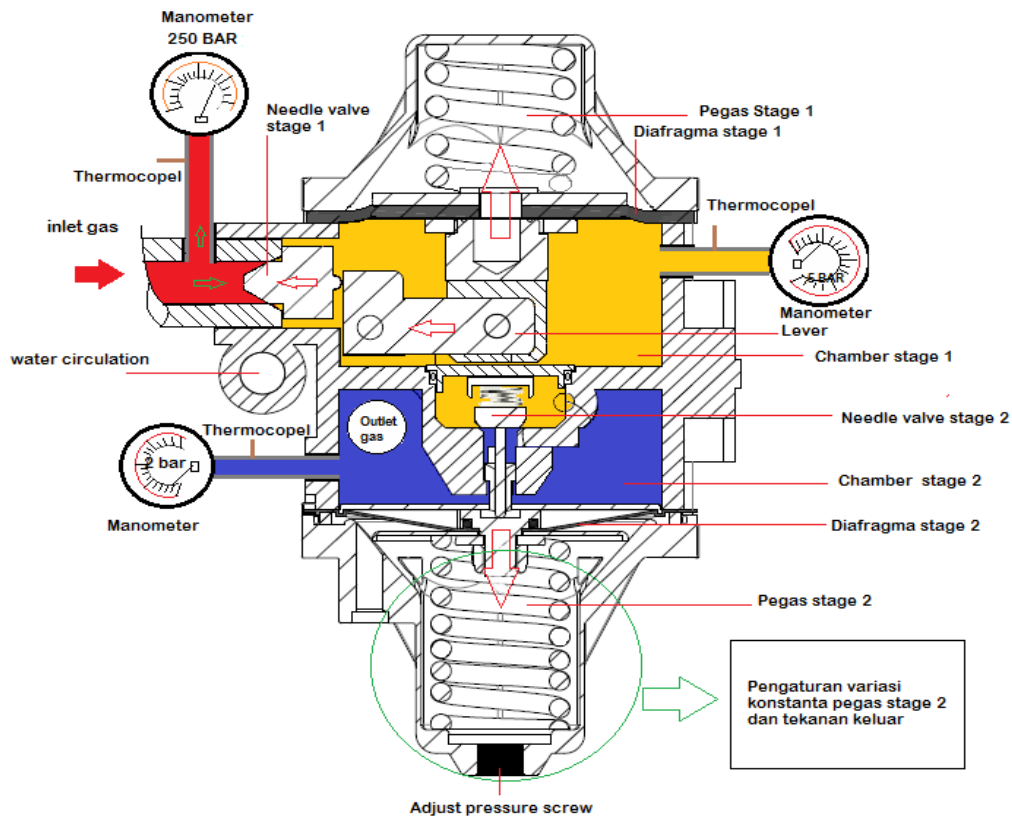


Gambar 3.1 Skema *conversion kit* tipe *dual fuel sequential injection*



### 3.1.4 Pressure Reducer

Pada penelitian ini lebih memfokuskan pada pengembangan *pressure reducer* yang sudah ada dengan merek *Tomasetto AT 12 special* agar lebih adaptif dengan memvariasikan konstanta ( $k$ ) pegas dengan  $k$  standart 25,77 N/mm dan tekanan gas keluar standart  $\pm 2$  bar pada *stage* dua menjadi *pressure reducer adaptive* seperti yang dijelaskan gambar 3.2 dibawah.



Gambar 3.2 Variasi pengembangan *pressure reducer*

Spesifikasi *Pressure reducer* tomasetto AT 12 adalah

- |  |  |
|--|--|
| 1. Model                                   | : Type of product CNG sequential reducer |
| 2. Material                                | : Die-cast Aluminium body, CNC machined  |
| 3. Weight                                  | : 1,50 kg                                |
| 4. Max. inlet pressure                     | : 26,00 MPa                              |
| 5. 1 <sup>st</sup> stage pressure          | : 0,50 MPa                               |
| 6. Solenoid voltage                        | : 12V                                    |
| 7. Solenoid power dissipation              | : 17W                                    |
| 8. Inlet connection $\varnothing$          | : 6.0mm M12x1                            |
| 9. Outlet connection fitting $\varnothing$ | : 13,5 mm                                |
| 10. Flow rate                              | : 35 kg/h CH <sub>4</sub>                |



Untuk pengujian tekanan dan laju aliran dari *pressure reducer* maka posisi pemasangan *manometer* dan *flow rate gas meter* tabel 3.1 di bawah

Tabel 3.1 Posisi pemasangan alat ukur pada *pressure reducer*

Items	Alat Ukur		
	Manometer (bar)	Thermocopel ( $^{\circ}$ C)	Manometer dan Pitot static tube
Inlet gas	300	standart	-
Chamber satu	20	standart	-
Chamber dua	6	standart	-
Outlet gas	6	standart	standart

### 3.1.5 Beban Lampu

Beban lampu terdiri atas lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 500 watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban lampu.

### 3.1.6 Alat Ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut:

#### 3.1.6.1 Pressure Gauge

Alat ini digunakan untuk mengukur tekanan pada *pressure reducer* adaptif meliputi tekanan masuk, tekanan pada *chamber stage* satu, tekanan pada *chamber stage* dua dan tekanan keluar (*delivery pressure*).

#### 3.1.6.2 Gelas Ukur

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh motor diesel yaitu 25 ml setiap pengambilan data. Gelas ukur ini memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Kapasitas: 25 ml
- Akurasi :  $\pm 1$  digit

#### 3.1.6.3 Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan motor diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak solar sebanyak 25 ml.





#### 3.1.6.4 Amperemeter dan Voltmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik/*electrical dynamometer*.

#### 3.1.6.5 Thermometer Digital

Alat ini digunakan untuk mengukur temperatur.

#### 3.1.6.6 Tachometer Digital

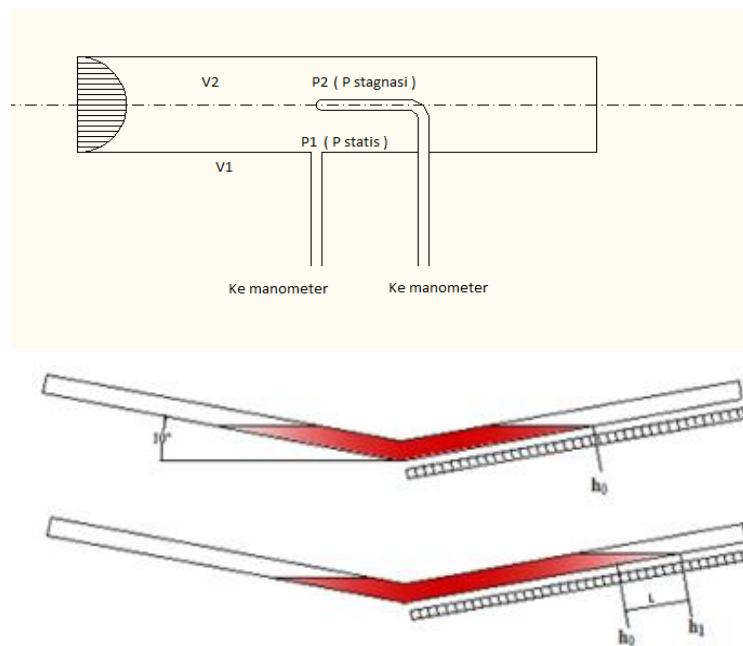
Alat ini untuk mengukur putaran engine.

#### 3.1.6.7 Pitot Static Tube dan Manometer U

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah *flow rate* gas CNG yang keluar pada *outlet pressure reducer* dengan cara membaca ketinggian (h).

#### 3.1.6.8 Pitot Static Tube dan Manometer V

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah *flow rate* udara yang masuk ke *intake manifold* dengan cara membaca ketinggian (h).



Gambar 3.3 Konfigurasi *pitot static tube* dan *manometer*  $V_{\theta} = 15^{\circ}$

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

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



Dimana :

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

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

$\rho$  = Massa jenis (kg/m<sup>3</sup>)

$V_1$  = Kecepatan di titik 1 (m/s)

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

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

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

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

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

Dimana :

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

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

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

Dengan :

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

$\rho_{H_2O}$  : Massa jenis air (999 kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_{udara}$  : Massa jenis udara (1.1447 kg/m<sup>3</sup>)

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

$\theta$  : Besar sudut yang digunakan pada *manometer V* ( $^\circ$ )

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut [11]:



$$\bar{V}_{fluida} = f \cdot v_{fluida} \text{ (m/s)} \quad (3.4)$$

Dimana:

- $f$  : faktor koreksi ( $f = 0.86$ )
- $\bar{v}$  : kecepatan rata-rata fluida (m/s)
- $v$  : kecepatan maksimal fluida (m/s)

## 3.2 Bahan Bakar

### 3.2.1 Bahan Bakar Solar

Bahan bakar solar yang digunakan dalam penelitian ini adalah bahan bakar premium yang diproduksi oleh PT. Pertamina. Adapun spesifikasi mengenai bahan bakar solar pada tabel 3.2 sebagai berikut.

Tabel 3.2 Spesifikasi bahan bakar solar [14]

<i>Fuel properties</i>	<i>Solar</i>
<i>Low heating value (MJ/kg)</i>	42.8
<i>Cetane number</i>	52.5
<i>Octane number</i>	-
<i>Auto-ignition temperature (_C)</i>	316
<i>Stoichiometric air–fuel ratio (kg/kg)</i>	14.69
<i>Carbon content (%)</i>	87

#### 3.2.1.1 Bahan Bakar CNG

Bahan bakar gas yang digunakan dalam penelitian ini adalah bahan bakar gas yang diproduksi oleh PT. Perusahaan Gas Negara (PT. PGN). Adapun spesifikasi mengenai bahan bakar gas tersebut dijelaskan pada tabel 3.3 sebagai berikut.

Tabel 3.3 Spesifikasi bahan CNG [15]

<i>Fuel properties</i>	<i>CNG</i>
<i>Low heating value (MJ/kg)</i>	48.6
<i>Cetane number</i>	-
<i>Octane number</i>	130
<i>Auto-ignition temperature (C)</i>	650



<i>Stoichiometric air–fuel ratio (kg/kg)</i>	17.2
<i>Carbon content (%)</i>	75
<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	0,56
<b><i>Component</i></b>	<b><i>Volumetric concentration (%)</i></b>
<i>Methane</i>	96.160
<i>Ethane</i>	1.096
<i>Butane</i>	0.136
<i>Iso-Butane, n-Butane</i>	0.021
<i>Iso-Pentane, n-Pentane</i>	0.006
N <sub>2</sub>	0.001
H <sub>2</sub> S	0.0002
H <sub>2</sub> O	0.006

### 3.3 Prosedur Percobaan

Prosedur percobaan merupakan rangkaian tahapan yang harus dilakukan mulai dari persiapan sampai selesainya pengujian. Adapun prosedur tahapan percobaan ini adalah sebagai berikut.

#### 3.3.1 Memodifikasi *Single Fuel Engine* menjadi *Dual Fuel Engine*

Sebelum melakukan pengujian pada *engine* dengan tipe DDF maka perlu dilakukan modifikasi pada saluran *intake manifold* pada *engine* tersebut. Adapun langkah kerja dalam pengerjaannya adalah sebagai berikut:

1. Membuat lubang berdiameter 3 mm untuk pemasangan *outlet gas fitting* pada *intake manifold* di posisi lebih dekat pada katup masuk (*port*) agar dapat meningkat respon yang dinamis dengan posisi horizontal yang disesuaikan dengan aliran masuk udara.
2. Membuat dudukan *rail gas* dekat saluran masuk gas di saluran intake manifold untuk memudahkan dalam pemasangan CNG *rubber hose*.
3. Memodifikasi *flywheel* mesin dengan membuat *pick up* (tonjolan) dengan jumlah 24 buah yang berfungsi untuk memberikan *signal* ke sensor rpm.
4. Membuat dudukan *rpm sensor* dekat *flywheel* dengan jarak  $\pm 5$  mm dari *pick up*.
5. Merangkai *wiring* sistem pengontrolan elektronik dengan pemasangan ECU *dual fuel* untuk dikembangkan sebagai prosesor memberikan perintah pada



injektor (*natural gas injektor*) dimana sinyal ini diperoleh dari *rpm sensor signal* kemudian dilanjutkan dengan instalasi *wiring injector* dan *temperature sensor* di *pressure reducer* ke ECU.

6. Menyambungkan *outlet gas fitting* yang terpasang pada *intake manifold* dengan *outlet gas fitting* yang terpasang pada *gas injector rail* menggunakan CNG *rubber hose* berukuran 4x10 mm.
7. Melakukan instalasi pipa CNG berdimensi 1x3 mm pada *tank CNG*, *shut of valve*, *manometer pressure (250 bar)* dan *pressure reducer*. Selanjutnya menggunakan CNG *rubber hose* berukuran 4x10 mm pada *manometer pressure (5 bar)*, *gas mass flow meter* dan *filter gas* serta *rail injector*.
8. Pengecekan instalasi *electrical wiring* dan *control unit*.

### 3.3.2 Tahap Pengujian

Dalam pelaksanaan pengujian eksperimen ini ada beberapa tahapan yang harus dilaksanakan, antara lain:

#### 3.3.2.1 Variabel Pengujian

Penelitian ini menggunakan variasi beban lampu 500-4000 watt pada putaran *engine* konstan (1500 rpm). Pengaturan putaran mesin dilakukan tanpa beban lampu dan pembebanan lampu yang diberikan pada *electrical dynamometer*. Adapun variabel yang diuji pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Pengujian *pressure reducer* dan unjuk kerja dari *engine*

Pada tahap awal dilakukan pengujian *pressure reducer* dan unjuk kerja mesin secara bersamaan dengan menggunakan pegas standart dengan konstanta 25,77 N/mm dengan variasi tekanan 1,5 bar - 2,5 bar (interval 0,5 bar), selanjutnya secara bersamaan diikuti pengujian pada mesin dengan pembebanan listrik 500-4000 watt (interval 500 watt) pada kecepatan konstan (1500 rpm). Dan dilanjutkan dengan variasi pegas 26,77 N/m dan 27,77 N/m dengan metode yang sama.

2. Pengujian temperatur blok silinder mesin, oli pelumas dan air pendingin

Pada pengujian temperatur ini menggunakan metoda dan putaran mesin yang sama diketahui dari nilai yang tertera pada alat ukur *thermocouple*.

#### 3.3.2.2 Persiapan Pengujian



1. Pengecekan kondisi *engine*.
2. Pengecekan alat ukur *electrical dynamometer*.
3. Pengecekan alat uji bantu.

### 3.3.3 Proses Pengujian

#### 3.3.3.1.1 Pengujian standart dengan Bahan Bakar Minyak Solar

Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut:

1. Menghidupkan mesin diesel kemudian lakukan pemanasan  $\pm 20$  menit
2. Pengecekan mesin tanpa beban sampai 2000 rpm.
3. Memberikan pembebanan dari 500 watt sampai 4000 watt dengan interval 500 watt dengan putaran konstan 1500 rpm.
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
  - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml.
  - *Flow rate* udara ketinggian (h) dengan menggunakan manometer V yang masuk ke *intake manifold*.
  - Temperatur mesin, pelumas, cairan pendingin, gas buang.
  - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol kemudian matikan mesin.

#### 3.3.3.1.2 Pengujian menggunakan variasi konstanta pegas *pressure reducer* dengan kombinasi bahan bakar solar-CNG.

Untuk melakukan pengujian dengan bahan bakar CNG dan solar sama seperti melakukan pengujian bahan bakar solar murni.

1. Mengaktifkan dan pengecekan sistem bahan bakar *diesel dual fuel*.
2. Menentukan konstanta (*k*) pegas standart (25,77 N/m) untuk pengujian pertama kemudian dilanjutkan dengan variasi konstanta pegas 26,77-27,77N/mm dengan interval 1 N/mm.
3. Hidupkan mesin selama  $\pm 20$  menit sampai temperatur kerja.
4. Melakukan pembebanan lampu mesin diesel mulai 500 watt sampai dengan 4000 watt dengan interval 500 watt dan putaran mesin 1500 rpm dan



memvariasikan tekanan keluar 1,5 bar, 2 bar dan 2,5 bar pada setiap pembebanan.

5. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
  - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml.
  - Tekanan CNG meliputi tekanan gas CNG pada *inlet gas*, tekanan di *chamber* satu, tekanan di *chamber* dua dan tekanan gas keluar pada *outlet gas*
  - *Flowrate gas* dengan membaca ketinggian (*h*) dengan menggunakan manometer U dan *pitot static tube* keluar pada *outlet gas*
  - *Flowrate* udara ketinggian (*h*) dengan menggunakan manometer V yang masuk ke *intake manifold*.
  - Temperatur mesin, pelumas, cairan pendingin dan temperature di *pressure reducer*
  - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
6. Jika pengambilan data pertama selesai kemudian dilanjutkan dengan variasi pegas selanjutnya dengan cara yang sama.
7. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama  $\pm 5$  menit.
8. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.
9. Untuk pengujian variasi konstanta pegas selanjutnya dimulai dari langkah 1 sampai 11 dengan cara yang sama.

#### 3.3.4 Akhir Pengujian

Setelah dilakukan pengujian dan semua data yang diinginkan sudah diperoleh maka lepas semua peralatan alat pengujian kemudian setelah itu mesin sudah dapat dimatikan.



### 3.4 Rancangan Eksperimen

Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter input dan output sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan yang duharapkan. Adapun beberapa rancangan penelitian akan disajikan dalam tabel 3.1 sebagai berikut:

Tabel 3.2 Rancangan Eksperimen

Parameter Input				Parameter Output	
Konstan		Variasi		Diukur	Dihitung
Bahan bakar & SOI, DI	Putaran dan Beban	Konstanta pegas (N/m)	Tekanan gas keluar (bar)		
Solar - SOI solar 13 <sup>o</sup> BTDC	1500 rpm 500 watt – 4000 watt dengan interval 500 watt			1. Arus listrik (A) 2. Tegangan (V) 3. Waktu konsumsi solar (t) 4. Δh manometer untuk udara 5. Temperatur mesin (°C) 6. Temperatur oli mesin (°C) 7. Temperatur air pendingin (°C)	1. Daya 2. bmep 3. Torsi 4. Sfc 5. Fuel sub. 6. η <sub>th</sub> 7. AFR 8. ṁ
Solar-CNG - SOI solar 13 <sup>o</sup> BTDC - SOI CNG 35 <sup>o</sup> ATDC dan - DI CNG 148 <sup>o</sup>	1500 rpm 500 watt – 4000 watt dengan interval 500 watt	25,77 26,77 27,77	1,5 2 2,5	1. Arus listrik (A) 2. Tegangan (V) 3. Waktu konsumsi solar (t) 4. Δh manometer untuk CNG 5. Δh manometer untuk udara 6. Temperatur mesin (°C) 7. Temperatur oli mesin (°C) 8. Temperatur air pendingin (°C) 9. Tekanan (bar) dan temperatur (°C) di <i>pressure reducer</i> ( <i>inlet, chamber 1, chamber 2, dan outlet</i> )	

Dari penelitian dengan menggunakan variasi konstanta (*k*) pegas dan tekanan solar-CNG tersebut maka nantinya pada setiap variasi yang dilakukan dapat diperoleh grafik antara lain:



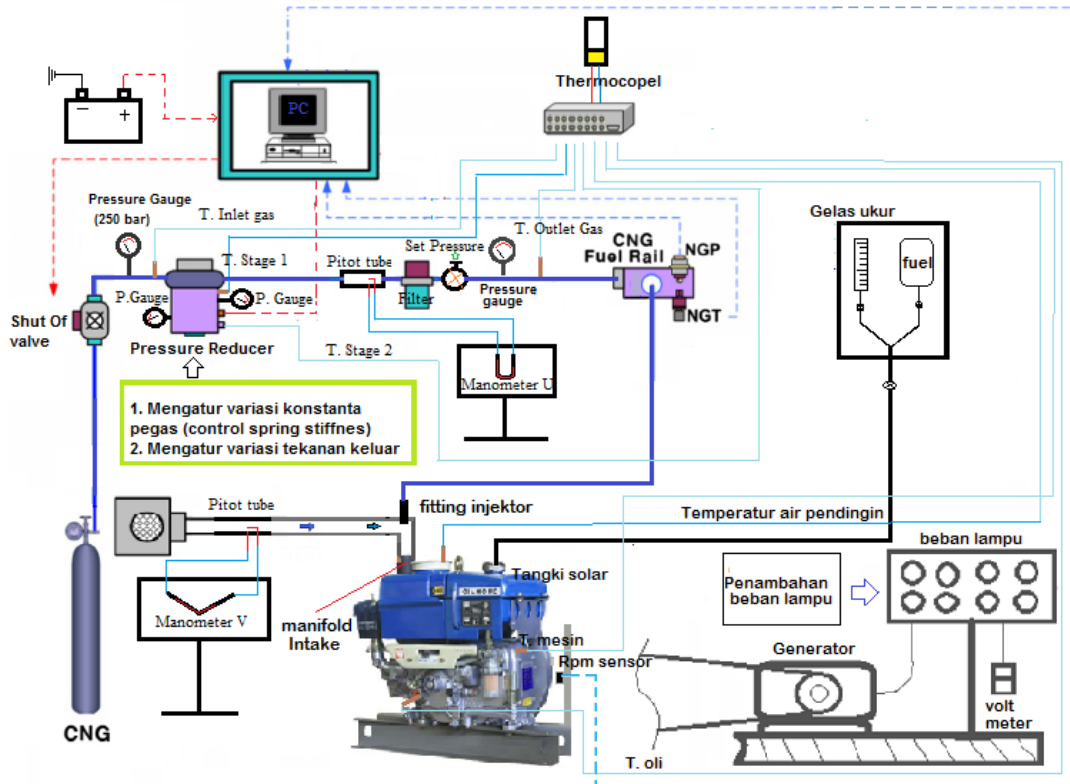


1. Garfik pengujian *pressure reducer*
  - a. Garfik performa *pressure reducer adaptive* meliputi *mass flow rate gas*, tekanan dan temperatur CNG pada *inlet gas*, *chamber satu*, *chamber dua* dan *oulet gas*.
2. Garfik performa mesin
  - a. Garfik daya terhadap beban generator.
  - b. Garfik bmep terhadap beban generator.
  - c. Garfik torsi terhadap beban generator.
  - d. Garfik sfc terhadap beban generator.
  - e. Garfik *fuel substitution* terhadap beban generator
  - f. Garfik  $\eta_{th}$  terhadap beban generator.
  - g. Garfik AFR terhadap beban generator.
  - h. Garfik temperatur dinding *engine* terhadap beban generator.
  - i. Garfik temperatur oli pelumas terhadap beban generator.



### 3.5 Skema Rancangan Penelitian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan skema rancangan penelitian agar didapatkan urutan pengujian dengan tepat. Adapun skema rancangan penelitian dalam melakukan pengujian yang akan dilakukan digambarkan pada gambar 3.4 sebagai berikut.

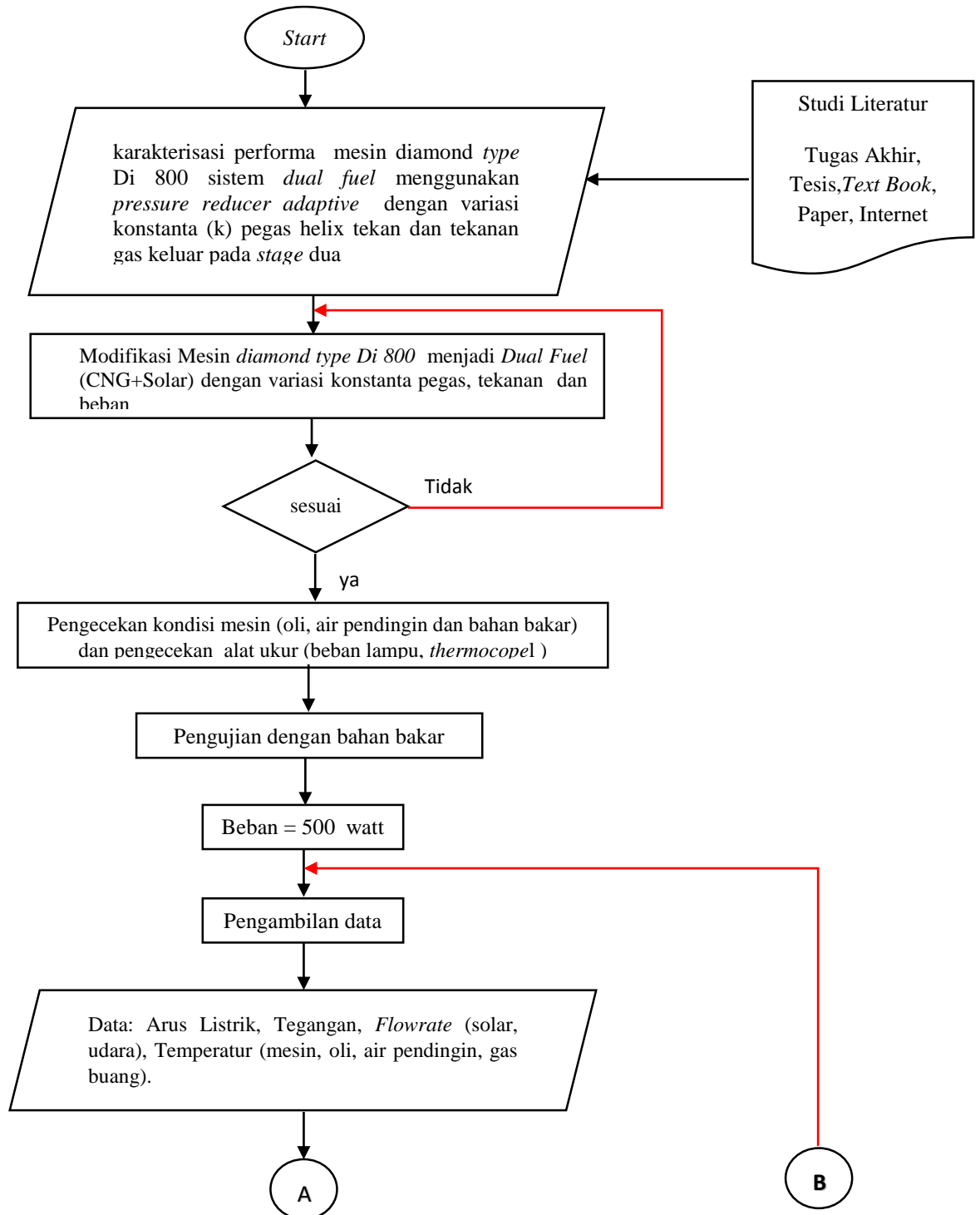


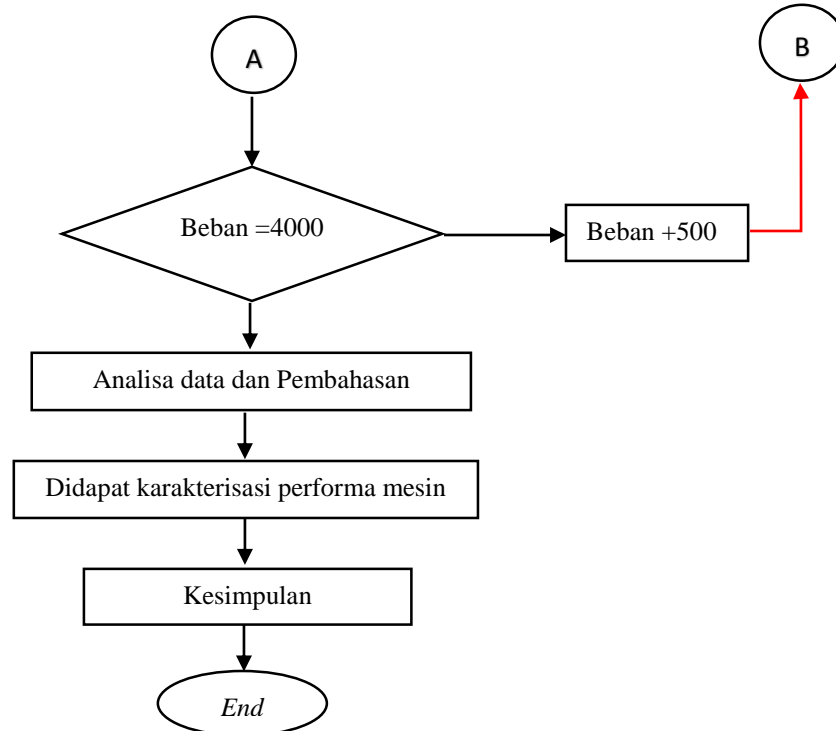
Gambar 3.4 Skema rancangan penelitian pada *engine* diesel modifikasi Sistem *dual fuel*



### 3.6 Flowchart Penelitian

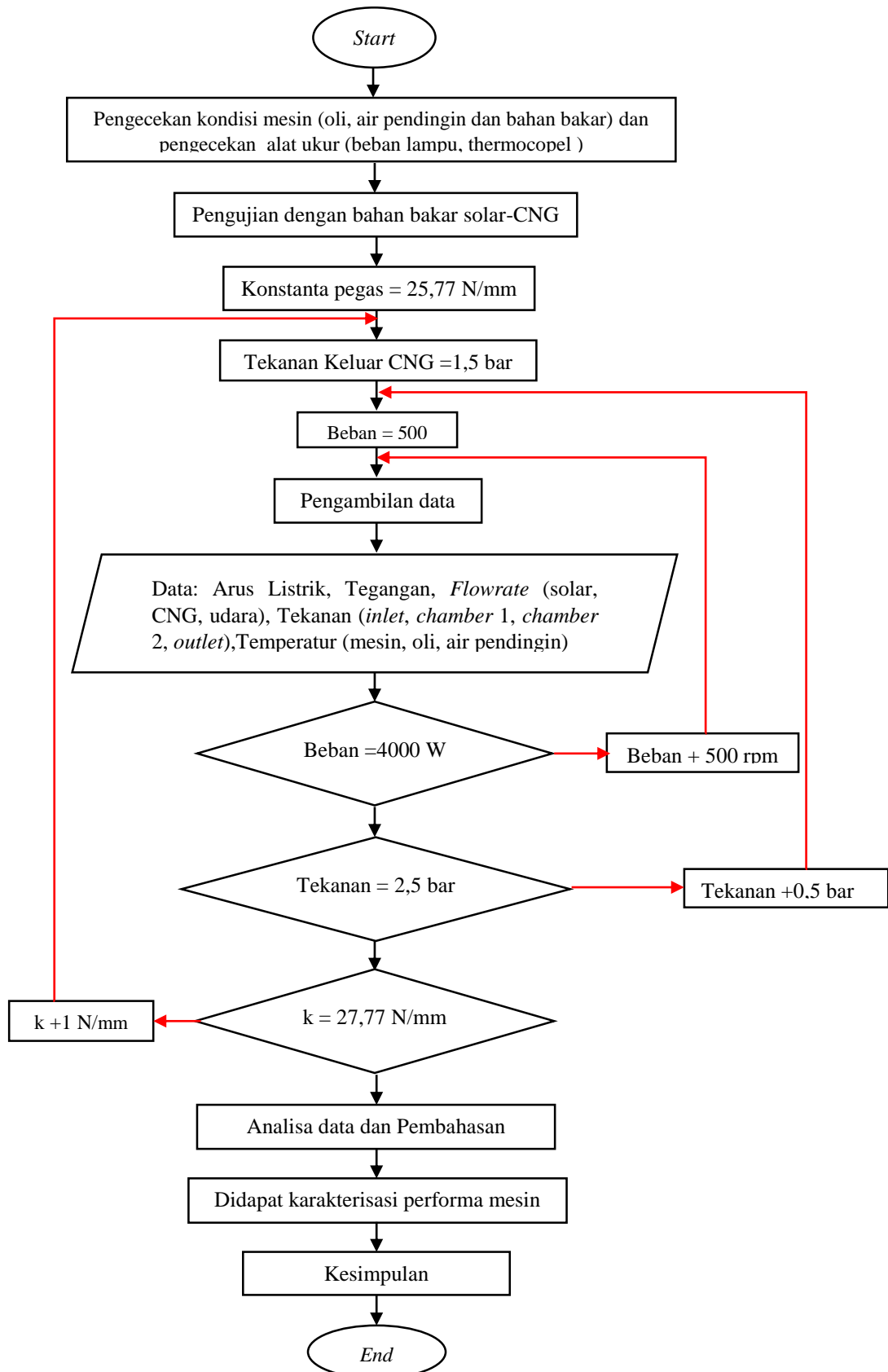
Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan *flowchart* penelitian agar penelitian lebih terarah kepada tujuan penelitian. Adapun alur *flowchart* penelitian dalam melakukan pengujian dipaparkan pada gambar 3.5 untuk bahan bakar solar.





Gambar 3.5 *Flowchart* penelitian dengan bahan bakar solar

Adapun gambar 3.6 adalah *flowchart* penelitian untuk bahan bakar solar-CNG dengan variasi konstanta (k) pegas dan tekanan gas keluar pada *stage* dua *pressure reducer* sebagai berikut:



Gambar 3.6 Flowchart penelitian dengan bahan bakar solar-CNG (DDF)



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



---

---

## BAB 4

### HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini membahas tentang hasil penelitian yang telah dilakukan pada mesin diamond *type* DI 800 sistem *dual fuel*, meliputi perhitungan dan analisa grafik. Perhitungan yang dilakukan adalah daya, torsi, sfc, tekanan efektif rata-rata (BMEP), solar subsitusi dan AFR untuk performa mesin sedangkan pada *pressure reducer adaptive* menganalisa grafik performa dari *flow rate gas*, tekanan (masuk, *stage* satu, *stage* dua dan gas keluar) dan temperatur. Adapun untuk data hasil penelitian, hanya data-data tertentu saja yang ditampilkan dalam bab ini yaitu data yang digunakan sebagai contoh perhitungan unjuk kerja. Sedangkan untuk data hasil penelitian seluruhnya bisa dilihat pada lampiran.

#### 4.1 Data Hasil Pengujian

Untuk mendapatkan hasil pengujian pada mesin diamond *type* DI 800 sistem *dual fuel* maka dilakukan perhitungan beberapa parameter diantaranya adalah

##### 4.1.1 Laju Aliran Massa Fluida ( $\dot{m}$ )

Untuk mengetahui laju aliran massa fluida dalam sebuah pipa baik udara maupun bahan bakar solar bisa menggunakan tabung manometer V untuk udara dan tabung manometer U untuk bahan bakar CNG berdasarkan perbedaan ketinggian cairan ( $\Delta h$ ) di dalam tabung.

##### 4.1.1.1 Menghitung laju Aliran massa udara ( $\dot{m}_{udara}$ ) dan bahan bakar solar ( $\dot{m}_{udara}$ ) pada sistem *single fuel*

Mengetahui laju aliran massa udara didalam pipa udara pada saluran masuk *intake manifold* menggunakan tabung manometer V berdasarkan perbedaan tinggi cairan ( $\Delta h$ ), pada penelitian ini cairan yang digunakan adalah air dengan massa jenis  $999 \text{ kg/m}^3$ . Formulasi yang digunakan adalah persamaan Bernoulli dimana rumusan tersebut digunakan untuk menghitung kecepatan udara sehingga laju aliran massa akan didapat.

Untuk nilai densitas udara ( $\rho_{udara}$ ) sebesar  $\pm 1.1447 \text{ kg/m}^3$  dan diameter penampang *pitot tube* untuk saluran udara yang digunakan sebesar  $\pm 0,0011395$



$m^2$  dan menggunakan cairan  $H_2O$  pada manometer V sehingga besar kecepatan aliran udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$V_{udara} = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{redoil} \times g \times 2L \sin \theta}{\rho_{udara}}} \frac{m}{s}$$

Dimana:

$$\rho_{H_2O} = 999 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{udara} = 1.1447 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}$$

$$SG = 0,827$$

$$h = 2.L.\sin\Theta$$

Kemudian kecepatan aliran udara yang masuk ke ruang bakar dapat hitung sebagai berikut :

$$V_{udara} = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{redoil} \times g \times 2L \sin \theta}{\rho_{udara}}} \frac{m}{s}$$

$$V_{udara} = \sqrt{\frac{2 \times 999 \times 0,827 \times 9,81 \times 2.0,008 \sin 15}{1,14}} \frac{m}{s}$$

$$= 7,67 \text{ m/s}$$

Kecepatan udara yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$\bar{V}_{udara} = f \cdot v_{udara} \text{ (m/s)}$$

Dimana:

$$f \quad : \text{ faktor koreksi } (f = 0.86)$$

$$\bar{v} \quad : \text{ kecepatan rata-rata fluida (m/s)}$$

$$v \quad : \text{ kecepatan maksimal fluida (m/s)}$$

Kecepatan rata-rata udara.

$$\bar{V}_{udara} = f \cdot v_{udara} \text{ (m/s)}$$

$$\bar{V}_{udara} = 0,86 \cdot 7,11 \text{ (m/s)}$$

$$\bar{V}_{udara} = 7,11 \text{ (m/s)}$$





Maka *mass flow rate* udara yang masuk ke ruang bakar pada pengujian *single fuel* pada beban 100 % adalah

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{udara}} &= \rho_{\text{udara}} \cdot V \cdot A_{\text{pitot tube}} \\ &= (1,1447) \times (7,11) \times (0,00456) \\ &= 13,2 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

Sedangkan untuk laju aliran massa solar *single fuel* pada beban 100 % adalah

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{solar}} &= 3600 \cdot Q_{\text{solar}} \cdot \rho_{\text{solar}} \text{ (kg/h)} \\ \dot{m}_{\text{solar}} &= 3600 \cdot 2,688 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 832 \text{ kg/m}^3 \text{ (kg/h)} \\ \dot{m}_{\text{solar}} &= 0.805 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

#### 4.1.1.2 Menghitung laju Aliran massa bahan bakar CNG ( $\dot{m}_{\text{CNG}}$ )

Mengetahui laju aliran massa bahan bakar CNG di dalam pipa menggunakan tabung manometer U berdasarkan perbedaan tinggi cairan ( $\Delta h$ ), pada penelitian ini cairan yang digunakan adalah kerosin dengan massa jenis 800 kg/m<sup>3</sup>. Maka persamaan yang digunakan adalah

$$V = \sqrt{\frac{2\rho gh}{\rho}} \text{ (m/s)}$$

sehingga laju aliran massa fluida:

$$\dot{m} = 3600 \rho VA \text{ (kg/h)}$$

Laju aliran massa CNG untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada tekanan 1.5 bar dengan konstanta pegas 25.77 N/m pada beban 100% adalah

Kecepatan gas CNG:

$$\begin{aligned}V_{\text{s CNG}} &= \sqrt{\frac{2 \rho_{\text{minyak tanah}} g \Delta h}{\rho_{\text{CNG}}} \text{ (m/s)} \\ V_{\text{s CNG}} &= \sqrt{\frac{2 \cdot 800 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,028 \text{ m}}{0,56 \text{ kg/m}^3}} \text{ (m/s)}\end{aligned}$$

$$V_{\text{sCNG}} = 28,00 \text{ m/s}$$

Kecepatan gas CNG yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:



$$\bar{V}_{CNG} = f \cdot v_{CNG} \text{ (m/s)}$$

Dimana:

- $f$  : faktor koreksi ( $f = 0.86$ )
- $\bar{v}$  : kecepatan rata-rata fluida (m/s)
- $v$  : kecepatan maksimal fluida (m/s)

Kecepatan rata-rata gas CNG.

$$\bar{V}_{CNG} = f \cdot v_{CNG} \text{ (m/s)}$$

$$\bar{V}_{CNG} = 0,86 \cdot 28,00 \text{ (m/s)}$$

$$\bar{V}_{CNG} = 24,08 \text{ (m/s)}$$

Laju aliran massa CNG adalah

$$\dot{m}_{s \text{ CNG}} = 3600 \cdot \rho_{\text{CNG}} \cdot V_{s \text{ CNG}} \cdot A_{\text{pipa CNG}} \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{m}_{s \text{ CNG}} = 3600 \cdot 0,56 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 16,80 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0000103 \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_{s \text{ CNG}} = 0,499 \text{ kg/h}$$

#### 4.1.2 Daya Efektif (Ne)

Daya mesin (Ne) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan daya yang sudah dijelaskan pada bab 2 yaitu

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos \theta}{746,3 \times \eta_{mg} \times \eta_t}$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100% dengan data yang dibutuhkan adalah

- Putaran mesin (n) : 1500 rpm
- Tegangan (V) : 220 volt
- Arus (I) : 12.8 ampere
- Cos  $\theta$  : 1
- $\eta_{mg}$  : 0,9
- $\eta_t$  : 0,95



$$Ne_s = \frac{220 \text{ Volt} \cdot 12,8 \text{ Ampere} \cdot 1}{746,3 \cdot 0,95 \cdot 0,9}$$

$$Ne_s = 4,13 \text{ HP}$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% dengan variasi konstanta 25,77 N/m dengan tekanan 1,5 bar adalah

$$Ne_d = \frac{220 \text{ Volt} \cdot 12,6 \text{ Ampere} \cdot 1}{746,3 \cdot 0,95 \cdot 0,9}$$

$$Ne_d = 4,344 \text{ HP}$$

#### 4.1.3 Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Untuk perhitungan torsi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

$$T = \frac{Ne}{n}$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100% adalah

$$T = \frac{Ne}{n}$$

$$T = 72610 \times \frac{4,13hp}{1500rpm} \text{ kg.cm}$$

$$T = 200,27 \text{ kg.cm}$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% adalah

$$T = \frac{Ne}{n}$$

$$T = 72610 \times \frac{4,344hp}{1500rpm} \text{ kg.cm}$$

$$T = 210,29 \text{ kg.cm}$$



#### 4.1.4 Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)

Tekanan efektif adalah tekanan yang terjadi pada piston akibat dari proses pembakaran diruang bakar. Besar tekanan ini berubah rubah sepanjang langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

$$\text{BMEP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_t \cdot z}{1000000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

BMEP untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100% adalah

$$\text{BMEP}_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{t_s} \cdot z}{1000000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_s = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 200,27 \text{kg} \cdot \text{cm} \cdot 2}{1000000 \cdot 0,0052783 \text{ m}^2 \cdot 0,078 \text{ m}} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_s = 6,1169 \text{ kg/cm}^2$$

BMEP untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% variasi konstanta pegas 25,77 N/m dengan tekanan 1,5 bar adalah

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{t_d} \cdot z}{1000000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot 210,29 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot 2}{1000000 \cdot 0,0052783 \text{ m}^2 \cdot 0,078 \text{ m}} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = 6,422 \text{ kg/cm}^2$$

#### 4.1.5 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Pemakaian bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dikonsumsi mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) HP selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian data yang diambil adalah banyaknya penggunaan bahan bakar  $m$  (kg) dalam waktu  $s$  (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar sekian HP maka pemakaian bahan bakar per jam bahan bakar adalah:

$$\text{SFC} = \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}}{N_e} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h})$$

SFC untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100% adalah

$$\text{SFC}_s = \frac{\dot{m}_{\text{solar}}}{N_{e_s}} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h})$$



$$SFC_s = \frac{0,805 \text{ kg/h}}{4,13 \text{ HP}} = 0,194 \frac{\text{kg}}{\text{HP} \cdot \text{h}} \times \frac{1 \text{ HP}}{746,3 \text{ watt}} \times \frac{1000 \text{ watt}}{1 \text{ kilo watt}} \text{ (kg/kW} \cdot \text{h)}$$

$$SFC_s = 0,261 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$$

$SFC_{\text{dual}}$  untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100 % variasi konstanta pegas 25,77 N/m dengan tekanan 1,5 bar

$$SFC_d = \frac{\dot{m}_{\text{solar}} + \dot{m}_{\text{CNG}}}{Ne_d} \text{ (kg/kW} \cdot \text{h)}$$

$$SFC_d = \frac{(0,74 + 0,49) \text{ kg/h}}{4,344 \text{ HP}} = 0,28 \frac{\text{kg}}{\text{HP} \cdot \text{h}} \times \frac{1 \text{ HP}}{746,3 \text{ watt}} \times \frac{1000 \text{ watt}}{1 \text{ kilo watt}} \text{ (kg/kW} \cdot \text{h)}$$

$$SFC_d = 0,37 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$$

$SFC_{\text{solar}}$  untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% variasi konstanta pegas 25,77 N/m dengan tekanan 1,5 bar adalah

$$SFC_{\text{d solar}} = \frac{\dot{m}_{\text{solar}}}{Ne_d} \text{ (kg/kW} \cdot \text{h)}$$

$$SFC_{\text{d solar}} = \frac{0,74 \text{ kg/h}}{4,344 \text{ HP}} = 0,17 \frac{\text{kg}}{\text{HP} \cdot \text{h}} \times \frac{1 \text{ HP}}{746,3 \text{ watt}} \times \frac{1000 \text{ watt}}{1 \text{ kilo watt}} \text{ (kg/kW} \cdot \text{h)}$$

$$SFC_{\text{d solar}} = 0,227 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$$

$SFC_{\text{CNG}}$  untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% variasi konstanta pegas 25,77 N/m dengan tekanan 1,5 bar adalah

$$SFC_{\text{d CNG}} = \frac{\dot{m}_{\text{CNG}}}{Ne_d} \text{ (kg/kW} \cdot \text{h)}$$

$$SFC_{\text{d CNG}} = \frac{0,49 \text{ kg/h}}{4,344 \text{ HP}} = 0,115 \frac{\text{kg}}{\text{HP} \cdot \text{h}} \times \frac{1 \text{ HP}}{746,3 \text{ watt}} \times \frac{1000 \text{ watt}}{1 \text{ kilo watt}} \text{ (kg/kW} \cdot \text{h)}$$

$$SFC_{\text{d CNG}} = 0,15 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$$

#### 4.1.6 Efisiensi Termal ( $\eta_{\text{th}}$ )

Effisiensi termal adalah nilai besarnya energi panas yang dimanfaatkan yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar ganda (solar-CNG) maka persamaan yang digunakan adalah:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flowrate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\%$$



Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100% adalah

$$\eta_{th s} = \frac{Ne_s}{\dot{m}_{solar} \cdot LHV_{solar}} \times 100\%$$

$$\eta_{th s} = \frac{4,13 \text{ HP}}{0,00022 \text{ kg/s} \cdot 10500 \text{ kcal/kg}} \times 100\% = 1,78 \frac{\text{HP}}{\text{kcal/s}} \times 100\%$$

$$\eta_{th s} = 1,78 \frac{\text{HP}}{\text{kcal/s}} \times \frac{746,3 \text{ watt}}{1 \text{ HP}} \times \frac{1 \text{ kcal}}{1,16 \cdot 10^{-3} \text{ kwatt.h}} \times \frac{1 \text{ kwatt}}{1000 \text{ watt}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} 100\%$$

$$\eta_{th s} = 31,3 \%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada konstanta pegas 25,77 N/m dengan tekanan 1,5 bar pada beban 100 % adalah

$$\eta_{th d} = \frac{Ne_d}{\dot{m}_{solar} \cdot LHV_{solar} + \dot{m}_{CNG} \cdot LHV_{CNG}} \times 100\%$$

$$\eta_{th d} = \frac{4.344 \text{ HP}}{0,0002 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 10500 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} + 0,00013 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 10779,04 \text{ kcal/kg}} = 1,24 \frac{\text{HP}}{\text{kcal/s}} \times 100\%$$

$$\eta_{th s} = 1,24 \frac{\text{HP}}{\text{kcal/s}} \times \frac{746,3 \text{ watt}}{1 \text{ HP}} \times \frac{1 \text{ kcal}}{1,16 \cdot 10^{-3} \text{ kwatt.h}} \times \frac{1 \text{ kwatt}}{1000 \text{ watt}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} 100\%$$

$$\eta_{th d} = 21,1\%$$

#### 4.1.7 Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR)

Rasio udara dan bahan bakar adalah perbandingan antara *flow rate* udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara umum AFR dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan \text{ bakar}}}$$

AFR untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 100% adalah

$$AFR_s = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_s}$$

$$AFR_s = \frac{13,2 \text{ kg/h}}{0,805 \text{ kg/h}}$$

$$AFR_s = 16,4$$

AFR untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 100% variasi konstanta pegas 25,77 N/m dengan tekanan 1,5 bar adalah

$$AFR_d = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_d \text{ solar} + \dot{m}_{CNG}}$$



$$AFR_d = \frac{12,8 \text{ kg/h}}{(0,74 + 0,49) \text{ kg/h}}$$

$$AFR_d = 10,3$$

## 4.2 Analisa Unjuk Kerja

Setelah dilakukan perhitungan unjuk kerja pada performa mesin, maka hasil perhitungan ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap:

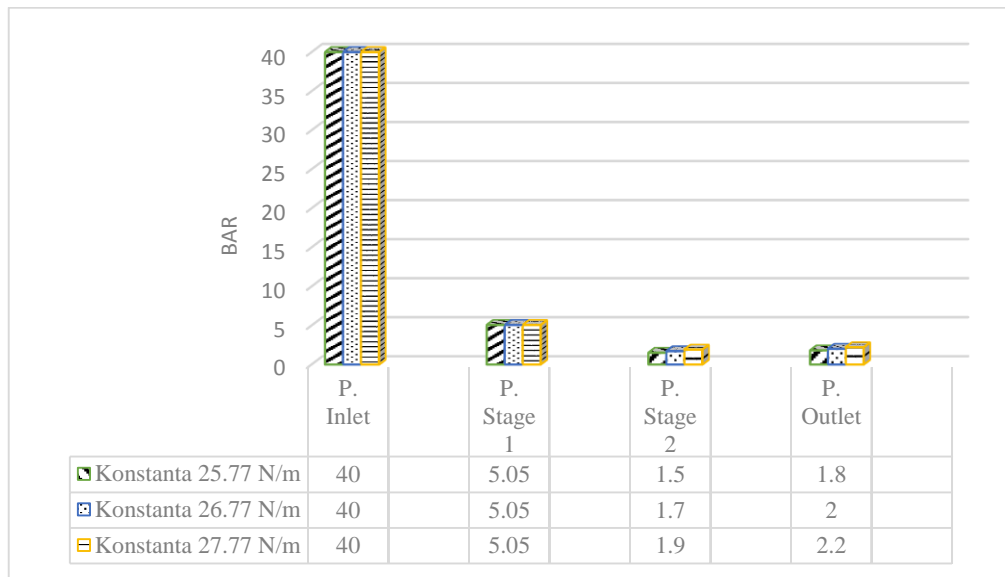
1. Analisa grafik performa *pressure reducer adaptive*
2. Analisa grafik performa unjuk kerja mesin meliputi
  - Daya efektif
  - Torsi
  - Tekanan efektif rata-rata
  - SFC
  - Efisiensi termal
  - Temperatur mesin
  - Temperatur gas buang
  - Temperatur minyak pelumas
  - Temperatur cairan pendingin
  - AFR

### 4.2.1 Analisa performa *pressure reducer Adaptive*

*Pressure reducer adaptive* merupakan alat yang berfungsi untuk menurunkan tekanan pada tangki CNG menjadi tekanan kerja pada mesin. Proses penurunan tekanan akan mempengaruhi jumlah *flow rate* gas keluar pada *pressure reducer*. Tekanan dan jumlah *flow rate* yang dihasilkan pada *oulet pressure reducer* dipengaruhi oleh konstanta pegas.

#### 4.2.2.1 Pengaruh konstanta pegas terhadap tekanan

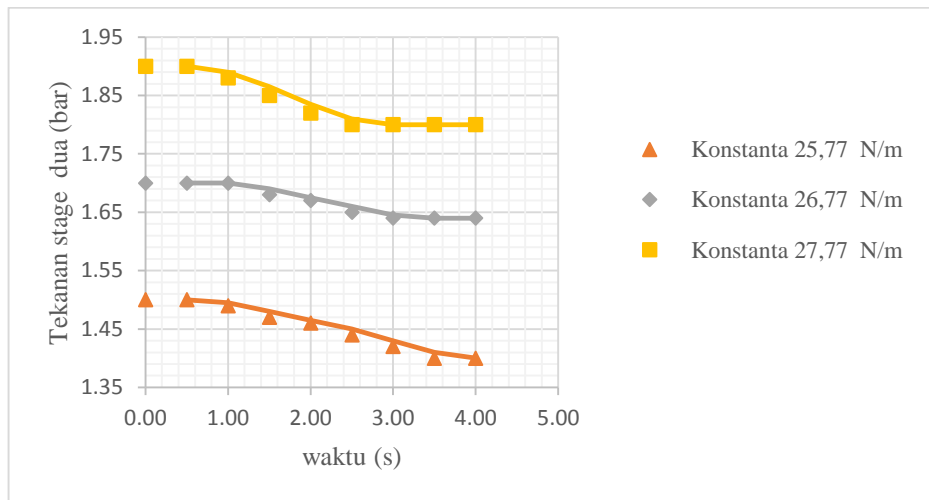
Tekanan gas keluar pada *pressure reducer* mempengaruhi kuantitas *flow rate gas* yang di injeksikan oleh *injektor rail*. Untuk itu tekanan keluar harus dijaga konstan. Tekanan gas keluar dipertahankan apabila tekanan pada *stage* dua bisa terjamin. Untuk menjamin tekanan pada *stage* dua dipengaruhi oleh konstanta pegas yang ada pada *chamber* dua.



Gambar 4.1 Pengaruh konstanta pegas terhadap tekanan pada *pressure reducer*

Pada gambar 4.1 secara umum menunjukkan bahwa pada tekanan *inlet* dan *stage* satu konstan sedangkan pada *stage* dua dan tekanan *oulet gas* terjadi kenaikan tekanan secara linear ketika konstanta pegas pada *stage* dua ditingkatkan. Peningkatan terbesar terjadi pada konstanta pegas 27,77 N/m dengan tekanan 1,9 bar. Hal ini membuktikan bahwa ketika konstanta pegas pada *stage* dua ditingkatkan akan mempengaruhi waktu pembukaan dari *needle valve* menjadi lebih panjang sehingga terjadi peningkatan tekanan pada *chamber* dua yang akan berpengaruh terhadap penyuplaian pasokan bahan bakar CNG, dimana semakin tinggi tekanan pada *stage* dua maka akan semakin banyak pasokan bahan bakar CNG yang akan diinjeksikan oleh *injector rail*. Peningkatan tekanan pada *chamber* dua akan diikuti peningkatan tekanan gas keluar sehingga tekanan gas keluar akan bisa dijaga konstan ketika penurunan tekanan tidak terlalu besar. Penurunan tekanan dipengaruhi oleh konstanta pegas dalam seiring dengan penambahan waktu seperti yang terlihat pada gambar 4.2 di bawah.



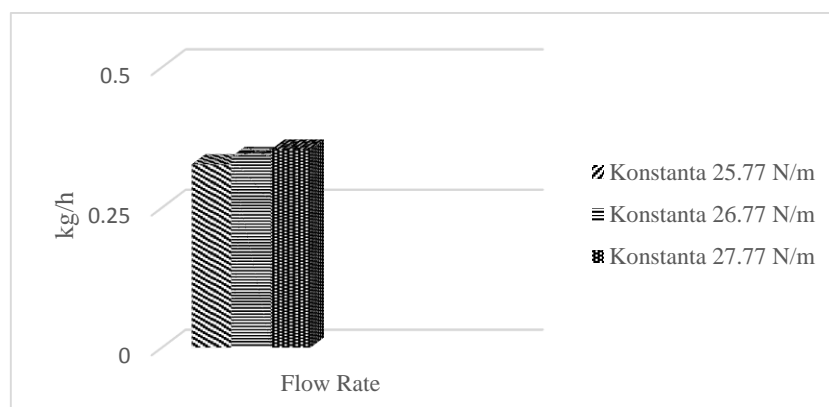


Gambar 4.2 Tekanan gas keluar dalam fungsi waktu

Pada gambar 4.2 menunjukkan bahwa penurunan tekanan dipengaruhi oleh pertambahan waktu untuk mencapai tekanan konstan. Pada konstanta 27,77 N/m terlihat penurunan tekanan yang lebih kecil dan waktu mencapai titik tekanan konstan lebih cepat dari variasi pegas lain. Hal ini membuktikan bahwa waktu yang dibutuhkan untuk pembukaan dari *needle valve* pada *stage* dua lebih lama sehingga tekanan pada *chamber* dua tidak mudah berkurang dan *pressure drop* lebih rendah.

#### 4.2.2.2 Pengaruh konstanta pegas terhadap *mass flow rate* gas

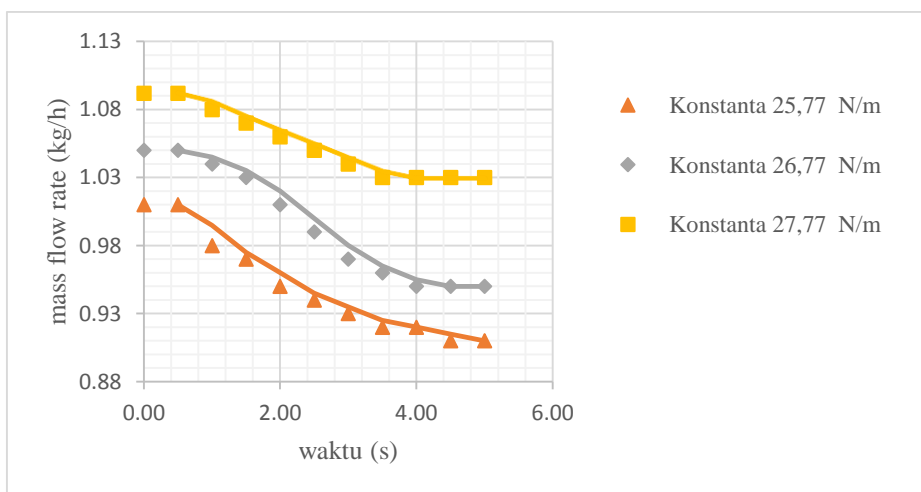
Laju aliran gas (*mass flow rate* gas) merupakan parameter utama untuk menentukan performa dari *pressure reducer*. Ketika laju aliran bisa ditingkatkan maka pasokan bahan bakar gas bisa diperbanyak ke ruang bakar melalui *intake manifold*.



Gambar 4.3 Pengaruh konstanta pegas terhadap kuantitas *mass flow rate* gas pada *pressure reducer*



Gambar 4.3 secara umum menunjukkan bahwa terjadi peningkatan laju aliran CNG (*mass flow rate*) pada *outlet pressure reducer* ketika konstanta pegas ditingkatkan. Pada konstanta pegas 27,77 N/m menghasilkan *mass flow rate* tertinggi sebesar 0,35336 kg/h dengan peningkatan persentase rata-rata sebesar 7,42% dari pegas standart (25,77 N/m). Hal ini membuktikan bahwa ketika konstanta pegas ditingkatkan maka akan memperlama waktu pembukaan dari *needle valve* sehingga *mass flow rate* lebih banyak masuk ke *chamber* dua sehingga akan berdampak pada laju aliran pada *outlet*. Kemudian dengan peningkatan konstanta pegas akan mempercepat sensitivitas refleksi pegas untuk pembukaan *needle valve* ketika terjadi pengosongan *mass flow rate* di *chamber* dua pada saat bahan bakar CNG di injeksikan secara tiba-tiba oleh *injector rail*, sehingga jumlah *mass flow rate* pada *chamber* dua bisa tetap terjamin. Dengan demikian *pressure reducer* lebih adaptif terhadap kondisi akselerasi penambahan kecepatan dan penambahan beban pada genset. Penurunan *mass flow rate* juga dipengaruhi oleh seiring dengan pertambahan waktu seperti terlihat pada grafik 4.4 di bawah



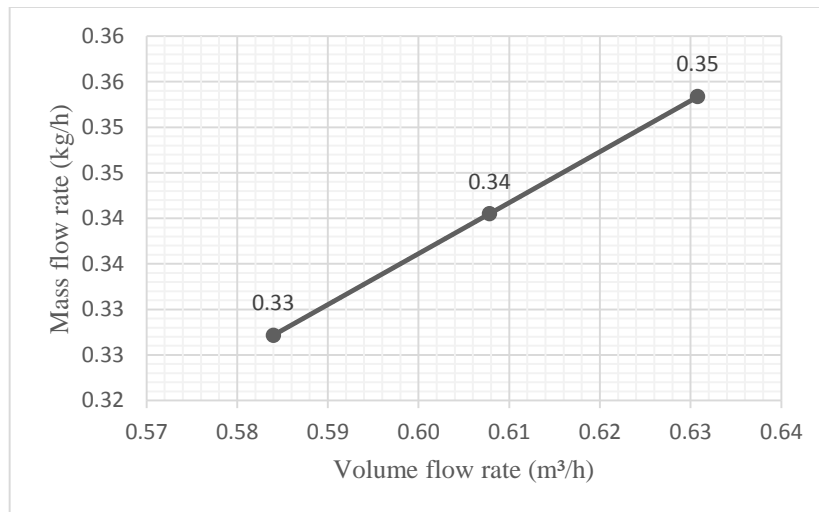
Gambar 4.4 *Mass flow rate* fungsi waktu

Pada gambar 4.4 terlihat bahwa penurunan *mass flow rate* dipengaruhi oleh pertambahan waktu untuk mencapai titik puncak konstan. Pada konstanta pegas 27,77 N/m terlihat penurunan *mass flow rate* tidak signifikan dan mencapai titik konstan dalam waktu yang cepat dari variasi pegas lain. Hal ini membuktikan bahwa peningkatan konstanta menyebabkan sensitivitas pegas lebih tinggi sehingga



apabila terjadi pengosongan pada *chamber* dua secara tiba-tiba pegas merefleksi lebih cepat sehingga *mass flow rate* bisa dipertahankan.

Peningkatan dari *mass flow rate* disebabkan oleh peningkatan dari laju aliran volume (*volume flo rate*) seperti yang terlihat pada gambar 4.5 dibawah berikut:

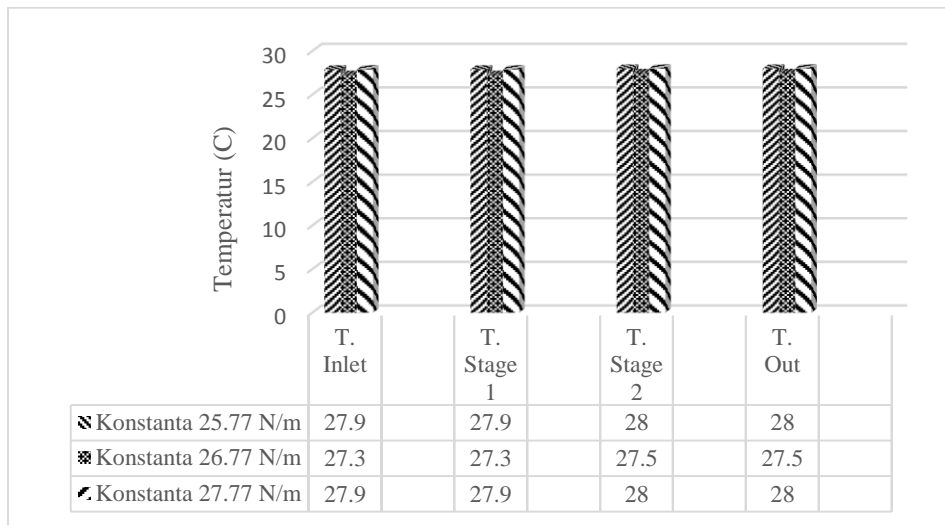


Gambar 4.5 *Mass flow rate* fungsi *volume flow rate*

Pada gambar 4.5 menunjukkan bahwa terjadi peningkatan *volume flow rate* ketika konstanta pegas ditingkatkan. Peningkatan tertinggi terjadi pada konstanta pegas 27,77 N/m sebesar 0,63 m<sup>3</sup>/h. Hal ini membuktikan bahwa ketika konstanta pegas ditingkatkan waktu pembukaan dari *needle valve* pada *stage* dua lebih lama sehingga menyebabkan aliran lebih banyak masuk ke *chamber* dua. Ketika laju aliran (*flow rate*) diperbanyak di *chamber* dua maka akan terjadi kenaikan dari *volume flow rate* atau debit aliran. Sedangkan peningkatan *volume flow rate* secara linear akan diikuti oleh peningkatan dari *mass flow rate*. Dalam kata lain bahwa debit aliran fungsi dari laju aliran massa.

#### 4.2.2.3 Distribusi temperatur CNG pada *pressure reducer adaptive*

Temperatur CNG pada *pressure reducer* akan mempengaruhi volume gas yang akan diinjeksikan oleh *injector rail*. Agar tidak terjadi pembekuan pada *pressure reducer* maka dilakukan pemanasan menggunakan *heater water* sehingga mencapai temperatur kerja.

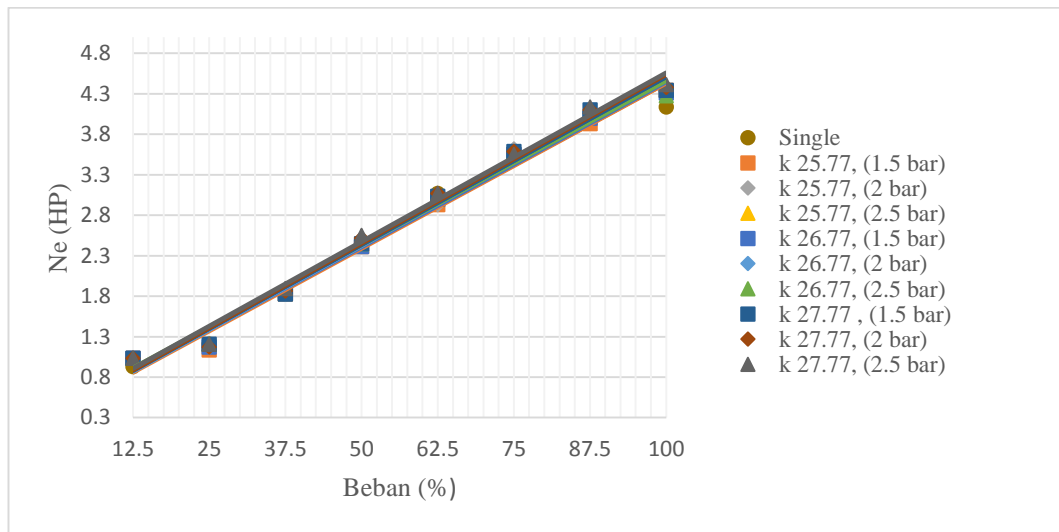


Gambar 4.6 Distribusi temperatur CNG pada *pressure reducer*

Dari gambar 4.4 diatas menunjukkan bahwa distribusi temperatur CNG pada setiap area pada *pressure reducer* pada temperatur rata-rata adalah  $27,5^{\circ}\text{C}$ . Hal ini membuktikan bahwa variasi konstanta pegas tidak mempengaruhi peningkatan dan distribusi temperatur CNG. Peningkatan temperatur ini akan dipengaruhi air pemanas (*heater water*) yang masuk ke *pressure reducer* pada area *inlet gas* berfungsi untuk memanasi gas CNG agar *density* CNG meningkat sehingga CNG bisa lebih banyak diinjeksikan oleh *injector rail*.

#### 4.2.3 Analisa Daya Efektif (Ne)

Daya merupakan kemampuan engine untuk menghasilkan kerja tiap satuan waktu. Selain itu daya juga bisa didefinisikan dengan kemampuan mesin mengatasi beban yang diberikan, yang dalam penelitian ini digunakan untuk membangkitkan listrik pada generator.



Gambar 4.7 Grafik daya fungsi beban

Dari Gambar 4.7 di atas terlihat bahwa daya yang dihasilkan meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diberikan. Hal ini dikarenakan untuk mengatasi beban yang semakin besar dan membuat putaran motor konstan, maka bahan bakar yang diinjeksikan semakin banyak, sehingga pembakaran yang terjadi lebih besar. Pembakaran yang besar mengakibatkan daya juga meningkat.

Dari Gambar 4.7 juga tidak terlihat perbedaan yang signifikan dari daya yang dihasilkan masing-masing variasi penambahan konstanta pegas dan tekanan bahan bakar. Hal ini terlihat dari adanya grafik yang saling berhimpitan dan kecilnya persentase selisih rata-rata kenaikan atau penurunan dari daya yang dihasilkan masing-masing variasi konstanta pegas dan tekanan gas keluar.

Hal ini membuktikan bahwa penambahan beban listrik diikuti dengan peningkatan tegangan dan arus listrik yang menyebabkan peningkatan daya mesin. Penambahan beban listrik akan menyebabkan putaran mesin menjadi menurun, sebagai konsekuensi untuk menaikkan putaran adalah dengan menambah suplai bahan bakar ke dalam ruang bakar dengan cara menaikkan *handle gas* pada genset sampai putaran 1500 rpm dan untuk mempertahankan putaran tetap konstan maka *governor* sentrifugal bertugas untuk menjamin suplai bahan bakar yang masuk ke ruang bakar sesuai dengan putaran mesin tersebut.

Demikian juga dengan peningkatan konstanta pegas (27,77 N/m) dan tekanan gas keluar (2,5 bar) akan menyebabkan pasokan bahan bakar CNG lebih

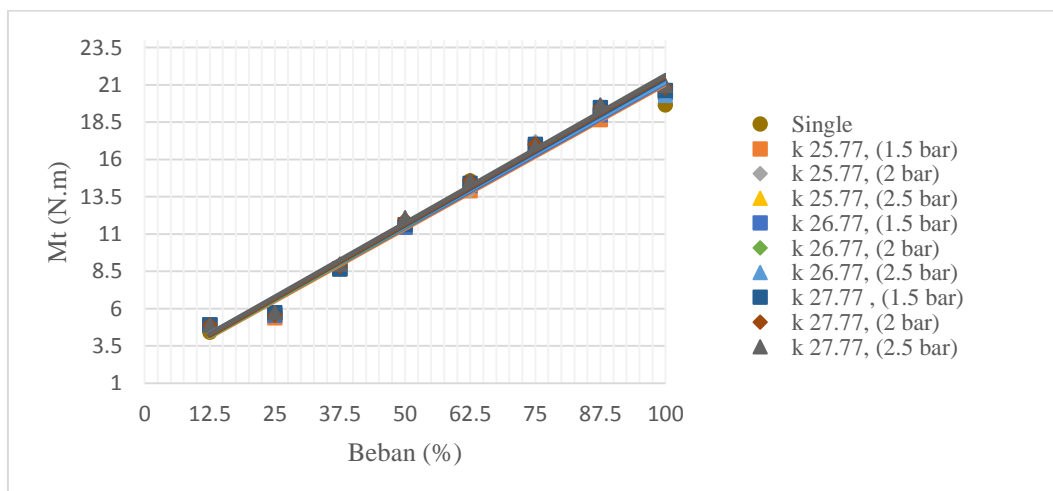


banyak sehingga pada kondisi akselerasi penambahan beban tercukupi dengan peningkatan jumlah suplai bahan bakar ke *intake manifold* oleh *injector rail*. Sehingga ketika jumlah bahan bakar bertambah kedalam ruang bakar baik bahan bakar solar dan CNG maka akan menyebabkan semakin banyak energi yang dapat dikonversi menjadi energi panas dan mekanik dengan udara yang cukup sehingga mendapatkan pembakaran yang sempurna. Energi yang dihasilkan dari pembakaran menjadikan daya mesin semakin besar sesuai dengan beban yang diberikan kepada mesin.

Jika ditinjau dari nilai kalor pada bahan bakar CNG sedikit lebih besar (10.799 kcal/kg) dari bahan bakar solar (10.500 kcal.kg) sehingga penambahan energi kalor dari CNG yang relatif kecil akibatnya tidak terlihat perbedaan daya yang signifikan saat mesin dioperasikan menggunakan *dual fuel*.

#### 4.2.4 Analisa Torsi

Torsi adalah kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang dihasilkan oleh mesin, maka torsi diperoleh akan semakin besar. Sebaliknya semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.



Gambar 4.8 Grafik torsi fungsi beban

Dari Gambar 4.8 diatas terlihat bahwa nilai torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diberikan. Hal ini disebabkan karena dengan



penambahan beban maka terjadi penambahan konsumsi bahan bakar pada *engine*. Penambahan konsumsi bahan bakar solar sendiri akan dikontrol oleh governor sentrifugal yang bekerja sesuai dengan putaran mesin dan putaran akan dipertahankan konstan meskipun terjadi penambahan beban. Demikian juga dengan peningkatan konstanta pegas sebesar 27,77 N/m dan tekanan gas keluar sebesar 2,5 bar juga menyebabkan pertambahan jumlah *flow rate gas* CNG yang lebih banyak diinjeksikan ke ruang bakar melalui saluran *intake manifold*. Hal ini menunjukkan bahwa energi kalor bahan bakar dimasukkan ke ruang bakar menjadi lebih banyak untuk dirubah menjadi energi panas yang lebih besar, hasil dari pembakaran dan ledakan yang besar yang menyebabkan terjadinya gaya dorongan yang lebih kuat yang diterima oleh piston kemudian dikonversi menjadi energi mekanik melalui gerak translasi yang akan menyebabkan peningkatan daya efektif yang akan diikuti dengan peningkatan torsi.

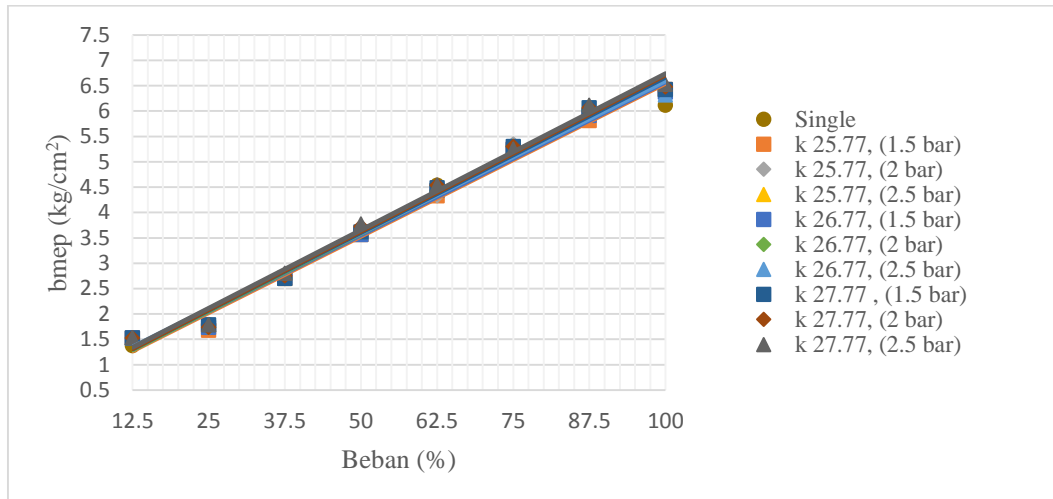
Dari Gambar grafik 4.8 diatas tidak terlihat perbedaan yang signifikan dari torsi yang dihasilkan masing-masing variasi konstanta pegas dan tekanan bahan bakar. Hal ini terlihat dari adanya grafik yang saling berhimpitan dan kecilnya persentase selisih rata-rata kenaikan atau penurunan torsi yang dihasilkan masing-masing variasi konstanta pegas dan tekanan bahan bakar. Hal ini disebabkan karena perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh genertor juga relatif kecil sehingga tidak terlihat perbedaan nilai torsi yang besar.

#### **4.2.5 Analisa Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)**

Tekanan efektif rata-rata merupakan tekanan tetap teoritis yang bekerja sepanjang langkah volume piston sehingga menghasilkan daya indikator yang besarnya sama dengan daya efektif. Dari Gambar 4.9 di bawah terlihat bahwa besarnya bmeP meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diberikan, hal ini disebabkan karena penambahan beban menyebabkan peningkatan daya efektif mesin sehingga diikuti dengan kenaikan BMEP. Hal ini membuktikan bahwa ketika terjadi peningkatan daya efektif yang disebabkan oleh pasokan bahan bakar dan udara yang cukup akan menghasilkan pembakaran yang sempurna dan menyebabkan ledakan ekspansi yang besar yang menyebabkan piston terdorong lebih kuat. Efek dari piston terdorong lebih kuat akan membuat tekanan kompresi



lebih besar sehingga terjadi peningkatan tekanan diruang bakar menjadi lebih tinggi. Pada saat bahan bakar banyak diinjeksikan maka bahan bakar lebih mudah terbakar keseluruhan dan merata, sehingga akan memperoleh daya yang besar yang menyebabkan peningkatan BMEP.



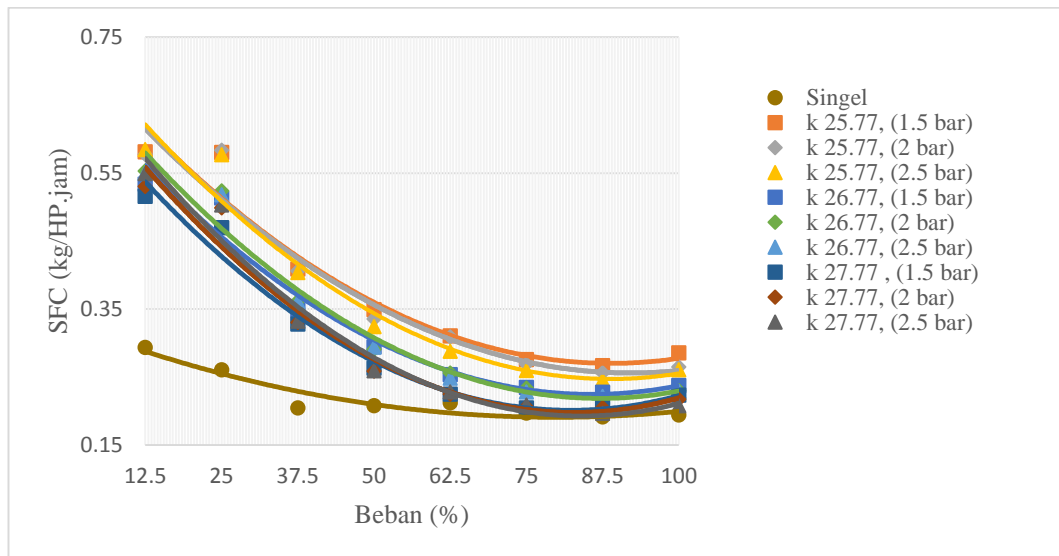
Gambar 4.9 Grafik bmeep fungsi beban

Dari Gambar 4.9 tidak terlihat perbedaan yang signifikan dari bmeep yang dihasilkan masing-masing variasi konstanta pegas dan tekanan gas keluar. Hal ini terlihat dari adanya grafik yang saling berhimpitan dan kecilnya persentase selisih rata-rata kenaikan atau penurunan BMEP yang dihasilkan masing-masing variasi konstanta pegas dan tekanan gas keluar. Hal ini disebabkan karena perubahan nilai daya juga relatif kecil saat menggunakan bahan bakar *dual fuel* sehingga tidak terlihat perbedaan nilai BMEP yang besar.

#### 4.2.6 Analisa Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

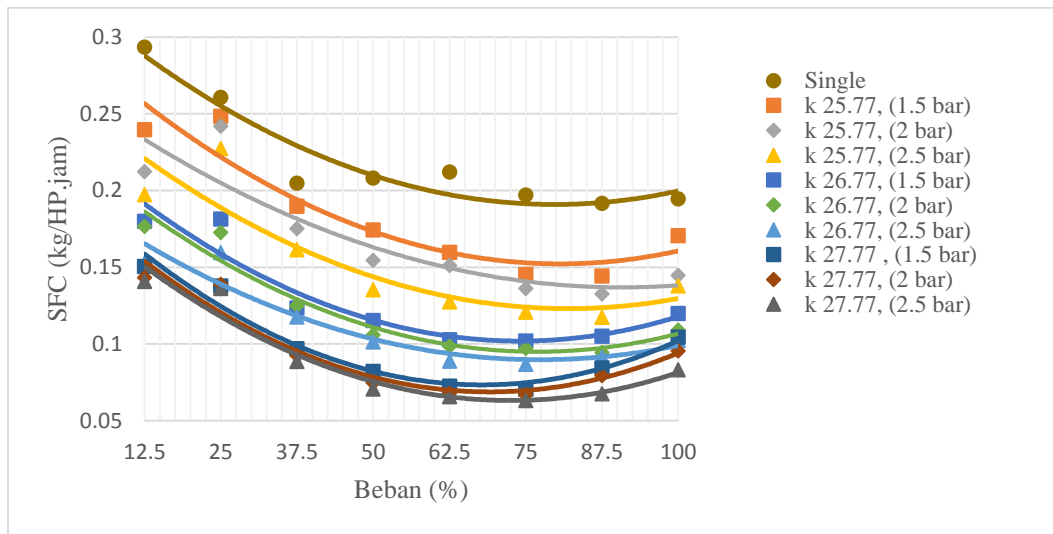
Konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) adalah jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu satuan daya dalam waktu satu jam. Besar atau kecilnya SFC ditentukan oleh sempurna atau tidaknya campuran bahan bakar dan udara yang terbakar di dalam ruang bakar, karena semakin sempurna pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menghasilkan daya yang semakin besar pula. SFC merupakan representasi keefektifan mesin dalam mengkonsumsi bahan bakar.





Gambar 4.10 Grafik SFC dual fungsi beban

Dari grafik 4.10 diatas terlihat bahwa secara umum pemakaian bahan bakar spesifik cenderung menurun seiring dengan bertambahnya beban. Pada saat bertambahnya beban serta peningkatan daya, engine semakin efektif dalam mengkonsumsi bahan bakar. Setelah beban ditambah grafik SFC cenderung mengalami penurunan hingga pada beban 75% nilai SFC mencapai minimum. Kemudian pada saat beban ditambah 75 -100% nilai SFC akan kembali naik sampai titik tertentu. Nilai SFC yang paling baik bila nilai BSFC tersebut memiliki nilai paling rendah. Secara umum pada konstanta pegas 25,77 N/m dimana terjadi BSFC paling rendah dari semua variasi konstanta pegas dengan SFC *dual fuel* rata-rata sebesar 0,305 kg/HP.jam dengan peningkatan dari SFC *single fuel* rata-rata sebesar 27,7%. Terutama pada konstanta pegas 27,77 N/m pada tekanan 1,5 bar terjadi BSFC paling rendah dari semua variasi dengan SFC *dual fuel* rata-rata sebesar 0,30 kg/HP.jam dibandingkan dengan semua variasi konstanta pegas dan tekanan gas keluar. Hal ini menunjukkan bahwa terjadinya pembakaran yang sempurna sehingga terjadi peningkatan daya mesin yang sebanding maka mesin lebih efektif dalam mengkonsumsi bahan bakar.



Gambar 4.11 Grafik SFC solar fungsi beban

Pada gambar 4.11 di atas menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik minyak solar untuk *single fuel* dan *dual fuel* saat dioperasikan secara umum terjadi penurunan seiring bertambahnya beban. Dari grafik secara umum juga menjelaskan bahwa pada saat mesin diesel dioperasikan dengan sistem *dual fuel* konsumsi minyak solar mengalami penurunan yang signifikan dengan adanya penambahan jumlah bahan bakar CNG yang masuk ke dalam ruang bakar melalui peningkatan dari performa *pressure reducer* dengan variasi konstanta pegas dan tekanan gas keluar. Ini berarti bahwa jumlah gas CNG yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar minyak solar untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi penambahan dari beban listrik.

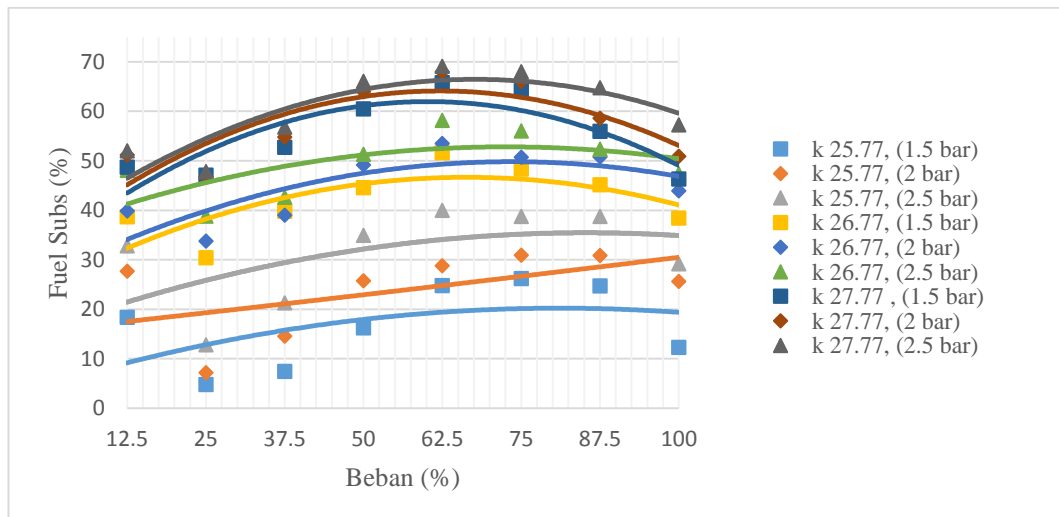
Dari grafik 4.11 juga terlihat bahwa SFC tertinggi pada saat beban terendah dan terus mengalami penurunan dengan bertambahnya beban hingga mencapai kondisi optimal pada beban 50% hingga 75%, kemudian SFC solar naik kembali ketika beban mencapai maksimal 100%. Penurunan SFC solar terjadi pada variasi konstanta 27,77 N/m dengan tekanan 2,5 bar dengan persentase rata-rata sebesar 59,4% dibandingkan dengan *single fuel*. Hal ini disebabkan karena performa dari *pressure reducer* mampu menyuplai bahan bakar lebih banyak sehingga persentase penggantian bahan bakar solar lebih optimal pada saat penambahan beban dan seiring dengan kenaikan daya mesin. Daya mesin naik seiring dengan kenaikan beban listrik sementara waktu konsumsi bahan bakar minyak solar semakin singkat.



Pada grafik 4.11 tersebut terlihat bahwa jumlah SFC solar yang terbesar terjadi pada variasi konstanta pegas 25,77 N/m dan tekanan gas keluar 1,5 bar bila dibandingkan dengan *single fuel*. Hal ini disebabkan *mass flow rate* CNG yang dihasilkan oleh *pressure reducer* lebih sedikit sehingga pada saat peningkatan beban listrik konsumsi bahan bakar solar menjadi lebih cepat dan lebih banyak.

#### 4.2.7 Analisa Solar Tersubsitusi

Solar tersubsitusi adalah seberapa banyak bahan bakar solar yang tergantikan oleh bahan bakar CNG. Semakin banyak bahan bakar solar yang digantikan maka tingkat keefisienan mesin lebih tinggi dalam mengkonsumsi bahan bakar solar seperti yang terlihat pada gambar 4.12 di bawah:



Gambar 4.12 Grafik solar tersubsitusi fungsi beban

Berdasarkan pada gambar 4.12 diatas menunjukkan bahwa secara umum jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh CNG pada setiap penambahan beban listrik pada setiap variasi konstanta pegas dan tekanan gas keluar yang menyebabkan kenaikan laju aliran massa CNG. Setiap kenaikan laju aliran massa CNG, maka besarnya jumlah persentase minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran mesin konstan akan semakin menurun sehingga jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh CNG akan semakin banyak.

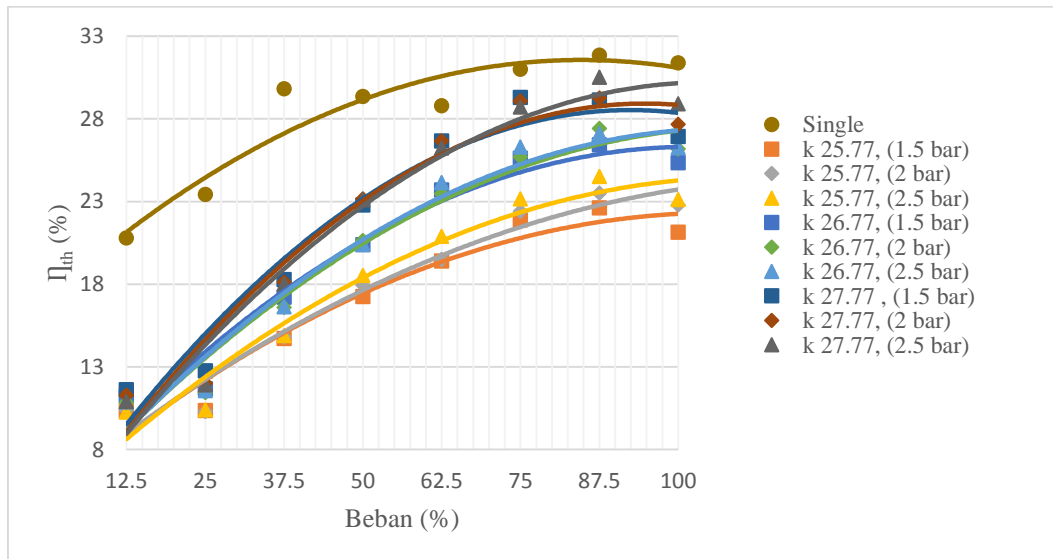
Persentase pergantian minyak solar mencapai titik puncak maksimal terjadi pada beban listrik 62,5%. Dan ketika beban listrik mencapai maksimal 100% terjadi penurunan kenaikan konsumsi bahan bakar solar untuk menjaga putaran tetap



konstan pada putaran 1500 rpm sehingga persentase pergantian bahan bakar solar semakin berkurang. Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah persentase penggantian minyak solar yang terbesar terjadi pada konstanta pegas 27,77 N/m dengan tekanan gas keluar 2,5 bar dengan solar tersubsitusi rata-rata sebesar 60,2%. Hal ini membuktikan bahwa pada saat konstanta pegas ditingkatkan terjadi peningkatan laju aliran massa CNG yang diinjeksikan ke ruang bakar disebabkan oleh waktu pembukaan dari *needle valve* pada stage dua lebih lama sehingga pada *chamber* dua pada *pressure reducer* lebih banyak dipenuhi oleh laju aliran massa CNG sehingga *pressure reducer* lebih adaptif terhadap pasokan jumlah bahan bakar yang lebih banyak ke ruang bakar sejalan dengan penambahan beban.

#### 4.2.8 Analisa efisiensi termal

Efisiensi thermal ( $\eta_{th}$ ) adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif pada motor. Efisiensi thermal mengindikasikan besarnya perubahan energi kalor menjadi energi mekanik atau gerak.



Gambar 4.13 Grafik efisiensi termal fungsi beban

Berdasarkan gambar 4.13 di atas terlihat bahwa secara umum terjadi penurunan efisiensi termal yang signifikan pada mesin dioperasikan dengan bahan bakar *dual fuel*. Hal ini disebabkan peningkatan daya yang tidak sebanding dengan konsumsi bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Grafik juga menunjukkan



bahwa efisiensi termal maksimum berada pada kisaran beban 87,5 % baik untuk *single fuel* maupun *dual fuel*. Hal ini membuktikan bahwa terdapat hubungan antara SFC dengan nilai efisiensi termal yang dihasilkan. Pada saat SFC turun hingga nilai minimal maka efisiensi termal naik hingga bernilai maksimum, yang menggambarkan bahwa dengan naiknya efisiensi termal maka semakin banyak bahan bakar yang dapat dikonversi selama proses pembakaran menjadi daya yang dikeluarkan melalui poros mesin. Saat nilai SFC naik kembali maka nilai efisiensi termal turun yang mengindikasikan semakin banyak bahan bakar yang terbuang bersama gas sisa pembakaran karena tidak dapat dikonversi menjadi daya mesin pada saat proses pembakaran berlangsung di ruang bakar.

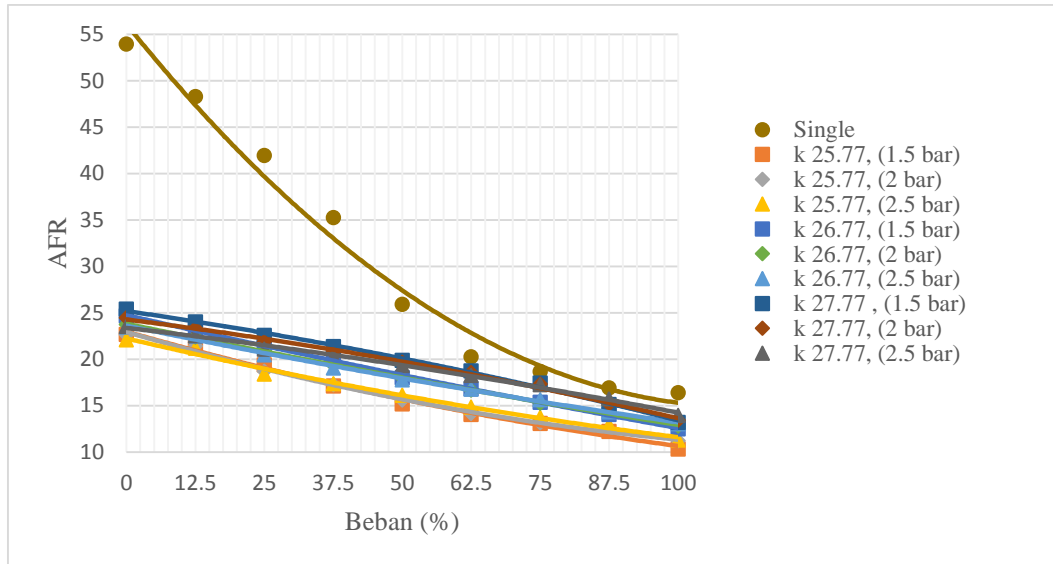
Pada variasi konstanta 27,77 N/m dengan tekanan 2,5 terjadi penurunan efisiensi rata-rata terendah sebesar sebesar 21,2% dibandingkan dengan *single fuel*, penurunan ini lebih sedikit dari variasi pegas yang rendah. Hal ini disebabkan oleh peningkatan *jumlah flow rate gas* dari performa *pressure reducer* yang adaptif untuk memasok *mass flow rate CNG* ke ruang bakar diimbangi dengan peningkatan daya mesin yang lebih besar dari variasi pegas yang lain sehingga penurunan lebih kecil dari variasi yang lain. Peningkatan daya disebabkan karena semakin banyak energi masuk yang dikonversi menjadi daya mesin dikarenakan campuran bahan bakar dan udara yang optimal sehingga terjadi pembakaran yang sempurna berpengaruh terhadap kenaikan daya mesin.

Kemudian jika dilihat dari LHV bahan bakar gas CNG memiliki kandungan sedikit lebih tinggi (10.779 kcal/kg) dari pada LHV solar (10.500 kcal/kg) sehingga ketika bahan bakar solar lebih banyak yang masuk ke ruang bakar dan dikonversi menjadi energi maka efisiensi termal *single fuel* sedikit lebih tinggi dari sistem *dual fuel*.

#### **4.2.9 Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR)**

AFR adalah rasio perbandingan campuran antara udara dengan bahan bakar. Ketika nilai AFR tinggi melebihi batas maksimal dari mesin diesel maka campuran bahan bakar terlalu miskin akibat dari kelebihan dari pasokan udara, dan ketika AFR terlalu rendah melebihi batas minimum dari mesin diesel maka campuran

terlalu kaya. Batas interval yang diizinkan pada motor diesel adalah  $18 < AFR < 70$ .



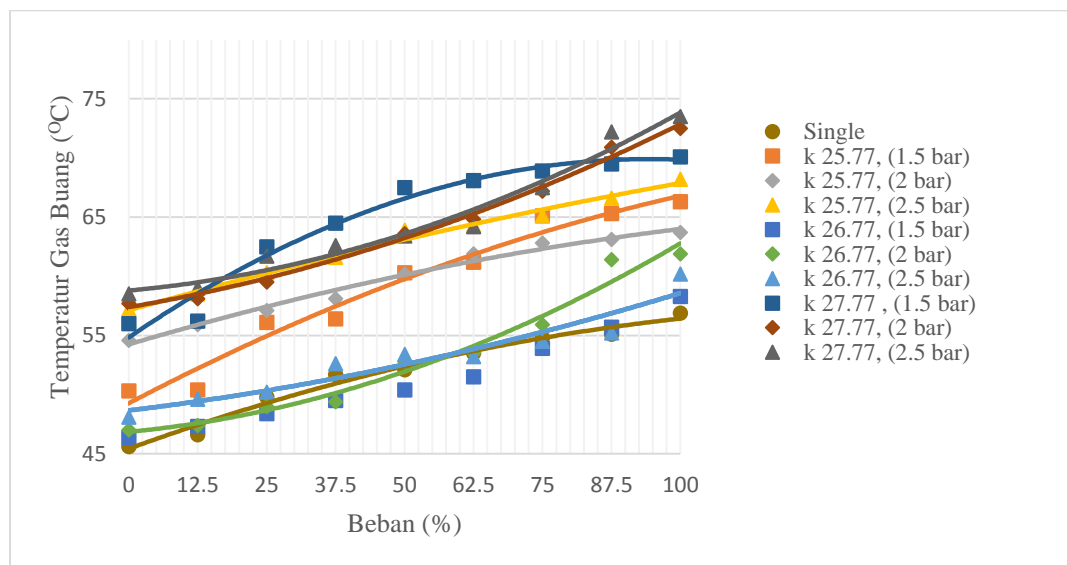
Gambar 4.14 AFR fungsi beban

Berdasarkan gambar 4.14 di atas menunjukkan secara umum terjadi penurunan AFR yang sangat signifikan antara AFR *single fuel* dengan *dual fuel* seiring dengan penambahan beban. Penurunan AFR yang maksimal terjadi pada beban listrik 100% dibawah batas standart minimum dikarenakan konsumsi bahan bakar yang terlalu banyak pada beban listrik yang tinggi untuk mempertahankan putaran tetap konstan 1500 rpm. Hal ini menunjukkan bahwa jumlah bahan bakar yang masuk pada ruang bakar ketika mesin dioperasikan dengan sistem *dual fuel* jauh lebih banyak yang disebabkan peningkatan jumlah *mass flow rate* gas sehingga campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih kaya.

Pada grafik diatas juga terlihat bahwa pada semua variasi konstanta pegas dan tekanan gas keluar terjadi penurunan AFR rata-rata yang signifikan. Penurunan AFR rata-rata terendah terjadi pada konstanta pegas 27,77 N/m sebesar 37,5% pada semua tekanan gas keluar. Hal ini membuktikan peningkatan konstanta pegas akan menyebabkan kenaikan pasokan jumlah laju aliran massa yang diinjeksikan ke ruang bakar yang disebabkan oleh waktu pembukaan *needle valve* pada stage dua terlalu lama sehingga aliran gas maksimal masuk ke *chamber* dua pada *pressure reducer* akibatnya suplai bahan bakar terlalu banyak ketika *injector rail* membuka.

Kemudian jika dilihat dari LHV bahan bakar gas CNG memiliki kandungan lebih tinggi (10.779 kcal/kg) dari pada LHV solar (10.500 kcal/kg) sehingga mesin tidak membutuhkan bahan bakar yang lebih banyak pada *dual fuel* untuk mengatasi beban listrik yang sama pada *single fuel*. Namun ketika campuran gas CNG lebih banyak masuk ke ruang bakar maka akan menyebabkan AFR menjadi rendah. Hal ini yang menyebabkan AFR pada *dual fuel* lebih kecil sehingga campuran bahan bakar dan udara lebih kaya dibandingkan dengan pengujian pada *single fuel*.

#### 4.2.10 Temperatur



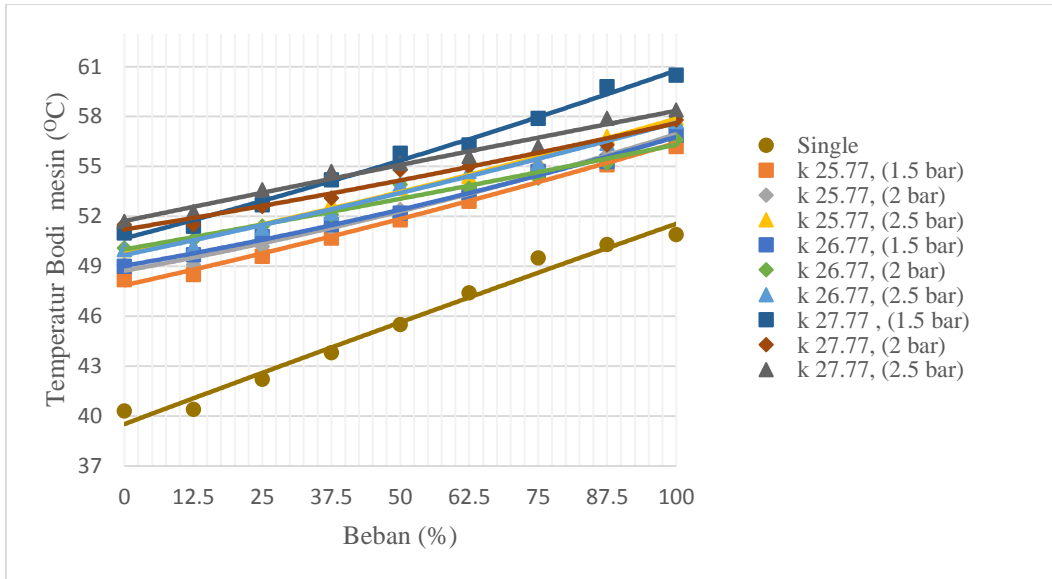
Gambar 4.15 Temperatur gas buang fungsi beban

Berdasarkan gambar 4.15 di atas menunjukkan bahwa pengaruh sistem *dual fuel* terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya engine terhadap kenaikan beban listrik.

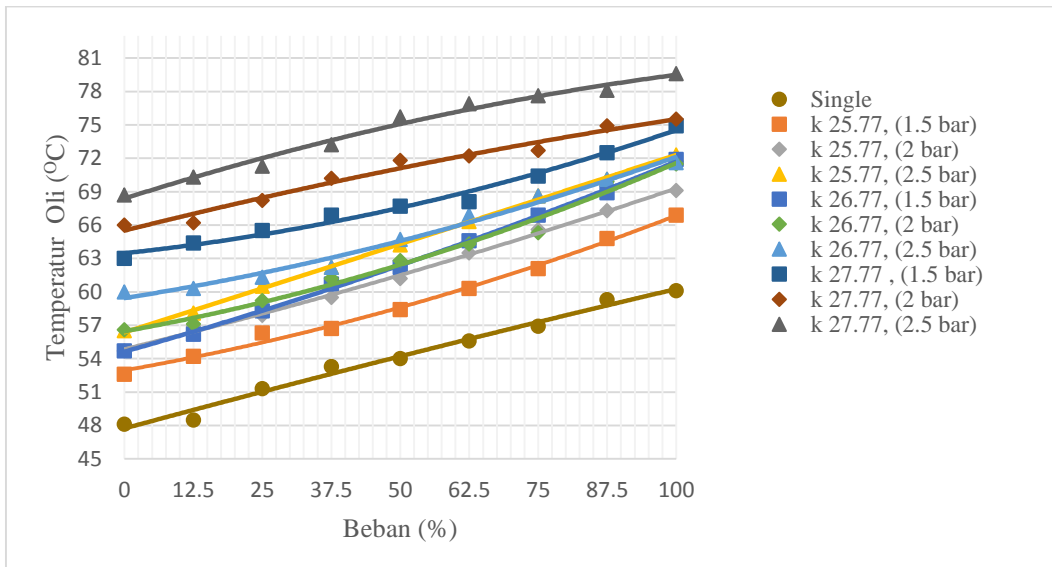
Analisa yang dapat kita jelaskan adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran dan keluar sebagai *unburnt fuel*, sehingga gas buang yang tercampur



dengan *unburnt fuel* tersebut temperaturnya menjadi lebih panas. Hal ini dapat dilihat pada masing-masing variasi konstanta pegas (25,77 N/m, 26,77 N/m dan 27,77 N/m) dan tekanan gas keluar (1,5 bar, 2 bar dan 2,5 bar). Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil untuk pelumas mesin, bodi mesin dan cairan pendingin ditunjukkan pada gambar 4.16, gambar 4.17 dan gambar 4.18 di bawah:

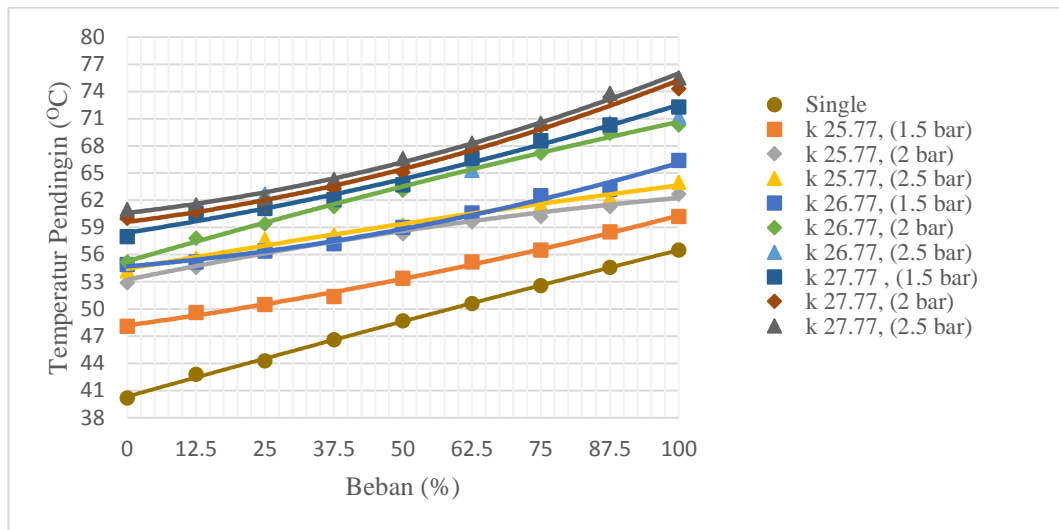


Gambar 4.16 Temperatur bodi mesin fungsi beban



Gambar 4.17 Temperatur pelumas fungsi beban





Gambar 4.18 Temperatur cairan pendingin fungsi beban

Berdasarkan gambar 4.16, gambar 4.17 dan gambar 4.18 yang ditampilkan di atas secara umum menunjukkan bahwa pada sistem *dual fuel* terjadi peningkatan temperatur bodi mesin, pelumas dan cairan pendingin dibandingkan dengan *single fuel*. Kenaikan temperatur ini juga dipengaruhi oleh penambahan beban listrik. Hal ini disebabkan banyaknya jumlah *mass flow rate* bahan bakar yang dipasok oleh *pressure reducer* dengan cara meningkatkan konstanta pegas dan tekanan gas keluar ke dalam ruang bakar sehingga meningkatkan energi panas yang dihasilkan dari pembakaran, baik yang ikut terbuang melalui gas sisa pembakaran ataupun yang diambil oleh pelumas dan cairan pendingin dan dibuang ke lingkungan sekitar.



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



---

---

## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari analisa hasil penelitian, maka dapat ditarik kesimpulan dari penelitian ini sebagai berikut :

1. Karakterisasi performa *pressure reducer adaptive*
  - a. Peningkatan kekakuan/ konstanta pegas sebesar 27,77 N/m meningkatkan sensitivitas pegas terhadap tekanan rata-rata sebesar 21,01% di *chamber* dua pada *stage* dua sehingga mempengaruhi peningkatan *mass flow rate* sebesar 7,42% terhadap pegas standart.
2. Karakterisasi performa mesin
  - a. Peningkatan kekakuan/ konstanta pegas sebesar 27,77 N/m meningkatkan sensitivitas pegas di *chamber* dua pada *stage* dua dan tekanan gas keluar terhadap pasokan bahan bakar CNG sehingga menggantikan solar tersubsitusi rata-rata sebesar 60,2%, meningkatkan SFC dual rata-rata sebesar 27,5% dan menurunkan SFC solar rata-rata sebesar 59,4%, efisiensi termal rata-rata sebesar 22,1% serta AFR rata-rata sebesar 37,5%.
  - b. Nilai temperatur gas buang, mesin, oli dan air pendingin terjadi peningkatan yang signifikan pada sistem *dual fuel* dikarenakan banyaknya energi yang diinputkan ke ruang bakar.

#### 5.2 Saran

Untuk lebih sempurnanya tugas akhir ini maka penulis dapat menyarankan agar:

1. Perlu adanya variasi AFR pada sistem pemasukan udara pada *intake manifold* untuk mengurangi campuran yang terlalu kaya.
2. Perlunya adanya pengkondisian sistim pendinginan agar temperatur mesin tidak melebihi temperatur kerja mesin diesel.
3. Perlu pengkajian ulang pada setingan ECU terutama pada pengaturan *trottle position sensor* untuk pengontrolan bahan bakar CNG.



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bilcan, A., LeCorre, O., & Tazerout, M. (2001), Characterization of the LPG – diesel dual fuel combustion, *SAE Technical Paper*, hal. 28-36.
- [2] Matheson. (2014), *Guide to regulator*. USA: Matheson Tri-Gas, Inc.
- [3] Mohand, S.,L., Loubar, K., Tarabet,T., Balistrou,.M., Catalin, D., N., & Tazerout, M. (2014), Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions, *Energy*, hal. 200-211.
- [4] Angkasa, A. (2014), *Optimasi Kinerja Mesin Sinjai Bi-Fuel Bensin dan Compressed Natural Gas (CNG) dengan Variasi Tekanan Masuk dan Derajat Pengapian*, Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [5] Sungkono, K.D. (2011), *Motor Bakar Torak (Diesel)*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- [6] Heywood, J.B. (1988), *Internal Combustion Engine*, Mc.Graw Hill, London.
- [7] Tamam, Zuhri. (2015), *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Syngas Batubara*, Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [8] Mally, E.,C. (1963), *Gas Appliances Engineers Handbook*. National Gaes Award
- [9] Amir, Z., Basohbat, N.,A., & Afshari, H.,H. (2010), Dynamic Analysis of A Nonlinear Pressure Regulator Using Bondgraph Simulation Technique, *Simulation Modelling Practice and Theory*, hal. 240-252
- [10] Naci, Zafer, Luecke, G., R. (2008), Stability of gas pressure regulators, *Applied Mathematical Modelling*, ha. 61-82.
- [11] Pritchrd, P.J, (-----), *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*, 8<sup>th</sup> sediton, MPS Limited A Macmillan Company.

- [12] Shahani, A.,R., Esmaili, H., Aryaei, A., Mohammadi, S., & Najar. (2011), Dynamic Simulation of a High Pressure Regulator. *Toosi University of Technology*, Theran, Iran.
- [13] Dempsey, Paul. (2008), *Troubleshooting and Repairing Diesel Engines*, 4<sup>th</sup> edition, The McGraw-Hill Companies, United States of America
- [14] *Alternative Fuels Data Center-Fuel Properties Comparison*, (online), (<http://www.afdc.energy.gov/afdc/fuels/properties.html>, diakses 5 maret 2015)
- [15] PT. Pgas Solution, wilayah Surabaya, (2014). Surabaya.

## LAMPIRAN

### DATA HASIL PENGUJIAN

1. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar solar standart.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC	$\eta_{th}$
		HP	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h	%
0	53.9					
12,5	48.3	0.93	4.42	1.37	0.293	20.8
25	41.9	1.20	5.73	1.78	0.260	23.4
37,5	35.2	1.82	8.68	2.70	0.204	29.8
50	25.9	2.44	11.63	3.61	0.208	29.3
62,5	20.2	3.06	14.58	4.53	0.212	28.7
75	18.6	3.58	17.03	5.30	0.197	31.0
87,5	16.9	4.06	19.33	6.01	0.191	31.8
100	16.4	4.13	19.65	6.11	0.194	31.3
<b>Rata-rata</b>	30,86	2,66	12,64	3,93	0,22	28,31

2. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 25,77 N/m dan tekanan gas keluar 1,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
%		KW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	22.6								
12,5	21.3	1.034	4.91	1.52	0.581	0.23	0.34	18.34	10.34
25	19.3	1.13	5.40	1.68	0.580	0.24	0.33	4.745	10.36
37,5	17.1	1.82	8.68	2.70	0.408	0.18	0.21	7.407	14.72
50	15.1	2.413	11.46	3.56	0.349	0.17	0.17	16.23	17.25
62,5	14.1	2.933	13.92	4.33	0.310	0.15	0.15	24.74	19.40
75	13.1	3.551	16.87	5.25	0.275	0.14	0.13	26.18	21.88
87,5	12.2	3.93	18.67	5.81	0.266	0.14	0.12	24.72	22.61
100	10.3	4.344	20.64	6.42	0.285	0.17	0.11	12.30	21.15

<b>Rata-rata</b>	16,15	2,65	12,57	3,91	0,38	0,18	0,19	16,84	17,22
------------------	-------	------	-------	------	------	------	------	-------	-------

3. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 25,77 N/m dan tekanan gas keluar 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	22.62								
12,5	21.44	1.034	4.91	1.529	0.577	0.212	0.34	27.68	10.40
25	18.71	1.172	5.57	1.733	0.583	0.241	0.33	7.196	10.30
37,5	17.25	1.827	8.68	2.701	0.406	0.175	0.21	14.52	14.81
50	15.59	2.447	11.6	3.619	0.335	0.154	0.17	25.75	17.95
62,5	14.14	2.930	13.9	4.332	0.309	0.151	0.15	28.75	19.50
75	13.14	3.620	17.2	5.352	0.269	0.136	0.13	30.92	22.40
87,5	12.38	4.033	19.1	5.964	0.256	0.132	0.12	30.84	23.51
100	11.22	4.309	20.4	6.371	0.264	0.144	0.11	25.6	22.79
<b>Rata-rata</b>	16,28	2,67	12,7	3,95	0,38	0,17	0,20	23,91	17,71

4. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 25,77 N/m dan tekanan gas keluar 2,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	22.10								
12,5	21.18	1.034	4.91	1.529	0.584	0.197	0.38	32.8	10.26
25	18.38	1.206	5.73	1.784	0.577	0.227	0.34	12.8	10.41
37,5	17.36	1.827	8.68	2.701	0.403	0.161	0.24	21.2	14.89
50	16.13	2.447	11.6	3.619	0.324	0.135	0.18	34.9	18.54
62,5	14.83	2.999	14.2	4.434	0.287	0.127	0.16	39.9	20.90
75	13.73	3.585	17.0	5.301	0.260	0.120	0.13	38.7	23.15
87,5	12.92	4.033	19.1	5.964	0.245	0.117	0.12	38.7	24.52
100	11.30	4.344	20.6	6.422	0.260	0.137	0.12	29.1	23.12



<b>Rata-rata</b>	16,44	2,68	12,76	3,97	0,37	0,15	0,21	31,05	18,23
------------------	-------	------	-------	------	------	------	------	-------	-------

5. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 26,77 N/m dan tekanan gas keluar 1,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	24.69								
12,5	23.20	1.034	4.91	1.529	0.533	0.180	0.353	38.6	11.24
25	21.27	1.172	5.57	1.733	0.513	0.181	0.332	30.3	11.69
37,5	20.10	1.827	8.68	2.701	0.348	0.123	0.225	39.7	17.22
50	18.01	2.413	11.4	3.568	0.294	0.115	0.179	44.5	20.40
62,5	16.83	2.999	14.2	4.434	0.253	0.102	0.150	51.5	23.70
75	15.35	3.551	16.8	5.250	0.234	0.101	0.132	48.2	25.62
87,5	14.05	3.999	19.0	5.913	0.227	0.105	0.122	45.1	26.42
100	12.49	4.309	20.4	6.371	0.237	0.119	0.118	38.4	25.35
<b>Rata-rata</b>	18,45	2,66	12,66	3,94	0,33	0,13	0,20	42,1	20,21

6. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 26,77 N/m dan tekanan gas keluar 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	23.7								
12,5	22.3	1.034	4.91	1.529	0.553	0.176	0.376	39.8	10.85
25	20.8	1.172	5.57	1.733	0.523	0.172	0.351	33.7	11.45
37,5	19.3	1.827	8.68	2.701	0.361	0.124	0.236	39.0	16.59
50	17.9	2.447	11.6	3.619	0.290	0.105	0.185	49.1	20.65
62,5	16.6	2.999	14.2	4.434	0.256	0.098	0.157	53.5	23.47
75	15.2	3.585	17.0	5.301	0.233	0.097	0.136	50.6	25.70
87,5	14.3	4.068	19.3	6.014	0.219	0.094	0.125	50.7	27.42
100	12.8	4.344	20.6	6.422	0.230	0.109	0.121	43.9	26.17

<b>Rata-rata</b>	18,16	2,68	12,76	3,97	0,33	0,12	0,21	45,09	20,29
------------------	-------	------	-------	------	------	------	------	-------	-------

7. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 26,77 N/m dan tekanan gas keluar 2,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	23.4								
12,5	22.4	1.034	4.91	1.529	0.550	0.152	0.397	48.0	10.8
25	20.4	1.206	5.73	1.784	0.518	0.159	0.358	38.8	11.5
37,5	19.1	1.861	8.84	2.752	0.360	0.117	0.243	42.6	16.6
50	17.7	2.447	11.6	3.619	0.294	0.101	0.192	51.3	20.4
62,5	16.7	3.068	14.5	4.536	0.248	0.088	0.159	58.1	24.1
75	15.6 1	3.585	17.0	5.301	0.228	0.086	0.141	56.0	26.32
87,5	14.3	4.033	19.1	5.964	0.221	0.091	0.130	52.3	27.1
100	13.1	4.275	20.3	6.320	0.229	0.102	0.126	47.3	26.2
<b>Rata-rata</b>	18,16	2,69	12,78	3,98	0,33	0,11	0,21	49,34	20,42

8. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 27,77 N/m dan tekanan gas keluar 1,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	25.3								
12,5	24.0	1.034	4.91	1.529	0.515	0.150	0.365	48.7	11.6
25	22.5	1.206	5.73	1.784	0.469	0.137	0.332	47.1	12.7
37,5	21.3	1.827	8.68	2.701	0.328	0.096	0.231	52.7	18.2
50	19.8	2.447	11.63	3.619	0.263	0.082	0.180	60.4	22.7
62,5	18.7	3.034	14.41	4.485	0.225	0.072	0.152	65.7	26.6
75	17.4	3.585	17.03	5.301	0.204	0.070	0.134	64.1	29.3
87,5	15.1	4.102	19.49	6.065	0.206	0.084	0.121	55.9	29.1

100	13.1	4.344	20.64	6.422	0.223	0.104	0.119	46.3	26.9
<b>Rata-rata</b>	19,75	2.70	12.82	3.99	0.30	0.10	0.204	55.16	22,19

9. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 27,77 N/m dan tekanan gas keluar 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	24.45								
12,5	23.33	1.034	4.91	1.529	0.530	0.143	0.387	51.1	11.29
25	21.89	1.172	5.57	1.733	0.499	0.138	0.360	46.7	12.00
37,5	20.81	1.861	8.84	2.752	0.330	0.092	0.237	54.7	18.13
50	19.66	2.516	11.9	3.721	0.258	0.074	0.183	63.9	23.17
62,5	18.56	3.068	14.5	4.536	0.224	0.067	0.156	67.9	26.66
75	17.31	3.585	17.0	5.301	0.206	0.066	0.139	66.0	29.09
87,5	15.19	4.102	19.4	6.065	0.205	0.079	0.126	58.6	29.26
100	13.44	4.378	20.8	6.473	0.217	0.095	0.122	50.90	27.66
<b>Rata-rata</b>	19.41	2.72	12.90	4.01	0.31	0.09	0,214	57.52	22.16

10. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan CNG dengan konstanta 27,77 N/m dan tekanan gas keluar 2,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	$\eta_{th}$
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	N.m	kg/cm <sup>2</sup>	kg/kW.h			%	%
0	23.5								
12,5	22.5	1.034	4.91	1.529	0.549	0.140	0.408	52.02	10.9
25	21.1	1.206	5.73	1.784	0.503	0.136	0.367	47.8	11.9
37,5	20.3	1.896	9.01	2.803	0.332	0.088	0.243	56.78	18.02
50	19.3	2.551	12.12	3.772	0.259	0.070	0.188	66.01	23.09
62,5	18.2	3.068	14.58	4.536	0.228	0.065	0.162	69.08	26.2
75	17.2	3.551	16.87	5.250	0.208	0.063	0.145	67.95	28.7

87,5	15.7	4.137	19.65	6.116	0.196	0.067	0.129	64.7	30.5
100	13.9	4.413	20.96	6.524	0.207	0.083	0.124	57.2	28.9
<b>Rata-rata</b>	19.12	2.73	12.98	4.04	0.31	0.09	0.221	60.21	22.29

## BIODATA PENULIS



**Dori Yuwenda**, lahir di Bukittinggi Sumatera Barat. Menempuh pendidikan Sekolah Dasar (SD) sampai SMU di kabupaten Tanah Datar, kemudian pada tahun 2007 penulis melanjutkan ke perguruan tinggi di Teknik Otomotif UNP Padang dengan program studi Diploma III kemudian melanjutkan

pendidikan ke jenjang sarjana pada tahun 2012 dengan bidang studi pendidikan teknik otomotif dan lulus sarjana tahun 2013.

Pada masa studi menempuh sarjana di UNP Padang, penulis selama 2 tahun bekerja di Universitas Negeri Padang sebagai Teknisi dan Asisten dosen pada laboratorium motor bakar dan pengujian kendaraan. Dimana penulis sangat berpengalaman dalam bidang otomotif.

Kemudian pada tahun 2013 penulis melanjutkan studi S2 di teknik mesin ITS, surabaya dengan program studi Rekayasa Konversi Energi dan lulus pada tahun 2015.