

ISSN 1858-3466

295/Akred-LIPI/P2MBI/08/2010

JURNAL ILMIAH

TEKNOLOGI ENERGI

Volume 1 Nomor 14 Edisi Februari 2012



BALAI BESAR TEKNOLOGI ENERGI (B2TE)
DEPUTI BIDANG TEKNOLOGI INFORMASI, ENERGI DAN MATERIAL
BADAN PENKAJIAN DAN PENERAPAN TEKNOLOGI (BPPT)

JITE	Vol. 1	No. 14	Hal. 1-77	Jakarta Februari 2012	ISSN 1858-3466
------	--------	--------	-----------	--------------------------	-------------------

Jurnal Ilmiah Teknologi Energi (JITE)
Volume 1 Nomor 14 Edisi Februari 2012
ISSN 1858 - 3466
Terdokumentasikan pada Pusat Dokumentasi Ilmiah Indonesia
Diterbitkan oleh:
Balai Besar Teknologi Energi - BPPT
d/a Kawasan PUSPIPTEK Gd. 620 - 622, Setu (dh Serpong)
Tangerang 15314, Banten, Indonesia

*Copyright © Balai Besar Teknologi Energi 2012
Allright reserved. Parts of this publication may be reproduced, stored in any
retrieval system, or transmitted in any forms or by any means, electronic,
mechanical, photocopying or recording with prior written permission from Balai
Besar Teknologi Energi - BPPT.*

Alamat surat/pengiriman makalah:
Redaksi Jurnal Ilmiah Teknologi Energi
Balai Besar Teknologi Energi - BPPT
d/a Kawasan PUSPIPTEK Gd. 620 - 622, Setu (dh Serpong)
Tangerang 15314, Banten, Indonesia
Telpon: +62 21 7560550, +62 21 7560092, +62 21 7560916
Fax.: +62 21 7560904
Email: jite@b2te.bppt.go.id
Website: b2te.bppt.go.id

Disain Sampul Depan : Herliyani Suharta
Disain Sampul Belakang : Pratiwi

ISSN 1858-3466

No.295/Akred-LIPI/P2MBI/08/2010

JURNAL ILMIAH
TEKNOLOGI
ENERGI

Volume 1 Nomor 14 Edisi Februari 2012



BALAI BESAR TEKNOLOGI ENERGI (B2TE)
DEPUTI BIDANG TEKNOLOGI INFORMASI, ENERGI DAN MATERIAL
BADAN PENKAJIAN DAN PENERAPAN TEKNOLOGI (BPPT)

J.Ilm.Tek. Energi	Vol. 1	No. 14	Hal. 1-77	Jakarta Februari 2012	ISSN 1858-3466
-------------------	--------	--------	-----------	--------------------------	-------------------

JURNAL ILMIAH TEKNOLOGI ENERGI

Volume 1 Nomor 14 Februari 2012

Jurnal Ilmiah Teknologi Energi adalah wadah informasi yang memuat hasil-hasil penelitian ilmiah berkaitan dengan energi dan konsep kebijakan yang berguna bagi penurunan kebijakan nasional untuk mendukung kesinambungan penyediaan energi. Terbit pertama kali bulan Agustus 2005 dengan frekuensi terbit 2 kali dalam setahun.

Ketua Penyunting:

Prof. Dr. **Herliyani Suharta**, Ir., Mphil.
Energy Technology Implementation and Dissemination [42-50]

Wakil Ketua Penyunting:

Dr. **SD. Sumbogo Murti**, M.Eng. / *Fossil Energy* [15-26; 51-57]

Penyunting Ahli:

Dr. MAM. Oktaufik (BPPT) / *Energy Technology*
Dr. Kurtubi (Pertamina); Dr. **Dadan Kusdiana** (ESDM) [27-41]
Energy Policy, Demand and Resources Projection and Planning
Dr. Edi Hilmawan (BPPT) / *Energy Efficiency*
Prof. Dr. Martin Djamin (RISTEK) / *PV Technology*
Dr. Unggul Priyanto (BPPT) / *Energy Resources*
Prof. Dr. Armansyah H. Tambunan, MAg. (IPB); Dr. Ir. Soni S. Wirawan M.Eng. (B2TE-BPPT) /
Biofuel Technology
Dr. Suryadarma (Pertamina) / *Geothermal Technology*
Prof. Sidik Budoyo, MEng. (BPPT) / *Renewable Electricity and Economy Evaluation*
Ir. **Trisaksono Bagus Priambodo**, M. Eng. (B2TE-BPPT) / *Fossil Energy and Gasification*
Technology [58-77]
Dr. Agus R. Hoetman (RISTEK); Dr. **Adiarso** (B2TE-BPPT) / *Energy in Industries* [1-14]
Dr. Achiar Oemry APU (LIPI); Dr. Oo Abdul Rosyid (B2TE-BPPT) /
Hydrogen and Electro-chemical Technology
Prof. Dr. Yudi Sutrisno Garno (BPPT) / *Environment and Ecology*

Alamat Redaksi:

Balai Besar Teknologi Energi - BPPT
d/a Kawasan PUSPIPTEK Gd. 620 - 622, Setu, Tangerang 15314, Banten, Indonesia
Telpon: +62 21 7560550, +62 21 7560092, +62 21 7560916
Fax.: +62 21 7560904, e-mail : jite@b2te.bppt.go.id
Redaksi Pelaksana: Dwika Budianto,ST; Taopik Hidayat,ST; Pratiwi,ST
Sekretariat dan Distribusi: Tarno, SE., MM.; Drs.Siswanto; dan Madnoh,S.Sos

Jurnal Ilmiah Teknologi Energi diterbitkan oleh Balai Besar Teknologi Energi - BPPT

Pembina:

Deputi Kepala BPPT Bidang Teknologi Informasi, Energi dan Material :Dr.Ir.Unggul Priyanto,MSc
Kepala Balai Besar Teknologi Energi: Dr. Ir. Soni Solistia Wirawan, M.Eng

JURNAL ILMIAH TEKNOLOGI ENERGI

Volume 1 Nomor 14 Edisi Februari 2012

DAFTAR ISI

Arifin Siagian PREDIKSI IGNITION DELAY MESIN DIESEL DUAL-FUEL PADA KONDISI PERIODE INJEKSI DINI	1 – 14
Mawardi Silaban PENGARUH PENAMBAHAN BIO-ADITIF PADA PREMIUM TERHADAP KINERJA MOTOR BAKAR	15 – 26
Herliyani Suharta, and Hilmi Panigoro FOSSIL FUEL RESOURCES AND CLEANER ENERGY IMPLEMENTATION EXERTED IN INDONESIA	27 – 41
Colin Harvey GEOTHERMAL PROSPECTS, STATUS, AND CURRENT AND FUTURE CHALLENGES	42 – 50
D. Chandrasekharam, and V. Chandrasekhar MITIGATING CARBON FOOT PRINTS THROUGH GEOTHERMAL : INDIAN SCENARIO	51 – 57
Bambang Suwondo Rahardjo, Rizqon Fajar KINERJA MESIN DIESEL MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR SOLAR, DME DAN CAMPURANNYA	58 – 77

Indeks Subyek dan Penulis
Lembar Abstrak
Tuntunan Penulisan Makalah

KATA PENGANTAR

Dengan rendah hati dan penuh syukur kehadiran Tuhan YME, kami hadirkan Jurnal Ilmiah Teknologi Energi ke hadapan pembaca sekalian. Edisi ini adalah terbitan ke-14 dan merupakan terbitan keempat setelah mendapatkan akreditasi dari Lembaga Ilmu Pengetahuan Indonesia dengan nomor No.295/Akred-LIPI/P2MBI/08/2010. Dengan capaian ini kami senantiasa berusaha meningkatkan berbagai perbaikan di dalam penyusunan naskah maupun materi makalah dengan harapan kualitas jurnal akan semakin baik dan InsyaAllah dapat menjadi bahan rujukan dan sumber informasi yang bermanfaat bagi para pembaca khususnya yang bekerja di bidang energi. Jurnal Ilmiah Teknologi Energi Vol. 1 No. 14 ini menyampaikan 6 tulisan hasil Litbangyasa dan telaah ilmiah di bidang energi, seperti yang tersusun di daftar isi. Kami berharap semoga hasil kajian dan penelitian yang termuat di dalam jurnal ini dapat memberikan kontribusi informasi yang bermanfaat baik untuk kalangan praktisi, peneliti, dan pengamat bidang energi. Redaksi menerima kritik dan saran membangun serta kembali mengundang pembaca semua untuk mempublikasikan karya ilmiah dari kegiatan penelitian dan inovasi di bidang energi di Jurnal Ilmiah Teknologi Energi. Terima kasih. **(Redaksi)**

PREDIKSI IGNITION DELAY MESIN DIESEL DUAL-FUEL PADA KONDISI PERIODE INJEKSI DINI

Arifin Siagian

Balai Besar Teknologi Energi (B2TE) - BPPT
Kawasan PUSPIPTEK Serpong-Tangerang 15314, Banten, Indonesia
e-mail : arifinsiagian64@yahoo.com

ABSTRAK

Ignition delay mesin diesel bukan hanya mempengaruhi periode awal proses pembakaran saja, akan tetapi juga mempengaruhi sampai akhir proses pembakaran di dalam ruang bakar mesin itu. Sehingga berperan menentukan performa dan juga kandungan gas buang (emisi) mesin. Misalnya jika periode injeksi solar dibuat antara 20° sebelum titik mati atas (BTDC) dan titik mati atas (TDC), seperti mesin diesel konvensional maka hubungan antara kadar oksida nitrogen (NO_x) dan asap (*smoke* atau *soot*) akan saling berlawanan (*trade-off*). Akan tetapi jika periode injeksi solar dipercepat lagi, lebih awal dari 20° BTDC maka baik kadar NO_x maupun asap kedua-duanya menurun bersama-sama. Hal ini disebabkan oleh karena periode injeksi solar yang lebih awal, maka *ignition delay* bertambah menyebabkan campuran udara (atau udara+Bahan Bakar Gas; BBG) dan solar mendapat waktu yang longgar untuk bercampur merata sampai tercapai titik api yang mula-mula (*self-ignition* atau *autoignition*), sehingga campuran wilayah pekat menurun mengakibatkan temperatur bakar menurun. Pada percobaan di dalam penelitian ini dilakukan pengujian dan analisis *ignition delay* terhadap sebuah mesin diesel injeksi langsung dengan diameter (*bore*) 92mm dan langkah (*stroke*) 96mm. Periode injeksi solar dapat dibuat bervariasi untuk mendapatkan periode injeksi yang sangat dini dan dari *intake port* dialirkan campuran udara+BBG (*dual fuel*) yang bervariasi (yaitu; propana, metana, dan hidrogen) ke dalam ruang bakar mesin. Sehingga pada penelitian ini didapatkan kombinasi antara periode *ignition delay* yang sangat panjang dan isi ruang bakar (*cylinder charge*) mesin yang bervariasi (*dual-fuel*). Pengujian ini menjadi hal yang baru karena *ignition delay* pada penelitian ini jauh melampaui *ignition delay* yang ada dewasa ini yang sebatas level 1ms (*millisecond*). Kemudian telah dilakukan dan ditemukan juga model perhitungan untuk memprediksi *ignition delay*, yaitu dengan menerapkan *persyaratan autoignition* Livengood-Wu (Livengood dan Wu, 1955). Dengan diduplikasinya model perhitungan untuk memprediksi *ignition delay* ini maka diharapkan dapat mempermudah dan meningkatkan akurasi hasil yang didapat di dalam penelitian pada level simulasi khususnya pada bidang mesin diesel konvensional maupun inkonvensional.

Kata kunci: *Ignition Delay, Autoignition, Periode Injeksi, Periode Autoignition*

ABSTRACT

The *ignition delay* of diesel engines not only affects the start of combustion period, but will also affect until the end of the combustion process. Thus play a role determining the performance and content of the exhausts gas (emission) from engines. For example, if the diesel fuel injection period is made between about 20° BTDC and TDC, such as conventional diesel engines, the relationship between levels of NO_x (nitrogen oxides) and smoke (smoke or soot) will be a trade-off. However, if diesel fuel injection period is early more, earlier than 20° BTDC then both NO_x and smoke levels both reduce together.

This is caused by *autoignition* period to be late because the period of the earlier injection causes the mixture of air (or air+gas fuel) and spray of diesel fuel gets enough time to mix evenly, so that the high concentrated areas of mixture decreased, so that temperature of combustion are decreases. Today, the premix-lean combustion systems on diesel engines as above to be consideration, because it can reduce levels both of NO_x and smoke together.

In this experiment conducted testing and analysis of ignition delay in diesel fuel injection period is very early and in the condition of mixture of air+gas fuel (dual fuel) from the intake port which varies, resulting ignition delay period becomes very long. This became an extraordinary testing because it is far beyond the period of ignition delay that exist today are limited to level 1 ms (millisecond).

The next, in this study have been found a model calculations to predict the ignition delay by applying the condition of autoignition of Livengood-Wu. By determining the constants which obtained from an experimental results, to disubstitusi into the model calculations predict of ignition delay is then obtained predicted value identical to the value which is obtained from experimental results.

Keywords: Ignition Delay, Autoignition, Injection Period, Autoignition Period

1. PENDAHULUAN

Pada mesin diesel ada tenggang waktu antara sejak dimulainya penginjeksian solar (periode injeksi) ke dalam silinder bakar mesin itu dan sampai terjadinya titik api yang mula-mula (periode *autoignition*). Tenggang waktu ini disebut *ignition delay* atau keterlambatan pengapian (keterlambatan nyala). *Ignition delay* adalah suatu parameter yang sangat mempengaruhi dari awal sampai akhir proses pembakaran di dalam silinder mesin. Oleh sebab itu sangat mempengaruhi performa dan emisi gas buang mesin, sehingga dari dulu telah banyak penelitian [1-8] dilakukan. Dewasa ini, telah banyak riset terhadap mesin diesel, yang memungkinkan Bahan Bakar Gas, (BBG), seperti; *Liquified Petroleum Gas* (LPG), *Compressed Natural Gas* (CNG), dan lain-lain diharapkan menjadi bahan bakar utama [9-13]. Karena antara udara dan BBG dapat bercampur dengan baik, dan konsentrasinya dapat diatur dengan mudah, sehingga dengan memilih periode injeksi solar yang tepat waktu diharapkan NO_x dan asap dapat ditekan sekaligus dalam waktu yang bersamaan. Dewasa ini system *premix-lean combustion* pada mesin diesel [14-19] yaitu membuat periode injeksi solar yang sangat awal atau sangat dini menyebabkan campuran (*mixture*) udara+solar mendapat waktu yang longgar untuk bercampur merata sampai mencapai *autoignition*, sehingga campuran *wilayah pekat* menurun mengakibatkan temperatur bakar menurun sehingga dapat menurunkan kadar NO_x dan asap sekali gus. Mesin diesel diketahui mempunyai efisiensi panas (*thermal efficiency*) yang tinggi dan fleksibel terhadap jenis bahan bakar. Oleh sebab itulah mesin diesel sangat banyak dan sangat luas penggunaannya.

Pada penelitian ini masing-masing BBG; propana, metana, dan hidrogen dialirkan bersama-sama udara melalui *intake port* ke dalam silinder mesin sebagai bahan bakar utama, dan sebagai pemicu api bahan bakar solar disemprotkan langsung ke dalam silinder mesin dengan jumlah kecil. *Ignition delay* pembakaran di dalam silinder mesin oleh injeksi solar tersebut telah dianalisis dan dievaluasi.

Laju pelepasan panas (*rate of heat release*) dihitung dari penurunan tekanan dari hasil pengukuran langsung selama proses pembakaran di dalam silinder mesin, dengan menggunakan model *one-region* dari hukum I termodinamika. Keterkaitan antara karakteristik laju pelepasan panas dan karakteristik *ignition delay* juga dianalisis. Kemudian model perhitungan untuk memprediksi *ignition delay* telah dapat dilakukan dan ditemukan pada bagian penelitian ini, yaitu dengan menerapkan *persyaratan autoignition* Livengood-Wu (Livengood dan Wu, 1955). Dengan didapatkannya model perhitungan untuk memprediksi *ignition delay* ini maka dapat mempermudah dan meningkatkan akurasi hasil yang didapat di dalam penelitian pada level simulasi khususnya pada bidang dunia mesin diesel.

2. METODA PENELITIAN

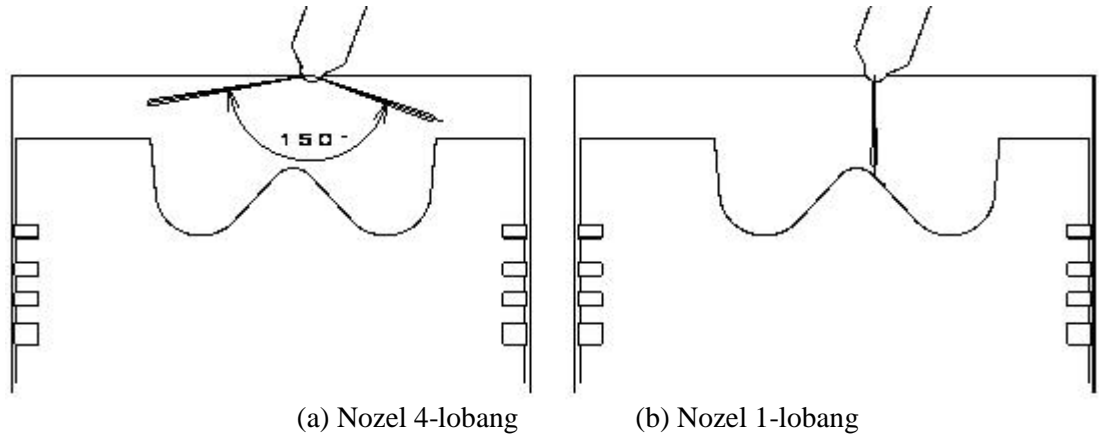
2.1. Cara Melakukan Percobaan dan Kondisi Percobaan

Pengujian ini dilakukan terhadap mesin diesel, 4-tak, silinder-tunggal. Diameter (*bore*) dan langkah (*stroke*) silinder bakar masing-masing adalah 92 dan 96 mm. Periode injeksi solar dapat dibuat dengan variasi yang sangat luas, dari mulai 120° s ebelum titik mati atas (*before top dead centre*, BTDC) sampai $1,7^\circ$ setelah titik mati atas (*after top dead centre*, ATDC). Rasio kompresi adalah 17,7 : 1, dan tipe silinder bakar adalah cekung dalam (*deep dish*) pada bagian atas piston. Pengujian ini menggunakan 2 jenis nozel injektor solar, yaitu; 4 lobang untuk periode injeksi solar yang relatif lambat, dan injektor 1 lobang untuk periode injeksi solar dini. Spesifikasi mesin yang digunakan seperti yang ditunjukkan pada Tabel 1, dan skematik piston dan injektor di dalam silinder bakar serta tipenya ditunjukkan pada Gambar 1. Kop silinder (*cylinder head*) diperlengkapi dengan sensor alat ukur tekanan (*pressure transducer*) untuk pengukuran tekanan pada siklus demi siklus, yang akan dipergunakan untuk perhitungan parameter-parameter yang dibutuhkan, misalnya; untuk menghitung laju pelepasan panas dan temperatur dalam silinder. Sinyal tekanan dalam silinder, sinyal TDC (*Top Dead Centre*), dan sinyal bukaan katup (*valve lift*) dideteksi oleh sebuah gap sensor yang ditampung pada sebuah perekam digital. Masing-masing BBG; propana (kemurnian 99%), metana (kemurnian 99%), dan hidrogen melalui *intake port* dialirkan ke dalam silinder bakar setelah melalui *mixer* udara-gas yang ditempatkan pada *intake port*. *Thermocouple* digunakan untuk mengukur temperatur udara dan gas, dan flowmeter digunakan untuk mengukur debit udara dan gas, yang ditempatkan di *intake port*. Kemudian, dengan jumlah yang sedikit (pada waktu *dual-fuel*), bahan bakar solar (*cetane number* 61) diinjeksi langsung ke dalam silinder bakar yang berfungsi sebagai pemicu api. Temperatur udara terdiri dari dua kondisi yang berbeda yaitu 291 dan 293K. Untuk temperatur masing-masing air pendingin dan oli pelumas mesin sama, yaitu 60°C .

Tabel 1. Spesifikasi mesin

Tipe mesin	Mesin Diesel Injeksi Langsung Pendingin Air, 4-tak
Ruang bakar	Silinder-tunggal, cekungan dalam piston atas
Diameter (bore) × langkah (mm)	92×96
Isi silinder (cc)	638
Rasio kompresi	17,7:1
Diameter nozel injektor (mm) (jumlah lobang, sudut injeksi)	0,26 dan 0,18 (4-lobang, 150° dan 1-lobang, <i>coaxial</i>)
Tekanan injeksi (MPa)	19,6
Periode injeksi	Variable (sesuai kebutuhan yang sangat luas)
Kecepatan putar mesin (rpm)	800, <u>1000</u> , 1500, 2000

Pada pengujian dengan kondisi memakai BBG (*dual-fuel*), solar diinjeksikan hanya 4 mg/cycle, atau rasio equivalensi setara dengan 0,08, dan rasio equivalensi keseluruhan $w_f=0,25\sim0,52$. Sedangkan pengujian tanpa BBG (solar 100%, *single-fuel*) mesin mengkonsumsi solar berkisar antara 11,2~18,7 mg/cycle ($w_f=0,25\sim0,52$), dan kecepatan putar mesin $n=800\sim2000$ rpm seperti yang ditunjukkan pada Tabel 2.



Gambar 1. Skematik ruang bakar dan injector

Tabel 2. Kondisi pengujian

Perioda injeksi (deg. BTDC)	Kondisi lingkungan		Total rasio ekuivalensi
	Temp. (K)	Gas masuk	
49~0	291	Udara	0,31 ; 0,42
120~(-1,7)	291	Udara	0,31 ; 0,43
50~0	293	Udara + C ₃ H ₈	0,29 ; 0,37 ; 0,47
50~0	293	Udara + CH ₄	0,29 ; 0,37 ; 0,47
52~1	293	Udara + H ₂	0,23 ; 0,35 ; 0,52

2.2. Penghitungan Laju Pelepasan Panas

Laju pelepasan panas dihitung dan dianalisis dari hasil penurunan tekanan yang didapat dari sensor pengukur tekanan selama proses berlangsung di dalam ruang bakar mesin dengan menggunakan model *one-region* dari hukum I termodinamika. Laju pelepasan panas adalah dQ/d ; diperoleh dari penurunan tekanan yang didapat dari pengukuran tersebut dengan asumsi mengabaikan kehilangan panas, dan gas di dalam silinder bakar tersebar merata.

Dari hukum termodinamika I; $dQ=dU + PdV$ diperoleh;

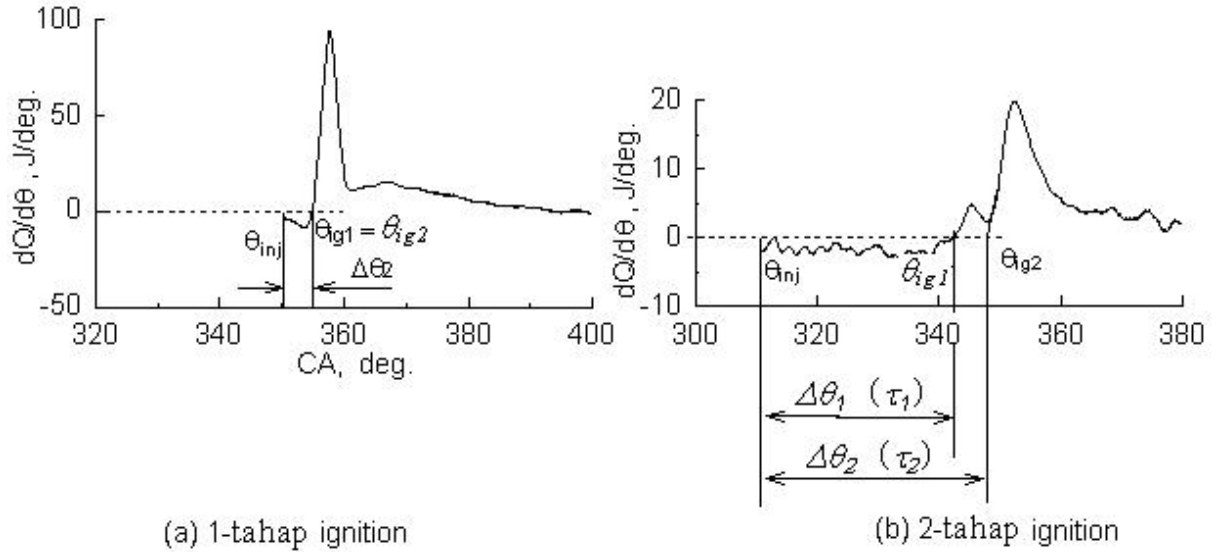
$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= \frac{dU}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{c_v}{R} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{1}{\kappa - 1} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} V \frac{dP}{d\theta} \dots\dots\dots(1) \end{aligned}$$

Dimana :

- Q : panas yang dilepas (J),
- U : energi dalam (J) ,
- P : tekanan di dalam silinder (Pa),
- c_v : spesifik panas volume tetap,
- V : volume silinder (m³),
- : rasio spesifik panas, dan
- : sudut putar mesin (deg.)

2.3. Defenisi *Ignition Delay* pada Kondisi Injeksi Dini

Defenisi *ignition delay* pada pengujian ini didasarkan pada grafik laju pelepasan panas. Pada pengujian ini ada 2 pola perioda *autoignition* (tercapainya titik api), jika diamati dari grafik laju pelepasan panas, seperti pada Gambar 2. Gambar 2 (a) menunjukkan pola grafik laju pelepasan panas mesin diesel konvensional. Dalam hal ini *ignition delay* didefenisikan dengan $U_{n1}=U_{n2}$ (deg.CA atau $\ddagger_1=\ddagger_2$ [ms]) yaitu dari perioda injeksi solar n_{inj} (injeksi dimulai) sampai dengan terjadinya titik api yang mula-mula (perioda *autoignition*) n_{ig1} , yaitu; grafik laju pelepasan panas yang mulai menanjak tajam dari nilai negatif ke positif. Akan tetapi pada perioda injeksi dini, seperti yang ditunjukkan Gambar 2 (b) perioda *autoignition* diperlihatkan 2 tahap. Fenomena yang seperti ini akan terjadi apabila perioda injeksi solar berakhir sebelum mendekati TDC, dan grafik laju pelepasan panas yang bergerak menanjak pada perioda tahap pertama disebut *autoignition reaksi oksidasi temperatur rendah*, ditandai n_{ig1} , sedangkan grafik yang menanjak pada perioda tahap ke-2 disebut *autoignition reaksi oksidasi temperatur tinggi*, ditandai n_{ig2} . Jadi, *ignition delay* seperti pada Gambar 2 adalah selang waktu dari perioda injeksi solar (injeksi solar mulai) sampai dengan perioda *autoignition* n_{ig2} , yaitu; U_{n2} (deg.CA) atau \ddagger_2 (ms).



Gambar 2. Defenisi *ignition delay*

2.4. Perhitungan Prediksi *Ignition Delay*

Dari mulai penginjeksian solar (perioda injeksi) ke dalam silinder sampai terjadi titik api yang mula-mula (*autoignition*), yaitu tenggang waktu selama *ignition delay*, tekanan (konsentrasi mol oksigen, $[O_2]$) dan temperatur di dalam ruang bakar terus berubah. Di dalam hal supaya dicapainya *autoignition* yaitu terjadinya titik api yang mula-mula ada persyaratan yang berlaku yang harus dipenuhi oleh konsentrasi mol oksigen $[O_2]$ dan temperatur T di dalam ruang bakar mesin. Dengan memanfaatkan persyaratan tersebut dapat dibuat prakiraan atau prediksi *ignition delay* „1 [deg.] (atau †[ms]) yang dapat menjadi model perhitungan untuk prediksi *ignition delay* solar yang perumusannya menggunakan *persyaratan autoignition* Livengood-Wu(Livengood dan Wu, 1955), yaitu persyaratan tercapainya titik api yang mula-mula pada campuran udara+solar (*single-fuel*) atau campuran udara+BBG+solar (*dual-fuel*).di dalam silinder mesin sebagai berikut:

$$\int_0^{\dagger} \frac{1}{\dagger} dt = 1 \tag{2}$$

† adalah *ignition delay* yang oleh banyak peneliti telah menjadikannya referensi bahkan menawarkannya menjadi rumusan perhitungan hasil dari penelitiannya, yang pada pokoknya adalah fungsi dari temperatur T dan tekanan (atau konsentrasi mol oksigen $[O_2]$). Rumus tersebut adalah bentuk rumus Arrhenius, sebagai berikut:

$$\dagger = A[O_2]^B \exp\left(\frac{C}{T}\right) \tag{3}$$

Di mana A , B , dan C adalah konstanta, $[O_2]$ adalah konsentrasi mol O_2 (mol/m^3). Selang waktu \dagger [ms] adalah *ignition delay* yang menjadi hasil prediksi perolehan integral persamaan (1) yang mana apabila integralnya mencapai jumlah 1 berarti campuran di dalam ruang bakar telah mencapai konsentrasi mol $[O_2]$ dan temperatur yang cukup untuk terjadi titik api yang mula-mula (*autoignition*). Dari percobaan dengan silinder bakar volume tetap (Hamamoto dkk, 1994) dan bahan bakar solar yang sama dengan penelitian ini, B diperoleh dengan rumus berikut:

$$B = 1,16T_m \times 10^{-3} - 2,45 \quad (4)$$

B adalah besaran tanpa dimensi, T_m adalah temperatur rata-rata dari temperatur periode injeksi, T_{inj} dan temperatur ignition T_{ig} , yaitu $T_m = (T_{inj} + T_{ig})/2$, $C = 4650$ K diperoleh dari percobaan Wolfer (1938). A adalah konstanta yang berubah terhadap berubahnya jenis BBG, sebagai berikut :

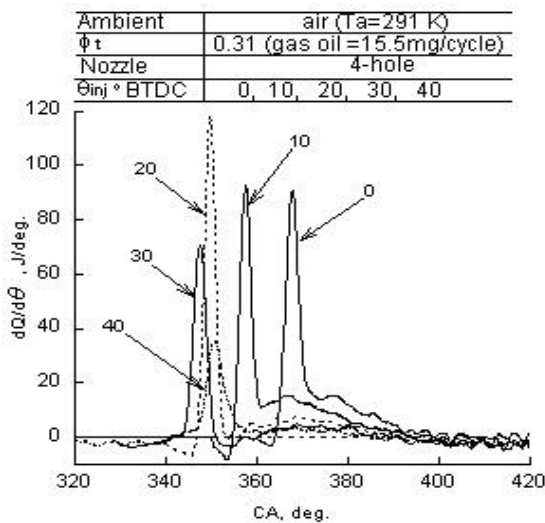
Udara	: $A = 1,2 \times 10^{-7}$	$[m^{3-B}/kmol^B]$
Udara+propane	: $A = 1,0 \times 10^{-7}$	$[m^{3-B}/kmol^B]$
Udara+metana	: $A = 0,9 \times 10^{-7}$	$[m^{3-B}/kmol^B]$
Udara+hydrogen	: $A = 1,3 \times 10^{-7}$	$[m^{3-B}/kmol^B]$

3. HASIL DAN DISKUSI

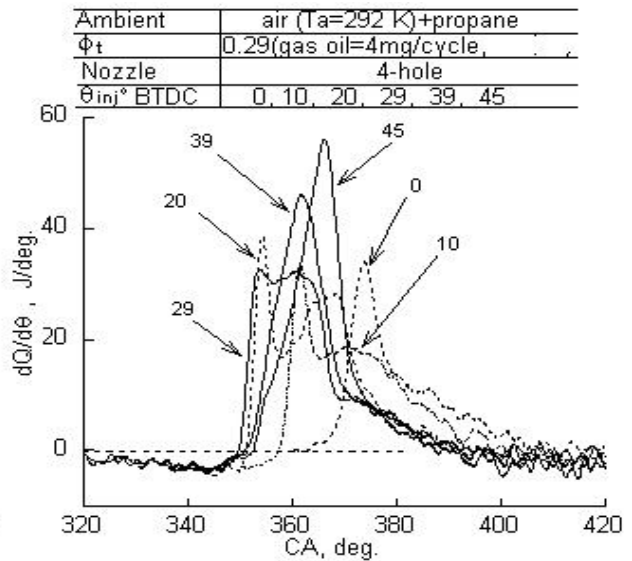
3.1. Penomona Pembakaran di Dalam Ruang Bakar pada Berbagai Kondisi

Grafik laju pelepasan panas untuk beberapa kondisi hanya udara (*single-fuel*) dan kondisi beberapa campuran udara+BBG (*dual-fuel*) yang dimasukkan dari *intake port* ditunjukkan pada Gambar 3; hanya udara, Gambar 4; campuran udara+propana, Gambar 5; campuran udara+hidrogen, dan Gambar 6; campuran udara+metana. Ini adalah hasil percobaan yang menggunakan nozel injektor 4 lobang, kecepatan putaran mesin $n = 1000$ rpm, beban mesin sesuai dengan rasio ekuivalensi total rata-rata dalam silinder $w_t = 0,29 \sim 0,36$, dan periode injeksi solar θ_{inj} yang bervariasi dari 0 sampai dengan 45° BTDC. Pada periode injeksi solar θ_{inj} dini, dari keseluruhan kondisi (semua variasi campuran yang dimasukkan dari *intake port*), grafik laju pelepasan panas mengalami nilai negatif setelah injeksi solar dimulai. Hal ini disebabkan oleh karena bahan bakar solar menyerap panas dari campuran di dalam silinder. Akan tetapi, khusus untuk kondisi udara+BBG (*dual-fuel*), dengan periode injeksi solar yang lambat (sekitar TDC, yaitu kondisi kompresi), grafik laju pelepasan panas segera meningkat tanpa mengalami nilai negatif terlebih dahulu. Hal ini disebabkan oleh karena campuran udara+BBG telah memulai reaksi oksidasi, yang menyebabkan kondisi campuran hendak menyala sendiri (*self-ignition* atau *autoignition*). Kemudian, ketinggian puncak grafik laju pelepasan panas untuk kondisi campuran hanya udara (*single-fuel*) pada periode injeksi solar dipercepat lebih awal dari pada $\theta_{inj} = 20^\circ$ BTDC memperlihatkan penurunan. Hal ini disebabkan oleh proses percampuran antara udara dan kabutan solar (*spray of light*

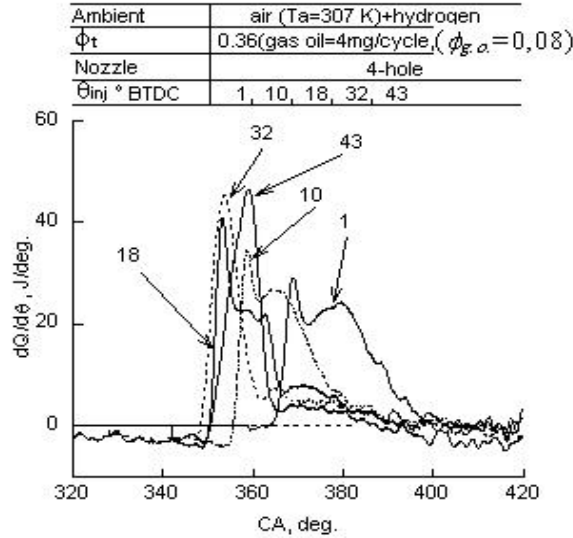
oil) berjalan baik dan merata karena waktu yang longgar, sehingga rasio ekuivalensi yang tinggi tidak ada lagi, menyebabkan temperatur bakar menurun. Penomena seperti inipun terjadi pada kondisi campuran udara+BBG (*dual-fuel*), akan tetapi, secara keseluruhan puncak grafik laju pelepasan panas kondisi *dual-fuel* lebih kecil dibandingkan dengan kondisi *single-fuel*. Kemudian, untuk semua kondisi, dengan perioda injeksi solar yang dipercepat lebih awal lagi, puncak grafik laju pelepasan panas hanya memiliki 1 puncak saja, dan prosesnya berbeda-beda tergantung kepada kondisinya. Pada kondisi campuran hanya udara (*single-fuel*) didapati 2 puncak, yaitu; didapati 1 puncak lagi yang landai setelah puncak yang pertama, yang kelihatan lebih tinggi dan curam. Penomena ini adalah hal yang lazim pada diesel konvensional yaitu jenis pembakarannya difusif. Akan tetapi apabila perioda injeksi solar dipercepat akan mengakibatkan kabutan solar mempunyai waktu yang cukup bercampur dengan baik dengan udara, meniadakan rasio ekuivalensi campuran yang tinggi, dan juga meniadakan pembakaran secara difusif. Oleh karena itulah sebaliknya pembakaran secara premix mendominasi proses pembakaran di dalam ruang bakar yang menghasilkan puncak grafik laju pelepasan panas menjadi 1. Penomena tersebut berlaku juga untuk kondisi campuran udara+BBG (*dual-fuel*), akan tetapi nilai puncak grafik laju pelepasan panas kondisi *dual-fuel* relatif lebih rendah dari pada kondisi *single-fuel*. Hal ini disebabkan oleh karena kondisi *dual-fuel* rasio ekuivalensi solar jauh lebih kecil sehingga tidak didapati lagi rasio ekuivalensi campuran yang tinggi, mengakibatkan puncak grafik laju pelepasan panas agak rendah karena pembakarannya dengan campuran tipis (*lean combustion*).



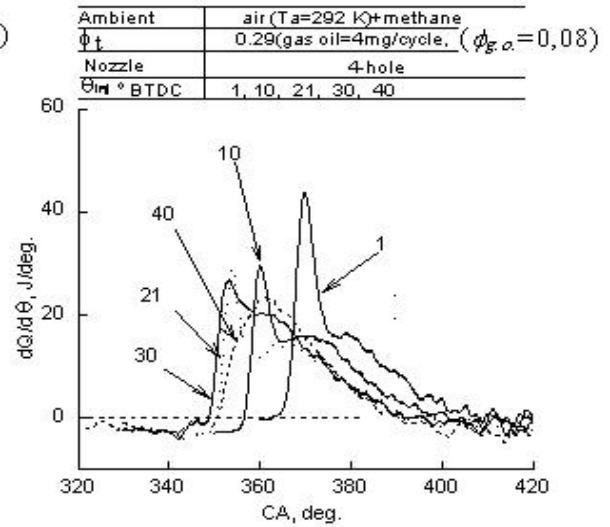
Gambar 3. Pengaruh perioda injeksi solar terhadap laju pelepasan panas (udara)



Gambar 4. Pengaruh perioda injeksi solar terhadap laju pelepasan panas (udara+propana)



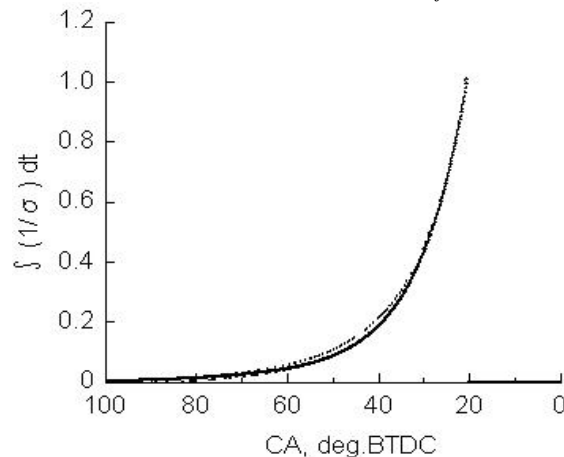
Gambar 5. Pengaruh perioda injeksi solar terhadap laju pelepasan panas (udara+ hidrogen)



Gambar 6. Pengaruh perioda injeksi solar terhadap laju pelepasan panas (udara+ metana)

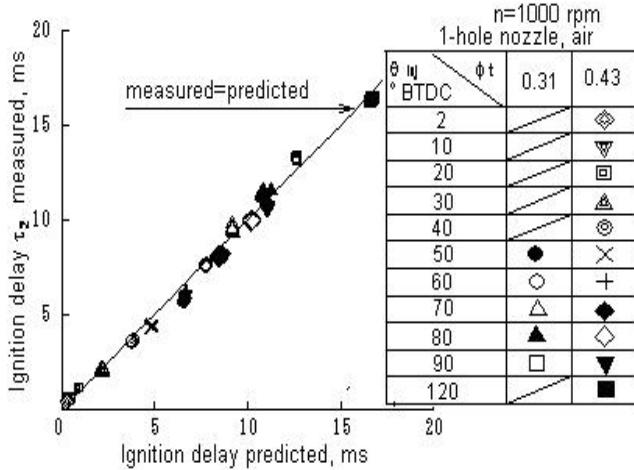
3.2. Prediksi Ignition Delay

Selanjutnya, Gambar 7 menunjukkan hasil investigasi dari integral *Livengood-Wu* pada kondisi perioda injeksi solar yang sangat dini ($\theta_{inj}=86, 104, 119$ [deg.BTDC]), campuran hanya udara (*single-fuel*), dengan menggunakan nozel 1 lobang. Di sini ditunjukkan, pada T_{inj} yang rendah (T_{inj} < kira-kira 600 K, θ_{inj} > kira-kira 40°BTDC), yaitu perioda yang mana temperatur di dalam silinder mesin < 600 K, integral *Livengood-Wu* tidak mengalami peningkatan yang berarti, sehingga perioda dengan temperaturnya yang rendah tidak berpengaruh terhadap ignition delay. Oleh karena itu, maka pada kondisi temperatur campuran di dalam silinder bakar < 600 K ditentukan $T_{inj}=600$ K.

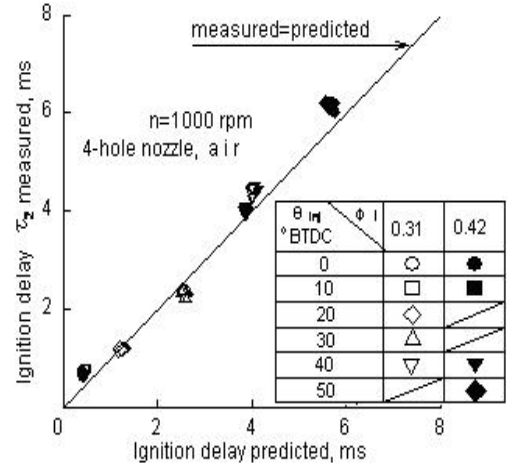


Gambar 7. Integral Livengood-Wu (nozel 1-lobang, udara, $\theta_{inj}=86, 104, 119$ [deg.BTDC])

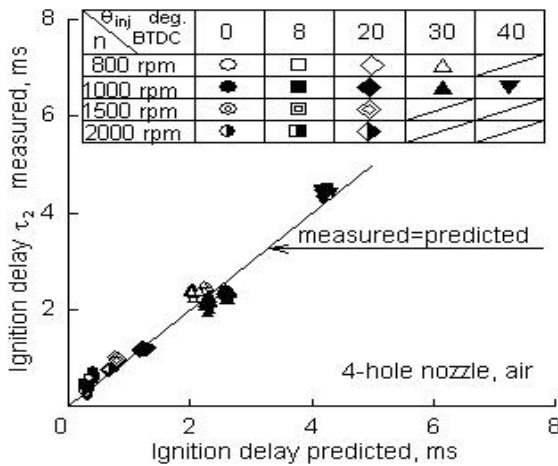
Gambar 8 menunjukkan *ignition delay* yang didapat dari hasil percobaan dan hasil prediksi berdasarkan perhitungan dengan kondisi campuran hanya udara (*single-fuel*), menggunakan nozel 1 lobang, rasio ekuivalensi di dalam silinder $w_f=0,31$, dan $0,43$, dan perioda injeksi solar θ_{inj} yang luas, yaitu berkisar $1,7^\circ \sim 120^\circ$ BTDC. Hasil menunjukkan bahwa percobaan dan prediksi sangat identik. Kemudian, Gambar 9 menunjukkan kondisi yang sama dengan Gambar 8, tetapi berbeda nozel menjadi 4 lobang, dan perioda injeksi solar θ_{inj} berkisar antara $0 \sim 50^\circ$ BTDC, dalam hal inipun *ignition delay* dari hasil percobaan dan hasil prediksi berdasarkan perhitungan sangat identik.



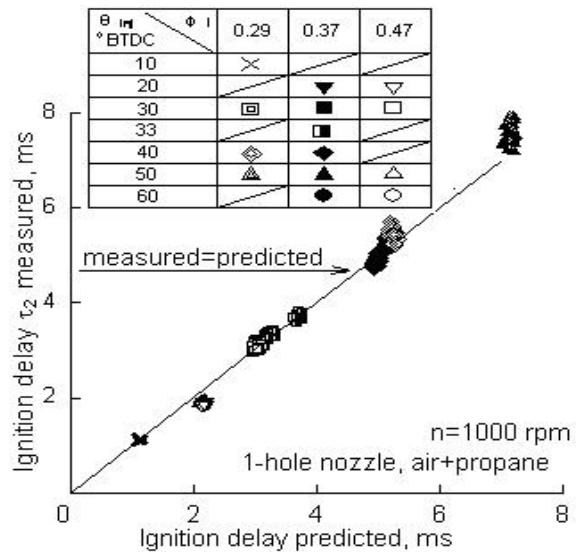
Gambar 8. Perbandingan antara *ignition delay* pengukuran dan prediksi (udara, 1-lobang)



Gambar 9. Perbandingan antara *ignition delay* pengukuran dan prediksi (udara, 4-lobang)



Gambar 10. Perbandingan antara *ignition delay* pengukuran dan prediksi (udara)



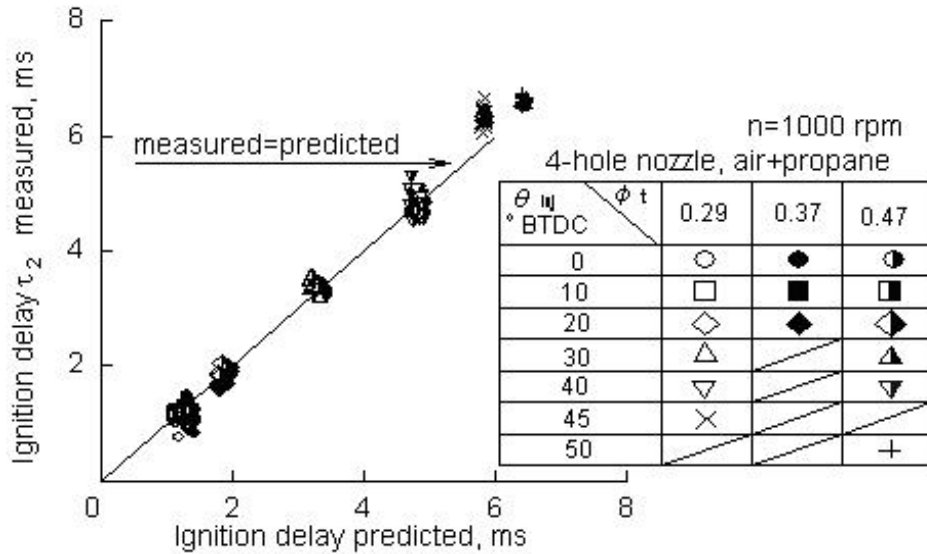
Gambar 11. Perbandingan antara *ignition delay* pengukuran dan prediksi (udara+propana)

Untuk mengetahui perubahan temperatur dengan berubahnya kecepatan putar mesin dari sejak injeksi solar dimulai (periode injeksi) sampai dengan terjadinya api yang mula-mula (*autoignition*) di dalam silinder mesin, maka dilakukan pengujian dengan kecepatan putar mesin n yang bervariasi, yaitu 800, 1000, 1500, dan 2000 rpm, seperti pada Gambar 10. Pengujian ini menggunakan nozel 4 lobang, dan rasio ekuivalensi yang konstan $\phi_t=0,3$. Dalam kondisi kecepatan putaran mesin yang berbedapun, jika konstanta-konstanta yang diambil dan model perhitungan yang diterapkan sama untuk memprediksikannya, maka akan didapatkan nilai *ignition delay* yang sangat identik dengan hasil percobaan. Sampai di sini, telah didapatkan prediksi *ignition delay* campuran hanya udara (*single-fuel*) dengan model perhitungan secara matematika, yang hasilnya sangat identik dengan hasil percobaan, sekalipun dengan kondisi yang bervariasi sangat luas, yaitu periode injeksi dan kecepatan putar mesin dirubah dengan kisaran yang sangat luas.

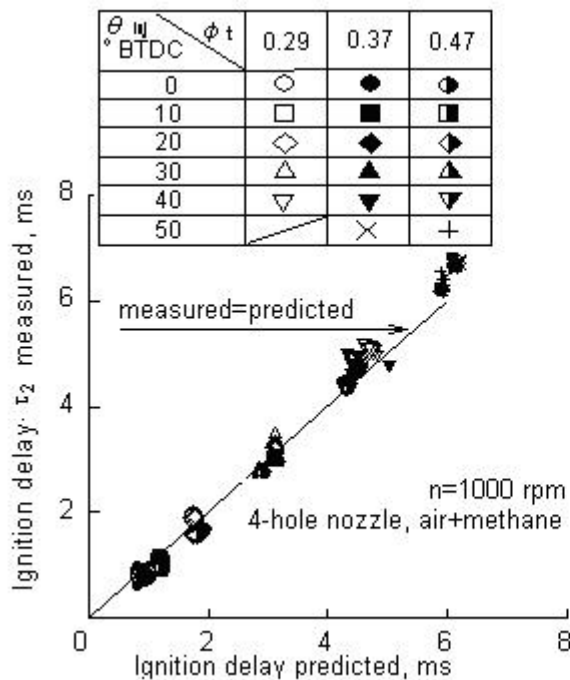
Selanjutnya, akan dianalisis kondisi masing-masing campuran udara+BBG (*dual-fuel*), untuk mendapatkan prediksi *ignition delay*, dan yang pertama diambil adalah campuran udara+propana, dengan hasil yang diperoleh ditunjukkan pada Gambar 11. Kondisi ini adalah menggunakan nozel 1 lobang, periode injeksi solar θ_{inj} bervariasi antara $10\sim 60^\circ\text{BTDC}$, rasio ekuivalensi rata-rata campuran di dalam silinder $w_t=0,30, 0,40, 0,50$. Dalam kondisi inipun didapatkan hasil prediksi *ignition delay* yang sangat identik dengan hasil percobaan. Kemudian, dengan kondisi dan model perhitungan secara matematika untuk prediksi *ignition delay* yang sama dengan di atas, dilakukan juga dengan merubah nozel menjadi 4 lobang, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12. Dalam hal inipun didapat hasil yang sama, yaitu nilai prediksi sangat identik dengan nilai percobaan. Sehingga dapat disimpulkan; prediksi *ignition delay* seperti ini memungkinkan untuk kondisi yang bervariasi sangat luas, dengan menentukan terlebih dahulu tetapan-tetapan A , B , dan C .

Kemudian, untuk kondisi campuran udara+metana (Gambar 13) dan campuran udara+hidrogen (Gambar 14) juga telah dilakukan penerapan model perhitungan *Livengood-Wu* untuk memprediksi *ignition delay*, dengan mengganti nilai A sesuai jenis BBG yang digunakan, maka *ignition delay* kabutan solar (*spray of light oil*) telah dapat diprediksi dengan akurat.

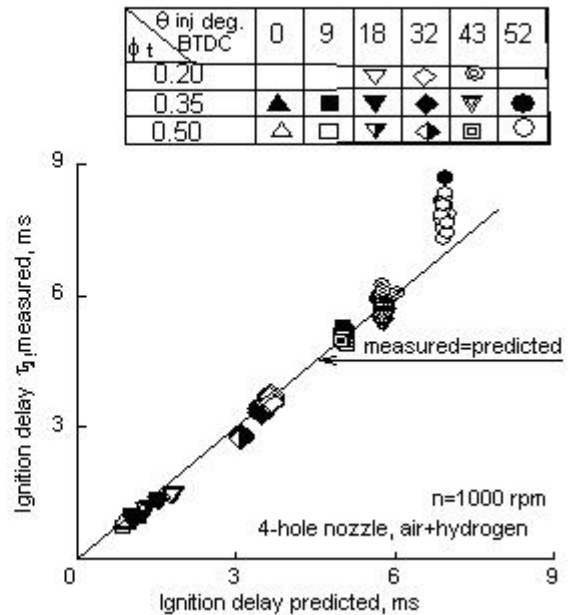
Demikian dari hasil prediksi yang dilakukan pada pengujian ini, dengan syarat kondisi yang sama antara percobaan dan perhitungan, *ignition delay* dapat diprediksi dengan akurat, tanpa dipengaruhi oleh; kualitas kabutan solar, rasio ekuivalensi, periode injeksi solar, kecepatan putar mesin, dan temperatur *ambient*.



Gambar 12. Perbandingan *ignition delay* pengukuran dan prediksi (udara+propana)



Gambar 13. Perbandingan antara *ignition delay* pengukuran dan prediksi (udara+metana)



Gambar 14. Perbandingan antara *ignition delay* pengukuran dan prediksi (air+hidrogen)

4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan pengujian terhadap mesin diesel konvensional berbahan bakar tunggal (*single-fuel*) maupun berbahan bakar ganda (*dual-fuel*) untuk investigasi *ignition delay* dengan perioda injeksi solar yang bervariasi sangat luas (periode injeksi lambat maupun dini), maka dari hasil itu dapat disimpulkan sebagai berikut:

Jika perioda injeksi solar dipercepat sampai batas tertentu ($\theta_{inj} \geq 30^\circ \text{BTDC}$) maka grafik laju pelepasan panas hanya memperlihatkan 1 tahap (puncak) saja yaitu pembakaran secara premix (*premix combustion*). Tidak seperti mesin diesel konvensional, yang memperlihatkan pembakaran 2 tahap, yaitu setelah pembakaran secara premix akan diikuti pembakaran difusif. Hal ini disebabkan oleh waktu yang longgar karena percepatan injeksi solar, solar bercampur baik dengan; udara atau udara+BBG, sehingga pola pembakaran secara difusif berubah menjadi pembakaran secara *premix*.

Dengan menerapkan model perhitungan syarat *autoignition Livengood-Wu* serta menentukan nilai konstanta *A*, *ignition delay* mesin diesel konvensional telah dapat diprediksi dengan akurat, sekalipun dengan kondisi perioda injeksi solar yang bervariasi sangat luas (periode injeksi lambat maupun dini), mengubah kualitas kabutan solar dengan cara mengganti beberapa jenis nozel injektor, dan mengubah kecepatan putar mesin. Dengan didapatkannya model perhitungan untuk memprediksi *ignition delay* ini maka dapat mempermudah dan meningkatkan akurasi hasil yang didapat di dalam penelitian pada level simulasi khususnya pada bidang mesin diesel konvensional maupun inkonvensional.

DAFTAR PUSTAKA

- (1) Yu, T.C., Uyehara, O.A., Myers, P.S., Collins, R.N., Mahadevan, K., Physical and Chemical Ignition Delay in an Operating Diesel Engine Using the Hot-Motored Engine, SAE Trans., Vol. 64, pp.690-702, (1956)
- (2) Sitkei, G., Uber den dieselmotorischen Zundverzug, MTZ Jahrg.24 Heft 6, (Juni 1963)
- (3) Lyn, W-T., Valdmanis, E., The Effects of Physical Factors on Ignition Delay, Proc Instn Mech Engrs, pp. 34-59, (1966-67)
- (4) Henein, N.A. and Bolt, J.A., Ignition Delay in Diesel Engine, SAE Paper, No. 670007, (1967)
- (5) Henein, N.A. and Bolt, J.A., Correlation of Air Charge Temperature and Ignition Delay for Saveral Fuels in a Diesel Engine, SAE Paper, No. 690252, (1969)
- (6) Ikura, Tsumida, Hiroyasu, Ignition Delay of Diesel Spray of Combustion Vessel Constant Volum, JSME Paper (B Edition, pp. 1559-1568, 41-345 (1975)
- (7) Hamamoto, Oota, Ito, Study on Ignition Delay of Diesel Engine, JSA Paper, pp.9-15, 9(1975)
- (8) Arai, Mizoguchi, Hiroyasu, Ignition Delay of Light Oil and Saveral of Fuel, JSME

- Paper (B Edition, pp.1345-1353, 50-453 (1984)
- (9) Siebers, D.L. and Edwards, C.F., Autoignition of Methanol and Natural Gas in a Simulated Diesel Environment, SAE Paper, No.910227, (1991)
 - (10) Sato, Saito, Daiso, Combustion of Dual-Fuel Diesel Engine, JSA Paper, pp.21-26, 26-3 (1995)
 - (11) Daiso, Yasigeo, Kibara, Saitou, Kozeki, Shimizu, Characteristics of Combustion and Low Emissions of Dual-Fuel Engine, 1st Journal of The Using Natural Gas to Ignited by Light Oil, JSA Paper, pp.23-28, 27-3 (1996)
 - (12) Liu Z., Karim G. A., The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines, SAE Paper, No.950466, (1995)
 - (13) Barata, J. M. M., Performance and Emissions of a Dual Fueled DI Diesel Engine, SAE Paper, No.952364, (1995)
 - (14) Thring, R.H., Homogeneous-Charge Compression-Ignition(HCCI) Engines, SAE Paper, No.892068, pp. 1-9, (1989)
 - (15) Furuya, Kawashima, Oota, Examination on Extra-Lean Premixed of Compression Ignition Engine, JSME Paper (B Edition, pp.408-414), 62-545, (1996)
 - (16) Suzuki, Koike, Ishii, Odaka, Study on Homogeneous-Charge Compression-Ignition Diesel Engine, SAE Paper, pp.89-92, 961, (1996)
 - (17) Ryan, T., Callahan, T.J., Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel, SAE Paper, No. 961160, pp. 157-166, (1996)
 - (18) Pucher, G.R., Gardiner, D.P., Bardon, M. F., Battista, V., Alternative Combustion System for Piston Engines Involving Homogeneous Charge Compression Ignition Concepts-A Review of Studies Using Methanol, Gasoline and Diesel Fuel, SAE Paper No. 962063, pp. 223-233, (1996)
 - (19) Allen, W. G., Ryan, T.W., Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel, SAE Paper, No.971676,(1997)
 - (20) Livengood, J.C. and Wu, P.C., Autoignition Phenomena in Combustion Engines and Rapid Compression Machines, 5th Symp. (Int.), on Comb., 347-356, Reinhold Publishing Corp., (1955)
 - (21) Hamamoto, Tomita, Matsuoka, Hirata, Watanabe, Study on Ignition Assessment of Diesel Engine, JSA Paper, pp65-69, 25-2(1994)
 - (22) Wolfer, H.H., Der Zundverzug im Dieselmotor, VDI-Forsch.,392, pp.15-24, (1938-9)

PENGARUH PENAMBAHAN BIO-ADITIF PADA PREMIUM TERHADAP KINERJA MOTOR BAKAR

Mawardi Silaban

Balai Besar Teknologi Energi (B2TE), BPPT
Kawasan PUSPIPTEK, Setu, Tangerang Selatan, Banten, 15314
E-mail : silaban90210@yahoo.com

ABSTRAK

Salah satu upaya penghematan bahan bakar minyak adalah penggunaan bahan aditif, yaitu suatu bahan yang ditambahkan ke dalam bahan bakar minyak (BBM) yang bertujuan untuk meningkatkan kinerja pembakaran atau menyempurnakan pembakaran dalam ruang bakar, sehingga diharapkan dapat meningkatkan kinerja mesin dan juga mengurangi konsumsi bahan bakar serta lebih ramah lingkungan. Penelitian ini akan membahas tentang pengaruh minyak atsiri serai wangi sebagai bio-aditif pada premium sebagai bahan bakar mesin bensin. Komposisi penambahan bio-aditif pada premium yang digunakan sebesar 0,1%, dan sebagai variabel pengujian adalah putaran mesin pada 1300 rpm, 1500 rpm, 1700 rpm, 1900 rpm dan 2100 rpm. Parameter yang akan dianalisa meliputi daya poros, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi termal dan kadar emisi yang dihasilkan. Dari hasil pengujian dengan penambahan bio-aditif, hingga putaran 1900 rpm daya poros yang dihasilkan lebih rendah sekitar 4,87% tetapi pada putaran 2100 rpm, daya poros yang dihasilkan sama. Dan juga dapat menghemat pemakaian bahan bakar yang didasarkan pada hasil perhitungan SFC, dimana terjadi nilai penurunan sebesar 4,84% sedangkan efisiensi termalnya meningkat sekitar 6,56%. Penambahan bio-aditif juga dapat menurunkan kadar emisi HC dan CO.

Kata kunci: Bio-aditif, Premium, Daya Poros, Tekanan Efektif Rata-rata, SFC, Efisiensi Termal

ABSTRACT

One of the fuel saving measures is the use of additives, ie a substance that is added to the fuel oil (BBM) which aims to improve or enhance the combustion performance of combustion in the combustion chamber, which is expected to improve engine performance and reduce fuel consumption and more environmentally friendly. This study will discuss about the effect of essential oil of citronella fragrance as a bio-additives in premium gas as engine fuel. Addition of bio-additive composition of the premium that is used by 0.1%, and as a test variable is the engine speed at 1300 rpm, 1500 rpm, 1700 rpm, 1900 rpm and 2100 rpm. Parameters to be analyzed include the power shaft, the average effective pressure, specific fuel consumption (SFC), the thermal efficiency and emissions levels. From the test results with the addition of bio-additives, up to 1900 rpm rotation shaft power produced lower by about 4.87% but at 2100 rpm rotation, shaft power generated is similar. And also can save fuel consumption based on the calculation results SFC, where there is the decrease of 4.84% while the thermal efficiency increased by about 6.56%. The addition of bio-additives can also reduce levels of HC and CO emissions.

Keywords: Bio-additives, Premium, Shaft Power, The Average Effective Pressure, SFC, Thermal Efficiency

1. PENDAHULUAN

Sebagaimana diketahui bahwa dengan semakin menipisnya cadangan dan meningkatnya harga bahan bakar akhir-akhir ini di Indonesia, maka upaya-upaya penghematan serta

mencari sumber-sumber energi alternatif senantiasa digalakkan. Dalam mengantisipasi semakin meningkatnya kebutuhan bahan bakar tersebut secara bersamaan para peneliti berusaha juga untuk menemukan cara-cara menghemat pemakaian bahan bakar, apakah dengan menambah alat penghemat seperti *turbojet accelerator*, penghemat berbasis elektromagnetik, menambahkan pemanas, penambahan zat aditif, melakukan modifikasi mesin dan lain sebagainya.

Untuk mengurangi penggunaan bahan bakar minyak, kebijakan energi nasional menargetkan pada tahun 2000-2025 sebesar 5% kebutuhan energi nasional harus dapat dipenuhi melalui pemanfaatan biofuel sebagai energi baru. Penggunaan biofuel merupakan alternative pengganti/substitusi energi yang paling menjanjikan dengan sejumlah keuntungan, mulai dari mudahnya diproduksi, bersifat *renewable*, sampai pada efek polusi yang tidak membahayakan. Namun menurut IMF, peningkatan permintaan bahan dasar biofuel memberikan pengaruh sebesar 15-30% terhadap kenaikan bahan pangan dunia. Sehingga penggunaan biofuel sebaiknya tidak menggunakan bahan dasar biofuel yang juga berfungsi sebagai pangan.

Salah satu solusi penghematan bahan bakar minyak lainnya adalah penggunaan bahan aditif yaitu suatu bahan yang ditambahkan ke dalam bahan bakar minyak yang bertujuan meningkatkan kinerja serta menyempurnakan pembakaran dalam ruang bakar mesin. Penggunaan minyak serai wangi sebagai bio-aditif yang mempunyai karakteristik menyerupai/ mendekati bahan bakar minyak, seperti berat jenis, titik didih, dan sifat mudah menguap dan tersusun dari senyawa-senyawa organik hidrokarbon yang spesifik diharapkan bisa dijadikan sebagai aditif untuk bahan bakar minyak. Dalam kaitan tersebut maka penelitian ini meneliti tentang pengaruh penambahan bioaditif pada bahan bakar premium terhadap kinerja mesin meliputi daya mesin, laju konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termal serta kadar emisi yang dihasilkan.

Pada motor-motor pembakaran dalam (*internal combustions engines*), bahan bakar dibakar dalam silinder dimana energi kimia bahan bakar dikonversikan menjadi kerja berguna oleh mekanisme-mekanisme bagian motor yang terdiri dari torak, poros engkol, dan sebagainya. Motor pembakaran dalam dapat diklasifikasikan menurut bahan bakar yang dipergunakan, kecepatan operasi, siklus kerja, sistem pembakaran, dan aksi kerja tunggal atau ganda. Motor bakar kebanyakan bekerja dengan siklus 4 langkah, tetapi dengan siklus 2 langkah juga masih banyak dipakai. Fluida kerja kemudian dinyalakan akibat kalor kompresi pada motor diesel dan dengan percikan api pada motor otto. Selama langkah kerja, baik katup masuk maupun katup buang tetap dalam posisi tertutup, sehingga gas hasil pembakaran akan berekspansi dan mendorong torak bergerak menuju titik mati bawah. Gerakan linier ini diubah menjadi gerak putar oleh mekanisme poros engkol, sehingga daya luaran dapat dihasilkan. Selama langkah buang, katup buang terbuka, sedangkan katup masuk tetap tertutup, dan torak bergerak ke titik mati atas mendorong gas hasil pembakaran ke luar melalui katup buang.

Pembakaran adalah merupakan proses oksidasi eksotermis, karbon dan hidrogen dalam bahan bakar bereaksi dengan oksigen dalam udara, sedangkan nitrogen yang terdapat dalam udara dan unsur lainnya yang tidak dapat terbakar dalam bahan bakar akan melewati proses tanpa mengalami perubahan apapun. Secara umum terdapat tiga unsur penting dalam bahan bakar, diantaranya karbon (C), hidrogen (H), dan belerang (S). Belerang biasanya merupakan unsur ikutan dengan panas pembakarannya tidak besar tetapi mempunyai peranan penting dalam masalah polusi dan korosi. Proses pembakaran yang baik adalah untuk memperoleh pembebasan semua kandungan-kandungan panas, dan menekan sekecil mungkin panas yang hilang karena adanya pembakaran yang tidak sempurna.

Pada bahan bakar bensin yang membedakan jenis-jenis bensin tersebut adalah angka oktan dan kandungan timbal dalam bensin tersebut. Angka oktan adalah kemampuan suatu bensin terhadap kompresi sebelum terjadinya detonasi. Semakin tinggi angka oktan semakin tahan terhadap detonasi, demikian juga sebaliknya semakin rendah angka oktan maka semakin mudah terjadinya detonasi. Angka oktan suatu bahan bakar menyatakan persentase volume iso-oktana dalam campuran yang terdiri dari iso-oktana (*2,2,4-trimethylpentane*) dan normal-heptana (*n-heptane*). Contoh sederhana adalah Premium dengan angka oktan 88, yang berarti campuran volume iso-oktana sebanyak 88% dan 12% volume normal-heptana. Bahan bakar yang baik haruslah memiliki angka oktan yang tinggi pada seluruh daerah destilasinya untuk mencegah terjadinya *knocking*. Bilangan oktan di ukur dengan mesin *Coordinating Fuel Research (CFR)*, yaitu suatu mesin penguji yang dapat di ubah-ubah angka kompresinya.

Proses pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar merupakan serangkaian proses kimia yang melibatkan campuran bahan bakar berupa HC dengan oksigen. Proses pembakaran ini menghasilkan empat macam gas buang, berupa CO₂, CO, NO_x, dan HC. Keempat macam gas buang ini terbentuk pada proses pembakaran sempurna dan tidak sempurna.

Proses pembakaran bahan bakar dengan udara dapat menghasilkan panas, dan untuk memperbanyak panas yang dihasilkan pada saat pembakaran maka dapat dilakukan dengan cara menyempurnakan proses pembakaran. Penyempurnaan proses pembakaran dapat dilakukan dengan cara memberikan udara lebih pada saat proses pembakaran dan dengan cara menyempurnakan proses percampuran bahan bakar dengan udara melalui turbulensi yang baik. Dengan demikian akan diperoleh hasil pembakaran yang optimal dan sebagai konsekuensinya akan diperoleh panas pembakaran yang lebih besar dibandingkan dengan proses pembakaran normal. Hal ini dapat menghemat penggunaan bahan bakar yang di bakar untuk menghasilkan panas pembakaran.

1.1. Parameter Yang Mempengaruhi Kemampuan Mesin

Yang dimaksud dengan kemampuan mesin adalah prestasi dari suatu mesin yang erat hubungannya dengan daya mesin yang dihasilkan serta daya guna dari mesin tersebut.

Ada beberapa parameter yang mempengaruhi kemampuan mesin yang dapat diperinci diantaranya adalah :

- Daya poros efektif
Daya ini merupakan daya yang dihasilkan mesin kepada beban-beban (inersia mobil, gesekan udara, dll). Daya poros diperoleh dari hasil pengukuran torsi pada dynamometer dan tachometer untuk mengukur kecepatan putar (rpm) pada poros engkol.
- Perbandingan bahan bakar dan udara, (AFR)
- Tekanan efektif rata-rata
Tekanan efektif rata-rata didefinisikan sebagai tekanan efektif dari fluida kerja terhadap torak sepanjang langkahnya untuk menghasilkan kerja persiklus
- Pemakaian bahan bakar
Pemakaian bahan bakar dinyatakan dalam kg/jam.
- Konsumsi bahan bakar spesifik
Konsumsi bahan bakar spesifik (*Spesifik Fuel Consumption, SFC*) didefinisikan sebagai perbandingan antara laju aliran massa bahan bakar terhadap daya yang dihasilkan (*output*). Dapat pula dikatakan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik menyatakan seberapa efisien bahan bakar yang disuplai ke mesin untuk setiap daya yang dihasilkan dalam setiap jamnya. Satuan dalam Sistem Internasional (SI) adalah kg/kWh.
Nilai SFC yang rendah mengindikasikan pemakaian bahan bakar yang irit, oleh sebab itu, nilai SFC yang rendah sangat diinginkan untuk mencapai efisiensi bahan bakar. *Break Spesifik Fuel Consumption* (BSFC) juga merupakan parameter yang tepat untuk membandingkan kinerja mesin.
- Efisiensi termal
Dalam merubah energi panas menjadi energi mekanik tidak semuanya dapat diubah melainkan hanya sebagian saja, selebihnya energi panas tadi hilang melalui beberapa proses, misalnya melalui proses pendinginan dan sebagainya. Efisiensi termal menyatakan perbandingan antara daya yang dihasilkan terhadap jumlah energi bahan bakar yang diperlukan untuk jangka waktu tertentu.

1.2. Zat Aditif Pada Premium

Aditif adalah suatu zat kimia yang ditambahkan dalam jumlah kecil kedalam suatu bahan untuk meningkatkan atau membangkitkan sifat-sifat fungsional tertentu pada bahan tersebut. Pembubuhan aditif pada suatu bahan bakar bertujuan untuk membangkitkan keunggulan teknik atau meningkatkan unjuk kerja bahan bakar tersebut. Kebutuhan akan

lingkungan yang lebih bersih juga menjadi salah satu penyebab berkembangnya penelitian untuk menemukan aditif-aditif baru yang ramah lingkungan dan bersahabat dengan kesehatan.

Zat aditif terdiri dari dua macam, yaitu aditif sintetis (aditif buatan) dan bioaditif (berasal dari tumbuhan). Telah banyak penelitian dalam melakukan reformulasi untuk bahan aditif ini. Terobosan yang semakin tajam dalam pemilihan aditif pada bahan bakar alternatif adalah aditif organik (bioaditif) yang berasal dari tumbuhan alam. Indonesia merupakan produsen utama beberapa minyak essensial, seperti minyak nilam (*Patchouli oil*), minyak akar wangi (*Vertiver oil*), minyak sereh wangi (*Citronella oil*), minyak kenanga (*Cananga oil*), minyak kayu putih (*Cajeput oil*), minyak sereh dapur (*Lemon Grass*), minyak cengkeh (*Cloves oil*), minyak cendana (*Cinamon oil*), minyak kemukus (*Cubeb oil*), minyak lada (*Pepper oil*) dimana banyak diantara minyak essensial tersebut dapat dijadikan sebagai bahan bakar alternatif maupun campuran pada bahan bakar utama yang berfungsi sebagai penghemat.

Salah satu bentuk dari aditif organik yang dapat digunakan sebagai campuran pada bahan bakar utama yang berfungsi sebagai penghemat adalah campuran unsur bahan herbal alami dengan komposisi bahan 60% minyak sereh wangi, 30% minyak nilam dan sisanya minyak atsiri dan campuran unsur lainnya. Minyak ini dapat larut dalam bahan bakar, dan dari hasil analisis terhadap komponen penyusunnya banyak mengandung oksigen yang dapat meningkatkan laju pembakaran, sehingga pembakaran bahan bakar dalam mesin menjadi lebih sempurna. Hal lain yang cukup penting dari ruang struktur senyawa penyusun minyak tersebut yaitu berada dalam rantai terbuka, yang dapat menurunkan kekuatan ikatan antar molekul penyusun bahan bakar sehingga proses pembakaran akan lebih efektif dan sempurna.

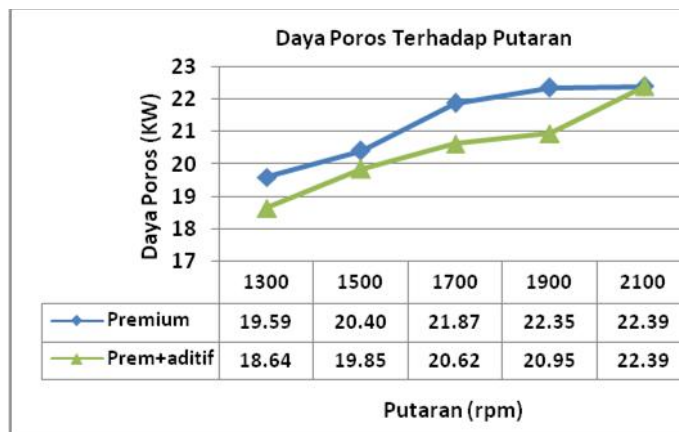
2. METODOLOGI PENELITIAN

Untuk melakukan penelitian ini maka pertama-tama dilakukan adalah studi pendahuluan meliputi studi literatur serta studi pengaruh aditif terhadap pemakaian bahan bakar. Langkah selanjutnya adalah pengujian kinerja mesin bensin dengan dan tanpa menggunakan aditif pada putaran 1300, 1500, 1700, 1900 dan 2100 rpm. Buka katup gas (*throttle*) dibuat konstan 40%. Pengujian dilakukan pada motor bensin Nissan (1600 cc) dengan dosis konsumsi bahan bakar 30 cc pada putaran mesin yang ditentukan. Tekanan udara luar pada keadaan standar (1 atmosfer), dan temperature udara luar dijaga antara 30°C (303 K) sampai 38°C (311 K). Pengujian ini disesuaikan dengan *setting* yang telah ditetapkan dalam *rig* pengujian motor bakar bensin di laboratorium Termodinamika Jurusan Teknik Mesin, Fakultas teknik, Universitas Indonesia Depok. Pada penelitian ini bahan bakar premium yang digunakan adalah jenis premium yang dikeluarkan oleh Pertamina. Parameter yang dihitung adalah daya mesin, efisiensi termal, konsumsi bahan bakar spesifik dan kadar emisi yang dihasilkan dari pembakaran.

Pada pengujian ini komposisi bioaditif yang ditambahkan pada premium sebanyak 0,1%, selanjutnya diuji sesuai dengan metode yang ditetapkan diatas dan dilakukan pengumpulan data-data. Dari hasil pengujian tersebut dilakukan analisa untuk mendapatkan kesimpulan. Beberapa jenis alat ukur yang digunakan pada penelitian ini antara lain adalah tachometer berfungsi untuk mengukur kecepatan putaran mesin persatuan waktu yang dinyatakan dalam putaran per menit (rpm), dinamometer berfungsi mengukur beban yang diterima mesin, manometer berfungsi untuk mengukur perbedaan tekanan orifis laju aliran udara yang masuk ke dalam mesin, gelas ukur berfungsi untuk mengukur volume pemakaian bahan bakar, thermometer berfungsi mengukur suhu ruang dan suhu gas buang, barometer berfungsi untuk mengukur tekanan ruang, stop watch berfungsi untuk mengukur waktu pengujian berdasarkan pemakaian bahan bakar dan lain-lain.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

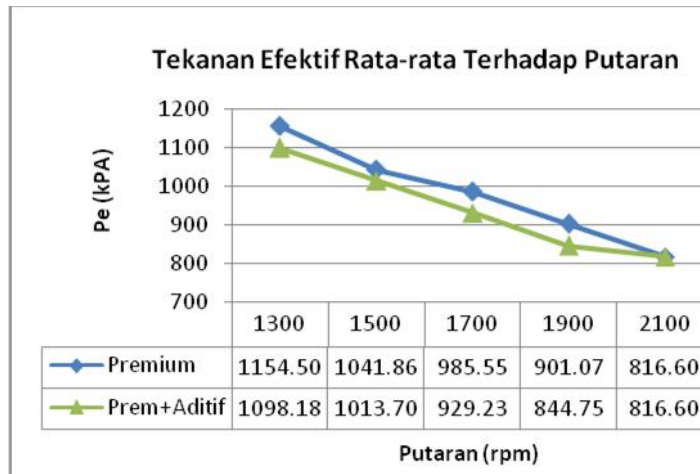
Dibawah ini disajikan hasil-hasil penelitian serta pembahasan terhadap hasil yang diperoleh dari penelitian. Pengujian mesin dilakukan dengan variasi putaran pada bukaan *throttle* tetap dan pemakaian bahan bakar hanya premium saja. Dan selanjutnya dibandingkan dengan jika menggunakan bahan bakar premium yang dicampur dengan bioaditif.



Gambar 1. Daya poros vs Putaran

Berdasarkan Gambar 1 yaitu perbandingan daya poros yang dihasilkan terhadap putaran pada penggunaan bahan bakar premium dibandingkan premium + aditif menunjukkan bahwa daya poros yang dihasilkan oleh mesin dengan menggunakan bahan bakar premium saja rata-rata lebih tinggi dari pada mesin dengan menggunakan bahan bakar premium + aditif. Dan kenaikan daya poros yang dihasilkan oleh kedua jenis bahan bakar memiliki kecenderungan yang sama pada putaran yang semakin meningkat. Namun pada putaran di 2100 rpm, daya poros yang dihasilkan dari kedua jenis bahan bakar tersebut memberikan hasil yang sama. Juga terlihat bahwa kenaikan daya dengan menggunakan bahan bakar premium + aditif pada putaran 1900 rpm ke 2100 rpm sangat signifikan bila dibandingkan

dengan mesin menggunakan bahan bakar premium saja yang cenderung merata. Dari hasil pengolahan data, untuk mengetahui daya yang dihasilkan, dapat dilihat bahwa pada setiap putaran terjadi efek yang bervariasi. Dengan menjadikan nilai daya poros premium sebagai acuan maka didapat : untuk premium+aditif, nilai daya mengalami penurunan pada setiap variasi putaran, pada putaran 1300 rpm mengalami penurunan sebesar 4,85%. Putaran 1500 rpm turun sebesar 2,69%, putaran 1700 rpm turun 5,72%, putaran 1900 rpm turun 6,26% serta pada putaran 2100 rpm tidak ada penurunan atau daya yang dihasilkan sama.



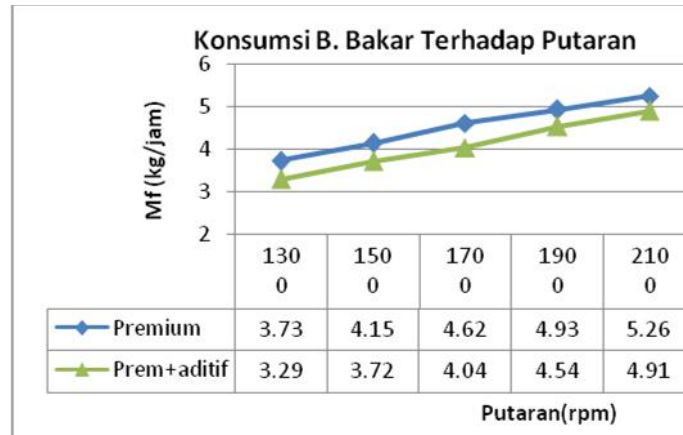
Gambar 2. Tekanan efektif rata-rata vs putaran

Gambar 2 memperlihatkan perbandingan tekanan efektif rata-rata dari fluida kerja. Pada pemakaian bahan bakar premium, tekanan efektif rata-rata untuk semua variasi putaran mesin lebih tinggi dari tekanan efektif rata-rata pada pemakaian bahan bakar premium+aditif. Pada pengujian diputar mesin yang semakin meningkat, besarnya tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan pada pemakaian kedua jenis bahan bakar tersebut semakin menurun. Laju penurunan tekanan efektif rata-rata dari pemakaian kedua jenis bahan bakar memiliki kecenderungan yang sama, tetapi pada putaran mesin di 2100 rpm tekanan efektif rata-rata dari pemakaian kedua jenis bahan bakar tersebut adalah sama.

Dari hasil pengolahan data, tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan pada setiap putaran bervariasi. Dengan menjadikan nilai tekanan efektif rata-rata premium sebagai acuan maka didapat : untuk premium+aditif, nilai tekanan efektif rata-rata mengalami penurunan pada setiap variasi putaran, pada putaran 1300 rpm mengalami penurunan sebesar 4,88%. Putaran 1500 rpm turun sebesar 2,7%, putaran 1700 rpm turun 5,71%, putaran 1900 rpm turun 6,25% serta pada putaran 2100 rpm tidak ada penurunan atau tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan sama.

Dari Gambar 3 yaitu perbandingan pemakaian bahan bakar terhadap putaran. Dari grafik terlihat bahwa penambahan bioaditif pada bahan bakar dapat menurunkan konsumsi bahan bakar mesin. Mesin dengan bahan bakar premium, mengkonsumsi lebih banyak dari pada

premium yang dicampur dengan bioaditif, namun keduanya memiliki kecenderungan yang sama-sama naik pada putaran yang semakin meningkat.

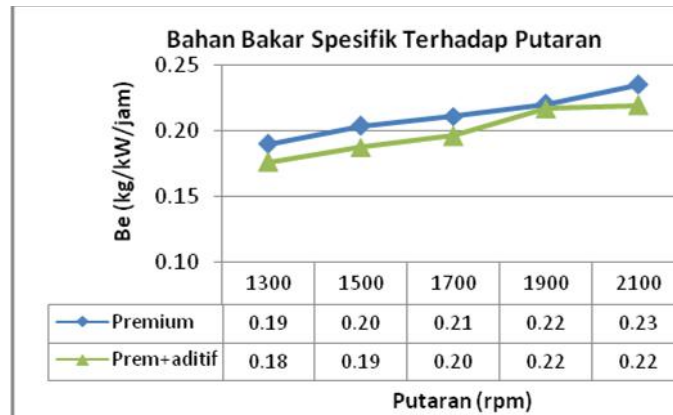


Gambar 3. Konsumsi bahan bakar vs putaran

Untuk mengetahui besarnya penghematan pada tiap putaran pada pemakaian premium+aditif dengan menjadikan premium sebagai acuan : maka pada putaran 1300 rpm penurunan konsumsi bahan bakar sebesar 13,14%, pada putaran 1500 rpm penurunan 10,34%, pada putaran 1700 rpm penurunan 12,55%, pada putaran 1900 rpm penurunan 7,91% serta pada putaran 2100 rpm terjadi penurunan konsumsi bahan bakar 6,65%.

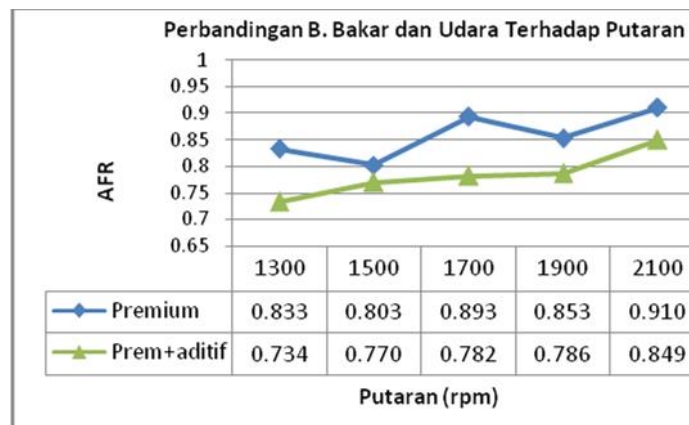
Pada gambar 4 diperlihatkan grafik laju konsumsi bahan bakar spesifik sebagai fungsi dari putaran mesin. Dari grafik tersebut terlihat bahwa konsumsi bahan bakar spesifik dengan menggunakan premium+aditif secara rata-rata di tiap putaran berada dibawah konsumsi bahan bakar spesifik dengan yang hanya menggunakan premium saja. Atau dengan penambahan bioaditif pada premium dapat menurunkan nilai konsumsi bahan bakar spesifik (SFC). Juga terlihat bahwa pada putaran yang semakin meningkat, nilai SFC semakin meningkat pula, tetapi pada putaran 1900 rpm dan 2100 rpm nilai SFC dengan bahan bakar premium + aditif tidak terjadi peningkatan.

Untuk keseluruhan nilai SFC dapat dilihat dari penjelasan berikut: dengan menjadikan premium sebagai acuan, nilai SFC pada putaran 1300 rpm terjadi penurunan 5,26%, pada putaran 1500 rpm penurunan SFC 5%, pada putaran 1700 terjadi penurunan SFC 4,76%, pada putaran 1900 rpm tidak terjadi penurunan CFC serta pada putaran 2100 rpm SFC turun sebesar 4,35%.



Gambar 4. Bahan bakar spesifik (SFC) vs putaran

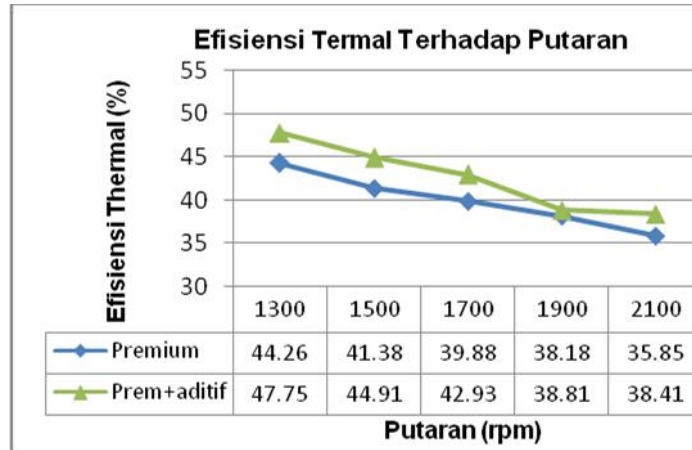
Dari hasil pengolahan data pada gambar 5 yaitu rasio kebutuhan bahan bakar –udara (AFR) pada pemakaian bahan bakar premium dibandingkan dengan premium + aditif terlihat bahwa AFR premium lebih tinggi dari pada AFR premium + aditif disetiap putaran mesin. Dengan menjadikan nilai AFR premium sebagai acuan maka didapat nilai AFR pada putaran 1300 rpm mengalami penurunan sebesar 11,88%, pada putaran 1500 rpm turun sebesar 4,09%, pada putaran 1700 rpm turun sebesar 12,43%, pada putaran 1900 rpm turun 7,85% serta pada putaran 2100 rpm terjadi penurunan 6,7%.



Gambar 5. Perbandingan bahan bakar –udara (AFR) vs putaran

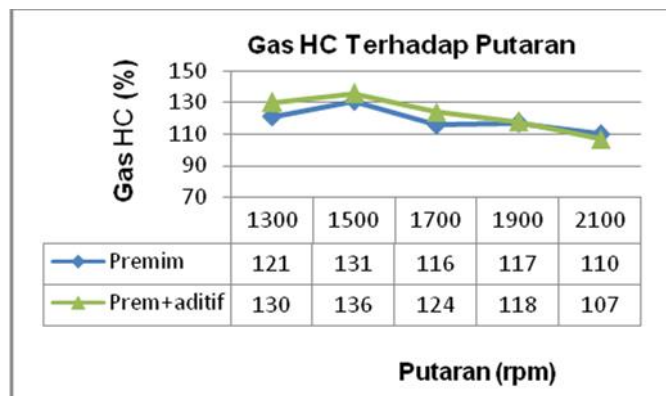
Berdasarkan gambar 6 yaitu efisiensi termal terhadap putaran dari pemakaian bahan bakar premium dibandingkan dengan premium + aditif. Pada putaran yang semakin meningkat untuk kedua jenis bahan bakar menghasilkan nilai efisiensi termal yang semakin menurun. Tetapi nilai efisiensi termal dengan pemakaian bahan bakar premium + aditif di setiap putaran mesin lebih tinggi dari pada efisiensi bahan bakar premium. Atau dengan kata lain bahwa dengan penambahan aditif pada bahan bakar, akan menaikkan efisiensi termal mesin.

Secara umum, dengan efisiensi termal premium sebagai acuan maka di dapat pada putaran mesin 1300 rpm nilai efisiensi termal dengan bahan bakar premium + aditif mengalami peningkatan sebesar 7,87%, pada putaran 1500 rpm mengalami peningkatan 8,52%, pada putaran 1700 rpm mengalami peningkatan 7,63%, pada putaran 1900 rpm mengalami peningkatan 1,66% serta pada putaran 2100 rpm mengalami peningkatan 7,12%



Gambar 6. Efisiensi termal vs putaran

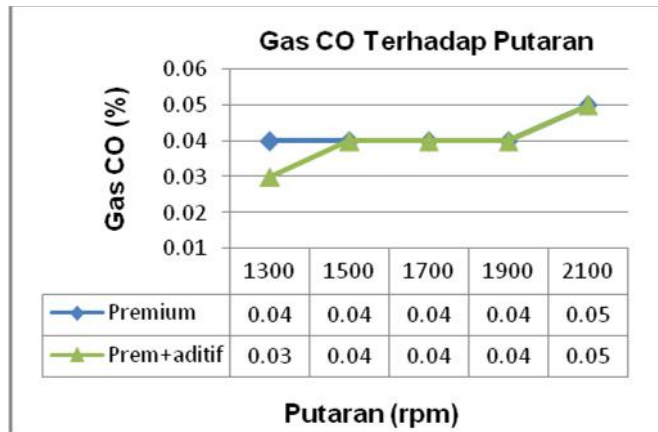
Analisa kadar Hidrokarbon (HC) dari hasil pembakaran dapat dilihat pada gambar 7 yaitu perbandingan HC menggunakan premium dan premium + aditif pada berbagai variasi putaran. Dengan menjadikan premium sebagai acuan maka dihasilkan gas HC dengan bahan bakar premium + aditif pada putaran 1300 rpm meningkat 7,43%, pada putaran 1500 rpm HC meningkat 3,81%, pada putaran 1700 rpm HC meningkat 6,89%, pada putaran 1900 rpm HC meningkat 0,85% tetapi pada putaran 2100 rpm nilai HC mengalami penurunan sebesar 2,8%.



Gambar 7. Kadar HC vs putaran

Analisa kadar Karbon Monoksida (CO) yang dihasilkan oleh kedua jenis bahan bakar tersebut dapat dilihat pada gambar 8 yaitu perbandingan kadar CO menggunakan premium

dan premium + aditif. Dengan menjadikan premium sebagai acuan maka kadar CO premium + aditif pada putaran 1300 rpm lebih rendah 25%, namun pada putaran 1500, 1700, 1900 dan 2100 rpm kadar CO dari kedua jenis bahan bakar tersebut tetap sama.



Gambar 8. Kadar CO vs putaran.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil pengujian dan pengolahan data yang dilakukan untuk mesin dengan menggunakan bahan bakar premium dibandingkan dengan premium + aditif, maka dapat dibuat beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan daya, tekanan efektif rata-rata dan rasio bahan bakar -udara dari semua variasi putaran untuk premium + aditif memberikan hasil yang lebih rendah dari pada menggunakan premium saja. Tetapi pada pengujian di putaran yang lebih tinggi yaitu 2100 rpm daya poros mengalami kenaikan, dan senantiasa memiliki kecenderungan semakin meningkat pada putaran yang semakin meningkat pula.
2. Dengan penambahan bioaditif pada bahan bakar (premium + aditif) terbukti dapat menghemat pemakaian bahan bakar, dan dari hasil perhitungan SFC dari semua variasi putaran memberikan nilai yang lebih rendah rata-rata 4,84%.
3. Ditinjau dari efisiensi termal yang dihasilkan, bahwa pemakaian premium + aditif disemua variasi putaran lebih tinggi rata-rata sekitar 6,56%.
4. Berdasarkan emisi yang dihasilkan, kadar HC dari premium + aditif hingga putaran 1900 rpm lebih tinggi dari premium, tetapi di putaran 2100 rpm menjadi lebih rendah. Sedangkan kadar CO dari keduanya memberikan hasil yang sama.

DAFTAR PUSTAKA

- Bambang Sugiarto, Setyo Bismo, Arinal, “*Analisa Kinerja Mesin Otto Berbahan Bakar Premium Dengan Penambahan Aditif Oksigenat Dan Aditif Pasaran*”, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin, SNTTM-VI, 2007 Universitas Syah Kuala.
- Djuhana, Henkky Sihombing. *Panduan Praktikum Pengujian Mesin*, Institut Teknologi Indonesia. Serpong, 2001.
- Mawardi Silaban, “*Kinerja Mesin Bensin Berdasarkan Perbandingan Pelumas Mineral Dan Sintetis*”, Jurnal Ilmiah Teknologi Energi, Vol 1 Nomor 12 Februari 2011, Balai Besar Teknologi Energi (B2TE), BPPT, Jakarta, Februari 2011.
- Sugiarto Bambang Dr. Ir., “*Motor Pembakaran Dalam*”, 2005, Depok.
- SINAR TANI, *Penggunaan Minyak Seraiwangi Sebagai Bahan Bio-Aditif Bahan Bakar Minyak*, Balai Penelitian Tanaman Obat, dan Aromatik. Edisi 24-30 November 2010.
- Siregar H P., “Pengaruh Induksi Medan Magnet Terhadap Konsumsi Energi Motor Bensin”. Prosiding Seminar Nasional “*Tenaga Listrik Dan Mekatronika & Musyawarah Nasional Masyarakat Mekatronika Indonesia*”, LIPI, Bandung, 2006, ISBN: 979-2441-4. Hal. 249-255.

FOSSIL FUEL RESOURCES AND CLEANER ENERGY IMPLEMENTATION EXERTED IN INDONESIA

Herliyani Suharta¹⁾, and Hilmi Panigoro²⁾

¹⁾The Center for Energy Technology (B2TE) - BPPT, Kawasan PUSPIPTEK, Serpong, Tangerang 15314, Indonesia.

E-mail: herli@iptek.net.id

²⁾MEDCO ENERGI, Jakarta, Indonesia.

ABSTRACT

Indonesia willing to accelerate the implementation of cleaner energy (gas) and renewable energy (RE) as Indonesia wants to reduce 26% of its total emission by 2020. However, as previously Indonesia is so dependent on its abundant fossil fuel, the stage to implementing the use of cleaner resources seems very tough. Fossil fuel resources and its used in power plant still be an easier choice. Increasing population raises the energy demand, while depleting natural resources reduce country incomes from fossil fuel exports. This paper is connecting the puzzle of information given by the authorities via public media and those published by the government institutes for cross checked. Both are evaluated to see how deep public receive information on energy issues and its energy policy history that affect the energy security in the nation. The efforts exerted to implement renewable energy for electricity and gas for transportation and some suggestions on fossil fuel policy are also described.

Keywords : Coal, Coal Fired Power Plant, Indonesia, Gasoline Price, Geothermal, Natural Gas, Pertamina, Renewable Energy

ABSTRAK

Indonesia ingin mempercepat penerapan energy yang lebih bersih (gas) dan energy terbarukan (EBT) karena Indonesia ingin menurunkan emisinya sebesar 26% dari total emisi tahun 2020. Namun karena sebelumnya Indonesia amat tergantung pada energy fosil yang tersedia berlimpah, tahapak penerapan penggunaan energy yang lebih bersih nampak amat sulit. Sumber energy fosil dan penggunaannya pada pembangkit listrik masih menjadi pilihan yang lebih mudah. Meningkatnya populasi meningkatkan kebutuhan energy, sedang penyusutan sumber daya alam menurunkan pendapatan daro ekspor bahan bakar fosil. Makalah ini menghubungkan penggalan informasi yang diberikan oleh otoritas melalui media masa dan juga yang diterbitkan oleh institusi pemerintah untuk cek silang. Keduanya dievaluasi untuk mengetahui seberapa dalam publik menerima informasi / isyu energi dan sejarah kebijakan bidang energy yang mempengaruhi energi sekuriti didalam negeri. Upaya yang dilakukan dalam menerapkan energy terbarukan untuk penyediaan listrik dan pemakaian gas untuk transportasi serta beberapa saran untuk bahan bakar fosil juga diuraikan.

Kata Kunci : Batubara, Pembangkit Listrik Tenaga Uap, Indonesia, Harga Premium, Panas Bumi, Gas Alam, Pertamina, Energy Terbarukan

1. INTRODUCTION

Indonesia is the biggest archipelago country on earth. Many sites are geographically difficult to be reach. Limited transport facilities lead to limited infrastructure. Limited skilled human resources and weak financial capability are the challenges in developing the nation. Electricity is to satisfy basic needs: - lighting for education, - house hold need (refrigerators, machines, water pumping), - communication, entertainment and information

(telephone, computers, TV). Development planning shows the electrification ratio in the year 2013 in some provinces still below 60%, those are: South Sulawesi, South East Sulawesi, West Nusa Tenggara, East Nusa Tenggara, Riau and Papua. Fossil fuel resources have been sold in long contract durations. The buyers might accelerate the speed of exploitations leads to depleted resources / mining fields. On the other side, Indonesia population increases and this accelerates the energy demand, while the natural disasters throughout the archipelago as the Climate Change consequences raise the financial burden. Fossil fuel resources and its use in Indonesia are described in section 1. Realizing the limited and degrading fossil fuel resources, some efforts are exerted to get a solution on the raising oil subsidy and are described in this section 2 and section 3. Renewable electricity implementations exerted are described in section 4, and suggestion on this business is given in section 5. Several suggestions regarding to fossil fuel is given in section 6.

1.1. Gas

The fossil resources written in Blue Print PEN 2005-2025 [1] indicates that gas left for 47 years counted since 2005, with exploration of 8.35 BSCF (*billion standard cubic feet*) per day: 4.88 BSCF for export and 3.47 BSCF for domestic. Therefore, the projection of gas production in 2002-2022 as shown in Fig. 1 was considered un-risked. *Note: Bcf = BSCF*. Indonesia has a lot of gas resources but some well has been sold under long exploration contracts. Proven gas reserve per January 2012 is 104.5 TSCF (*trillion standard cubic feet*) [2]. W.Partowidagdo, the Vice Minister for Energy and Mineral Resources (ESDM) stated the gas potential is predicted 334.5 TSCF and the proven gas reserve is 112.4 TSCF [3]. E. Legowo, Dirjen Migas in the Ministry for Energy and Mineral Resources stated that the shale gas potential is predicted 574 TSCF and Coal Bed Methane is 453.3 TSCF [4].

Gas production

In 2011, BP Migas - ESDM successes in drilling 970 wells exceeding the target of 895 wells. Total working areas (WKMG) is 275: active (72); terminated (10); explored (154); working areas for Coal Bed Methane (39). Gas production in 2011 reached 1.5 million barrel of oil equivalent per day, while crude production was 903,441 barrel/day. In 2011, oil and gas contributed 34.4*10⁹ USD to the country income, while in 2010 was only 26.5*10⁹ USD. PT.Pertamina EP (Exploration and Production) distributes 1057 MSCF (*Million Standard Cubic Feet*) gas per day for domestic need: 18% for electricity power plant; 22% for industries; 18% for fertilizer factory; 14% for Pertamina's refinery; and 28% for PT.PGN (national gas limited) [5].

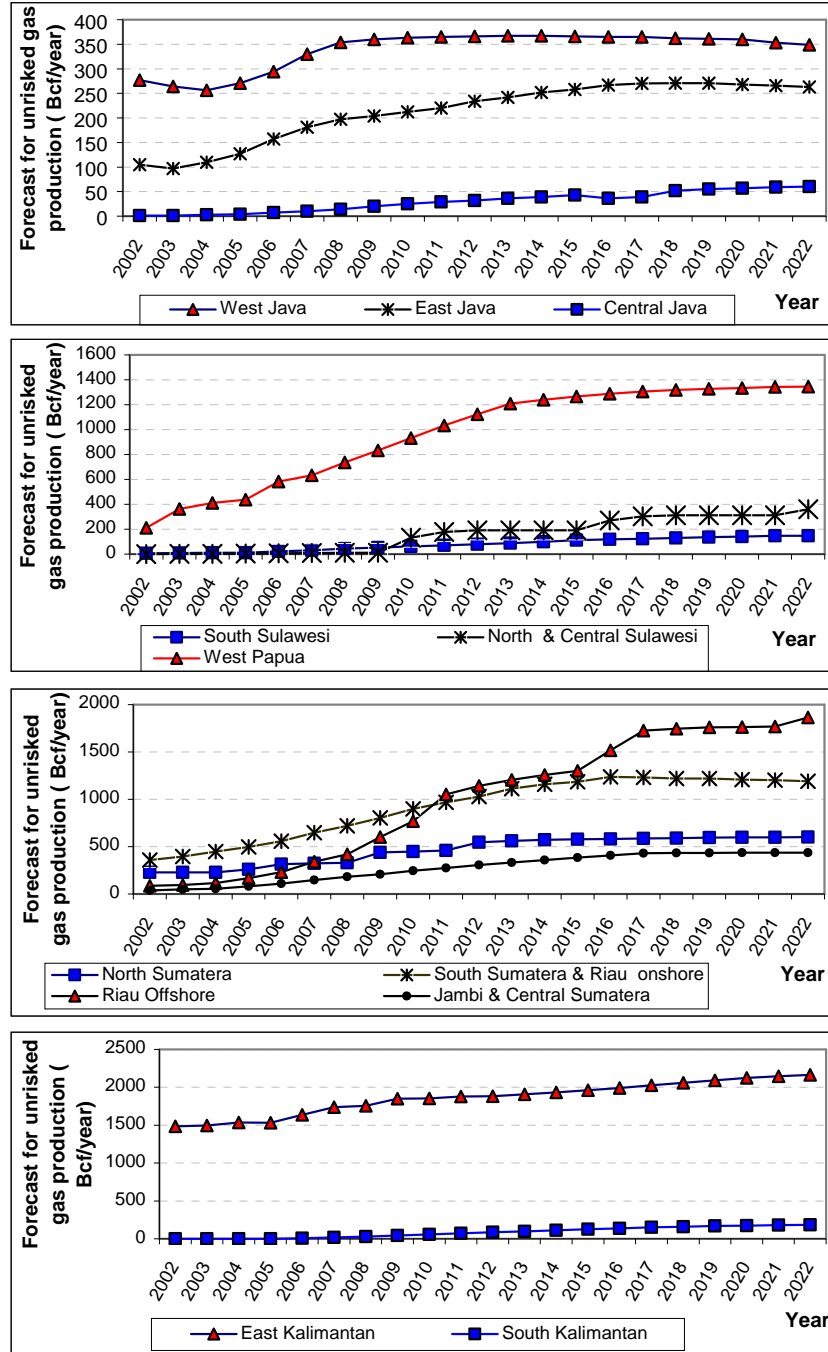


Fig. 1. Forecast of less-risked gas productions in twelve provinces of Indonesia [6]

Gas scarcity for electricity

The use of oil to produce electricity is expensive; the production cost is 1383-1600 IDR/kWh, while coal is about 500 IDR/kWh. Dahlan Iskan, the main director of PT.PLN (the national electric provider), made a plan to use gas to reduce the production cost to 318 IDR/kWh. On 25 Feb.2012, 1 USD= 8570 IDR(s)-9570 IDR(b).

However, they face problems to get gas supply. Hess Indonesia Pangkah Ltd distributed 50 MSCF/day from the total demand needed by PT PLN–PJB, that was about 150 MSCF/day [7]. Gas Power Plant (PLTG) Senipah of 300 MW that will be build in 2012 to supply electricity for Samarinda, Balikpapan and Kutai Kertanegara will received 20 MSCF/day from TOTAL E&P Indonesia and VICO, this is only one third of the total demand [8].

The total gas demand of PT PLN is about 1500 MSCF/day but the supply is only 400 MSCF/day, therefore PLN search a possibility to import gas from Iran, Australia, Papua Niugini and Qatar of about 750 MSCF/day. Iran promises to send the gas in 2013 [8b].

Note: 1 std.cu.feet of natural gas = 1000 Btu = 252 kilocalories.

Gas scarcity for industries

There are 326 factories in 15 provinces of Indonesia lack of gas and stop their production leads to unemployment. In 2010, PT.PGN supplied 828 BBtu/day of the total demand of all industries that was 1039 BBtu/day [9]. On 31 July 2011, PT.PGN supply was 844 MSCF/day and decreased to 785 MSCF/day in 30 September 2011. The selling price is 6.99 USD/MBtu [10]. *Note: MBtu is Million British thermal units.*

In 2011, the gas needed for industries in East Java is 900 MSCF/day, PT.PGN was only able to supply 567 MSCF/day. Ceramic, glass sheet, steel, fertilizer and 50 middle class industries in Gresik alone need 150 MSCF/day, but the gas supply was only 50 MSCF/day. A new contract dated 17 February 2012 with Kangean Energy raising supply to PT.PGN and made PT.PGN raise their supply to industries by 20 BBtu/day [11].

Since 2006, gas field Maleo in Madura-East Java supplied 110 BBtu/day to PT.PGN at the selling price of 2.14 USD/MBtu. This selling price was improved to be 5 USD/MBtu on 7 November 2011.

Santos Pty Ltd. produces 50 BBtu/day from gas field in Sampang-Madura [12]: 30 BBtu/day is distributed for PLTG in Grati, Pasuruan that is managed by PT Indonesian Power; 17 BBtu/day for BMUD-Sampang and 3 BBtu/day for BMUD-Pasuruan. Their total sale to PT Indonesian Power is 98 million USD.

Dahlan Iskan, the Minister for State-Owned Enterprises will push the gas supply for industries more than for electricity since electricity can use other resources [13].

International situation related to the gas price

Electricity generators shift away from coal to gas in order to cut greenhouse gas emissions, this made natural gas is the fastest-growing major fuel source through the year 2030. According to China government, in 2011 China purchases LNG (*liquefied natural gas*) has reach 1.1 Mtons (*million tons*) or 55 % more than that in 2010. IEA forecasts say that this demand might raise triple in the next decade as they aims to reduce its greenhouse-gas emissions.

Japan, the world's biggest LNG consumer, is increasing their gas purchases to replace idled Fukushima Dai-Ichi nuclear power plant that was hit by tsunami in March 2011. After tsunami, Japan Government asked Indonesia Government for more gas supply. Federation of Electric Power Co's stated that Japan's 10 biggest power utilities increased their LNG imports by 36 percent in November 2011. Analysts in Sanford Bernstein & Co, Hong Kong stated this demand might grow from 70 Mtons in 2010 to 97.4 Mtons in 2020.

Note: 1 ton of LNG = 52.3×10^3 std.cu.feet of natural gas. According to Bloomberg calculations based on Japan Finance Ministry Office data, Japan paid about 15.30 USD/MBtu in October 2011. The average of the top twenty crude oils import to Japan, named as Japanese Crude Cocktail was 17.70 USD/MBtu. This is a tempting price for Indonesian gas exporters. In UK, however, was 9 USD/MBtu, while USA benchmark average price was 4.06 USD/MBtu [14]. These export temptation might leads to Indonesia energy security in jeopardy.

Regarding the energy mix policy, gas demand in 2013 is predicted sky rocketing to 10 Mtons/y (=523 BSCF natural gas/y) [15]. Proven gas reserve per January 2012 is 112,400 BSCF [3]. If this reserve is assumed to be used to fill the domestic need only which means no export, the gas will last for about 200 years.

On 31 January 2012, in the meeting with Indonesian Parliament Commission VII, PT.PGN expressed their willing to buy more gas at 5 USD/MBtu and want a guarantee supply in a long contract period [10]. This indicates a serious problem, now and in the future.

Therefore, on 3 October 2011, BP Migas proposed to renew UU No.22, 2001 to the Indonesian Parliament to control gas trading and distributions [16].

1.2. Coal

Resources

Coal is the second world resources after gas. Most coal mining and its distribution are managed by private sectors. W.Partowidagdo states the resources is 161.3 Btons (*billion tons*). Of these, the proven reserves is 17.8 Btons; possible and probable is 10.2 Btons. The production in 2011 was 254 Mtons (*million tons*) [3]. Other resources says the reserve is 105 Btons, but 60% is lignite that having heating value < 4000 kcal/kg and moisture of 33-43% [17]. Reserves covering: proven (*terbukti*); possible (*terkira*) and probable (*terduga*). Indonesia income from coal mining was 9.9×10^{12} IDR in 2008; 15.4×10^{12} IDR in 2009; and 15.5×10^{12} IDR in 2010. In 2011, it was found that 54% of 9000 coal mining concessions are not clean and clear, otherwise, the local income will raise to 21.5×10^{12} IDR and is predicted will raised to be 27.2×10^{12} IDR in 2012 [18].

Electricity from Coal Fired Power Plant (PLTU)

Power plant development in 2000 was 22.33 GW (*Giga Watt*) and was projected to grow to be 73.5 GW by the end 2020. To raise the electricity ratio from 50% in 2003 to 90% in 2020 means the need to develop the current power plant capacity by three [19]. PERPRES no.71/2006 urges PT.PLN to accelerate the electricity development. The Minister of

Energy and Mineral Resources, D.Zahedi Saleh, planned to raise the use of coal for electricity from 41 Mtons/y in 2005 to 67 Mtons/y in 2010 [16].

The 1st stage Accelerated Electricity Development Program (AEDP) was planned and 10,000 MW Coal Fired Power Plan (PLTU) will be build. Thirty five PLTU were planned to finish in 2011, some are redesigned power plant that previously use oil. All funds needed including fund for transmission and distribution has been allocated since 2009 [20].

PLTU Labuhan of 660 MW capacity is the first PLTU build under this program. It needs 1,343,784 tons coal/y and coal reserve should be for 34 days. Coal comes from: Titan Mining Energy (285,000 tons/y); Arutmin and Henwa (95,000); Kasih Industri Indonesia-Senamas Energindo Consorsium (65,000); Bara Prima (570,000). The total coal supply is less than the need. Oil that can be saved cost about 7.28×10^{12} IDR [20].

PLTU 1 Banten-Suralaya, 625 MW, has been redesigned to use coal of 2.9 Mtons/y. Capital needed 368 million USD and 1×10^{12} IDR. Oil that can be saved is 1.2 Mkl/y that cost about 7.5×10^{12} IDR.

PLTU 3 Banten-Lontar, 315 MW, was redesigned to use coal of 1.4 Mtons/y. Capital needs 588 million USD and 2×10^{12} IDR. Oil that can be saved is 1.7 Mkl/y or 3.9×10^{12} IDR [21].

PLTU Tanjung Jati B unit, 4662 MW, was redesigned to use coal of 2.2 Mtons/y. Oil that can be saved is 0.6 Mkl or 8.6×10^{12} IDR. Four units PLTU Tanjung Jati in Jepara-Central Java supply 2640 MW for Java-Bali Grid make the total to be 23,000 MW. The peak of Java-Bali is 19,700 MW, this means surplus 3300 MW [22].

Table 1: Projected Electricity Demand, Electricity Ratio and Coal Demand in Indonesia [23]

	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2018
Electricity demand (Terra Watt hour)									
Jawa-Bali	107.8	119.0	131.2	144.6	159.4	174.9	191.8	250.9	
Outside Jawa-Bali		30.9	34.1	37.7	416.6	45.8	50.5	55.7	74.3
INDONESIA	138.7	153.1	168.9	186.2	205.2	225.4	247.5	325.2	
Electricity Ratio (%)									
Jawa-Bali		70.2	72.9	75.6	78.4	81.4	84.2	87.3	97.3
Outside Jawa-Bali		55.9	59.2	62.6	66.3	70.2	74.2	78.5	92.7
INDONESIA		64.8	67.6	70.6	73.8	77.1	80.4	83.9	95.5
Coal need (tons/year)									
PT.PLN	21 396 650	24 476 480	34 397 704	32 946 941	51 533 199	55 281 974			
IPP (Independent Power Purcase)	10 390 061	11 680 383	11 074 362	12 646 878	19 428 979	24 101 717			
Total	31 786 711	36 156 863	45 472 030	55 593 819	70 982 178	79 383 690			

The Indonesia electricity development planning is given in Table 1. The electricity demand in 2018 is projected will be 309 Terra Watt hour and the electricity ratio will be 95.5%. The coal demand in 2012 is projected to be 70.98 Mtons [23].

1.3. Oil

Indonesia resigned from OPEC in Vienna OPEC Meeting on 10 September 2008, and declared that Indonesia is a net imported oil country [24]. Indonesia history on crude oil production is given in Fig. 2.

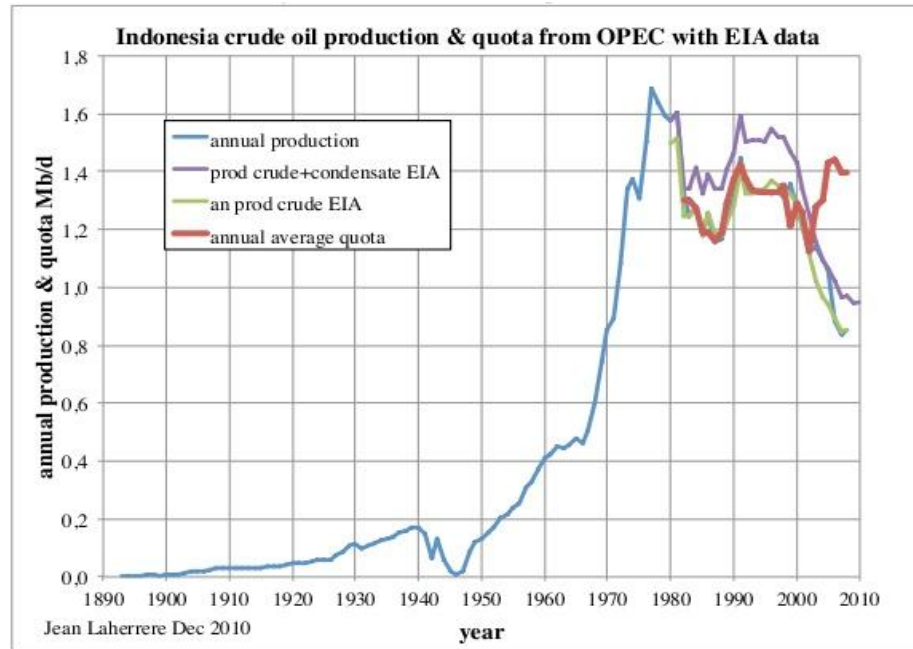


Fig. 2. The history of Indonesian crude oil production and OPEC quota, OPEC data file [25]

OPEC annual quota, in 2008 was 1.4 Mb/d (*million barrel/day*), but Indonesian annual production was only 0.86 Mb/d. Indonesia had exported crude and the refined product since 2005. Crude production in 2005 was 1.05 Mb/d. Of these, 0.395 Mb/d was exported, the rest of 0.655 Mb/d plus imported crude of 0.313 Mb/d was sent to Pertamina processing units and refineries.

The refined product was 0.71 Mb/d, petrochemical 0.238 Mb/d and others 0.2 Mb/d.

Domestic demand of refined product was 1.05 Mb/d, so the rest of 0.34 Mb/d was imported [26].

Resources. W.Partowidagdo, stated that the oil resources is $56.6 \cdot 10^9$ barrel, the proven reserve is $3.7 \cdot 10^9$ barrel, the possible and probable is $4.3 \cdot 10^9$ barrel. The total production in 2011 was $0.346 \cdot 10^9$ barrel in a year [3]. Other data source [2] stated that the proven reserve per 1 January 2011 was $4.04 \cdot 10^9$ barrel and decreased to be $3.92 \cdot 10^9$ barrel on 1 January 2012. In 2011, oil lifting was 903,444 barrel crude/day. The imports were 400,000 barrel crude/day and 350,000 barrel oil product/day [27]. INPRES no.2/2012 urges to raise oil production. Therefore, oil lifting is planned to be 950,000 barrel/day. Realising the

depleting resources, the Parliament meeting on 31 March 2012, reduce this target to be 930,000 barrel/day [28].

There will be a maintenance budget of 980 million USD allocated to reach the production target. To anticipate a huge demand in the future, PT.Pertamina and Saudi Aramco Asia Co. agree to build oil refinery in Tuban, East Java. Saudi Aramco will supply 300,000 barrel oil/day under a long contract period [29].

2. GASOLINE DEMAND AND EFFORT TO REDUCE THE OIL SUBSIDY

In 2011, total oil production in all oil refineries was 40.6 Mkl. This limits the oil quota in 2011 that was only 40.49 Mkl [30]. The limited gasoline stock creates a long queuing at oil stations, in Gorontalo for example.

In November 2011, the cooperative in Cilacap, East Java, made a decision to sell the limited diesel oil to fisherman having a ship of gross weight lower than 10 ton. They are allowed to buy 60 liter per day to make them able to sails in radius 5-10 miles/day [31]. The allocated subsidy for 2011 was 123.6×10^{12} IDR [21].

The Ministry Office for Finance gave confirmation on subsidy in the year 2005 until 2011: 95.6; 64.2; 83.8; 139.1; 45.0; 82.4; 129.7×10^{12} IDR (revised) respectively [32]. However, at the end of 2011, the oil need increased to be 41.79 Mkl and the subsidy raised steeply to be 165.2×10^{12} IDR [33].

A terminology of “oil subsidy” was derived base on a mind set and condition as described following.

Although the production cost is only 15 USD/barrel or 901.9 IDR/liter, the Government cq BP Migas sell Indonesia oil at international price to Pertamina to fill domestic need [34]. Pertamina sell the oil product all over the country at “the Government policy on oil selling pricing”. If Pertamina lacks of capital to buy Indonesia oil because of oil selling price allowed by the policy too low, the Government fill the gap and named it as “oil subsidy”.

HalloIndo.com shows the average Indonesian crude price in 2011 is 111.55 USD/barrel. However, the income from oil selling could not support the nation need for development. On the other hand, oil-price.net shows WTI crude price was 99.58 USD/barrel, while Brent showed a higher price: 117.64 USD/barrel. Realizing the fossil fuel depleting resources, the international friction between Iran and USA that might affect international crude price to rise, and worrying on the increase of oil demand across the country lead to an idea to raised gasoline and diesel oil price in Indonesia start in April 2012 while Indonesian economy is in the best condition and inflation is only 3.79%.

Therefore, W.Partowidagdo, the Vice Minister of Energy and Mineral Resources, promotes a gradual increase of gasoline price: from 6000 IDR (start on 1 April 2012), to 7000 IDR in 2013, and to 8000 IDR in 2014.

Also, private car should use ‘pertamax without subsidy’ start on 1 April 2012. This plan will be applied in Jakarta first, then to Jabodetabek, then to Java-Bali and finally to the

whole country. For this purpose, PERPRES no.55/2005 about the selling price of gasoline was revised [30; 35].

Many protests emerge across the country.

A higher energy cost will reduce people purchasing power, increase inflation, forcing people to cut spending on other items that will affect the national trade. After deep consideration on these economic treats, on 31 March 2012, President of Republic of Indonesia announced that the gasoline/premium/diesel oil price is unchanged. However, Indonesia Government will compress the quota to only 40 Mkl as the solutions on fiscal problems and will exerting the use of gas for transportation.

3. CLEANER ENERGY FOR TRANSPORTATION

In 2011, the number of vehicle was 78.7 M (million): bus (1.14 M); car (8.83 M); vehicle to transport equipment etc. (3.44 M); motor cycle (65.01 M); and special vehicle (0.27). The gasoline/premium need was 25.49 Mkl and diesel oil/solar was 14.49 Mkl [36]. Traffic jam is the problem of Jakarta. Indonesian government will focus on the oil to gas conversion program to provide more choice for 1.2 million private cars in Jakarta [37] to choose their fuel. The choice are:

1. pertamax, at price 8200 IDR/l, this is an economical price without subsidy, or
2. liquefied gas for vehicle (LGV) at 5500 IDR/l, the subsidy is 1000 IDR [38], or
3. compressed natural gas (CNG) at 4100 IDR/l. Countries with the highest number of CNG run vehicles in the world is Pakistan (2.74 million vehicles), Iran (1.95 M), Argentina (1.9 M), India (1.08 M), PR China (0.45 M) and Thailand (0.21 M) [39].

Energy content of liquid gasoline is 109000-125000 Btu/gallon, while CNG is 33000-38000 Btu/gallon at 3000 psi (=206.8 bar) or 38000-44000 Btu/gallon at 3600 psi. Compare to vehicles that use liquid gasoline that produces harmful emissions, CNG vehicles can demonstrate a reduction in ozone-forming emissions but hydro carbon (HC) emissions may be increased. In 2007, there are more than 1100 CNG station can be found across the USA with the highest concentration of stations in California, where home fueling is also available [39b].

Suggestions

- If private cars in the country need 13.3 Mkl gasoline/premium and let say 80% or 8 million private cars exist in Jawa-Bali are shift from gasoline to pertamax, the need of pertamax will raise to be $(80\% * 13.3 =) 10.64$ Mkl/y, gasoline will decreases at the same amount. If the price of pertamax is 8200 IDR/ liter, the Government will collect $\{10.64 \text{ Mkl} * (8200 - 4500) =\} 39.37 * 10^{12}$ IDR. As consequence, Pertamina should make a strong effort to produce 10.64 Mkl pertamax per year for Java-Bali.
- CNG can be stored at 35 bar, the same pressure of gas in natural gas pipeline, thus CNG tank will need extra room inside the car. If private car should use CNG, the

owners will need to change the interior of their cars. Certain infrastructure also needed, those are:

- Oil to gas conversion units for various cars should be made available in Jakarta market.
- Service to install the conversion unit to connect with the existing car engine should be safely guarantee.
- Gas filling stations should be made available widely.
- To start, public buses can be considered as appropriate target and the gas filling station can be located along the route of the targeted buses.

4. RENEWABLE ELECTRICITY IMPLEMENTATION EXERTED

Indonesia Energy Policy encourages the use of RE technologies as much as 17% by the end of the year 2025, the use of natural gas 30%, coal 33% and oil 20%.

As archipelago country, independent systems such as diesel power plant are dominant. The load pattern in remote areas that having less industry is usually more stable. Small hydro power plant and small wind system are a possible alternative. Biofuel used in diesel engine for power generation is considered appropriate.

Hydrogen system (on demand scheme) connected to diesel engine are considered prospective [40].

Many houses are scattered lead to a longer transmitting line that increases losses. In this situation, PV home lighting combine with efficient lamps and rechargeable lantern is considered appropriate. For a big scale, geothermal is the best alternative as Indonesia has the biggest geothermal energy potential in the world.

Improving energy efficient in industries and in building are exerted. Biogas, biofuel and natural waste briquette are promoted as an alternative energy for cooking. However, funding to implement RE technologies is limited and a weak RE industries caused RE implementation in the country progressing slowly.

Renewable Electricity from Geothermal and the Fit-in Tariff

The 2nd stage Accelerated Electricity Development Program (AEDP) of 10,000 MW gives priority to geothermal power plant development until 70% [41]. It was planned to finish in 2014.

PT.PLN needs 200×10^{12} IDR for this 2nd stage AEDP [42]. The Government willing to reduce CO₂ emission by implementing RE technology are strong, but low ceiling price of PT.PLN in buying electricity from IPP have made IPP's face difficulties to grow RE electricity project. PT.PLN faces the same problems but they can ask the government a "country capital sharing for electricity development". Regarding UU 30/2007, PT.PLN is trying to solve the implementation problem in geothermal, see Fig. 3.

The ceiling price of electricity from geothermal power plant (green bar) is 9.7 cent/kWh. To reach more implementation, PT.PLN has given a higher price for several geothermal power plants in: North Sumatera (18.9 cent/kWh); North Maluku (19.1 cent/kWh); East Nusa Tenggara (13.8 cent/kWh). The range of incentive for RE electricity can be between