

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาการใช้เชื้อเพลิงแก๊สในเครื่องยนต์ดีเซลแบบเชื้อเพลิงร่วม

STUDY ON USING GASEOUS FUEL IN A DIESEL DUAL FUEL ENGINE



อพ
2/467ก
2550

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....**71571**
วัน,เดือน,ปี...**2.2 พ.ค. 2550**

b. 117 55258
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2550

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

STUDY ON USING GASEOUS FUEL IN A DIESEL DUAL FUEL ENGINE



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

2007

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2007

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่าในรูปแบบใดๆ ทั้งสิ้น หากมีผู้ฝ่าฝืนจะดำเนินการตามกฎหมายที่เกี่ยวข้อง

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG รังที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาการใช้เชื้อเพลิงแก๊สในเครื่องยนต์ดีเซลแบบเชื้อเพลิงร่วม
นักศึกษา นายปรีชา การินทร์
รหัสนักศึกษา 45061185
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ. 2550
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์

บทคัดย่อ

งานวิจัยฉบับนี้นำเสนอถึงการศึกษา และพัฒนาเครื่องยนต์ดีเซล โดยการใช้เชื้อเพลิงผสม แก๊สกับน้ำมันดีเซล ในการวิจัยครั้งนี้ใช้แก๊สสองชนิดคือ LPGและCNG ซึ่งมีหลักการเบื้องต้นคือ แก๊สจะถูกผสมกับอากาศที่ท่อทางเข้าอากาศก่อนที่จะเข้าห้องเผาไหม้ และเชื้อเพลิงแก๊สจะถูกเผาไหม้หลังจากเครื่องยนต์ถูกจุดระเบิดด้วยน้ำมันดีเซล การวิจัยครั้งนี้สำหรับเชื้อเพลิง LPG ใช้เครื่องยนต์ดีเซล 4 สูบ 4 จังหวะ 2499 ซีซี และสำหรับเชื้อเพลิง CNG ใช้เครื่องยนต์ขนาด 2986 ซีซี โดยมีการปรับเปลี่ยนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลให้น้อยลง ทำการวัดค่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ ปริมาณควันท่อจากไอเสียและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ภาระโหลดต่างๆ หลังจากนั้นนำมา วิเคราะห์เปรียบเทียบกับผลการทดสอบของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ซึ่งจากผลการวิจัยทำให้ พบว่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวประมาณร้อยละ 8.5 ถึง 14 ปริมาณควันท่อจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมเชื้อเพลิงทั้ง LPGและCNG ที่ ภาระโหลดปานกลางใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียว แต่ที่ภาระโหลดสูงมากๆ ปริมาณควันท่อจากไอเสียมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างมาก สำหรับอัตราการ สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงในเชิงพลังงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมนั้น พบว่าอัตราส่วนการผสม ระหว่างเชื้อเพลิง CNGกับดีเซล ประมาณ 43 ต่อ 57 ถึง 48 ต่อ 52 เทียบเป็นราคาเชื้อเพลิงแล้วจะ ประหยัดกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวประมาณร้อยละ 20 ส่วนอัตราส่วนการผสมระหว่าง LPGกับดีเซล ประมาณ 44 ต่อ 56 เทียบเป็นราคาเชื้อเพลิงแล้วจะประหยัดกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซล อย่างเดียวประมาณร้อยละ 26

Thesis Title	Study on Using Gaseous Fuel in a Diesel Dual Fuel Engine
Student	Mr. Preechar Karin
Student ID.	45061185
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2007
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Chinda Charoenphonphanich

ABSTRACT

The objective of this thesis is to study and develop diesel engine for the use of dual fuel of gas and diesel. The fuel used in this study consists of both LPG and CNG. The concept is that gas and air are mixed at the air intake duct and the combustion of air-fuel mixture occurs after the ignition of diesel. The engine used for LPG is four-cylinder four strokes 2499 cc of diesel engine and CNG is similar engine of 2986 cc, with the reduction of diesel injection amount. The maximum engine power, smoke of exhausted gas and fuel consumption of combustion are measured and compared to the test result of pure diesel engine at each different load. As the result, the maximum engine power of dual fuel is higher than that of pure diesel about 8.5 to 14 percent. The smoke of exhaust gas of dual fuel for both LPG and CNG are is close to pure diesel at middle load but higher than pure diesel at very high load. The ratio of CNG to diesel by energy for dual system is 43:57 to 48:52. By comparing total cost of dual fuel of CNG to pure diesel, the dual fuel shows about 20 percent lower figure. The ratio of LPG to diesel by energy for dual system is 44:56. By comparing total cost of dual fuel of LPG to pure diesel, the dual fuel shows about 26 percent lower figure.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจาก ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์

ขอกราบพระคุณคณะอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาให้กับข้าพเจ้า และ ผศ.ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้คำปรึกษาในการวิจัยครั้งนี้

ขอขอบคุณบัณฑิตศึกษาคณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย นักศึกษาสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง และเพื่อนร่วมงาน Isuzu Technical Center of Asia Co.,Ltd. ทุกท่านที่มีส่วนร่วมจนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์

คุณค่าและประโยชน์อันพึงมาจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบแด่ บิดา มารดา อาจารย์และผู้มีพระคุณทุกท่าน

ปรีชา การินทร์

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป.....	VII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	1
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	1
1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย.....	2
1.5 การเปรียบเทียบระหว่างวิธีการที่นำเสนอกับวิธีการแบบพื้นฐาน.....	2
1.6 ขอบเขตการวิจัย.....	3
1.7 ขั้นตอนการศึกษา.....	3
บทที่ 2 ทฤษฎีพื้นฐานของเครื่องยนต์สันดาปภายใน.....	4
2.1 การเปรียบเทียบวัฏจักรออตโต วัฏจักรดีเซลและวัฏจักรร่วม.....	4
2.2 เครื่องยนต์ดีเซลแบบเชื้อเพลิงผสมแก๊สกับน้ำมันดีเซล (DDF-Engine).....	6
2.3 Air and Fuel flow in Carburetor and Mixer.....	7
บทที่ 3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล.....	10
3.1 Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot.....	10
3.1.1 Approaches to High Thermal-Efficiency in High Compression-Ratio Natural- Gas Engine.....	10
3.1.2 Alternative Ignition systems for CNG in Diesel Applications.....	13
3.1.3 Emissions and fuel consumption of natural gas powered city buses versus diesel buses in real city traffic.....	15
3.2 Direct Injection Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot.....	17
3.2.1 Combustion and Exhaust Emissions Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas.....	17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เฉพาะเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

3.2.5 ECOS-DDF Natural gas engine system.....	19
3.2.6 Schematic diagram of heat release for Engine.....	20
3.2.7 Exhaust gas emissions of S ECOS-DDF Natural gas engine.....	21
3.2.8 Comparison of full load performance of S ECOS-DDF Natural gas engine.....	22
3.2.9 Fuel consumption comparison base on D13 mode of ECOS-DDF NG engine.....	22
3.2.10 Schematic representation of the HPDI of Natural gas injector.....	23
3.2.11 Fuel consumption versus NOx of HPDI system.....	24
3.2.12 Heat release rate results of the HPDI.....	24
3.2.13 Test result of HDPI CNG & Diesel.....	25
3.2.14 Test result of HDPI CNG & Diesel.....	26
3.2.15 Schematic of HPDI Fuel supply system.....	27
4.1 แสดงหลักการการทำงานของ Diesel Dual Fuel Engine (DDF).....	29
4.2 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์ DDF-EDI-120.....	30
4.3 รถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc DDF-Engine and Pure Diesel-Engine.....	31
4.4 รถยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับดีเซล Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	31
4.5 แสดงการติดตั้งถังแก๊สของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	32
4.6 การติดตั้งระบบลดความดันแก๊ส Pressure Regulator of Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	32
4.7 แสดงการทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ.....	33
4.8 แสดงชุดควบคุมกำลัง ความเร็วของเครื่องยนต์และเครื่องวัดปริมาณควันท้าจากไอเสีย.....	34
4.9 แสดงชุดควบคุมกำลัง ความเร็วของเครื่องยนต์ และเครื่องวัดปริมาณควันท้าจากไอเสีย.....	34
4.10 รถยนต์ Isuzu D-max 2500 cc Engine.....	35
4.11 เครื่องยนต์ Isuzu D-max 2500 cc DDF-Engine	35
4.12 การติดตั้งระบบลดความดันแก๊ส Pressure Regulator of Isuzu D-max 2500 cc Engine.....	36
4.13 การติดตั้งระบบสายส่งแก๊สของ Isuzu D-max 2500 cc Engine.....	36
4.14 แสดงการทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ.....	37
5.1.1 กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ EDI-120.....	38
5.1.2 ปริมาณมลพิษ HC ของเครื่องยนต์ EDI-120.....	39
5.1.3-5.1.5 ปริมาณมลพิษ HC 295-491 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120.....	40
5.1.6 ปริมาณมลพิษ CO ของเครื่องยนต์ EDI-120.....	41

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านอื่นๆ

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.2.2 Development of the ECOS-DDF natural gas engine for medium-duty trucks: exhaust emission reduction against base diesel engine.....	19
3.2.3 NOx reduction in a Directly Injected Gas Engine.....	23
3.2.4 Performance and Emissions of a Two-Stroke Engine Fueled Using High-Pressure Direct Injection of Natural Gas.....	25
3.2.5 Progresses in High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas In Automotive Diesel Engines.....	27
3.3 ผลสรุปจากผลงานวิจัยที่ใช้อ้างอิง.....	28
บทที่ 4 วิธีการทดสอบเครื่องยนต์.....	29
4.1 การทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมCNGกับดีเซลของเครื่องยนต์ EDI-120.....	30
4.2 การทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสมCNGกับดีเซลของรถยนต์ Toyota Hi-ace.....	31
4.3 การทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม LPGกับดีเซลของรถยนต์ Isuzu D-max.....	35
บทที่ 5 การวิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องยนต์.....	38
5.1 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมCNGกับดีเซลของเครื่องยนต์ EDI-120.....	38
5.1.1 การทดสอบวัดกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ EDI-120.....	38
5.1.2 การทดสอบวัดปริมาณมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ EDI-120.....	39
5.1.3 การทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120.....	45
5.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมCNGกับดีเซลของรถยนต์ Toyota Hi-ace....	49
5.2.1 การทดสอบวัดกำลังสูงสุดและอัตราเร่งของรถยนต์ Toyota Hi-ace	49
5.2.2 การทดสอบวัดปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสียของรถยนต์ Toyota Hi-ace	51
5.2.3 การทดสอบวัดอุณหภูมิไอเสียและน้ำหล่อเย็นของรถยนต์ Toyota Hi-ace...	55
5.2.4 การทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace.....	57
5.3 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมLPGกับดีเซลของรถยนต์ Isuzu D-max.....	65
5.3.1 การทดสอบวัดกำลังสูงสุดของรถยนต์ Isuzu D-max	65
5.3.2 การทดสอบวัดปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสียของรถยนต์ Isuzu D-max...	66
5.3.3 การทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max.....	67

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6 บทสรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	72
6.1 กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล.....	72
6.2 ปริมาณควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล.....	72
6.3 อัตราของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล.....	73
6.4 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล.....	74
6.5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล.....	74

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 แสดงหลักการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล.....	2
2.1 Comparison of air-standard Otto cycle, Dual cycle and Diesel cycle. All engine have the same cylinder input conditions and same maximum temperature and pressure.....	5
2.2 Schematic diagram of heat release for Engine: (a) Spark plug type natural gas engine, (b) Diesel engine, (c) DDF Natural gas engine.....	7
2.3 Schematic diagram of gas and air mixer.....	8
2.4 Schematic diagram of natural gas engine with mixer.....	9
2.5 The throttle and mixer of natural gas engine.....	9
3.1.1 Experimental setup for Pre-mixed Natural gas with Diesel pilot.....	10
3.1.2 Basic characteristics of performance and exhaust emission compared with a diesel and spark-ignited operation.....	11
3.1.3 Efficiency and exhaust emissions at increased pilot fuel amount with charge air throttling.....	12
3.1.4 Indicated Thermal efficiency versus BMEP and indicated specific NOx.....	13
3.1.5 Indicated specific NOx and HC versus BMEP.....	14
3.1.6 Relation between fuel consumption and lambda for lean burn engine.....	15
3.1.7 General overview of average fuel consumption and emission of the three buses in city traffic.....	16
3.2.1 Experimental setup for Direct Injection Natural gas with Diesel pilot.....	17
3.2.2 Combustion chamber layout of Direct Injection Natural gas with Diesel pilot.....	17
3.2.3 The effect of injection timing of Natural gas of thermal efficiency and exhaust gas emissions.....	18
3.2.4 Ignition method of Natural gas mixture for CNG Engine.....	19

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

5.1.7-5.1.9 ปริมาณมลพิษ CO 295-491 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120.....	42
5.1.10 ปริมาณมลพิษ NOx ของเครื่องยนต์ EDI-120.....	43
5.1.11-13 ปริมาณมลพิษ NOx 295-491 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120.....	44
5.1.14 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGกับดีเซล ของเครื่องยนต์ EDI-120.....	45
5.1.15 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120.....	46
5.1.16-5.1.18 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงCNGกับดีเซลของเครื่องยนต์ 295-491 kPa BMEP.....	47
5.1.19-5.1.21 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120 295-491 kPa BMEP.....	48
5.2.1 กำลังสูงสุดของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	49
5.2.2 อัตราเร่งของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	50
5.2.3 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	51
5.2.4 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	52
5.2.5-5.2.7 ปริมาณควันดำที่ 500-900 kPa BMEP ของรถยนต์ Toyota Hi-ace	53
5.2.8 ปริมาณควันดำที่ ไหลดสูงสุดของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	54
5.2.9 อุณหภูมิไอเสียและน้ำหล่อเย็นของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	55
5.2.10 อุณหภูมิไอเสียและน้ำหล่อเย็นของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	56
5.2.11-5.2.12 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	57
5.2.13-5.2.14 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	58
5.2.15-5.2.16 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	59
5.2.17 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	60
5.2.18 สถานีเติมเชื้อเพลิงบีโตะเทียมหน้านิคมอุตสาหกรรมลาดกระบัง.....	61
5.2.19-5.2.20 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	62
5.2.21-5.2.22 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	63
5.2.23-5.2.24 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง โดยราคาของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine.....	64
5.3.1 กำลังสูงสุดของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine.....	65
5.3.2 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine.....	66
5.3.3-5.3.5 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine.....	67
5.3.6 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine.....	68
5.3.7-5.3.8 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine.....	68
5.3.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine.....	69

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตให้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

5.3.10-5.3.12 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine.....	70
5.3.13-5.3.15 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L Engine.....	71



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันทั่วโลกกำลังประสบปัญหาขาดแคลนพลังงานและปัญหามลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ในต่างประเทศต่างให้ความสำคัญในการวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับพลังงานทดแทน เนื่องจากแก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงที่สามารถนำมาใช้แทนน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ได้จริง และยังมีมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ต่ำกว่าน้ำมันเบนซินหรือน้ำมันดีเซล ผู้ผลิตรถยนต์และเครื่องยนต์ รวมไปถึงนักวิจัยในสถาบันการศึกษาต่างให้ความสำคัญในการวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติกันอย่างแพร่หลาย โดยที่ปัจจุบันผู้ผลิตรถยนต์ ได้ออกแบบเครื่องยนต์สำหรับแก๊สธรรมชาติล้วน (Pure Natural Gas Engine) และกำลังถูกพัฒนาโดยใช้เครื่องยนต์ดีเซลเป็นพื้นฐาน จุดมุ่งหมายคือ การเพิ่มประสิทธิภาพและสมรรถนะให้สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซล [6]

อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติยังมีความจำเป็นอย่างมากที่ต้องทำการวิจัยและพัฒนาให้มีประสิทธิภาพมากขึ้นกว่าปัจจุบัน เพื่อให้สามารถนำพลังงานมาใช้ให้คุ้มค่ามากกว่าที่เป็นอยู่ในปัจจุบัน ซึ่งในการวิจัยครั้งนี้เป็นการใช้เครื่องยนต์ดีเซลและปรับเปลี่ยนเป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม โดยการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซลแบบ Diesel Cycle Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot (DDF) [1], [2]

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

เนื่องจากแก๊สธรรมชาติเป็นพลังงานทดแทนที่มีอยู่มากในประเทศ ผู้วิจัยจึงมีความมุ่งหมายที่จะศึกษาถึงการใช้แก๊สธรรมชาติให้มีประสิทธิภาพมากขึ้น โดยที่วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษาหลักการการใช้เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซลแบบ Diesel Cycle Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot (DDF) กับเครื่องยนต์ดีเซลและวิเคราะห์หาข้อดีข้อเสียของหลักการดังกล่าวเพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการวิจัยและพัฒนาต่อไป

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

มลพิษของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซลแบบ Diesel Cycle Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot (DDF) น่าจะใกล้เคียงกับมลพิษของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลอย่างเดียวน หากมีการปรับปริมาณของเชื้อเพลิงให้เหมาะสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.6 ขอบเขตการวิจัย

ทำการทดสอบเครื่องยนต์และรถยนต์ ตามหลักการของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับน้ำมันดีเซลแบบ Diesel Cycle Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot (DDF) และทำการวิเคราะห์ผลการทดสอบเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ปริมาณมลพิษจากการเผาไหม้ และกำลังของเครื่องยนต์ วิเคราะห์หาอัตราส่วนผสมที่เหมาะสมของเชื้อเพลิงผสมน้ำมันดีเซลกับแก๊สธรรมชาติ สำหรับที่ภาระโหลดนั้นๆ เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการวิจัยและพัฒนาต่อไป

1.7 ขั้นตอนของการศึกษา

- วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้แบ่งเนื้อหาออกเป็น 6 บทด้วยกันคือ
- บทที่ 1 ความเป็นมาของงานวิจัย จุดมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ ขอบเขตของการวิจัย
 - บทที่ 2 ทฤษฎีเครื่องยนต์สันดาปภายใน
 - บทที่ 3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล
 - บทที่ 4 วิธีการทดสอบเครื่องยนต์
 - บทที่ 5 การวิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องยนต์
 - บทที่ 6 บทสรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

บทที่ 2

ทฤษฎีพื้นฐานของเครื่องยนต์สันดาปภายใน

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานต่างๆของเครื่องยนต์สันดาปภายในที่เป็นพื้นฐานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล ซึ่งเป็นหัวข้อในการวิจัยครั้งนี้

2.1 การเปรียบเทียบวัฏจักรออตโต วัฏจักรดีเซลและวัฏจักรร่วม (Comparison of Otto, Diesel and Dual cycles) [7]

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของวัฏจักรนั้นจะใช้สมการในการคำนวณเดียวกัน

$$\eta_t = 1 - (q_{out} / q_{in})$$

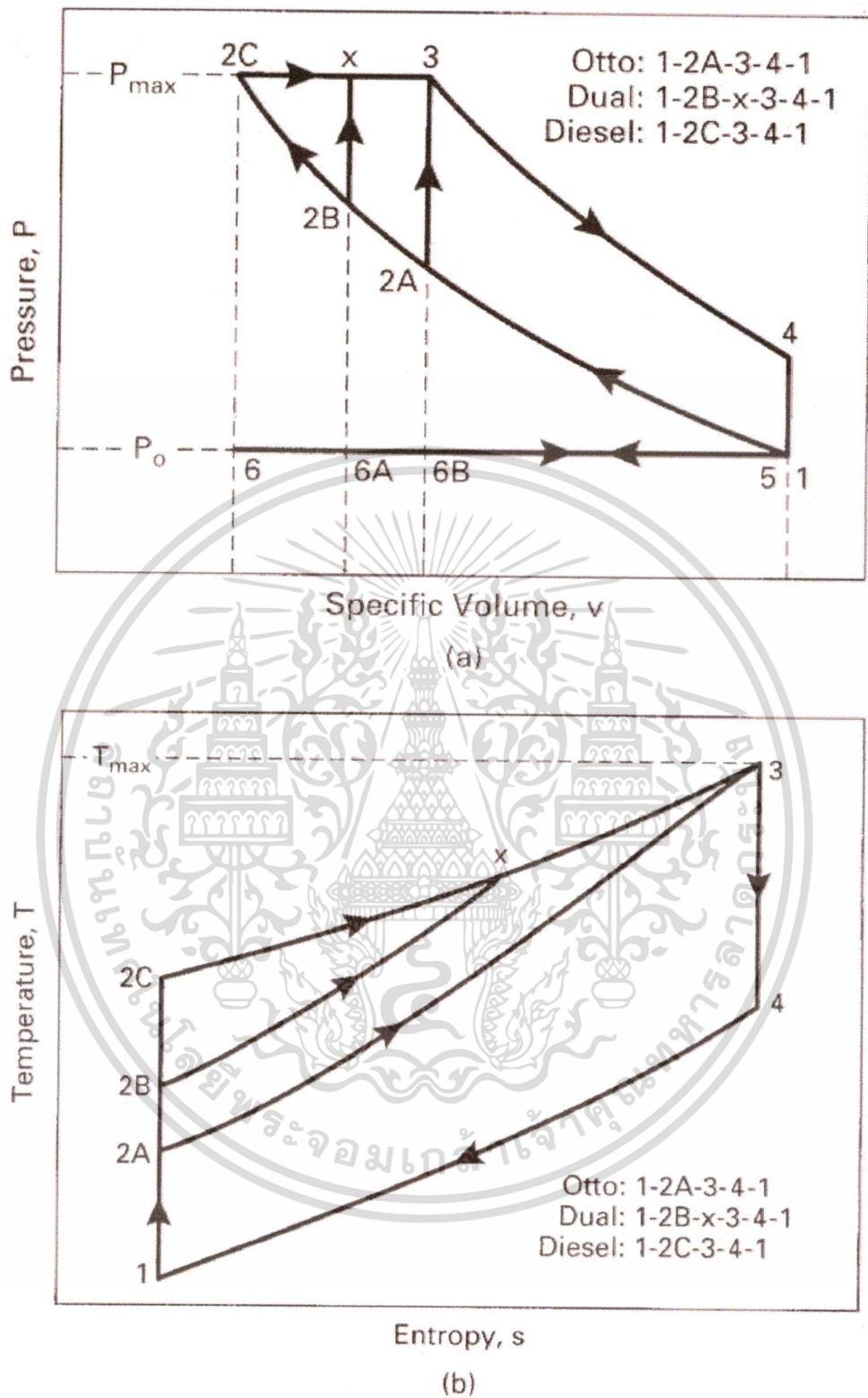
ในกรณีที่ควบคุมสถานะทางเข้าของระบบให้เหมือนกันและควบคุมให้อัตราส่วนการอัดเท่ากันจะพบว่าประสิทธิภาพของวัฏจักรออตโตสูงที่สุดและวัฏจักรดีเซลต่ำสุด

$$(\eta)_{OTTO} > (\eta)_{DUAL} > (\eta)_{DIESEL}$$

แต่อย่างไรก็ตาม ไม่ถือว่าเป็นการเปรียบเทียบที่ถูกต้องเพราะในทางปฏิบัติแล้วอัตราส่วนการอัดของวัฏจักรทั้งสามแบบไม่เท่ากัน ดังนั้นวิธีการเปรียบเทียบอีกวิธีการหนึ่งคือการกำหนดให้ความดันสูงสุดเท่ากัน จะพบว่าวัฏจักรดีเซลสูงที่สุดและวัฏจักรออตโตต่ำสุด

$$(\eta)_{DIESEL} > (\eta)_{DUAL} > (\eta)_{OTTO}$$

ในทางอุดมคติแล้วเครื่องยนต์จะมีประสิทธิภาพมากที่สุดเมื่อเป็นเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยขบวนการปริมาตรคงที่และจุดระเบิดด้วยการอัด ซึ่งทำงานที่อัตราส่วนการอัดสูงที่สุด อย่างไรก็ตามมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องพัฒนาให้ดีขึ้นกว่าปัจจุบัน



รูปที่ 2.1 Comparison of air-standard Otto cycle, Dual cycle and Diesel cycle. All engine have the same cylinder input conditions and same maximum temperature and pressure.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 เครื่องยนต์ดีเซลแบบเชื้อเพลิงผสมแก๊สกับน้ำมันดีเซล (DDF-Engine) [4]

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการเปรียบเทียบการทำงานและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ทั้งสามชนิดคือ Spark plug type natural gas engine, Diesel engine and DDF Natural gas engine.

2.2.1 The combustion of spark plug type natural gas engine

แก๊สธรรมชาติกับอากาศจะถูกผสมให้ใกล้เคียงกับ Stoichiometric mixture เชื้อเพลิงถูกจุดระเบิดด้วยประกายไฟจากหัวเทียน และเกิดการเผาไหม้แบบ Premixed combustion โดยจะเพิ่มขึ้นในอัตราที่คงที่ ดังที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.2(a) มีผลโดยตรงทำให้เสียงจากการเผาไหม้ต่ำ และปริมาณควันดำต่ำ เพราะเชื้อเพลิงถูกผสมเป็นเนื้อเดียวกันกับอากาศใกล้เคียง Stoichiometric mixture แต่อย่างไรก็ตามอุณหภูมิในห้องเผาไหม้จะสูงกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล

2.2.2 The combustion of diesel engine

การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลแบ่งเป็นสองส่วนคือ ส่วนแรกเป็นการเผาไหม้ซึ่งเกิดจากการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศเรียกว่า Premixed combustion และหลังจากนั้นเป็นการเผาไหม้ของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่เหลือจากการเผาไหม้ช่วงแรก เรียกว่า Diffusive combustion ดังที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.2(b)

การเผาไหม้ในช่วงแรกของการ Premixed combustion โดยปกติแล้วมีปริมาณมลพิษ NOx มีค่าสูงเนื่องจากมีอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงมาก และความดันในห้องเผาไหม้ที่มีค่าสูงก็มีผลทำให้มีเสียงดังจากการเผาไหม้มากขึ้น

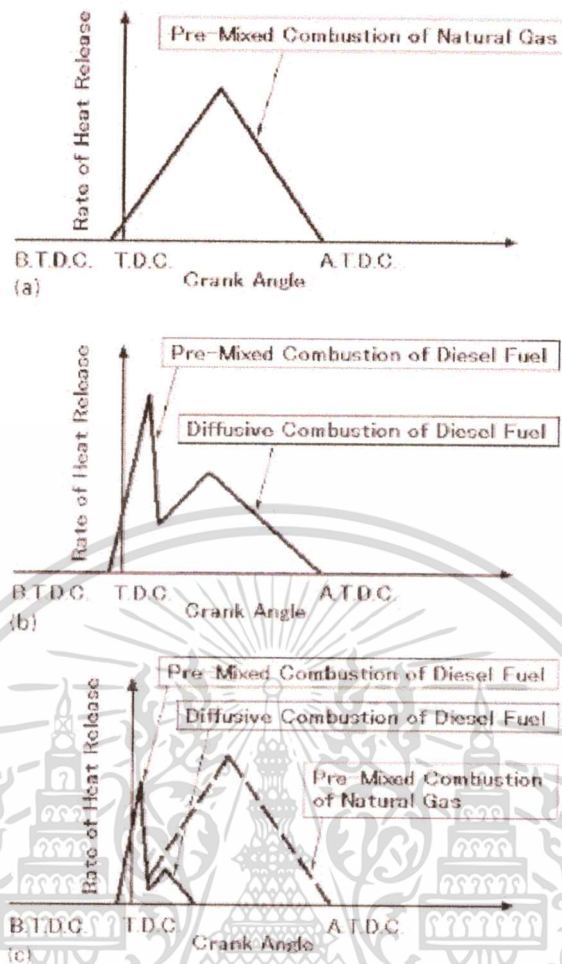
การเผาไหม้ในช่วงที่สอง Diffusive combustion ส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศที่หนา มีผลทำให้ PM, smoke, CO and THC มีค่าสูงตามไปด้วย

2.2.3 The combustion of DDF engine

เครื่องยนต์ DDF เป็นการใช้เชื้อเพลิงสองชนิดร่วมกันดังที่กล่าวไปแล้วข้างต้น โดยเชื้อเพลิงดีเซลที่ใช้ในการเผาไหม้จะถูกออกแบบให้ลดลงในปริมาณที่เหมาะสม ซึ่งมีหน้าที่หลักคือช่วยในการจุดระเบิดนั่นเอง

การเผาไหม้ถูกแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ ช่วงแรกเป็นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลที่จุดระเบิดด้วยตัวเอง Premixed combustion และช่วงที่สองเป็นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลที่เหลือเป็นแบบ Diffusive combustion ไปพร้อมๆกับการเผาไหม้ของส่วนผสมแก๊สกับอากาศ ซึ่งเป็นการเผาไหม้แบบ Premixed combustion ดังที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.2(c) เสียงจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์มีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลเนื่องจากปริมาณดีเซลที่ลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 Schematic diagram of heat release for Engine: (a) Spark plug type natural gas engine, (b) Diesel engine, (c) DDF Natural gas engine [4]

2.3 Air and Fuel flow in Carburetor and Mixer [7]

The air flow through a venturi throat can be written:

$$\dot{m}_a = (C_{Dt} A_t P_0 / \sqrt{RT_0}) (P_t/P_0)^{1/k} \{ [2k/(k-1)] [1 - (P_t/P_0)^{(k-1)/k}] \}^{1/2}$$

where: C_{Dt} = discharge coefficient of venturi throat

A_t = flow area of venturi throat

T_0, P_0 = ambient temperature and pressure

P_t = throat pressure

R = gas constant

The pressure differential in the air will be:

$$\Delta P_a = P_0 - P_t = P_1 - P_2$$

where: P_1 = the surrounding pressure

P_2 = the pressure in the throat

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ต่อผู้อื่นโดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Pressure differential through the fuel capillary will be:

$$\Delta P_f = \Delta P_a - \rho_f g h$$

where: ρ_f = density of fuel

g = acceleration due to gravity

h = height differential in the fuel capillary tube

Liquid fuel flow through a capillary tube is:

$$\dot{m}_f = C_{Dc} A_c \sqrt{(2\rho_f \Delta P_f)}$$

where: C_{Dc} = discharge coefficient of the capillary tube

$A_c \sqrt{(2\rho_f \Delta P_f)}$ = cross sectional flow area of the capillary tube

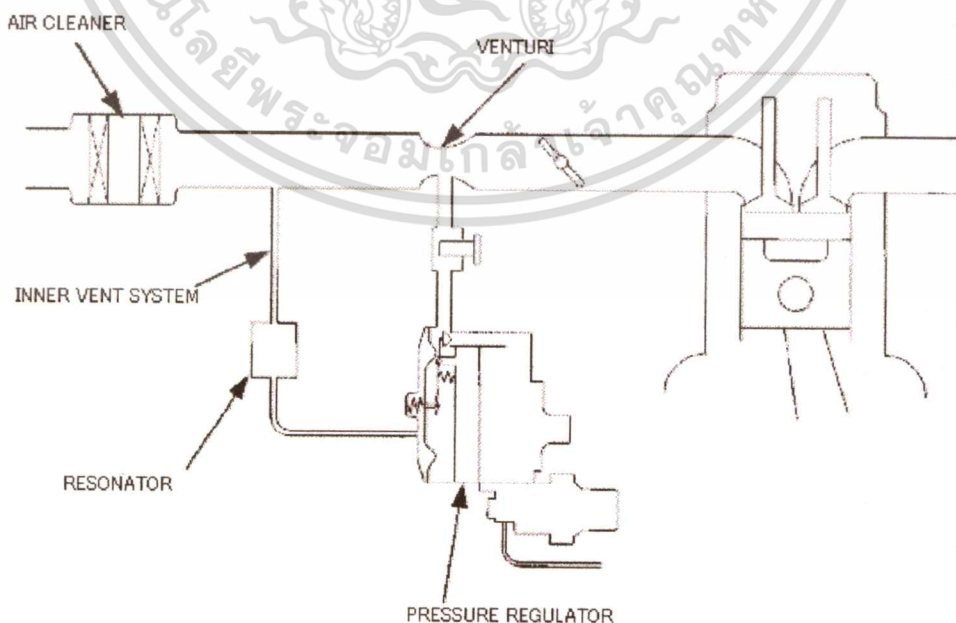
The air-fuel ratio supplied by the carburetor can be obtained:

$$AF = \dot{m}_a / \dot{m}_f = (C_{Dt} / C_{Dc}) (A_t / A_c) (\rho_a / \rho_f)^{1/2} \Omega \Pi$$

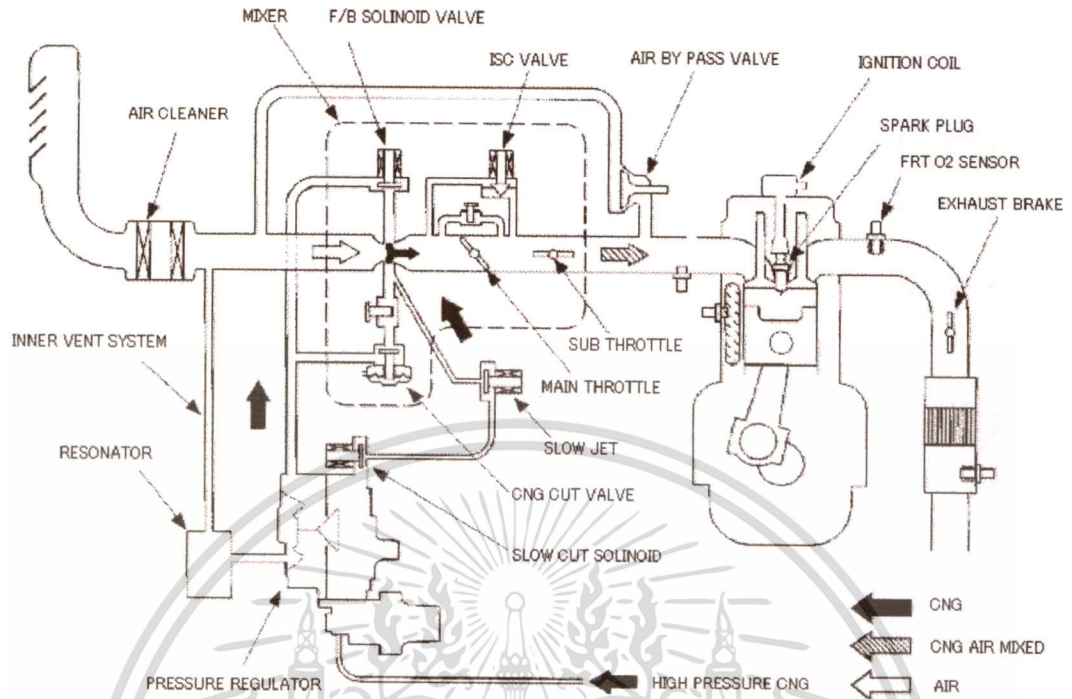
with $\Omega = [\Delta P_a / (\Delta P_a - \rho_f g h)]^{1/2}$

$$\Pi = \{ [k / (k-1)] [(P_t/P_0)^{2/k} - (P_t/P_0)^{(k+1)/k}] / [1 - (P_t/P_0)] \}^{1/2}$$

รูปที่ 2.3 และ 2.4 เป็นแผนภาพแสดงเครื่องยนต์เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ โดยใช้หลักการของ Mixer ขนาดหรืออุปกรณ์ที่ใช้ควบคุมจะต่างกัน ขึ้นอยู่กับการใช้งานของเครื่องยนต์แต่ละชนิด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 2.3 Schematic diagram of gas and air mixer [11]
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.4 Schematic diagram of natural gas engine with mixer [11]



รูปที่ 2.5 The throttle and mixer of natural gas engine [12]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล

เนื้อหาของบทนี้จะกล่าวถึง งานวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล ที่นักวิจัยได้ทำการทดสอบและวิเคราะห์ไว้ เพื่อเป็นพื้นฐานและเป็นข้อมูลอ้างอิงในการวิจัยครั้งนี้ งานวิจัยที่ใช้อ้างอิงมีทั้งหมดเป็นการพัฒนาเครื่องยนต์ดีเซลให้สามารถใช้กับแก๊สธรรมชาติซึ่งแบ่งเป็น 2 กลุ่มได้ดังนี้

Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot [1], [2], [8]

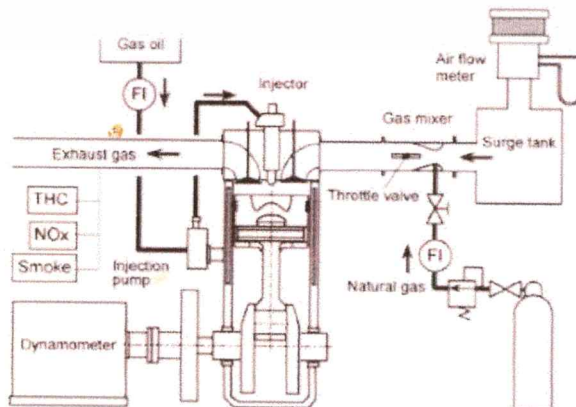
Direct Injection Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot [3], [4], [5], [9], [10]

3.1 Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot

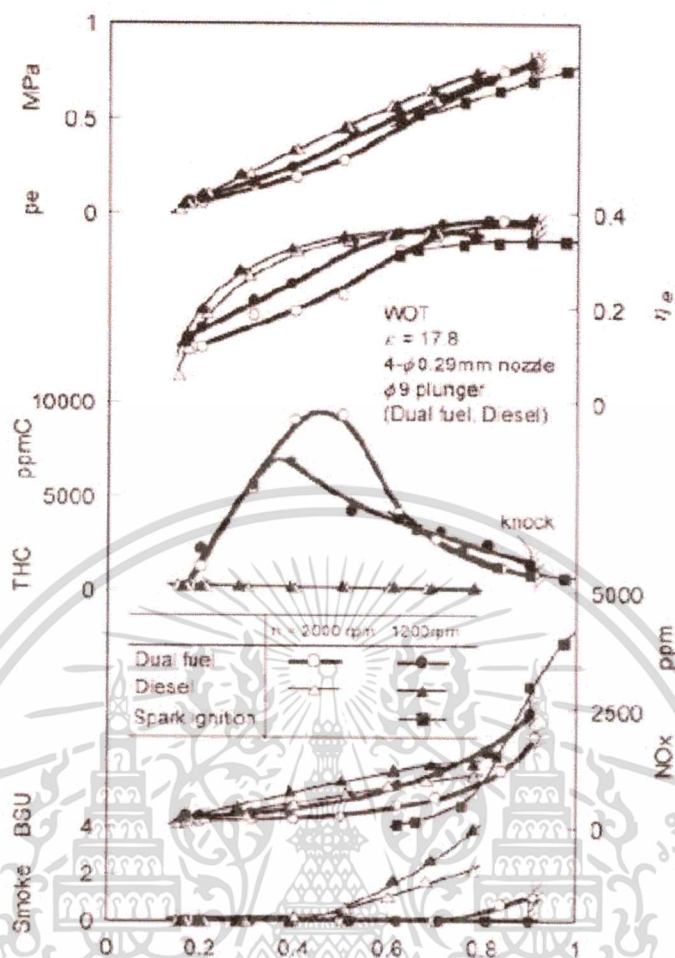
3.1.1 Approaches to High Thermal-Efficiency in High Compression-Ratio Natural-Gas Engine, [1]

7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles NGV2000, October 2000 Yokohama Japan, Kyoto University and Fukui University of Technology

เป็นงานวิจัยเกี่ยวกับการใช้แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวเทียน (SI Engine) และเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (CI Engine) ในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบ Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot in a Diesel Engine (DDF) ปริมาณ Pilot diesel $10\text{mm}^3/\text{stroke}$ (an equivalence ratio of 0.17) และ Injection timing 10 degree BTDC. Wide open throttle (WOT) โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ขนาดเล็ก 857 ซีซี



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ รูปที่ 3.1.1 Experimental setup for Pre-mixed Natural gas with Diesel pilot [1]

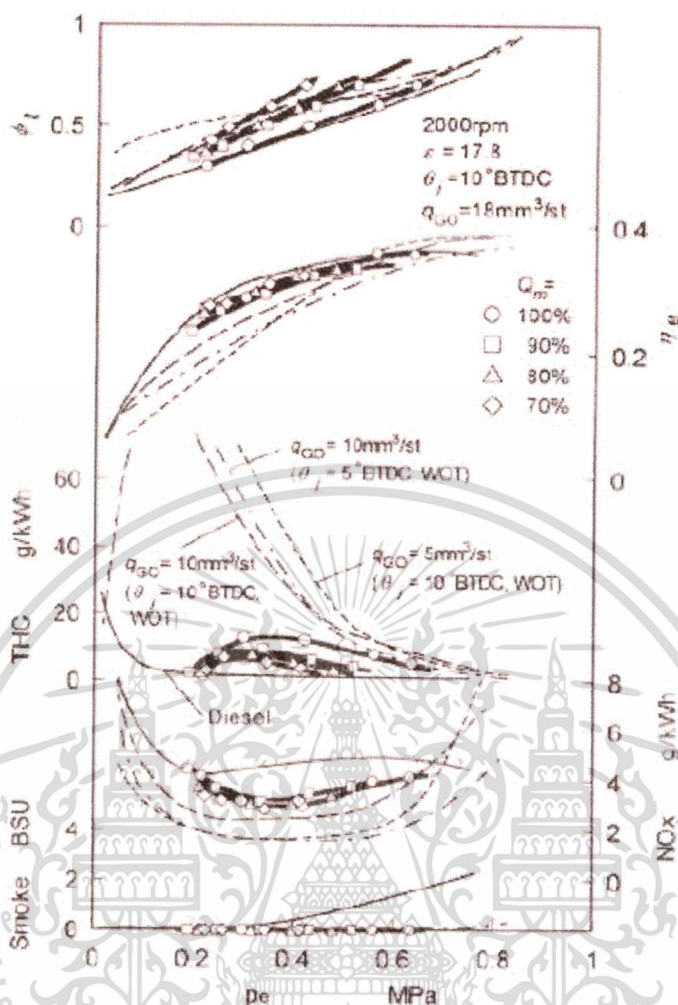


รูปที่ 3.1.2 Basic characteristics of performance and exhaust emission compared with a diesel and spark-ignited operation [1]

นักวิจัยวิเคราะห์และสรุปไว้ว่า

- (1) ที่อัตราส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงบางถึงพอดี (Middle and Low equivalent ratios) ควรได้รับการแก้ไขพัฒนาให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนได้ด้วยการลดปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่เกิดจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (Unburned HC) ของเครื่องยนต์
- (2) ที่อัตราส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงหนา (High equivalent ratios) จะเกิดการน็อกของเครื่องยนต์ (Knock) ซึ่งจุดที่เริ่มเกิดการน็อกนั้นมีค่า Equivalent ratio of total fuel ประมาณ 0.9
- (3) Injection nozzle, Pump plunger, Pilot fuel amount และ Injection timing ล้วนมีผลกระทบต่อตรงต่อขบวนการเผาไหม้ หากมีการออกแบบและปรับแต่งให้เหมาะสมแล้ว ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ก็จะสูงขึ้นตามไปด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1.3 Efficiency and exhaust emissions at increased pilot fuel amount with charge air throttling [1]

(4) สามารถลดปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่เกิดจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (Unburned HC) ที่ภาวะโหลดต่ำถึงปานกลางและลดปริมาณควันดำ (Smoke) ที่ภาวะโหลดสูงได้โดยการปรับขนาดของหัวฉีดให้เล็กลงเพื่อการกระจายตัวของน้ำมันได้มากขึ้น (Nozzle orifice 0.24 mm and plunger 0.75mm) ทำให้การเผาไหม้มีความสมบูรณ์มากขึ้น

(5) ที่ภาวะโหลดต่ำ (Low equivalent ratios) การเพิ่มปริมาณของ Pilot diesel ให้มากขึ้นสามารถเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนและยังสามารถลดปริมาณไอเสียได้ด้วย

(6) สามารถป้องกันการน็อก (Knock) ที่อัตราส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงหนา (High equivalent ratios) ได้โดยการลดปริมาณ Pilot diesel ให้น้อยลงเพราะจะทำให้การเผาไหม้ไม่รุนแรงเกินไป

(7) สามารถเพิ่มค่าสูงสุดของ Equivalent ratio (Upper limit of equivalent ratio) ที่ถูกกำหนดค่า

โดยการน็อกด้วยการควบคุมองศาการจุดระเบิด (The pilot injection timing) ให้เหมาะสม

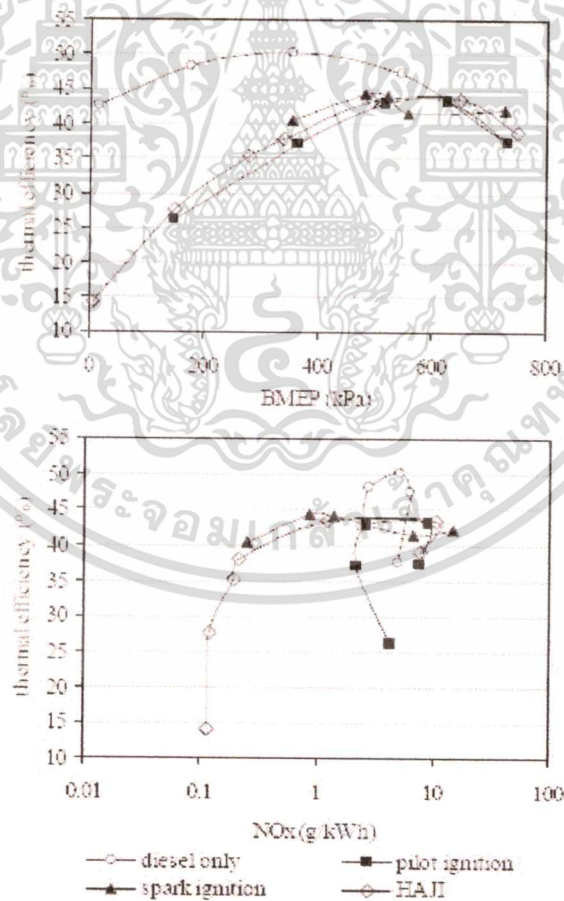
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 Alternative Ignition systems for CNG in Diesel Applications, [2]

12th International Pacific Conference on Automotive Engineering, April 2003 Bangkok, Melbourne University

เป็นงานวิจัยการใช้แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวเทียน (SI Engine) และเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (CI Engine) เป็นการทดสอบเครื่องยนต์เปรียบเทียบกันสี่แบบคือ Pure Diesel, Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot (Diesel pilot ignition: DPI), Spark ignition (SI) and Hydrogen Assisted Jet Ignition (HAJI) ในที่นี้จะกล่าวถึงสามแบบแรกเท่านั้น

เครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้ทดสอบ 658 ซีซี Compression ratio 16.5 ทำการทดสอบและเก็บค่าการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1350 rpm un-throttled ปริมาณ Pilot diesel ถูกกำหนดค่าโดยเพิ่มให้มากขึ้นจนมีค่าคงที่ที่สภาวะโหลดสูงสุด ลดท่ายปริมาณ Pilot diesel ที่ใช้ในการทดสอบ 5% โดยน้ำหนัก และมีค่าความดันในการฉีด 7.3 bar BMEP

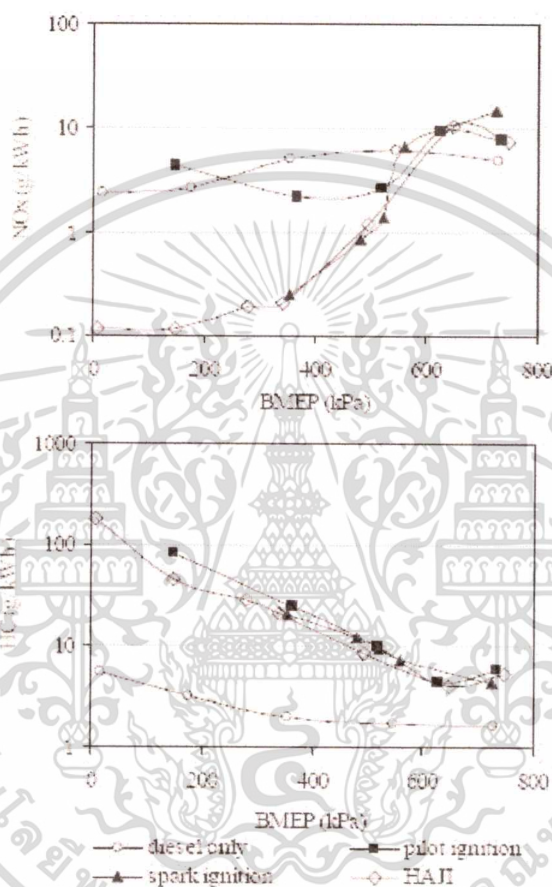


รูปที่ 3.1.4 Indicated Thermal efficiency versus BMEP and indicated specific NOx [2]

นักวิจัยวิเคราะห์และสรุปไว้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- (1) เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทุกระบบ ที่ภาระโหลดต่ำถึงกลางจะมีค่ามลพิษไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซล เนื่องจากแก๊สธรรมชาติเกิดการเผาไหม้ในอัตราที่ไม่รุนแรง
- (2) เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทุกระบบ ที่ภาระโหลดสูงจะมีค่ามลพิษไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซล เพราะเกิดเนื่องจากเกิดการเผาไหม้ในอัตราที่สูงมาก (Rapid combustion) ของส่วนผสมที่ใกล้เคียง Stoichiometric mixture ทำให้เกิดความดันและอุณหภูมิที่สูงมาก



รูปที่ 3.1.5 Indicated specific NOx and HC versus BMEP [2]

- (3) ค่ามลพิษไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ของเครื่องยนต์ดีเซลและเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล (Pure Diesel and DPI) ไม่ได้เปลี่ยนแปลงไปตามภาระโหลดมากนักเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติล้วนที่จุดระเบิดด้วยหัวเทียน เพราะ Pure Diesel and DPI มีการเผาไหม้ Stratified ของ Diesel spray ทำให้บางส่วนมีส่วนผสมที่หนาเกินไป (Locally rich) เกิดการเผาไหม้ที่รุนแรง อุณหภูมิการเผาไหม้สูง ในโตรเจนออกไซด์ (NOx) จึงมีมากคงที่ตามไปด้วย
- (4) ไฮโดรคาร์บอน (HC) จากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทุกระบบมาก เนื่องจากคุณสมบัติทางเคมีที่ต่างกัน

- (5) เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทุกระบบมีค่ามลพิษไฮโดรคาร์บอน (HC) เพิ่มขึ้นที่ภาระโหลด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่ขอเอาตีพิมพ์ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ต่ำลงเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำลงนั่นเอง ซึ่งสอดคล้องกับปริมาณไนโตรเจนออกไซด์
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(NO_x) ที่ลดลงด้วย เพราะการเย็นตัวลงของผนังห้องเผาไหม้และอัตราการเผาไหม้ที่ต่ำของเชื้อเพลิงที่อยู่รอบนอกบริเวณผนังห้องเผาไหม้ซึ่งเย็นตัวลงแล้ว

3.1.3 Emissions and fuel consumption of natural gas powered city buses versus diesel buses in real city traffic, [8]

Vito-Flemish Institute for Technological Research, Belgium

เป็นการวิจัยและพัฒนาการใช้แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์ โดยแบ่งออกเป็นสามกลุ่มคือ Pure diesel bus, Stoichiometric CNG bus และ Lean burn CNG bus

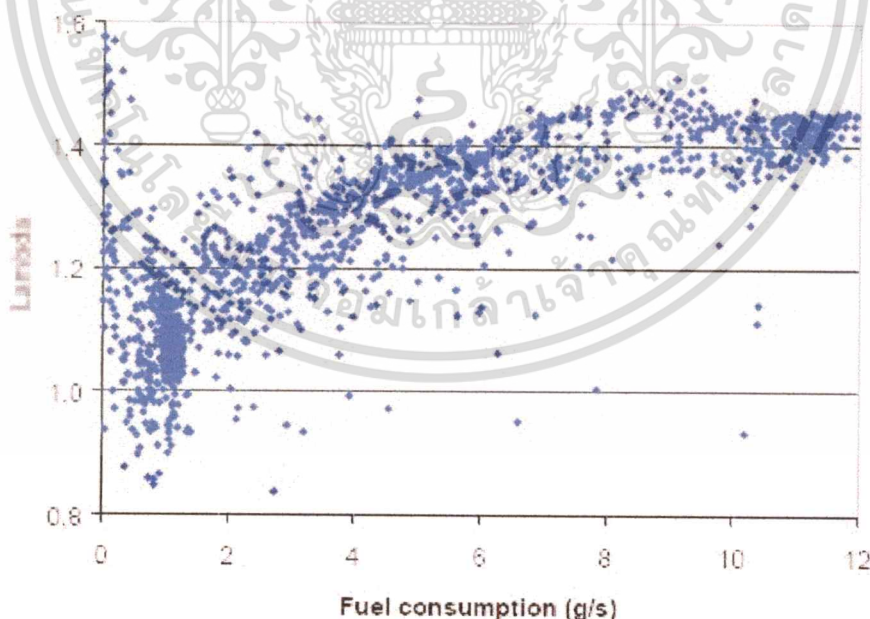
รถบัสที่ใช้ทดสอบทั้งหมดมีความยาว 12 เมตร โดยมี Gross weight 19 tons กำลังของเครื่องยนต์อยู่ระหว่าง 150 ถึง 200 kW เป็นรถยนต์เกียร์อัตโนมัติ (Automatic transmission) แต่อย่างไรก็ตามยังมีความแตกต่างของ Gear ratios

Diesel bus: Direct injection diesel engine with mechanical diesel pump

Stoich. CNG bus: Multi-point injection CNG engine with closed loop stoich. control

Lean burn CNG bus: Central gas mixer CNG engine with closed loop lean burn control

Lean burn CNG engine: fuel consumption vs. lambda (vehicle tests - real city)



รูปที่ 3.1.6 Relation between fuel consumption and lambda for lean burn engine [8]

รูปที่ 3.1.6 แสดงถึงค่า Lambda ของ Lean burn engine โดยทำการควบคุมอัตราส่วนผสม เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า อากาศต่อเชื้อเพลิงประมาณ 1.4 ที่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงๆ เพื่อที่จะลดปริมาณมลพิษ ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) แต่ทางตรงข้ามก็มีผลทางลบต่อปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอน (THC) และประสิทธิภาพการใช้เชื้อเพลิง

		Diesel bus	Stoich. CNG bus	Lean Burn CNG bus
Fuel cons.	<i>l/100 km</i>	62.8	73.5 *	83.2 *
CO ₂	<i>g/km</i>	1633	1475	1634
CO	<i>g/km</i>	3.5	0.7	0.8
THC	<i>g/km</i>	1.7	0.2	7.5
NO _x	<i>g/km</i>	15.2	1.8	25.1

* expressed in diesequivalents (35700 kJ/l)

รูปที่ 3.1.7 General overview of average fuel consumption and emission of the three buses [8]

นักวิจัยวิเคราะห์และสรุปไว้ว่า

- (1) ค่าอัตราส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงของ Lean burn engine โดยมีค่า Lambda ที่ใช้งานจริงมีค่าอยู่ที่ประมาณ 1.2 ถึง 1.4
- (2) เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบ Lean burn engine มีค่ามลพิษไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลเพราะ Lean burn engine มีการเผาไหม้แบบ Stratified ของส่วน Diesel spray ที่เชื้อเพลิงบางส่วนมีส่วนผสมที่หนา (Locally rich) ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่รุนแรง อุณหภูมิการเผาไหม้สูงจึงทำให้ค่าไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) มากคงที่ตามไปด้วย
- (3) เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบ Stoichiometric engine มีค่ามลพิษไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซล (Pure diesel engine)
- (4) เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจะสูงขึ้น เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล

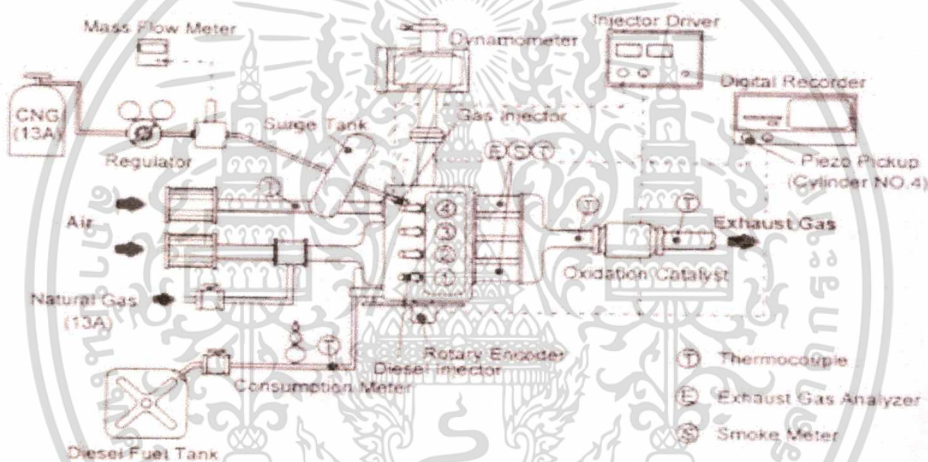
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 Direct Injection Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot

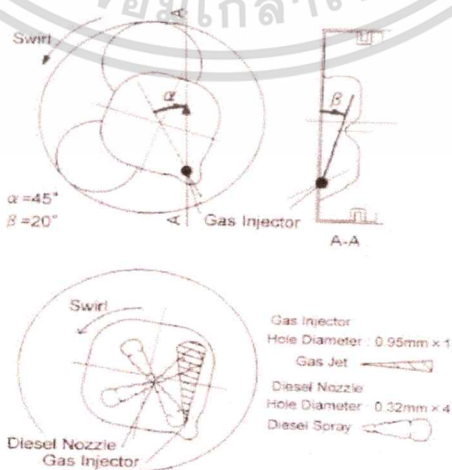
3.2.1 Combustion and Exhaust Emissions Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas [3],

7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles NGV2000, October 2000 Yokohama Japan, Waseda University

เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ดีเซล Direct injection โดยระบายความร้อนด้วยน้ำ 4 สูบ 3.86 ลิตร 4 จังหวะ อัตราส่วนการอัด 17 ใช้กับรถบรรทุกขนาดกลาง (Medium-duty truck) หัวฉีดแก๊สธรรมชาติถูกติดตั้งแทนที่หัวเผา (Glow-plug) องศาการฉีดของหัวฉีดแก๊สธรรมชาติ (Injection timing) และช่วงเวลาในการฉีด (Duration of injection) ถูกควบคุมช่วงเวลาการเปิดปิด การฉีดด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งมีองศาการจุดระเบิดระหว่าง -40 ถึง -20 องศา ATDC

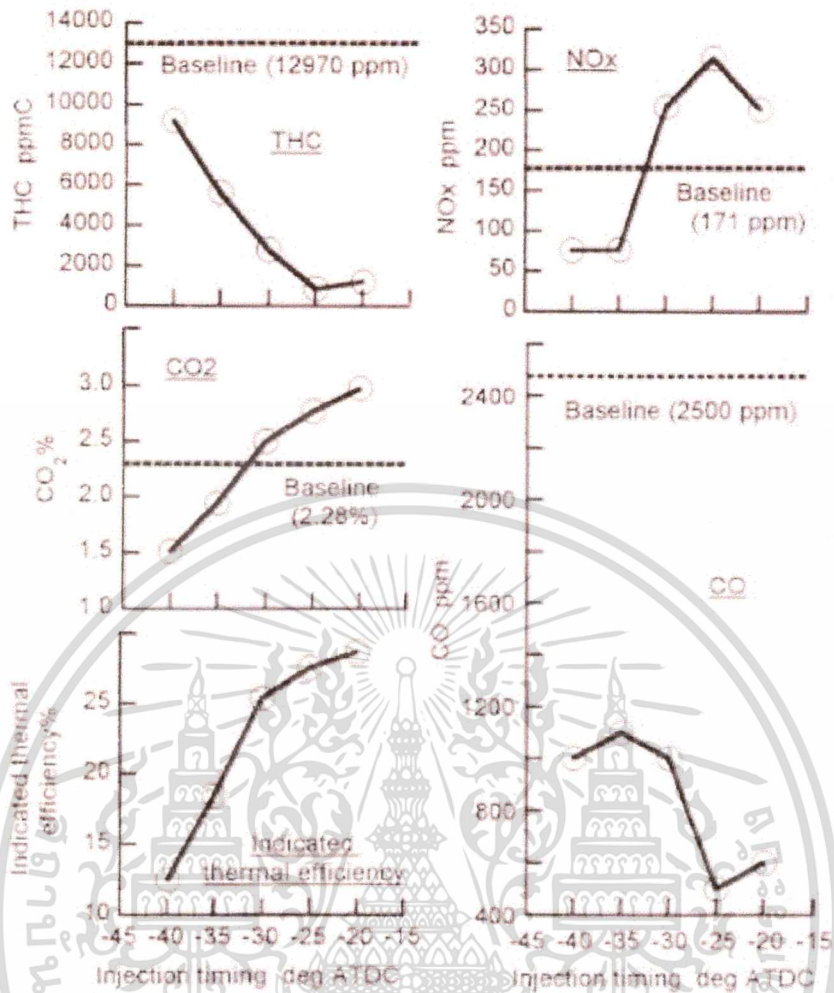


รูปที่ 3.2.1 Experimental setup for Direct Injection Natural gas with Diesel pilot [3]



รูปที่ 3.2.2 Combustion chamber layout of Direct Injection Natural gas with Diesel pilot [3]

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2.3 The effect of injection timing of Natural gas of thermal efficiency and exhaust gas emissions (Engine speed 1,280) [3]

นักวิจัยวิเคราะห์และสรุปไว้ว่า

- (1) สามารถลดปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอน (THC) ได้ด้วยการฉีดแก๊สธรรมชาติให้ช้าลงแต่ในขณะเดียวกันปริมาณไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ก็จะเพิ่มขึ้นตามปริมาณแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมาช้าๆ จึงเห็นว่าการติดตั้งระบบ EGR เพื่อช่วยลดปริมาณไนโตรเจนออกไซด์ (NOx)
- (2) ในกรณีฉีดแก๊สธรรมชาติ 25 BTDC มีค่ามลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ
- (3) ในกรณีฉีดแก๊สธรรมชาติ 20 BTDC มีค่ามลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) สูงกว่า 25 BTDC เพราะปริมาณเชื้อเพลิงต่ออากาศสูงเกินไป
- (4) สามารถเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ได้ด้วยการฉีดแก๊สให้ช้าลง
- (5) สำหรับการทดลองครั้งนี้สรุปได้ว่าการฉีดแก๊สธรรมชาติควรให้อยู่ในช่วง 25 ถึง 20 BTDC

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่งานวิจัยสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

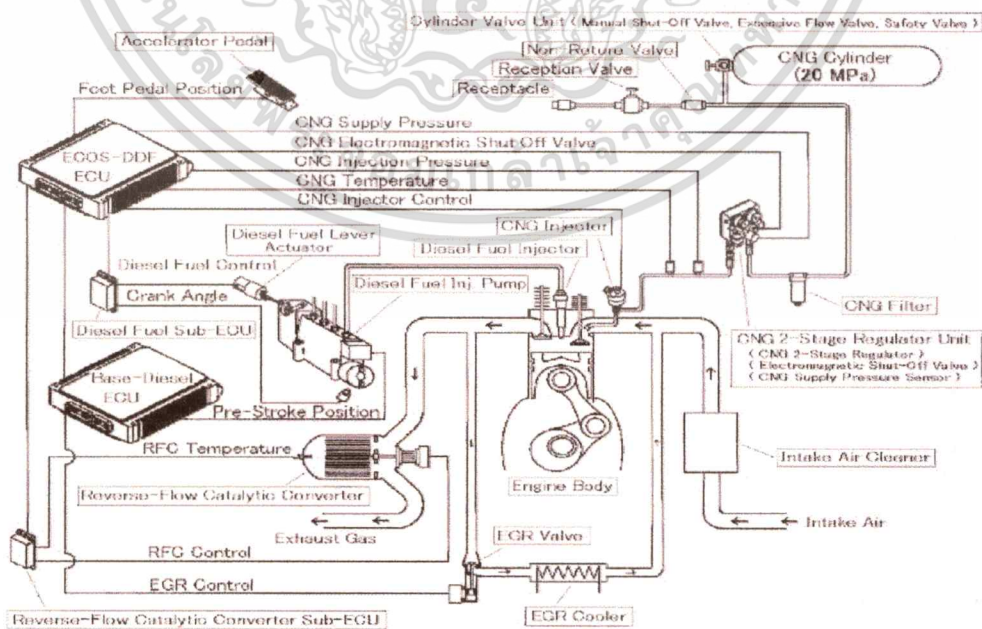
3.2.2 The development of the ECOS-DDF natural gas engine for medium-duty trucks: exhaust emission reduction against base diesel engine [4],

JSAE review 22-2001 December 2000, Nippon Ecology Work System Corp and Alternative Fuel Systems Inc.

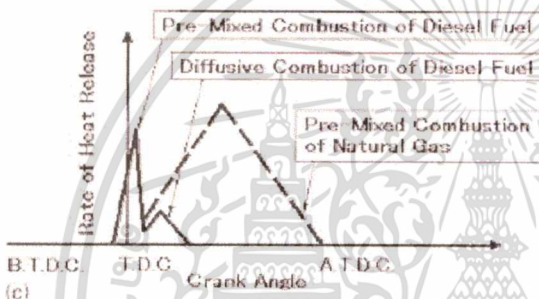
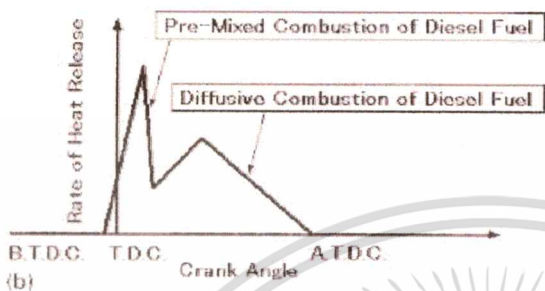
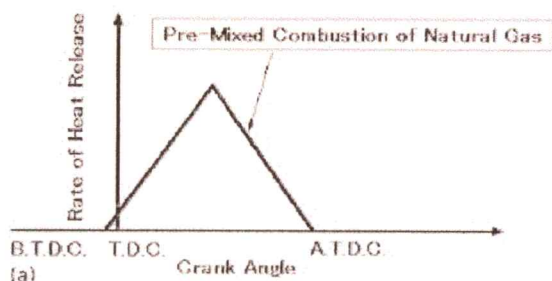
เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ดีเซล Isuzu 6HH1-C 8226 ซีซี ที่ติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ เรียกว่า ECOS-DDF Engine ควบคุมด้วยอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic control unit (ECU)) แทนที่ระบบควบคุมเดิม ระบบควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลและแก๊สธรรมชาติขึ้นอยู่กับสัญญาณความเร็วรอบของเครื่องยนต์และสัญญาณแสดงตำแหน่งของขาค้นเร่ง โดยจะมีความสัมพันธ์กับกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์และปริมาณมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ มีการติดตั้งระบบดักไอเสียที่ท้อไอเสีย (Reverse-flow catalytic (RFC) converter) ระบบกลไกดปริมาณไอเสีย (Mechanism for exhaust emission reduction) รวมไปถึงการติดตั้งระบบ Cooled EGR



รูปที่ 3.2.4 Ignition method of Natural gas mixture for CNG Engine [4]



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 3.2.5 ECOS-DDF Natural gas engine system [4]
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2.6 Schematic diagram of heat release for Engine: (a) spark plug type natural gas engine, (b) diesel engine, (c) ECOS-DDF Natural gas engine [4]

นักวิจัยวิเคราะห์และสรุปไว้ว่า

(1) The ECOS-DDF Natural gas engine มีรูปแบบการเผาไหม้ (Combustion pattern) ที่เกิดจากการเผาไหม้ของดีเซลในช่วงแรกตามปกติ (Basic diesel combustion) บวกกับการเผาไหม้ของส่วนผสมแก๊สธรรมชาติกับอากาศ (Combustion of natural gas premixed with air)

(2) The ECOS-DDF เป็นระบบที่ช่วยลดมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ (Emissions) ได้ดีมาก

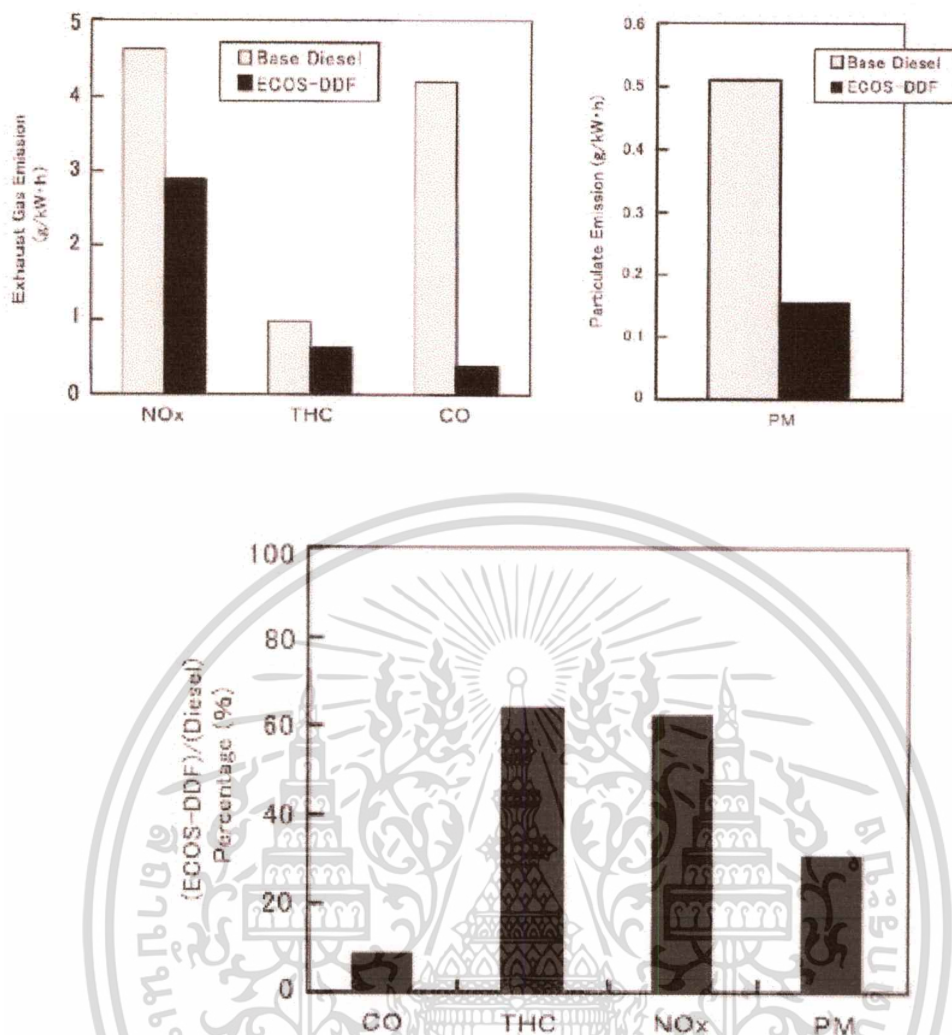
(2.1) ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) และเสียงที่เกิดจากการเผาไหม้ (Combustion noise) สามารถถูกลดได้ด้วยการลดการเผาไหม้ของส่วนผสมดีเซลกับอากาศ (Diesel fuel premixed with air)

(2.2) อนุภาคขนาดเล็กจากไอเสีย (PM) และควันดำ (Smoke) สามารถถูกลดได้ด้วยการลดการเผาไหม้แบบแพร่ของส่วนผสมดีเซลกับอากาศ (Diffusive combustion of diesel fuel)

(2.3) ควรจะลดไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ให้มากขึ้นซึ่งสามารถทำได้ด้วยการเพิ่มปริมาณการนำไอเสียบางส่วนกลับมาใช้อีกรอบ (The EGR system)

(3) สามารถลดปริมาณไอเสีย NO_x , CO, THC, PM และ CO_2 ประมาณ 40, 90, 35, 70 และ 15 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับปริมาณไอเสียจากน้ำมันดีเซล (Base diesel engine)

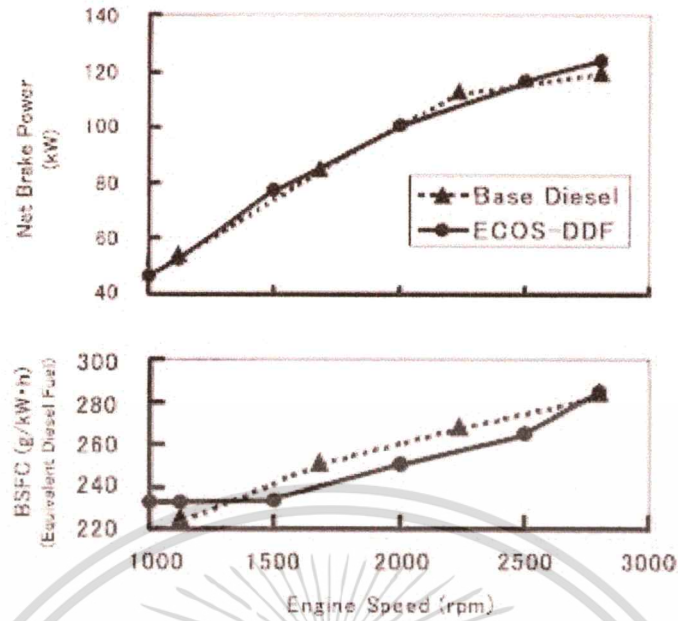
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



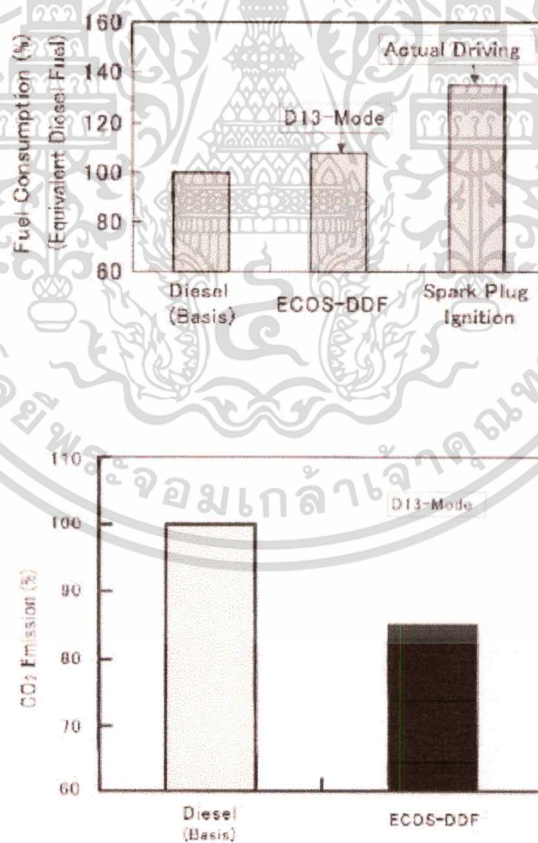
รูปที่ 3.2.7 Exhaust gas emissions of S ECOS-DDF Natural gas engine [4]

- (4) The ECOS-DDF natural gas engine มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนและกำลังของเครื่องยนต์ (Thermal efficiency and Engine power) ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซล
- (5) The ECOS-DDF natural gas engine สามารถที่จะลดปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ให้ต่ำที่สุดในเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal combustion engines)
- (6) The ECOS-DDF natural gas engine เป็นระบบที่มีความทนทานและมีอายุการใช้งานที่สูงมาก (Durability, functionality) และมีความประหยัดเชื้อเพลิงดีกว่า (Brake specific fuel consumption) เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยหัวเทียน (Spark plug-type natural gas engines)
- (7) ถ้าหากพิจารณาในเชิงของประสิทธิภาพทางความร้อน มลพิษจากไอเสีย และคุณสมบัติอื่นๆ (Thermal efficiency, low emissions and Functional properties) พบว่าระบบ The ECOS-DDF natural gas engine เป็นระบบที่เหมาะสมที่สุดสำหรับรถบรรทุกและรถบัส (Heavy-duty trucks and buses) ในปัจจุบัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2.8 Comparison of full load performance of S ECOS-DDF Natural gas engine [4]



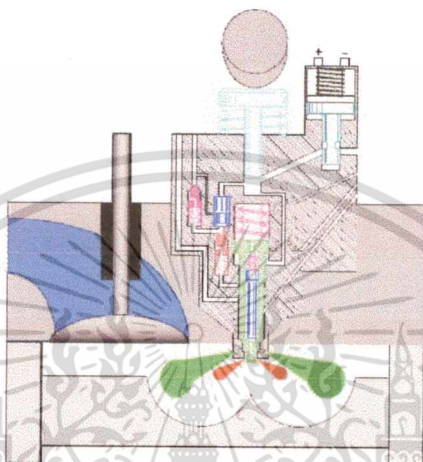
รูปที่ 3.2.9 Fuel consumption comparison base on D13 mode of ECOS-DDF Natural gas eng. [4]

3.2.3 NO_x reduction in a Directly Injected Gas Engine [5],

Westport Innovation Inc. and University of British Columbia

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติโดยใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงที่มีความดันสูง และสามารถฉีดเชื้อเพลิงได้สองชนิด คือ แก๊สธรรมชาติ กับเชื้อเพลิงดีเซล ที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงที่ช่วยในการจุดระเบิด ถึงแก๊สความดันสูง (The high-pressure storage cylinders) มีขนาดความจุ 200 kg และมีความดันสูงถึง 200 bar ความดันของหัวฉีดแก๊สประมาณ 250 bar ระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงสองชนิด (Dual fuel injector) ถูกทำการติดตั้งบนเครื่องยนต์ 6V-92TA DDEC II 9050 cc



รูปที่ 3.2.10 Schematic representation of the HPDI of Natural gas injector [5]

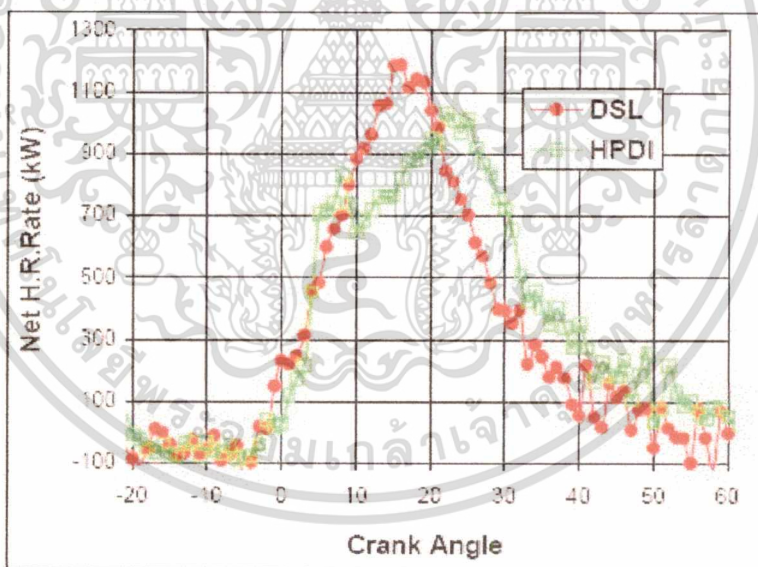
นักวิจัยวิเคราะห์และสรุปไว้ว่า

- (1) ที่อัตราการเผาไหม้ (Combustion rate) เดียวกันที่ Pilot Diesel 10% โดยปริมาณพลังงานจะพบว่าสามารถลดปริมาณมลพิษไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ได้ประมาณ 40%
- (2) HPDI Engine มีอัตราการเผาไหม้ (Combustion rate) ใกล้เคียงกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล และการเพิ่มความดันในหัวฉีด Injection Delay และการลดปริมาณ pilot ignition จะทำให้อัตราการเผาไหม้มีความรุนแรงน้อยลง ซึ่งมีผลโดยตรงให้ปริมาณมลพิษ NO_x ลดลงได้



Trade-off between fuel consumption and NO_x emissions for natural gas and diesel fueling. 8.96 bar BMEP, 1260 RPM.

รูปที่ 3.2.11 Fuel consumption versus NOx of HPDI system [5]



Net heat release rate for 2025 RPM, 6.8 bar BMEP.

รูปที่ 3.2.12 Heat release rate results of the HPDI [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.4, Performance and Emissions of a Two-Stroke Engine Fueled Using High-Pressure Direct Injection of Natural Gas [9],

Westport Innovation Inc. and University of British Columbia

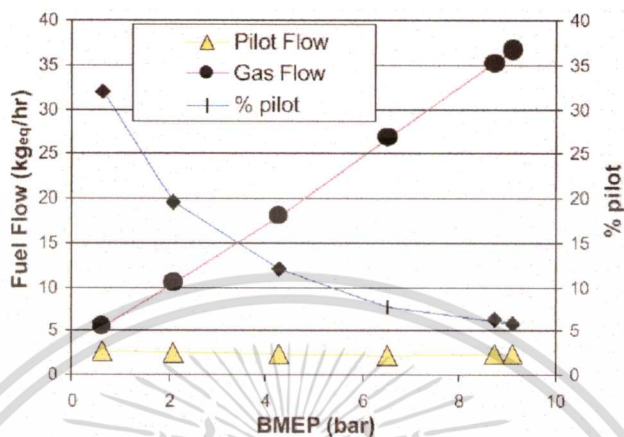


Figure 2 - Fuel flow of pilot fuel and CNG on an diesel equivalent energy basis, and relative amount of pilot fuel (on an energy basis). Gas injection of 165 bar and 1260 RPM.

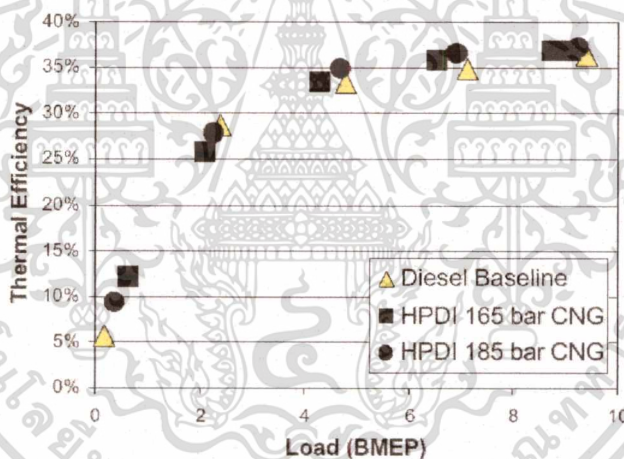


Figure 3 - Thermal efficiency of HPDI of NG compared to that of diesel fueling (1260 RPM).

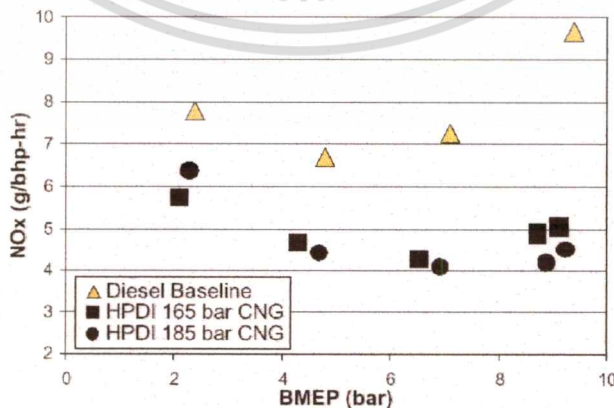


Figure 4 - Nitrogen oxide emissions of HPDI of NG compared to that of diesel fueling (1260 RPM).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 รูปที่ 3.2.13 Test result of HPDI CNG & Diesel [9]
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ต่อสาธารณะโดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

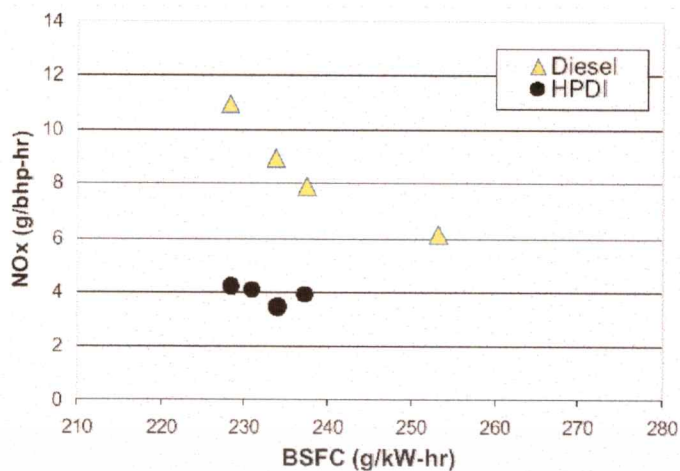


Figure 8 – BSFC vs. NOx trade-off obtained by varying the injection timing at mode 6.

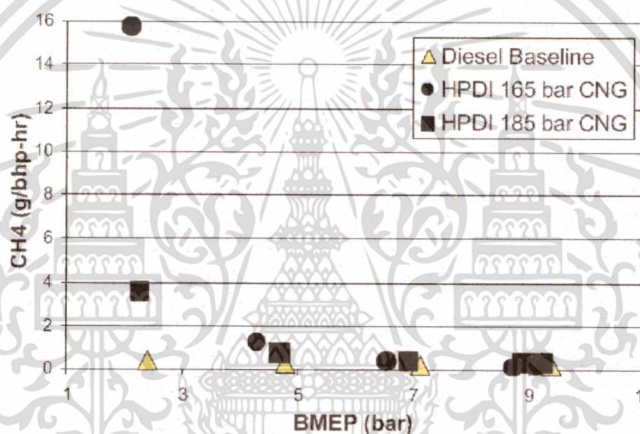


Figure 6 – Methane emissions of HPDI of NG compared to that of diesel fueling (1260 RPM).

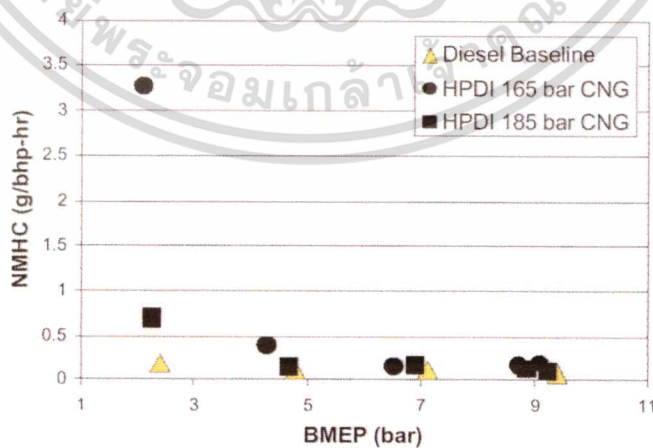


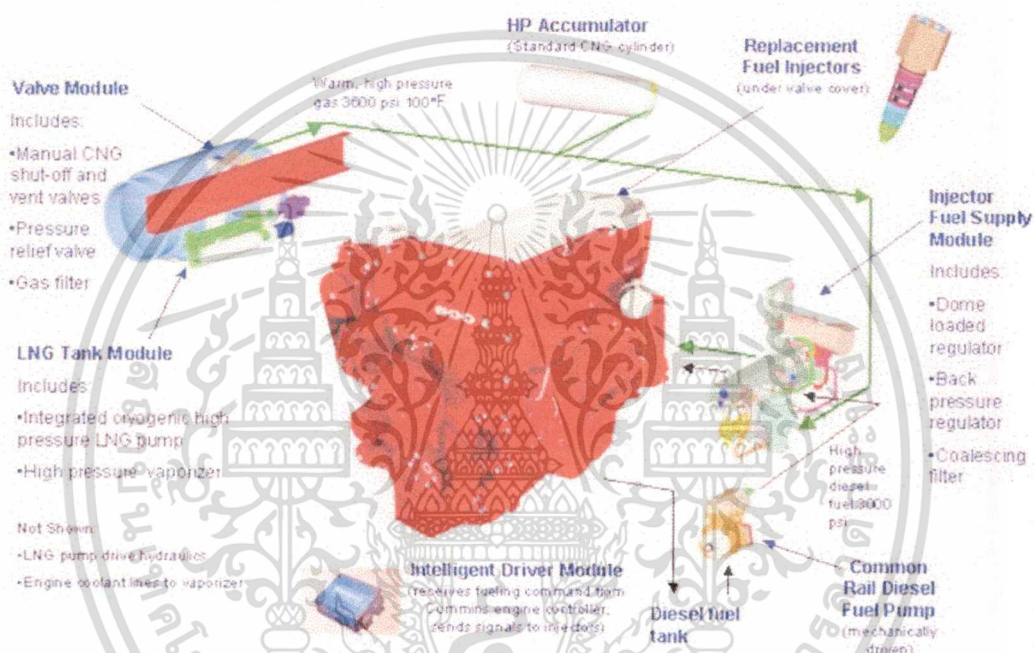
Figure 7 – Non-methane hydrocarbon emissions of HPDI of NG compared to that of diesel fueling (1260 RPM).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้รูปที่ 3.2.14 Test result of HDPI CNG & Diesel [9] นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.5 Progresses in High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas In Automotive Diesel Engines [10],

Westport Innovation Inc. and University of British Columbia

ในงานวิจัยนี้ใช้เครื่องยนต์ดีเซล โดยแทนที่ระบบฉีดเชื้อเพลิงเดิมด้วย หัวฉีด Common-rail ซึ่งทำหน้าที่ฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเพื่อช่วยในการจุดระเบิด หรือเรียกว่า Pilot diesel ซึ่งถูกควบคุมด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ ท่อของระบบหัวฉีด Common-rail มีความดันประมาณ 25 MPa ปริมาณของเชื้อเพลิง Pilot diesel มีค่าระหว่างร้อยละ 9 ถึง 2.4 เมื่อภาระโหลดเพิ่มจากร้อยละ 20 ถึง 100



รูปที่ 3.2.15 Schematic of HPDI Fuel supply system [10]

จากผลการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์ The HPDI of Natural gas with pilot ignition สามารถที่จะลดปริมาณมลพิษในโตรเจนออกไซด์ (NO_x) และ PM ลดลงร้อยละ 45 และ 70 ตามลำดับ เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล

นักวิจัยวิเคราะห์ว่า The HPDI of Natural gas with pilot ignition ในเครื่องยนต์ดีเซล สามารถทำให้มีอัตราการเผาไหม้ใกล้เคียงกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลได้ และยังสามารถที่จะลดปริมาณมลพิษในการเผาไหม้ให้ต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียวได้

3.3 ผลสรุปจากผลงานวิจัยที่ใช้อ้างอิง

(1) การใช้แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์ดีเซลทั้ง Pre-mixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot และ Direct Injection Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot สามารถทำให้มีประสิทธิภาพและอัตราการเผาไหม้ที่ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลล้วนสามารถนำไปใช้งานจริงได้

(2) ในกรณีของเครื่องยนต์ Pre-mixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot ที่ภาระโหลดต่ำถึงปานกลาง เนื่องจากอุณหภูมิของการเผาไหม้ต่ำเกินไปทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ปริมาณไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่ไม่ได้รับการเผาไหม้สูงมาก ดังนั้นควรได้รับการพัฒนาให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์

(3) ค่ามลพิษไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ของเครื่องยนต์ดีเซลและเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันดีเซล (Pure Diesel and DPI) ไม่ได้เปลี่ยนแปลงไปตามภาระโหลดมากนักเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติล้วนที่จุดระเบิดด้วยหัวเทียน เพราะในการเผาไหม้แบบ Stratified ของดีเซลมีอุณหภูมิการเผาไหม้สูงจึงทำให้ค่าไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) มากคงที่

(4) ในกรณีของเครื่องยนต์ Direct Injection Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot สามารถลดปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอน (HC) ได้ด้วยการฉีดแก๊สธรรมชาติให้ช้าลง แต่ในขณะเดียวกันปริมาณไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ก็จะเพิ่มขึ้นตามปริมาณแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมาช้า จึงเห็นว่าควรมีการติดตั้งระบบ EGR เพื่อช่วยลดปริมาณไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x)

(5) The HPDI of Natural gas with pilot ignition ในเครื่องยนต์ดีเซลมีอัตราการเผาไหม้ (Combustion rate) ใกล้เคียงกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล และการเพิ่มความดันในหัวฉีด Injection Delay และการลดปริมาณ pilot ignition จะทำให้อัตราการเผาไหม้มีความรุนแรงน้อยลง ซึ่งมีผลโดยตรงให้ปริมาณมลพิษ NO_x ลดลงได้

บทที่ 4

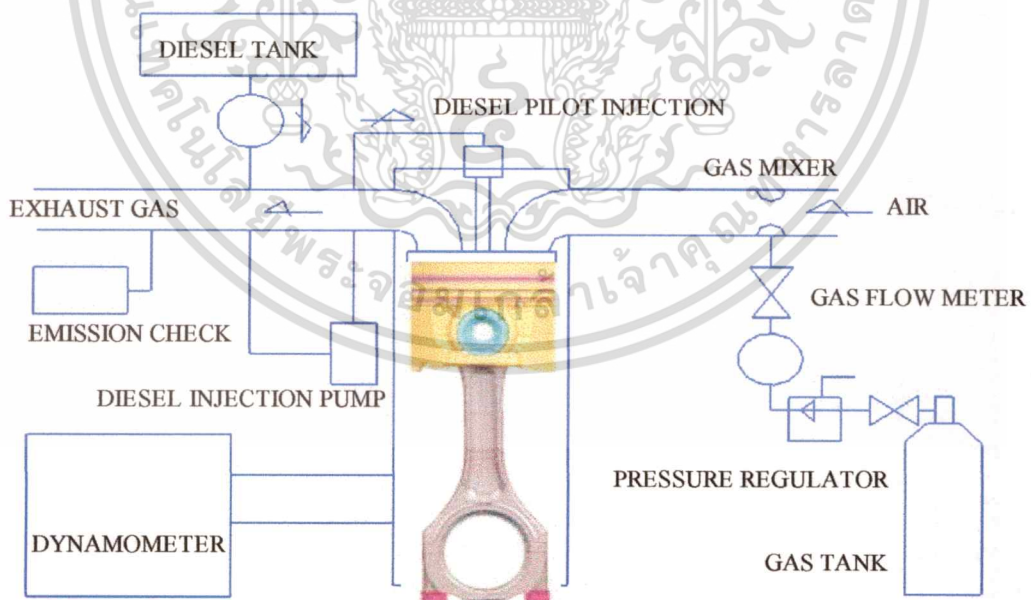
วิธีการทดสอบเครื่องยนต์

ในการทดลองแบ่งการทดสอบออกเป็นสามกลุ่มใหญ่ๆ โดยทั้งหมดเป็นเครื่องยนต์ดีเซล และถูกปรับแต่งให้เป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแบบ Premixed Diesel Dual Fuel Engine (DDF) ดังแสดงในรูปที่ 4.1

กลุ่มที่หนึ่ง เป็นการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ของเครื่องยนต์ดีเซล EDI-120 4 จังหวะ 1 สูบ ขนาดกระบอกสูบ 94.0 x 90.0 mm 624 ซีซี

กลุ่มที่สอง เป็นการทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ของรถยนต์ Toyota Hi-ace เครื่องยนต์ 5L 2986 ซีซี 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาดกระบอกสูบ 95.5 x 96.0 mm

กลุ่มที่สาม เป็นการทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม LPGกับดีเซล ของรถยนต์ Isuzu D-max เครื่องยนต์ 4JA1-L Mechanics Fuel Injection Pump 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาดกระบอกสูบ 93.0 x 92.0 mm 2499 ซีซี



รูปที่ 4.1 แสดงหลักการทำงานของ Diesel Dual Fuel Engine (DDF)

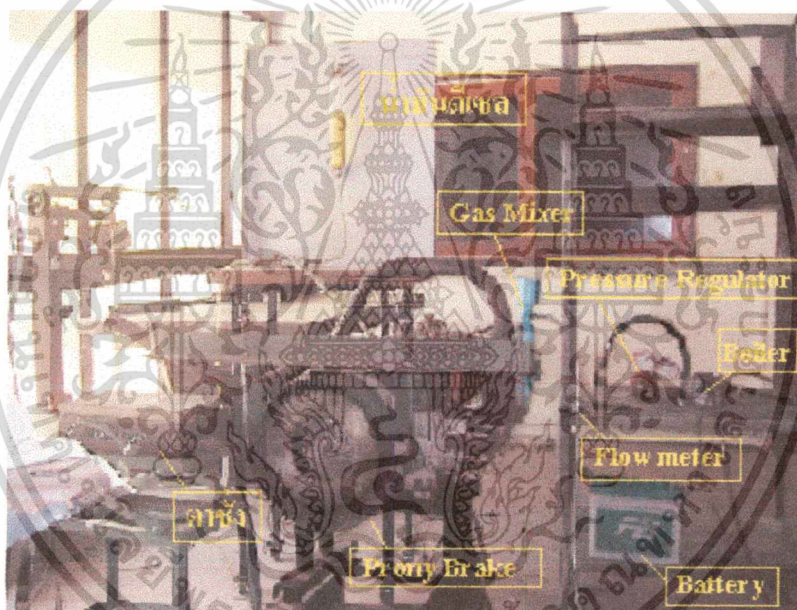
รูปที่ 4.1 แสดงหลักการพื้นฐานของเชื้อเพลิงผสมแบบ Premixed Diesel Dual Fuel

Engine (DDF) คือ แก๊สธรรมชาติถูกส่งจากถังแก๊สธรรมชาติ (Natural Gas Tank) ที่มีความดันไม่ต่ำกว่า 10 บาร์ ไปยังหัวฉีดแก๊สที่ติดตั้งบนเครื่องยนต์ ซึ่งแก๊สธรรมชาติจะไม่ถูกเผาไหม้ในตัวเอง แต่จะทำงานร่วมกับดีเซลในการจุดระเบิด การทำงานของเครื่องยนต์จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนการผสมแก๊สธรรมชาติกับดีเซล ซึ่งสามารถปรับได้โดยการปรับความดันแก๊สธรรมชาติที่เข้าเครื่องยนต์

ประมาณ 180 ถึง 200 บาร์ ผ่านชุดลดความดัน (Pressure Regulator) ให้ความดันเหลือประมาณ ความดันบรรยากาศ และถูกผสมกับอากาศด้วยอุปกรณ์ผสมแก๊สธรรมชาติกับอากาศ (Gas Mixer) ที่ท่อทางเข้าอากาศ (Air Intake Duct) ก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) หลังจากนั้น แก๊สธรรมชาติกับอากาศจะถูกอัดในห้องเผาไหม้ ตามหลักการของเครื่องยนต์ดีเซล และถูกจุด ระเบิดด้วยน้ำมันดีเซล (Diesel Oil Pilot) ที่ถูกฉีดในช่วงเวลาที่ลูกสูบยกขึ้น หลังจากนั้นแก๊ส ธรรมชาติก็จะถูกเผาไหม้ไปพร้อมกับน้ำมันดีเซลส่วนที่เหลือจนจบขบวนการเผาไหม้

4.1 การทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ของเครื่องยนต์ EDI-120

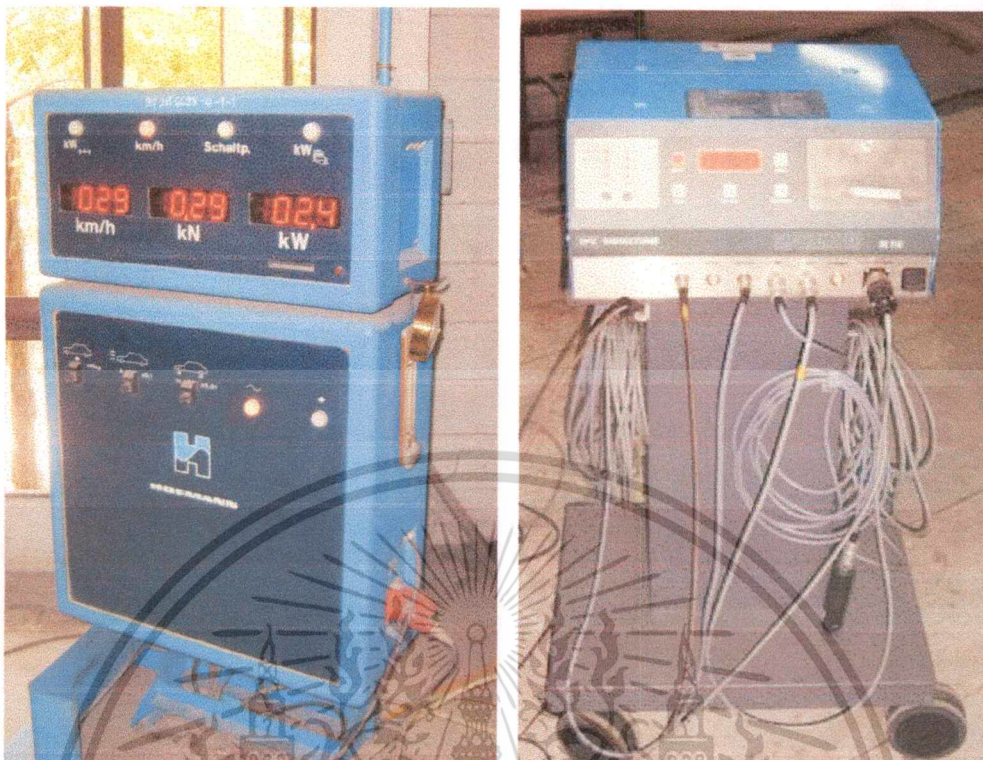
กลุ่มที่หนึ่ง เป็นการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ของเครื่องยนต์ดีเซล EDI-120 4 จังหวะ 1 สูบ ขนาดกระบอกสูบ 94.0 x 90.0 mm 624 ซีซี



รูปที่ 4.2 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์ DDF-EDI-120

ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ภาระโหลด 295, 393 และ 491 kPa BMEP โดยการเปลี่ยน น้ำหนักถ่วงที่แกนโพนี เบรก 3, 4 และ 5 กิโลกรัม ตามลำดับ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 ถึง 2000 rpm วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง มลพิษ NO_x , HC, CO_2 และทำการวัดกำลังสูงสุดของ เครื่องยนต์ สำหรับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมได้ทำการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลงที่ 90%, 80% และ 65% เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์เดิม อุปกรณ์การทดลองแสดงในรูปที่ 4.1 และ 4.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 แสดงชุดควบคุมกำลัง ความเร็วของเครื่องยนต์และเครื่องวัดปริมาณควันท้าจากไอเสีย



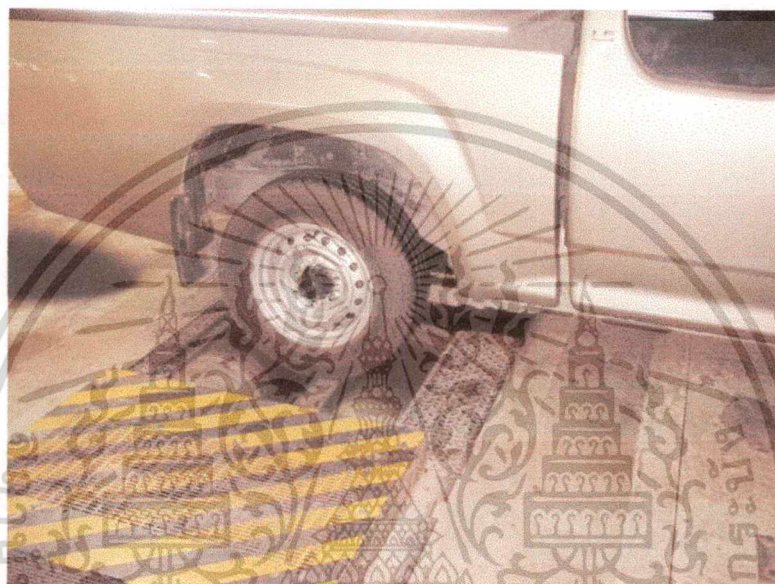
รูปที่ 4.9 แสดงชุดควบคุมกำลัง ความเร็วของเครื่องยนต์ และเครื่องวัดปริมาณควันท้าจากไอเสีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

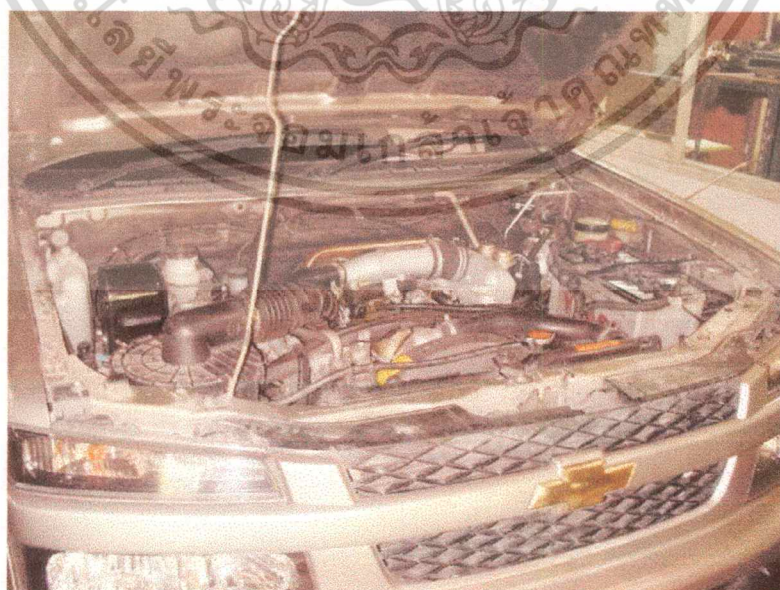
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม LPG กับดีเซลของรถยนต์ Isuzu D-max

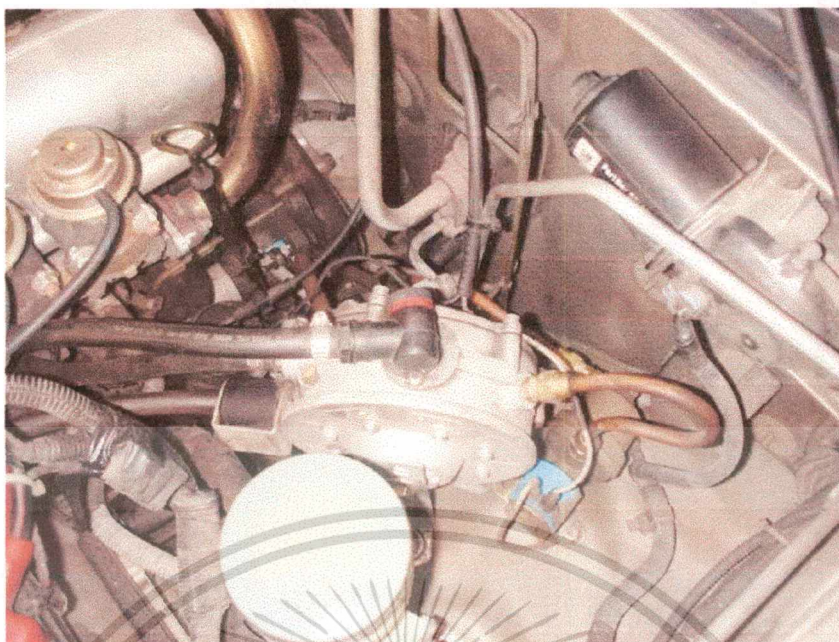
กลุ่มที่สาม เป็นการทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม LPG กับดีเซล ของรถยนต์ Isuzu D-max เครื่องยนต์รหัส 4JA1-L Mechanics Fuel Injection Pump 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาดกระบอกสูบ 93.0 x 92.0 mm 2499 ซีซี มีการปรับปริมาณน้ำมันดีเซลให้ลดลงและไม่มีการติดตั้งชุดผสมแก๊สกับอากาศ (Mixer) สำหรับวิธีการทดสอบเป็นการทดสอบเหมือนกับกลุ่มที่สอง



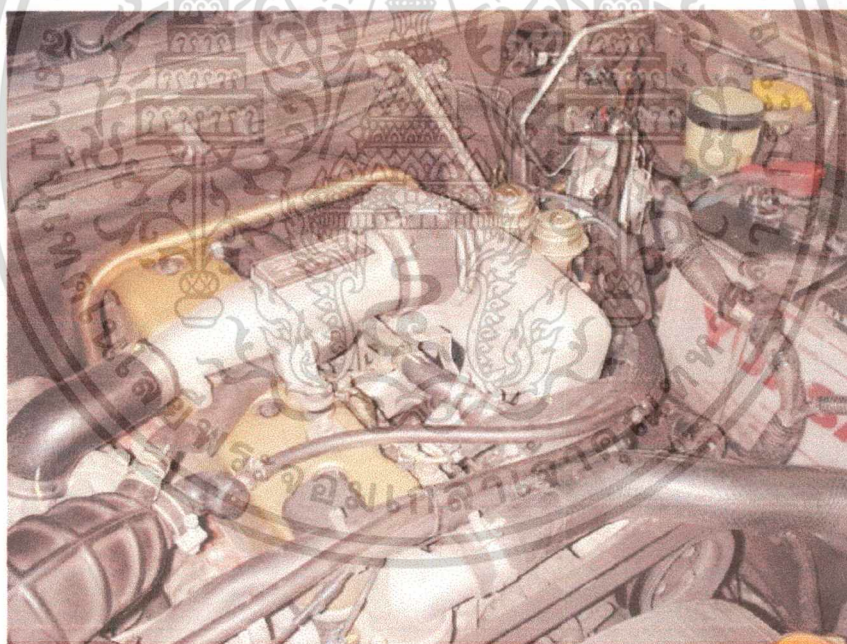
รูปที่ 4.10 รถยนต์ Isuzu D-max 2500 cc Engine



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 4.11 เครื่องยนต์ Isuzu D-max 2500 cc DDF-Engine
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.12 การติดตั้งระบบลดความดันแก๊ส Pressure Regulator of Isuzu D-max 2500 cc Engine

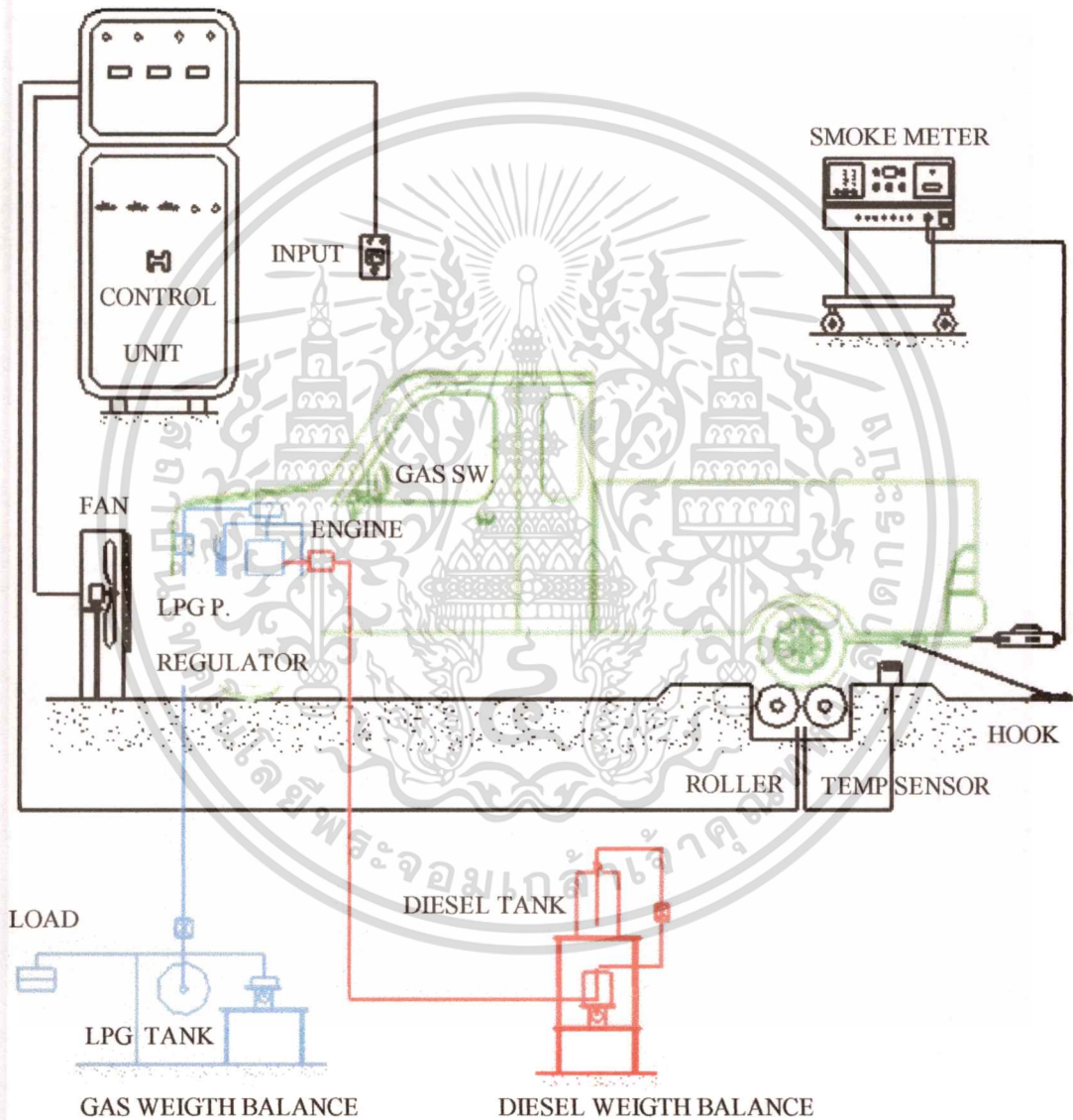


รูปที่ 4.13 การติดตั้งระบบสายส่งแก๊สของ Isuzu D-max 2500 cc Engine

จะเห็นว่ารถยนต์ที่ใช้ทดสอบไม่มีการติดตั้งชุดผสมแก๊สกับอากาศ (Mixer) โดยต่อท่อแก๊สที่ออกจากชุดลดความดัน (Pressure Regulator) เข้าที่ท่อทางเดินอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (Air intake Duct) โดยตรงดังแสดงในรูปที่ 4.13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการทดลองได้ทำการวัดค่ากำลังสูงสุดของรถยนต์ วัดปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสีย ที่ภาระโหลด 500 700 และ 900 kPa BMEP ความเร็วรถ 60 ถึง 120 กิโลเมตรต่อชั่วโมง โดยทดสอบบนแท่นทดสอบ (Roller Tester) ปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสียถูกวัดด้วยอุปกรณ์วัด ควันดำ (Smoke Meter) และทำการวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง การวัดอัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง โดยการวัดน้ำหนักเชื้อเพลิงโดยตรงขณะทำการทดสอบ เนื่องจากได้ทำการติดตั้งชุดชั่ง น้ำหนักเข้ากับถังน้ำมันดีเซลและถังแก๊สโดยตรง ดังแสดงในรูปที่ 4.14



รูปที่ 4.14 แสดงการทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

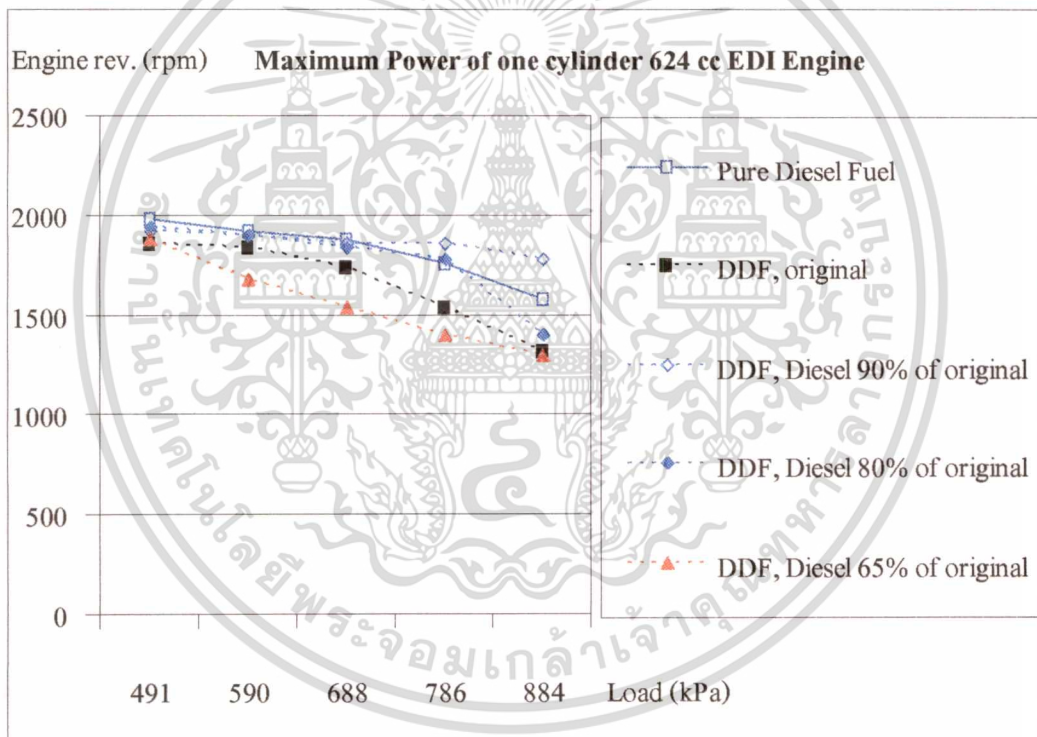
บทที่ 5

การวิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องยนต์

5.1 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมCNGกับดีเซล เครื่องยนต์ดีเซล EDI-120

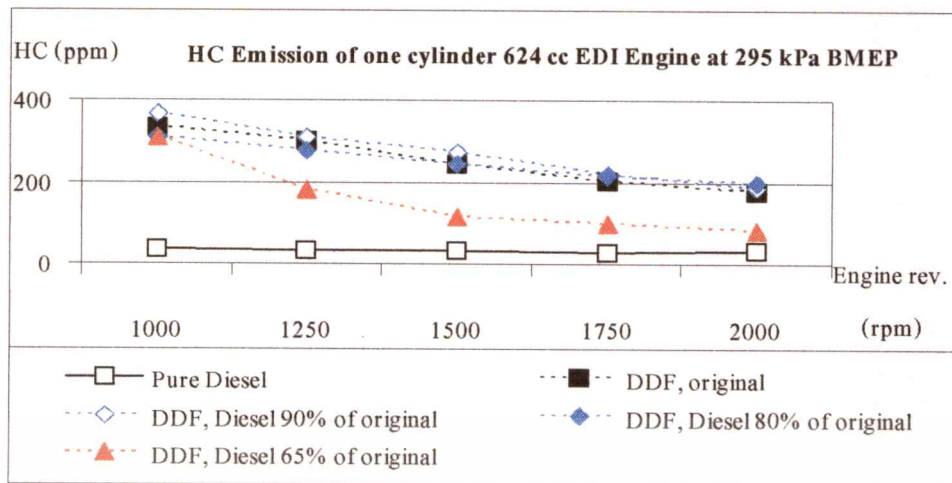
ทำการทดสอบวัดกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ มลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้และอัตราการสิ้นเปลืองที่สภาวะโหลดต่างๆ โดยทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลและเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ทั้งกรณีที่ไม่มีการปรับลดและมีการปรับลดปริมาณดีเซลที่ฉีดเข้าห้องเผาไหม้ลง

5.1.1 การทดสอบวัดกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ EDI-120

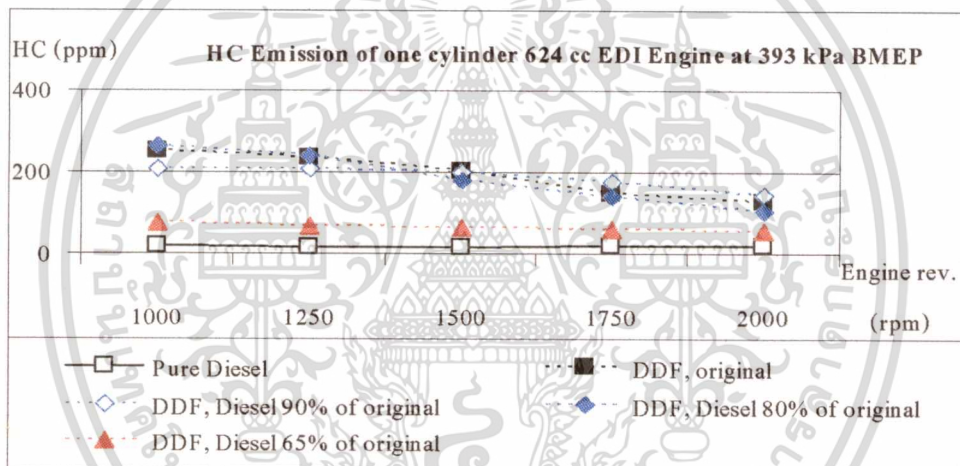


รูปที่ 5.1.1 กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ EDI-120

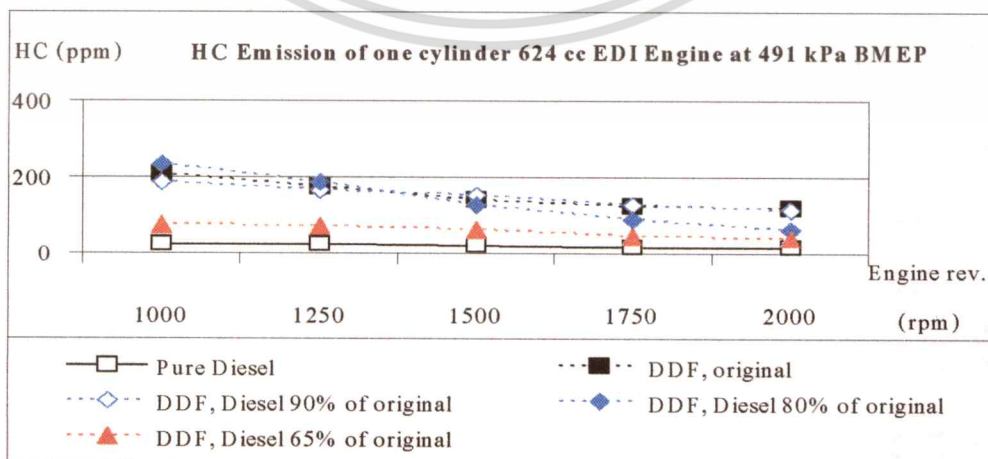
ผลการทดสอบกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ EDI-120 แสดงดังรูปที่ 5.1.1 พบว่า เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีกำลังสูงสุดที่ใกล้เคียงเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียว และสามารถปรับให้สูงกว่าได้ประมาณร้อยละ 13 ซึ่งขึ้นอยู่กับ การปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลรวมไปถึงปริมาณเชื้อเพลิงรวมที่เข้าห้องเผาไหม้



รูปที่ 5.1.3 ปริมาณมลพิษ HC 295 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120

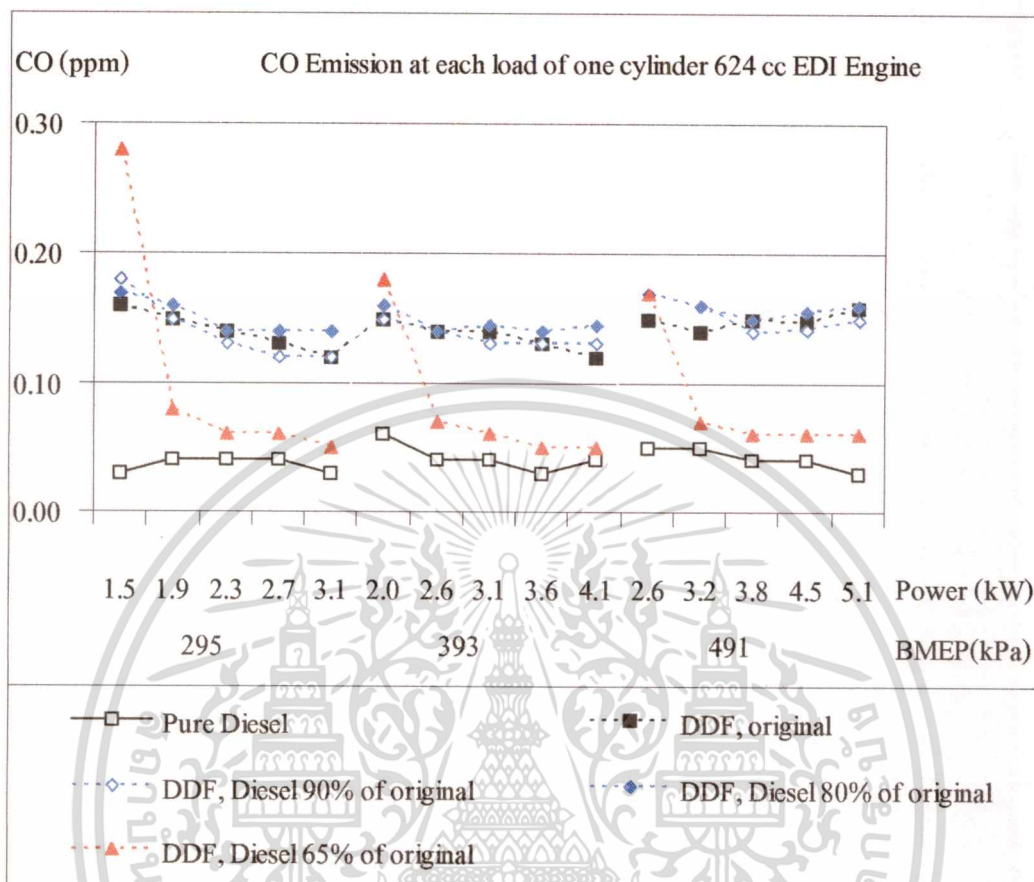


รูปที่ 5.1.4 ปริมาณมลพิษ HC 393 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 รูปที่ 5.1.5 ปริมาณมลพิษ HC 491 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

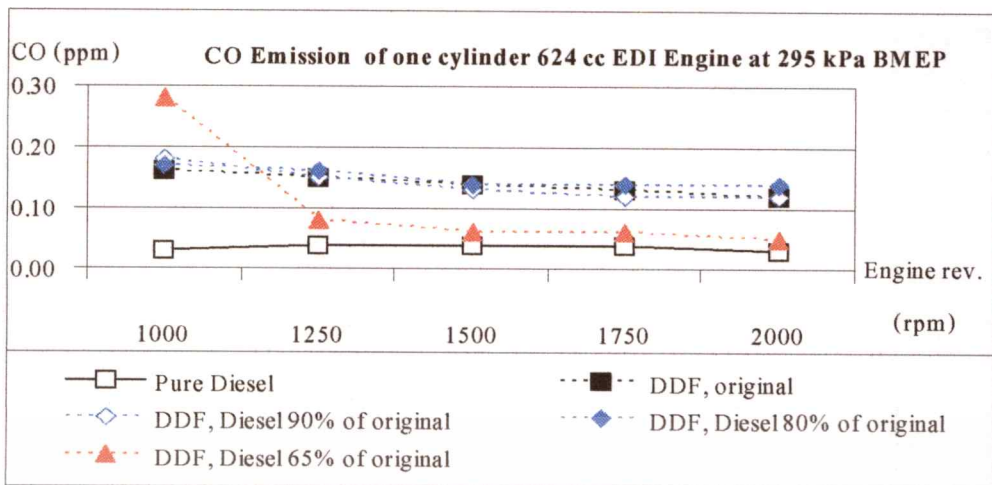
ผลการทดสอบวัดค่าปริมาณมลพิษ CO แสดงในรูปที่ 5.1.6 ถึง 5.1.9



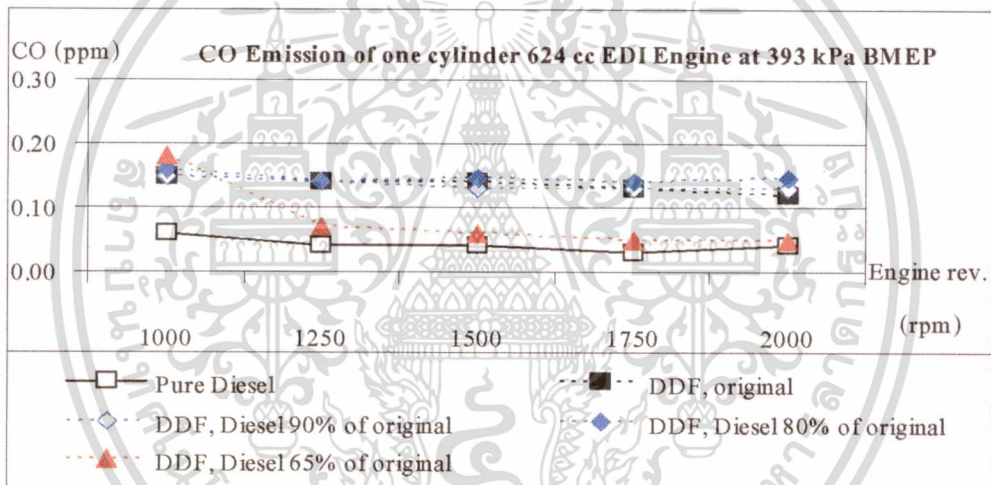
รูปที่ 5.1.6 ปริมาณมลพิษ CO ของเครื่องยนต์ EDI-120

จากผลการทดสอบจะพบว่า เครื่องยนต์ EDI-120 ที่ใช้เชื้อเพลิงผสม CNG กับดีเซล มีค่าปริมาณ CO สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวทุกกรณี ดังรูปที่ 5.1.6 ซึ่งมีสาเหตุเดียวกับมลพิษ HC คือเชื้อเพลิง CNG ซึ่งมีสถานะเป็นแก๊สเข้าไปแทนที่อากาศทำให้ปริมาณออกซิเจนไม่เพียงพอ อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศจึงสูงขึ้นมากเกินไป ทำให้มีปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ไม่สมบูรณ์และปริมาณมลพิษ CO มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซลอย่างเดียว โดยปริมาณมลพิษ CO จากการทดสอบมีความสอดคล้องกับค่ามลพิษ HC

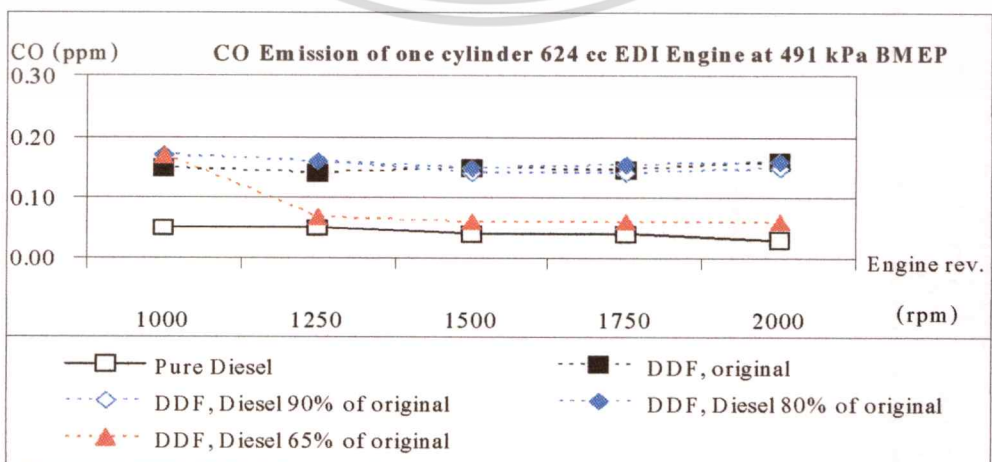
การปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลงมีผลทำให้ปริมาณมลพิษ CO ลดลงด้วย อาจจะเป็นเพราะปริมาณดีเซลที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์ลดลงตามอัตราส่วนเชื้อเพลิงที่ลดลง ดังแสดงในรูปที่ 5.1.7 ถึง 5.1.9



รูปที่ 5.1.7 ปริมาณมลพิษ CO 295 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120

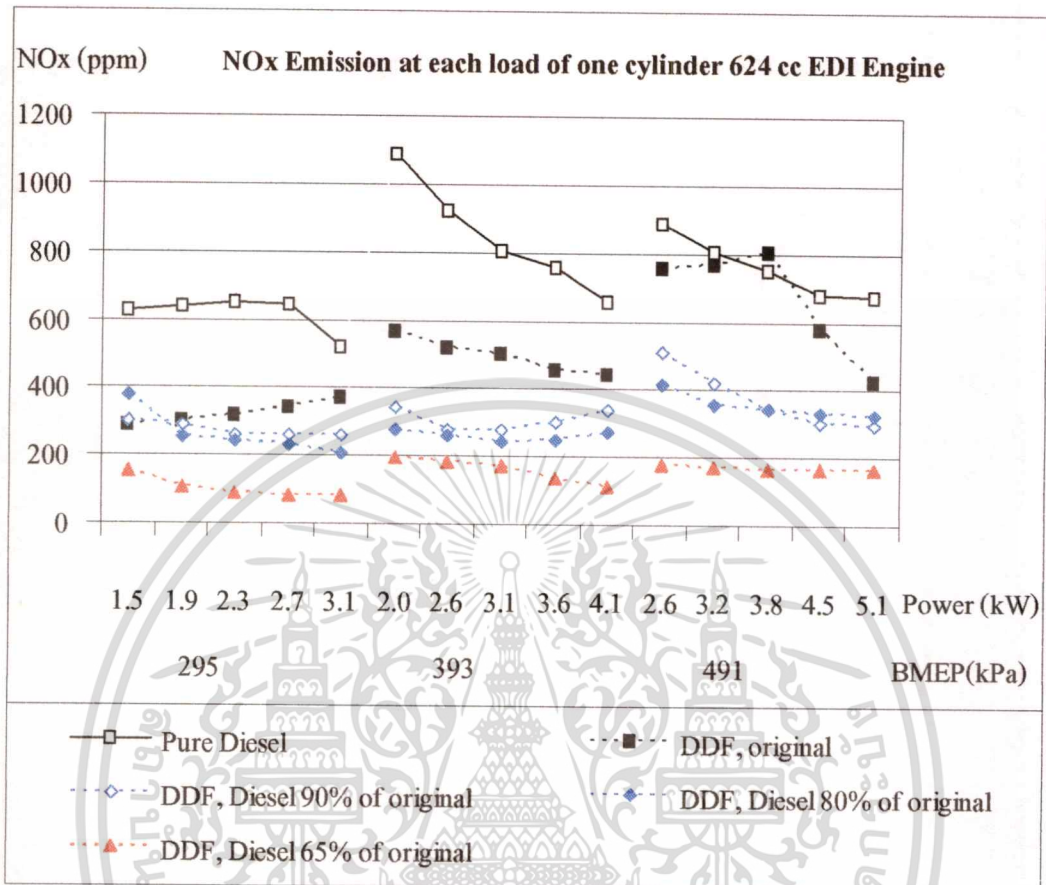


รูปที่ 5.1.8 ปริมาณมลพิษ CO 393 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น รูปที่ 5.1.9 ปริมาณมลพิษ CO 491 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120

ผลการทดสอบวัดค่าปริมาณมลพิษ NOx แสดงในรูปที่ 5.1.10 ถึง 5.1.11



รูปที่ 5.1.10 ปริมาณมลพิษ NOx ของเครื่องยนต์ EDI-120

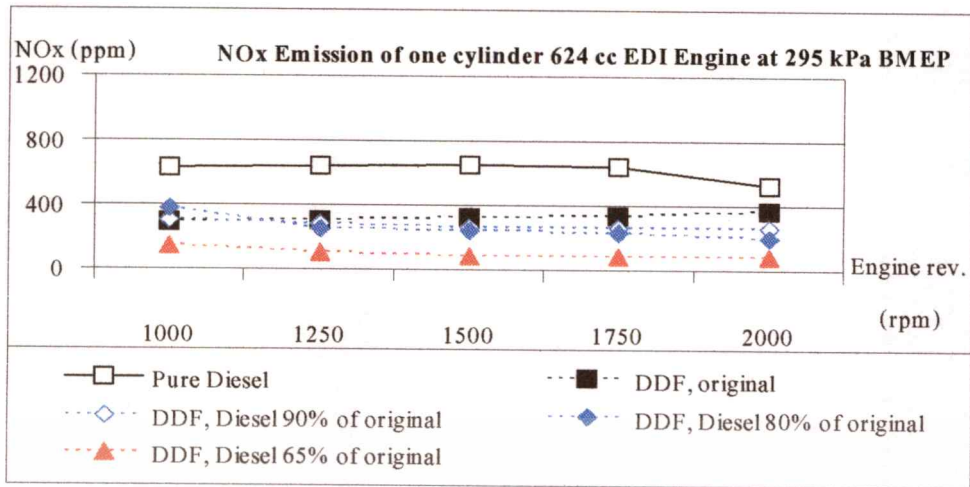
จากผลการทดสอบจะพบว่า เครื่องยนต์ EDI-120 ที่ใช้เชื้อเพลิงผสม CNG กับดีเซล มีค่าปริมาณ NOx ต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวกทุกกรณี ดังรูปที่ 5.1.10 เนื่องจากเชื้อเพลิง CNG ซึ่งมีสถานะเป็นแก๊สเข้าไปแทนที่อากาศทำให้ปริมาณออกซิเจนไม่เพียงพอ อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศจึงสูงขึ้นมากเกินไป ทำให้มีปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ไม่สมบูรณ์มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซลอย่างเดียว และเกิดการเผาไหม้ในอัตราที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซลอย่างเดียว โดยมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบวัดค่ามลพิษ HC CO

การปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลงมีผลทำให้ปริมาณมลพิษ NOx ลดลงด้วย อาจจะเป็นเพราะปริมาณดีเซลที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลง ดังแสดงในรูปที่ 5.1.11 ถึง 5.1.13 แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระโหลดสูงปริมาณมลพิษ NOx ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม น่าจะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียว เพราะเชื้อเพลิงแก๊สเกิดการเผาไหม้ที่รุนแรงและรวดเร็วมากกว่า [1] [2]

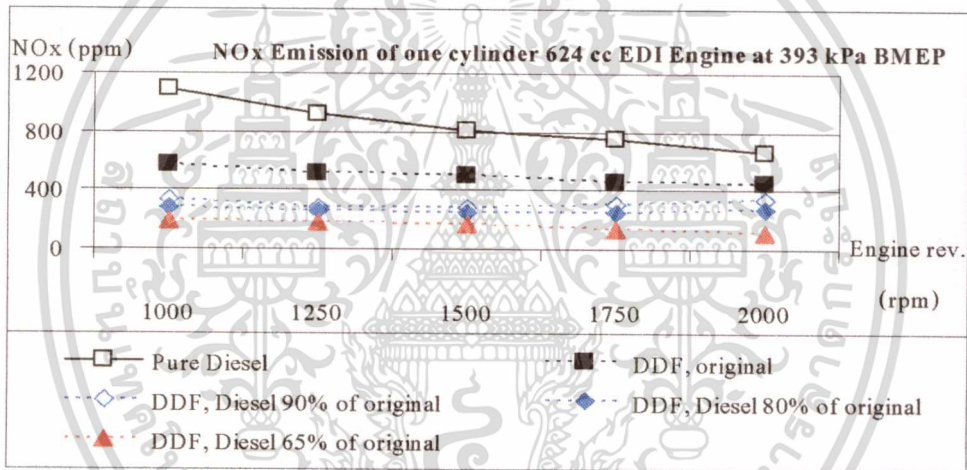
ค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิงแก๊สที่ผลิตในประเทศไทย ซึ่งมีค่าต่ำกว่าดีเซลก็อาจจะมี

ผลโดยตรงกับอัตราการเผาไหม้และปริมาณมลพิษจากการเผาไหม้ด้วย

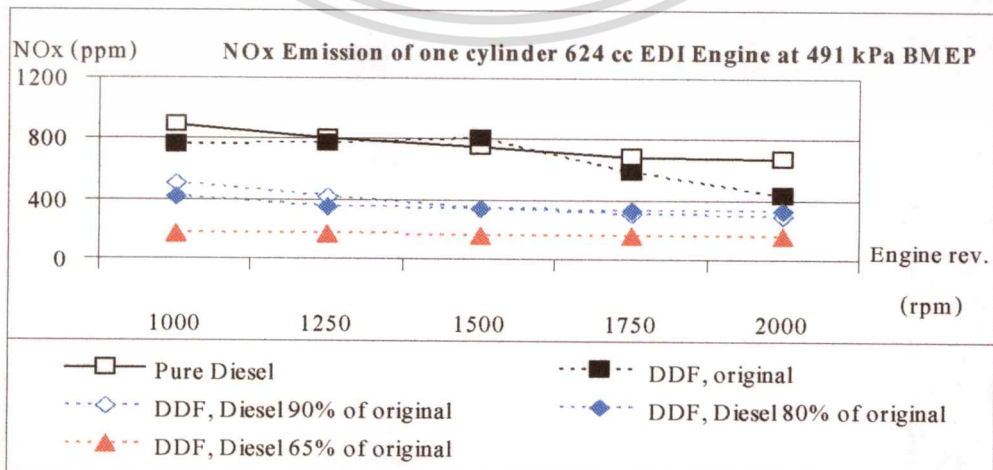
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1.11 ปริมาณมลพิษ NOx 295 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120



รูปที่ 5.1.12 ปริมาณมลพิษ NOx 393 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120

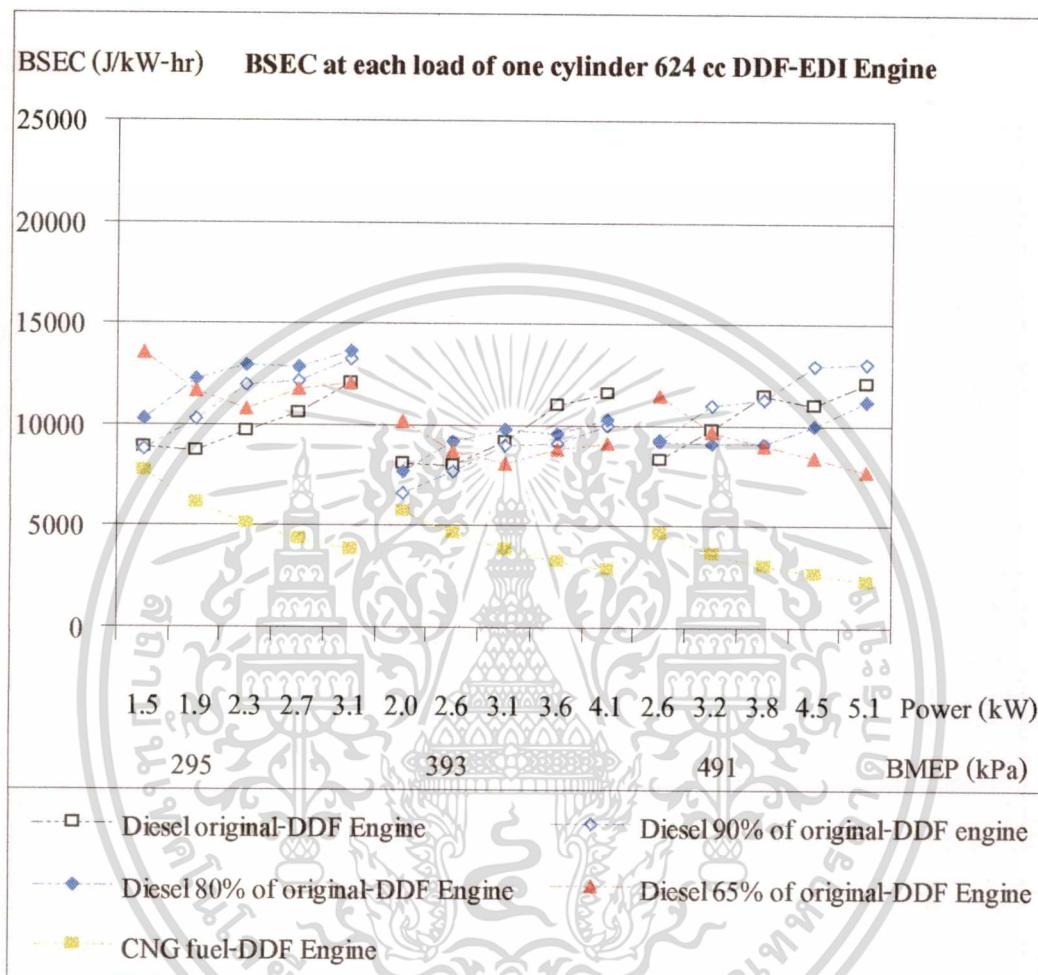


รูปที่ 5.1.13 ปริมาณมลพิษ NOx 491 kPa BMEP ของเครื่องยนต์ EDI-120 ที่มีการนำไปใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น

5.1.3 การทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120

ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซลของเครื่องยนต์ EDI-120 แสดงในรูปที่ 5.1.14 ถึง 5.1.21



รูปที่ 5.1.14 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGกับดีเซล ของเครื่องยนต์ EDI-120

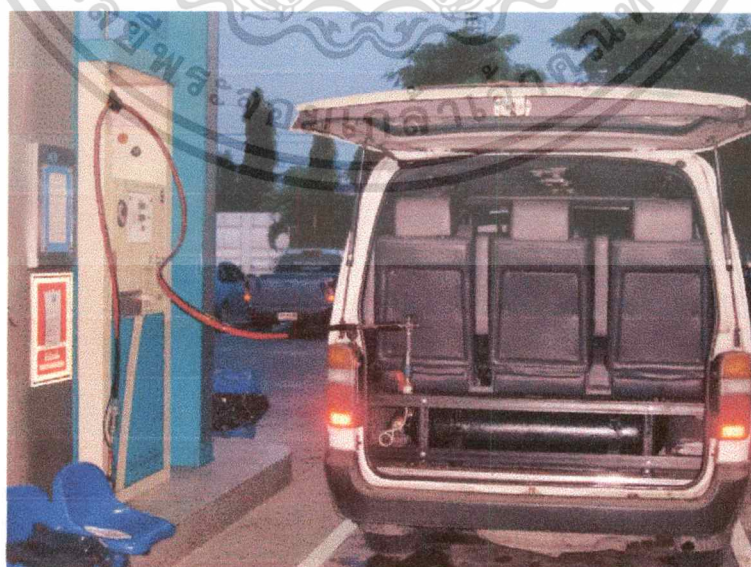
รูปที่ 5.1.14 แสดงถึงอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGกับดีเซลในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม จากการทดสอบพบว่าที่ภาระโหลดปานกลางอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGต่อดีเซล ให้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานต่ำที่สุด และที่ภาระโหลดต่ำลงอัตราส่วนของเชื้อเพลิง CNGโดยพลังงานจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจาก CNG เข้าห้องเผาไหม้ในอัตราส่วนที่เกือบจะคงที่นั่นเอง

4.2 การทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ของรถยนต์ Toyota Hi-ace

กลุ่มที่สอง เป็นการทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ของรถยนต์ Toyota Hi-ace เครื่องยนต์ 5L 2986 ซีซี 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาดกระบอกสูบ 95.5 x 96.0 mm เครื่องยนต์มีการปรับปริมาณน้ำมันดีเซลให้ลดลง



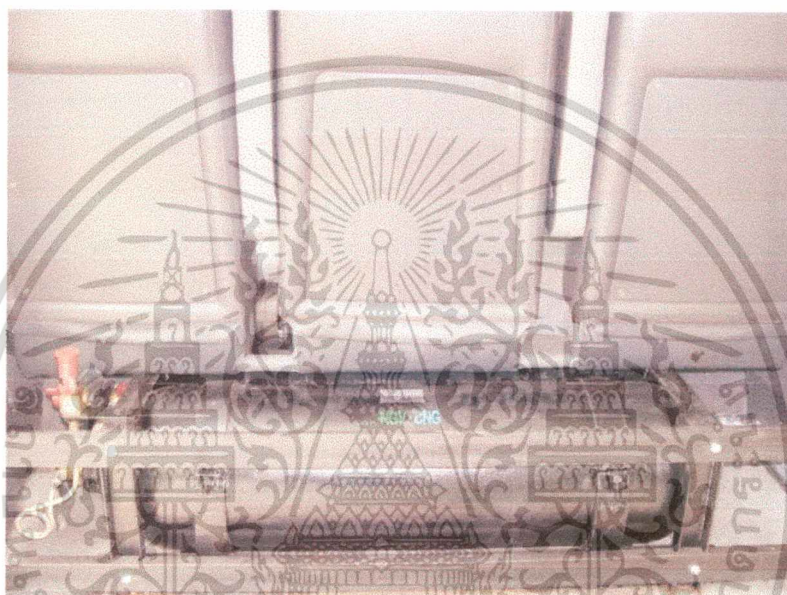
รูปที่ 4.3 รถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc DDF-Engine and Pure Diesel-Engine



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 4.4 รถยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สธรรมชาติกับดีเซล Toyota Hi-ace 3000 cc Engine
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบมีสองคัน คันแรกเป็นรถยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ไม่มีการปรับแต่งเครื่องยนต์ และคันที่สองเป็นรถยนต์ที่ติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆของระบบ DDF และมีการปรับลดปริมาณการฉีดดีเซลลง

สำหรับรถยนต์ที่ใช้ระบบ DDF ถึงแก๊สถูกติดตั้งไว้ที่ส่วนท้ายของรถ แก๊สถูกส่งไปตามท่อส่งเชื้อเพลิงแก๊ส ผ่านอุปกรณ์ลดความดัน (Pressure Regulator) ก่อนที่จะถูกนำเข้ามาผสมกับอากาศที่ท่อทางเข้าอากาศด้วยชุดผสมแก๊สกับอากาศ (Gas & Air Mixer) ก่อนถูกส่งเข้าห้องเผาไหม้



รูปที่ 4.5 แสดงการติดตั้งถังแก๊สของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



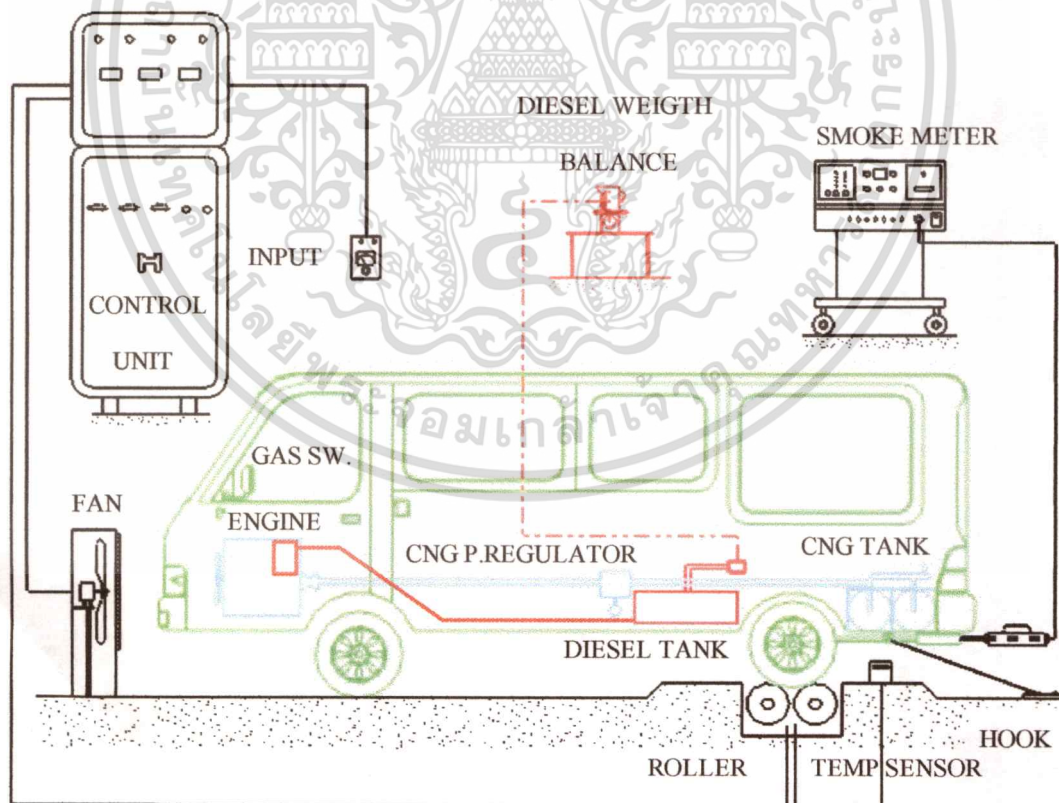
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 4.6 การติดตั้งระบบลดความดันแก๊ส Pressure Regulator of Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มาใช้

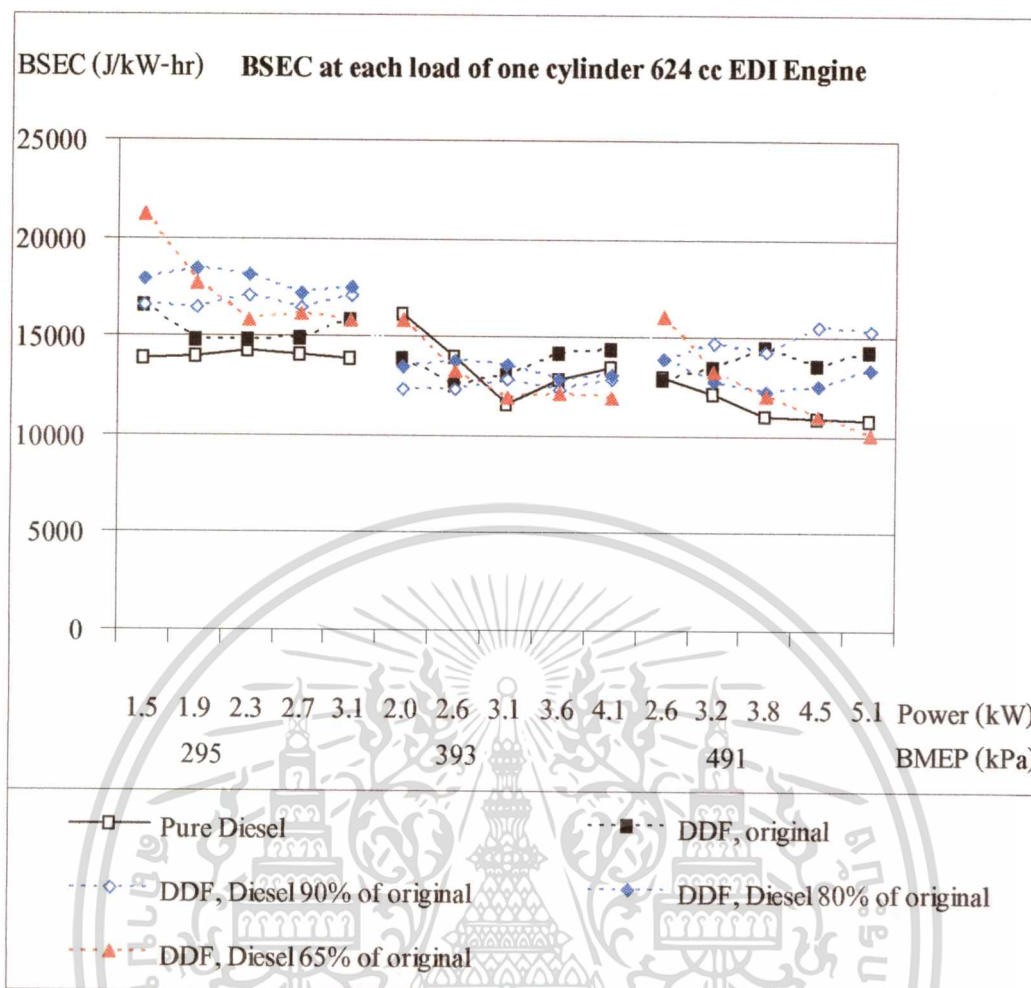
ในการทดลองได้ทำการวัดค่ากำลังสูงสุด อัตราเร่งของรถยนต์ วัดปริมาณมลพิษควันดำ จากไอเสียที่ภาวะโหลด 500 700 และ 900 kPa BMEP ความเร็วรถ 60 ถึง 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง บนแท่นทดสอบ (Roller Tester) ปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสียถูกวัดด้วยอุปกรณ์วัดควันดำ (Smoke Meter) และทำการวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ทั้งบนแท่นทดสอบและการทดสอบ บนถนนจริง

การทดสอบบนแท่นทดสอบ มีอันตรายมากดังนั้นจำเป็นที่นักวิจัยต้องศึกษาถึงหลักการ ทำงานของชุดอุปกรณ์ทุกส่วน และพึงระลึกรถึงข้อควรระวังต่างๆ เพื่อเป็นการป้องกันอุบัติเหตุที่ อาจจะเกิดขึ้นได้ ที่สำคัญควรมีผู้เชี่ยวชาญหรือช่างเทคนิคคอยดูแลและตรวจสอบความเรียบร้อย ตลอดการทดสอบ ข้อควรระวังอีกอย่างคือชุดพัฒลมต้องไม่ชำรุดหรือทำงานบกพร่อง เพราะอาจ ทำให้เครื่องยนต์ร้อนมากเกินไปจนเกิดความเสียหายได้ สำหรับอุปกรณ์การทดสอบทั้งหมดแสดง ในรูปที่ 4.7 อุปกรณ์หลักๆประกอบด้วย ชุดควบคุมโหลดและความเร็วของรถยนต์ แท่นทดสอบ เครื่องวัดปริมาณควันดำจากไอเสีย ควรมีการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิของแท่นทดสอบไม่ให้สูง จนเกินไปเพราะอาจทำให้ Roller เสียหายได้และเป็นอันตรายต่อผู้ที่ทำการทดสอบด้วย



รูปที่ 4.7 แสดงการทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ

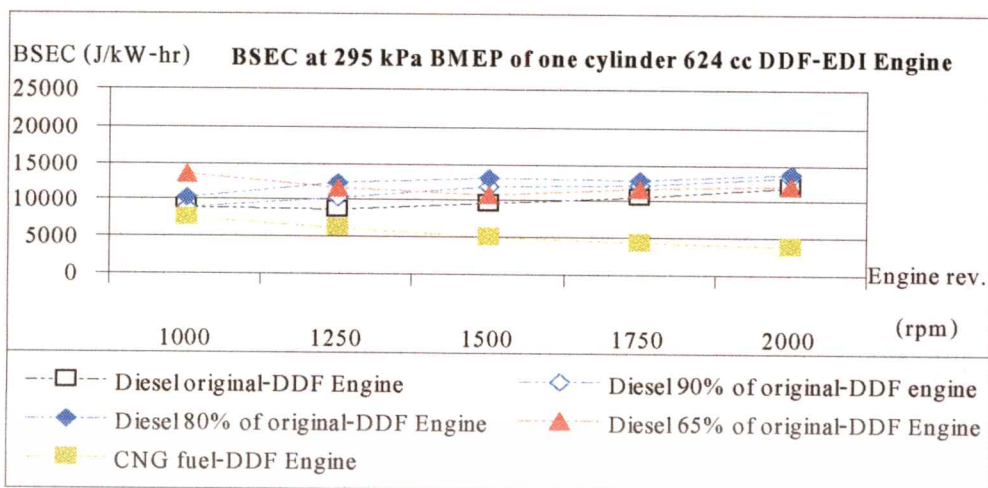
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



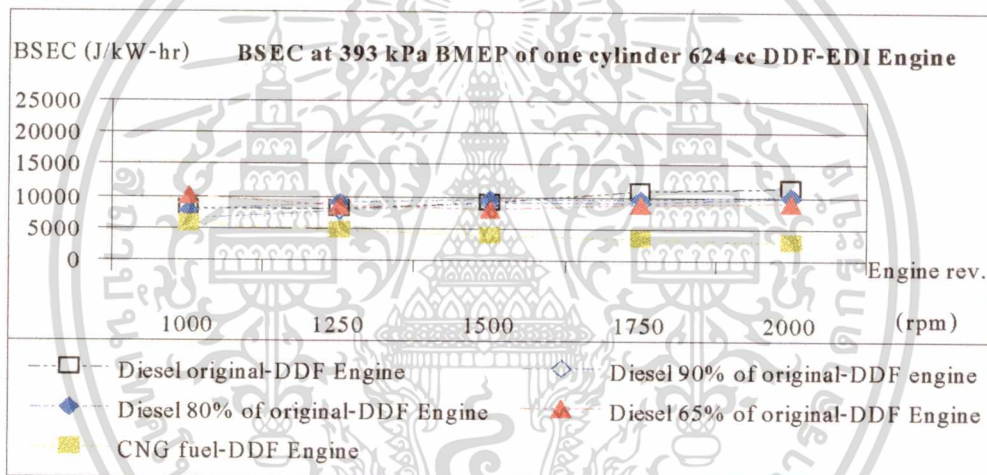
รูปที่ 5.1.15 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120

ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยพลังงาน ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับ ดีเซล ของเครื่องยนต์ EDI-120 พบว่ามีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวเฉลี่ย ประมาณร้อยละ 11

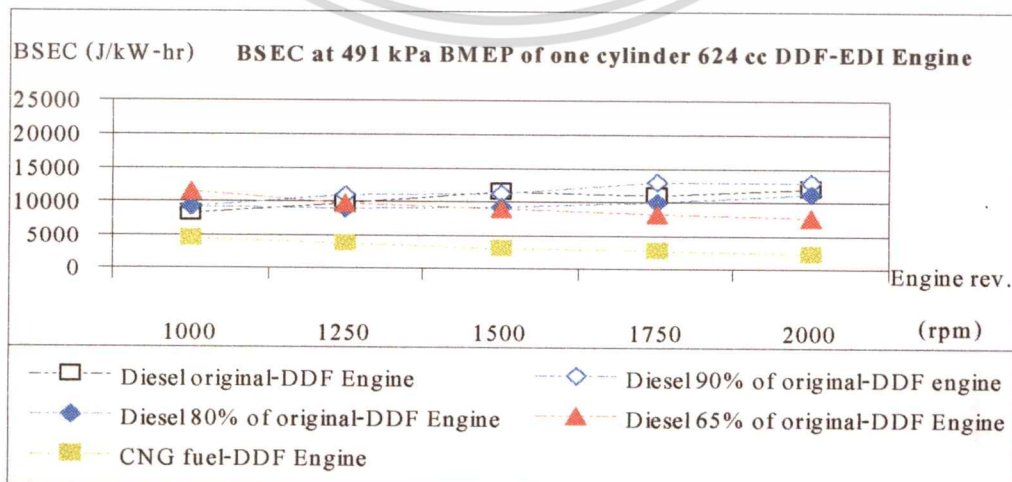
ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองที่แสดงรายละเอียดตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ แสดง ไว้ในรูปที่ 5.1.16 ถึง 5.1.21



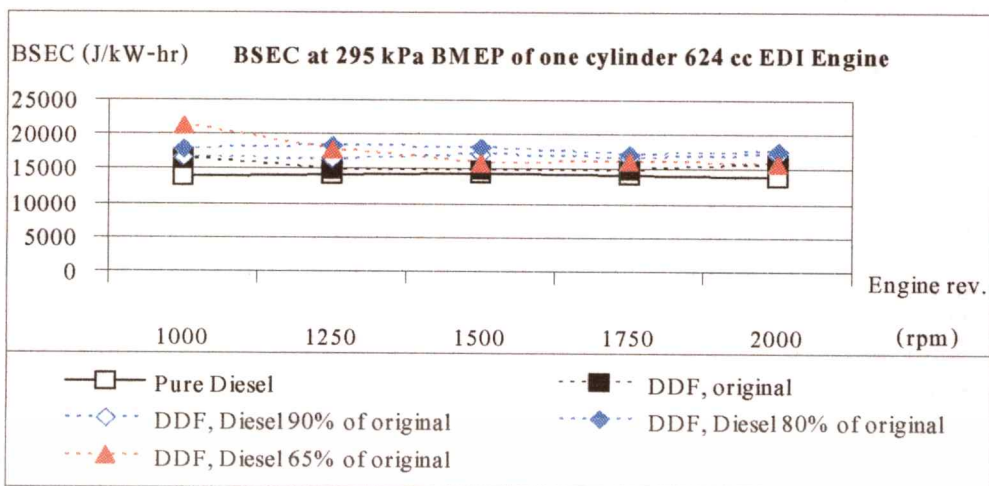
รูปที่ 5.1.16 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGกับดีเซลของเครื่องยนต์ EDI-120 295 kPa BMEP



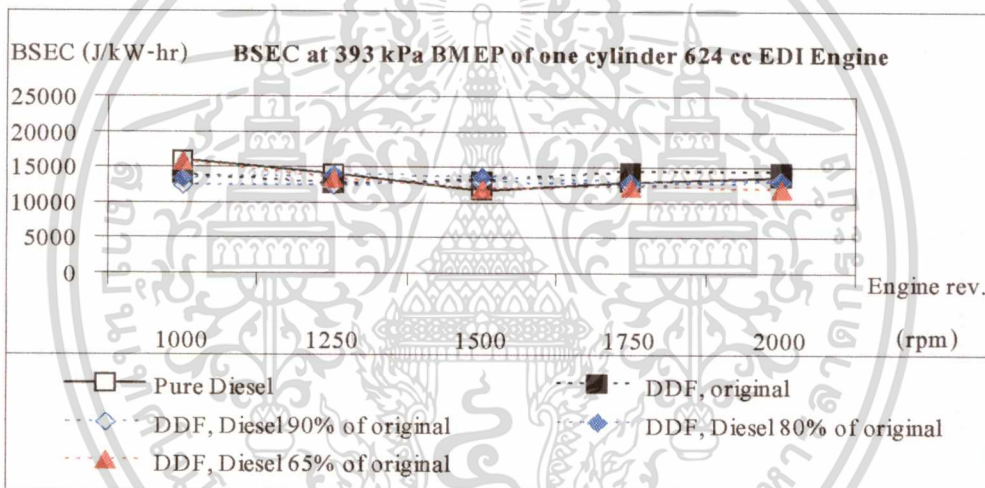
รูปที่ 5.1.17 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGกับดีเซลของเครื่องยนต์ EDI-120 393 kPa BMEP



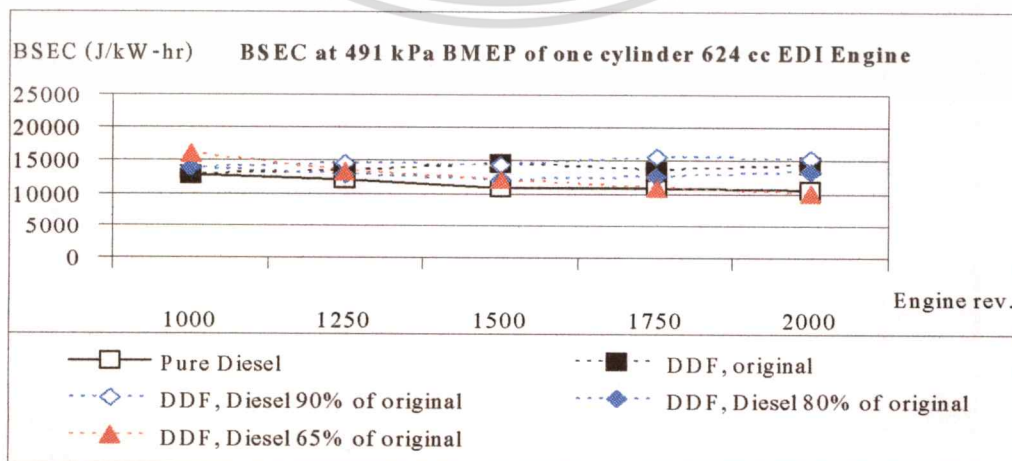
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าการรูปที่ 5.1.18 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGกับดีเซลของเครื่องยนต์ EDI-120 491 kPa BMEP



รูปที่ 5.1.19 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120 295 kPa BMEP



รูปที่ 5.1.20 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120 393 kPa BMEP

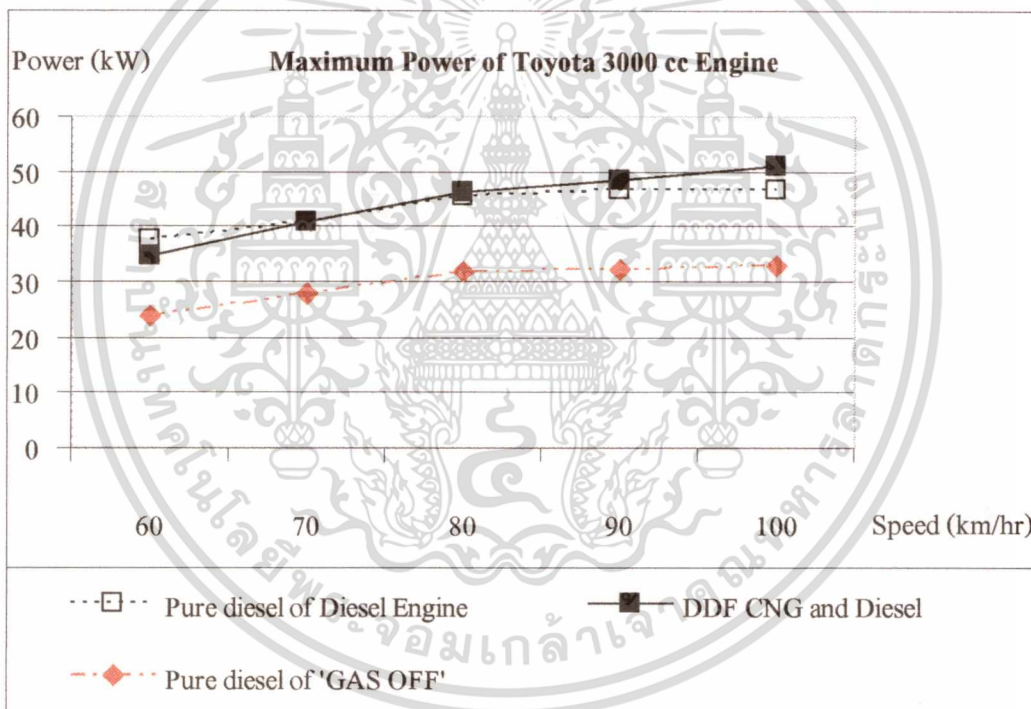


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใด **รูปที่ 5.1.21 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ EDI-120 491 kPa BMEP** ที่สามารถนำไปใช้

5.2 ผลการทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม CNG กับดีเซล ของรถยนต์ Toyota Hi-ace

ในการทดสอบมีรถทดสอบสองคันคือ คันที่หนึ่ง รถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 ซีซี ไม่มี การปรับเปลี่ยนเครื่องยนต์ ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว คันที่สอง รถยนต์ประเภทเดียวกันกับคันที่ หนึ่ง แต่เป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ประเภท Premixed-DDF มีการปรับปริมาณ การฉีดน้ำมันดีเซลให้ลดลง ทำการทดสอบวัดปริมาณควันดำจากไอเสียที่ภาวะโหลด 500 700 และ 900 kPa BMEP ที่ความเร็วรถยนต์ 60 80 90 และ 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง วัดกำลังสูงสุดของ เครื่องยนต์ อัตราเร่งของเครื่องยนต์ที่สภาวะโหลดต่างๆ รวมไปถึงอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงทั้ง บนแท่นทดสอบและการทดสอบบนถนนจริง

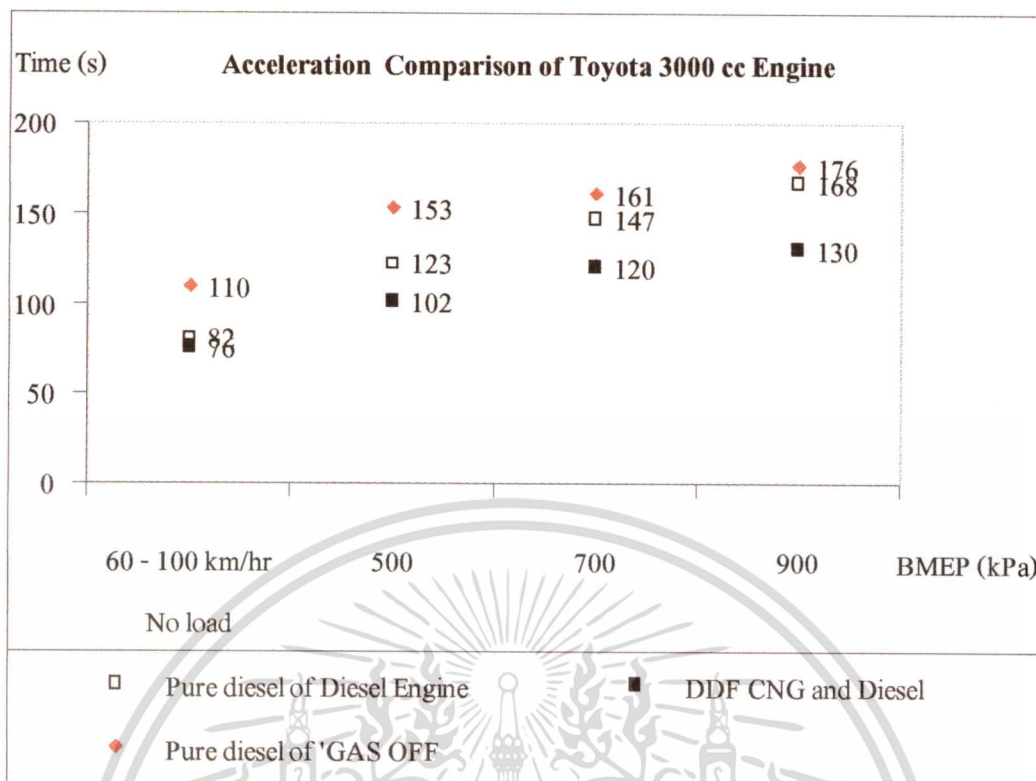
5.2.1 การทดสอบวัดกำลังสูงสุดและอัตราเร่งของรถยนต์ Toyota Hi-ace



รูปที่ 5.2.1 กำลังสูงสุดของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

จากการทดสอบพบว่า กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซล อย่างเดียวประมาณร้อยละ 8.5 เนื่องมาจากสภาวะที่เป็นแก๊สทำให้การเผาไหม้ของ CNG มีความ รวดเร็วและรุนแรงกว่าดีเซล รวมไปถึงการปรับลดปริมาณการฉีดดีเซลลงไม่ต่ำจนเกินไป จึงทำ ให้กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์มากกว่าการใช้ น้ำมันดีเซลอย่างเดียว ดังรูปที่ 5.2.1 อย่างไรก็ตาม กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมในบางกรณีมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวเล็กน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ซึ่งอาจเป็นผลกระทบโดยตรงของการปรับลดปริมาณการฉีดของดีเซลให้น้อยลงนั่นเอง
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

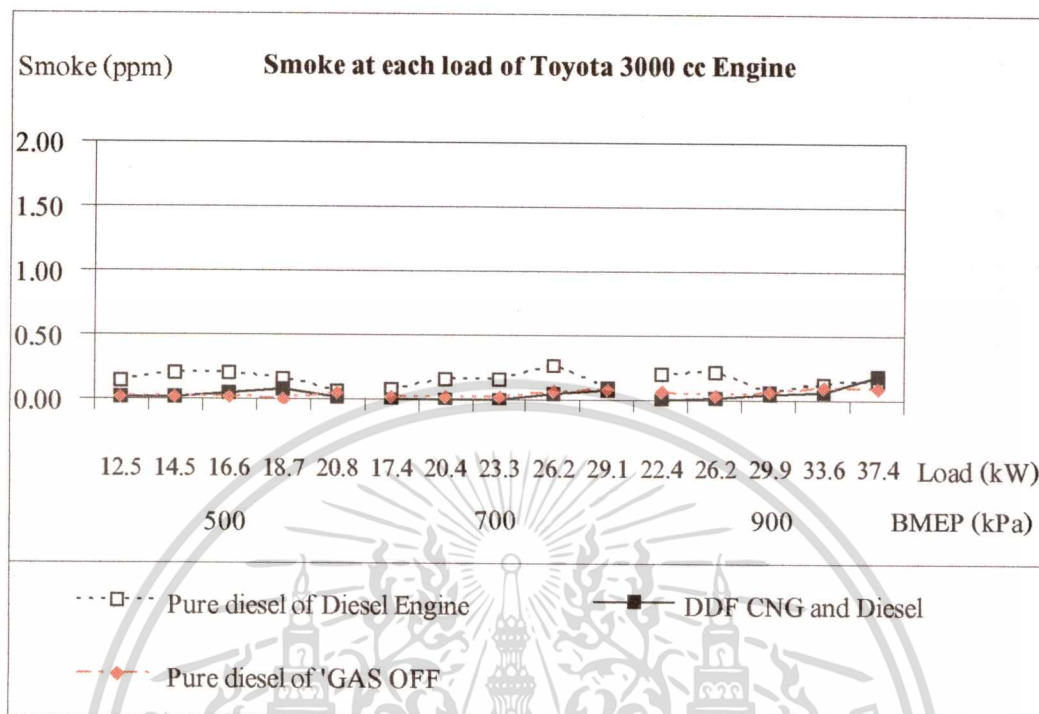


รูปที่ 5.2.2 อัตราเร่งของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

ในการทดสอบวัดอัตราเร่งของเครื่องยนต์ ทำการทดสอบจากสภาวะที่ไม่มีโหลด ความเร็ว 60 จนถึง 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง โดยใช้เกียร์สี่ และทำการเพิ่มโหลดเป็น 500 700 900 kpa BMEP โดยควบคุมความเร็วรถให้คงที่ 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

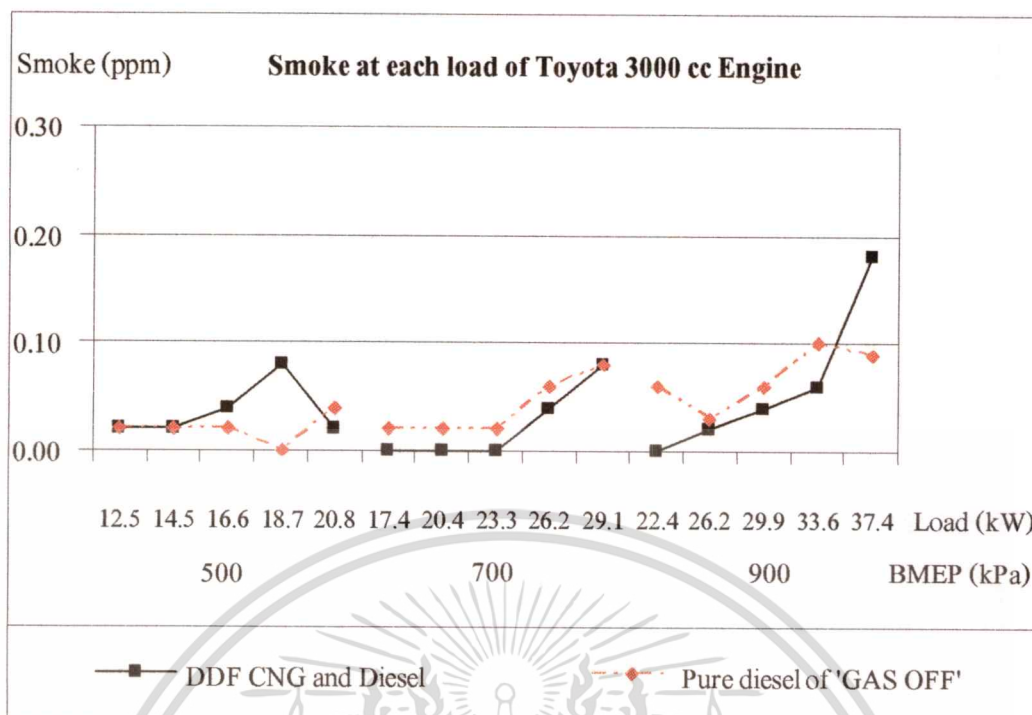
จากการทดสอบพบว่าอัตราเร่งของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีอัตราเร่งที่ดีกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซลอย่างเดียว แสดงในรูปที่ 5.2.2 เนื่องจากการใช้ CNG มีสถานะเป็นแก๊สทำให้มีการเผาไหม้ที่รุนแรงและรวดเร็วกว่าดีเซล

5.2.2 การทดสอบวัดปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสียของรถยนต์ Toyota Hi-ace



รูปที่ 5.2.3 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

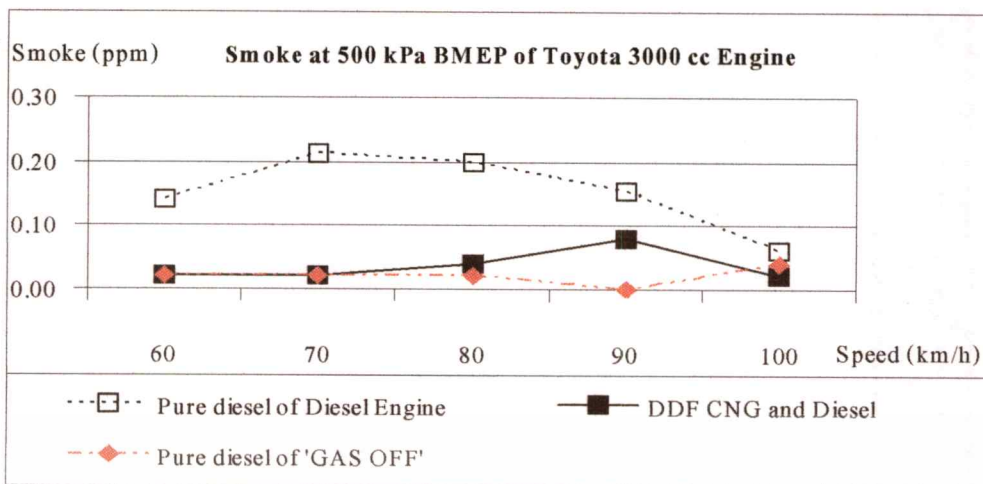
ผลการทดสอบวัดปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสีย พบว่าที่ภาระโหลดปานกลางถึงสูง เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าควันดำใกล้เคียง และบางกรณีมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวเล็กน้อย ดังแสดงในรูปที่ 5.2.3 เนื่องจากมีเชื้อเพลิง CNG เข้าไปร่วมในการเผาไหม้ทำให้ปริมาณเชื้อเพลิงดีเซลที่ถูกส่งเข้าห้องเผาไหม้ลดลง ปริมาณดีเซลที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์และควันดำจากการเผาไหม้ของดีเซลจึงลดลงตามไปด้วย และอีกสาเหตุหนึ่งที่ทำให้ปริมาณควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวคือ CNG มีสถานะเป็นแก๊สจึงมีการเผาไหม้ที่รวดเร็วกว่า



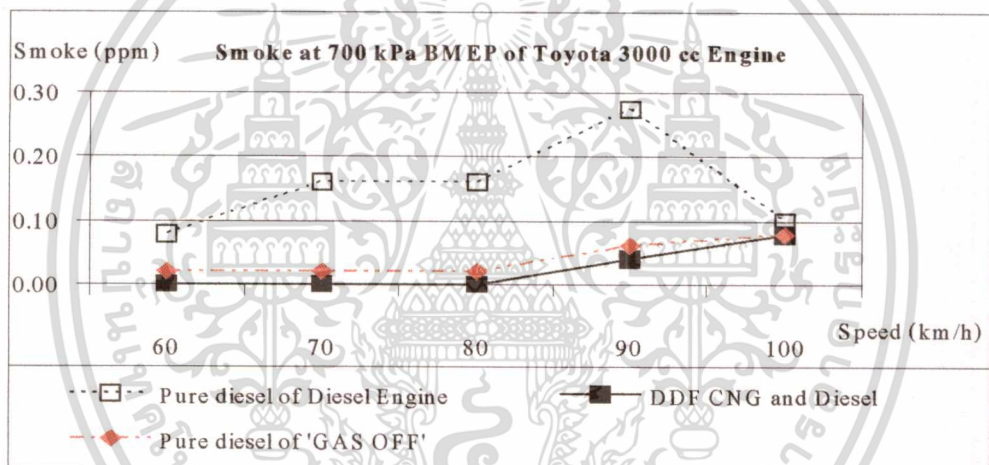
รูปที่ 5.2.4 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

แต่อย่างไรก็ตามปริมาณควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม มีแนวโน้มที่จะมีค่าสูงมากขึ้นที่สภาวะโหลดสูงมากๆ ดังแสดงในรูปที่ 5.2.4 เพราะปริมาณดีเซลที่เพิ่มขึ้นจึงทำให้อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศสูงขึ้น เมื่อเทียบกับปริมาณอากาศที่ลดลงเนื่องจากถูกแทนที่ด้วยแก๊ส ซึ่งมีผลโดยตรงทำให้ปริมาณออกซิเจนลดลง ทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ในอัตราที่สูงขึ้น ปริมาณควันดำจึงมากขึ้นตามไปด้วย

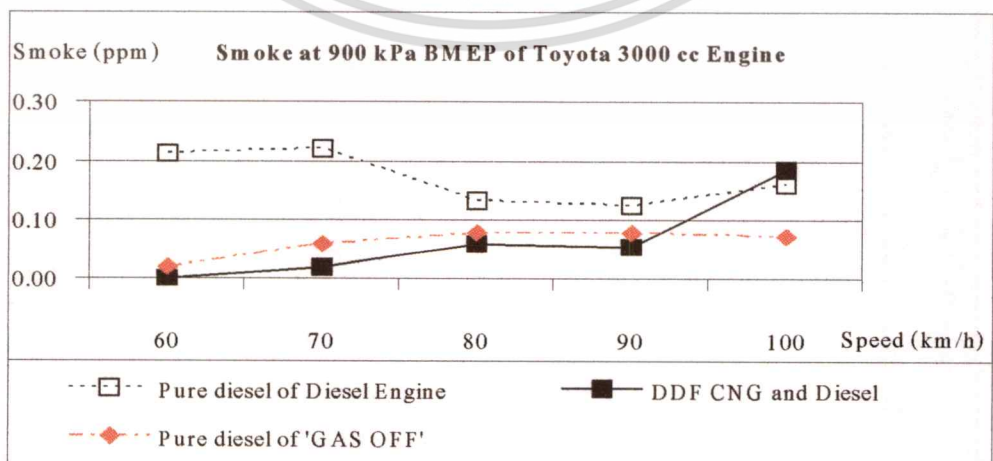
ผลการทดสอบวัดปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสีย แบ่งตามความเร็วรถยนต์ ที่ภาระโหลดต่างๆ แสดงในรูปที่ 5.2.5 ถึง 5.2.7 โดยรูปในที่ 5.2.7 จะเห็นได้ชัดว่าปริมาณควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงมากขึ้นที่สภาวะโหลดสูงมากๆ ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบที่ภาระโหลดสูงสุด ที่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีปริมาณควันดำสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดิยวมาก ดังแสดงในรูปที่ 5.2.8



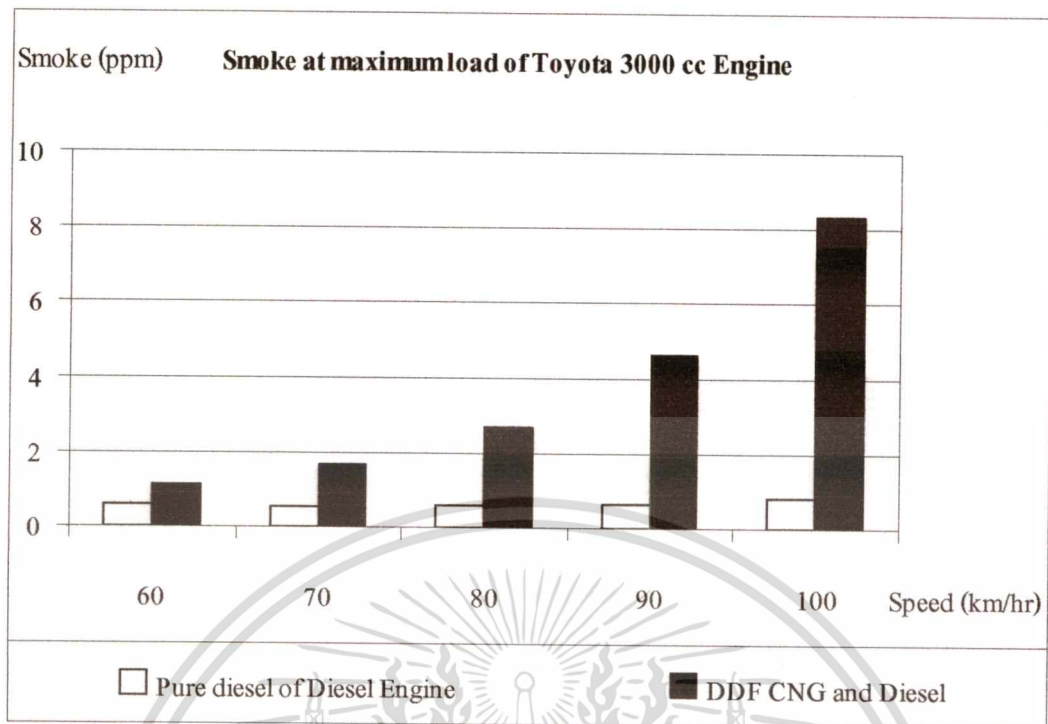
รูปที่ 5.2.5 ปริมาณควันดำที่ 500 kPa BMEP ของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



รูปที่ 5.2.6 ปริมาณควันดำที่ 700 kPa BMEP ของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 รูปที่ 5.2.7 ปริมาณควันดำที่ 900 kPa BMEP ของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ต่อสาธารณะโดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกประการ



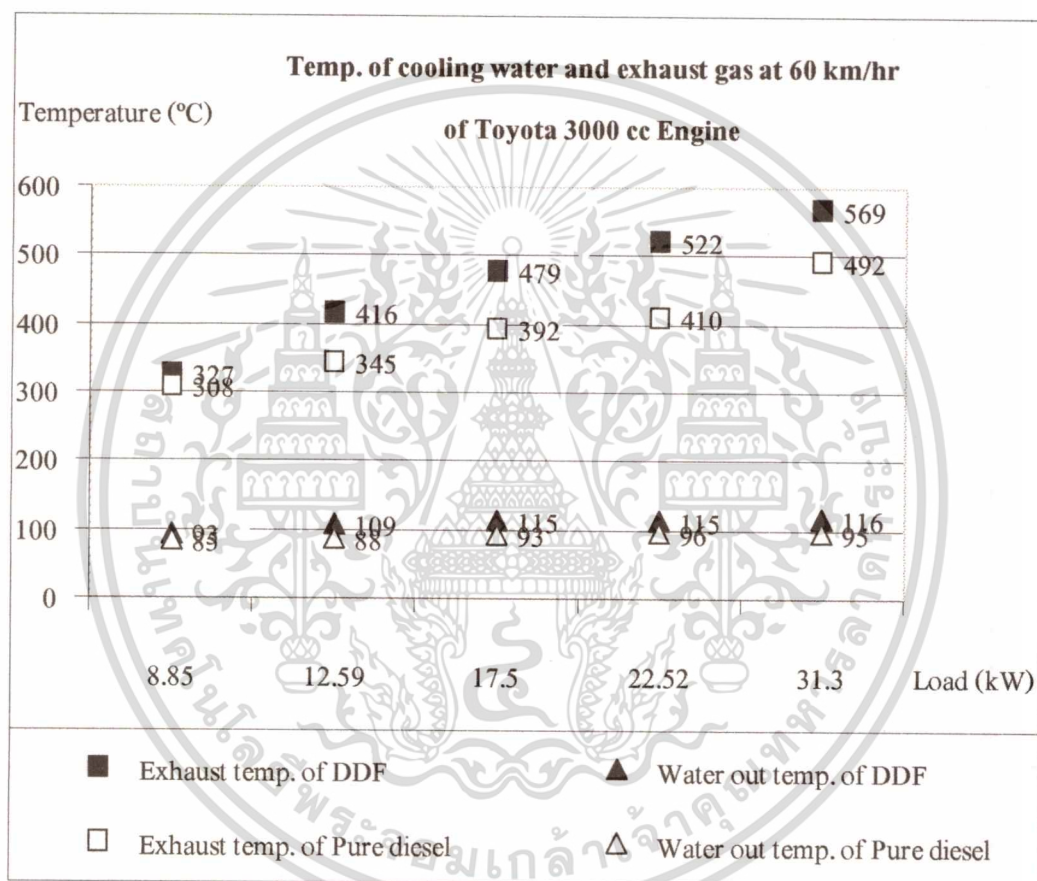
รูปที่ 5.2.8 ปริมาณควันดำที่โหลดสูงสุดของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

แม้ว่ากำลังสูงสุดโดยรวมของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมจะสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซล
 อย่างเดียว แต่ปริมาณมลพิษควันดำกลับมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวนานมาก ดังรูปที่ 5.2.8
 เพราะปริมาณดีเซลที่เพิ่มขึ้นมากจึงทำให้อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศสูงขึ้น เมื่อเทียบกับปริมาณ
 อากาศที่ลดลงเนื่องจากถูกแทนที่ด้วยแก๊ส ซึ่งมีผลโดยตรงทำให้ปริมาณออกซิเจนลดลง ทำให้เกิด
 การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ในอัตราที่สูงขึ้น ปริมาณควันดำสูงมากขึ้นตามไปด้วย

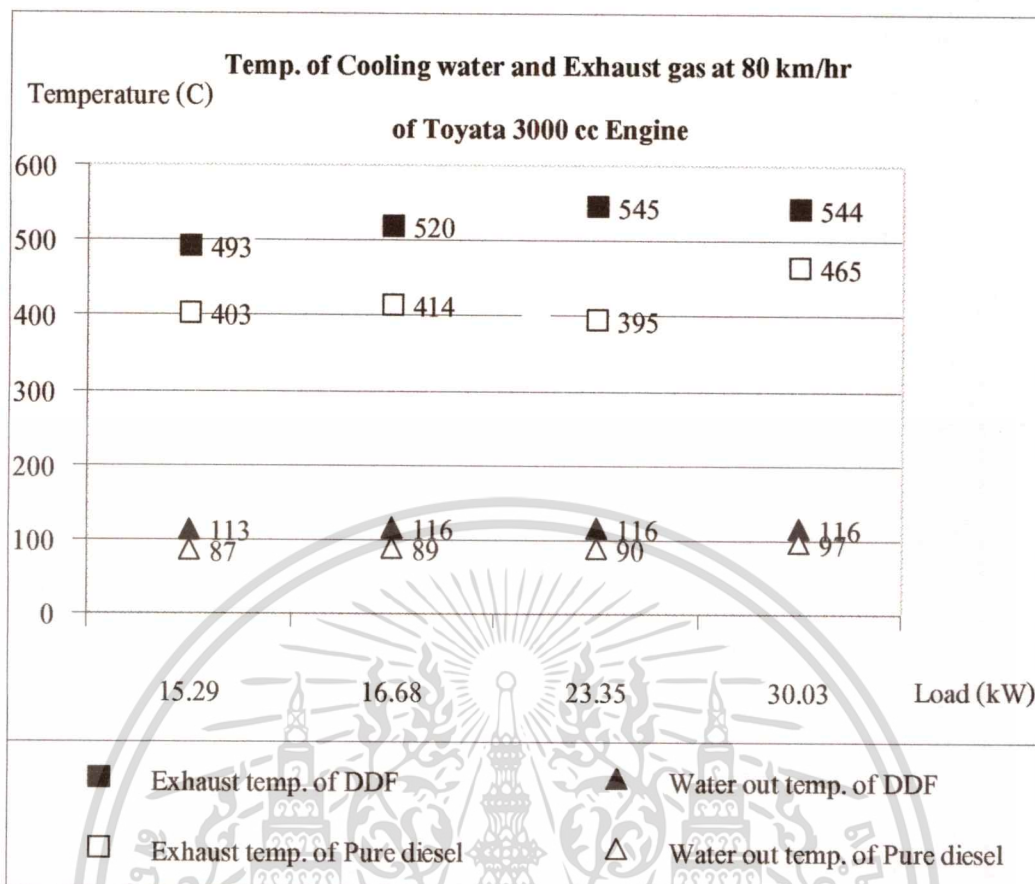
แต่อย่างไรก็ตาม ในการใช้งานจริงที่ภาระโหลดสูงมากๆ โดยปกติแล้วเกิดขึ้นในช่วงเวลา
 เพียงสั้นๆหรืออัตราส่วนการใช้งานที่น้อยมาก เมื่อเทียบกับสภาวะโหลดใช้งานปกติซึ่งมีปริมาณ
 ควันดำใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวนาน

5.2.3 การทดสอบวัดอุณหภูมิไอเสียและนำหล่อเย็นของรถยนต์ Toyota Hi-ace

จากผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิไอเสียและนำหล่อเย็นของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีอัตราการเผาไหม้สูงกว่า ซึ่งสอดคล้องกับผลของปริมาณมลพิษควันดำ แต่อย่างไรก็ตามที่สภาวะโหลดต่ำอุณหภูมิของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมใกล้เคียงและมีแนวโน้มที่จะต่ำกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ซึ่งอาจจะมีผลให้อัตราการเผาไหม้ลดลง ดังรูปที่ 5.2.9



รูปที่ 5.2.9 อุณหภูมิไอเสียและนำหล่อเย็นของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



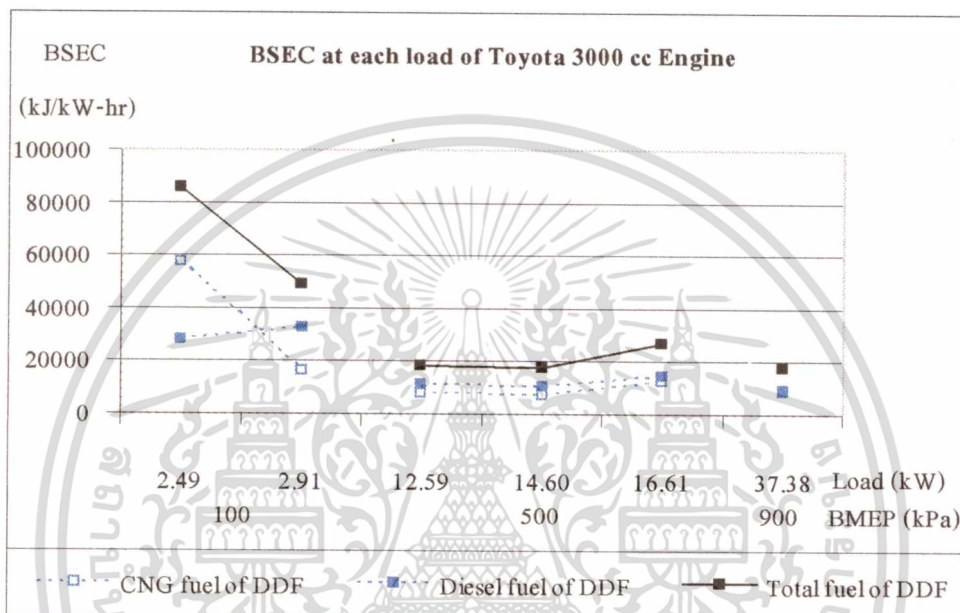
รูปที่ 5.2.10 อุณหภูมิไอเสียและน้ำหล่อเย็นของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

ที่สภาวะโหลดสูงขึ้นอุณหภูมิไอเสียและน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวนั้น ซึ่งอาจจะมีผลทำให้อัตราการสึกหรอของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวนั้น ซึ่งถือว่าเป็นข้อเสียอีกข้อหนึ่ง ที่ควรได้รับการแก้ไขให้ดีขึ้นในอนาคต

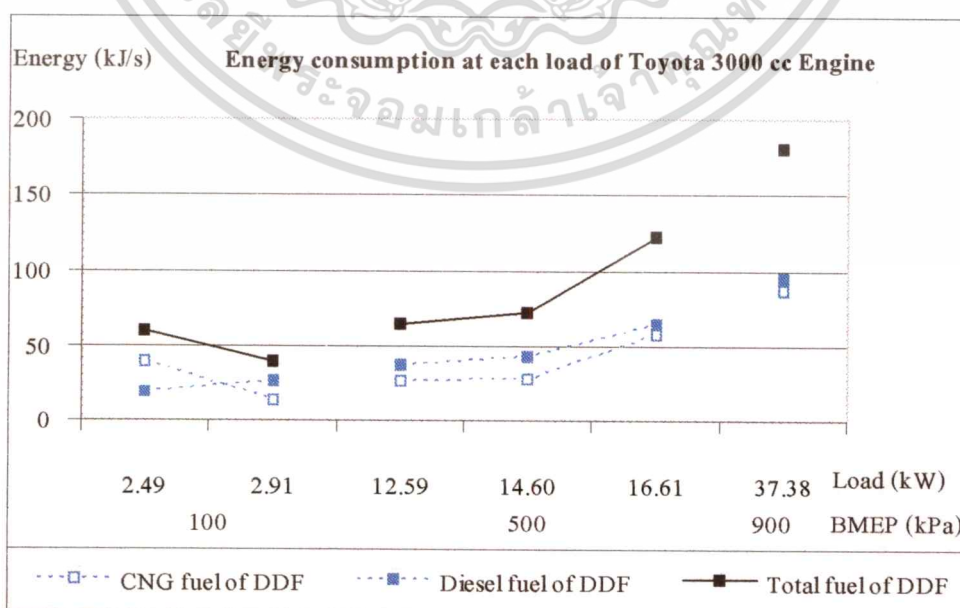
5.2.4 การทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace

ส่วนที่ 1 การวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถยนต์ บนแท่นทดสอบ

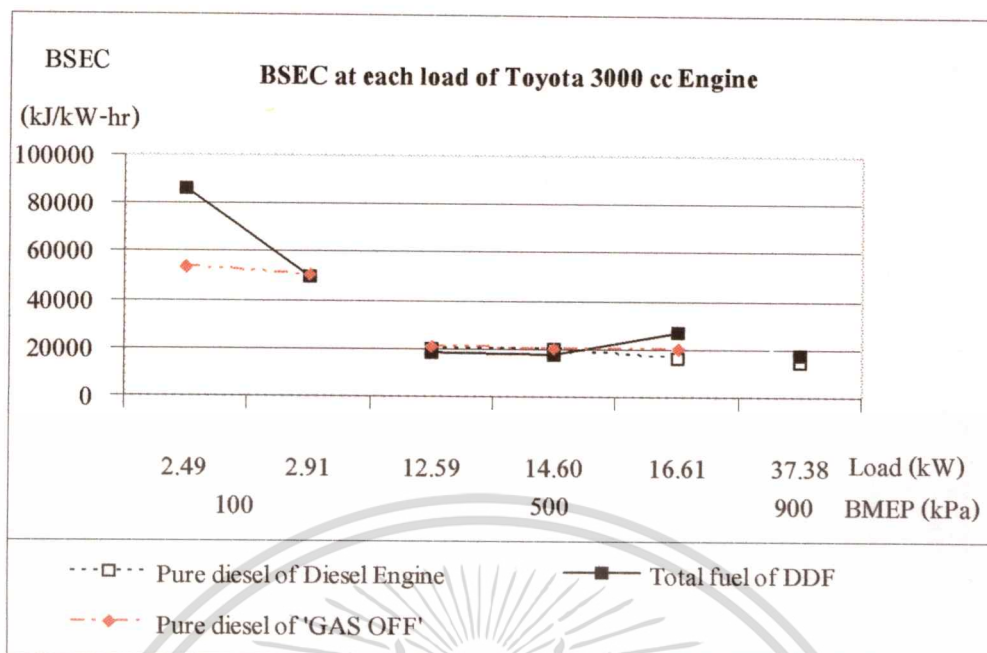
ภาระโหลดปานกลางถึงสูงอัตราส่วนผสม CNGต่อดีเซลประมาณ 43 ต่อ 57 ถึง 48 ต่อ 52 โดยพลังงาน แต่โหลดต่ำมากๆ มีอัตราส่วนผสมประมาณ 67 ต่อ 33 ดังรูปที่ 5.2.11 ถึง 5.2.14 โดยรวมแล้วสามารถค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงลงได้ร้อยละ 20 เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียว



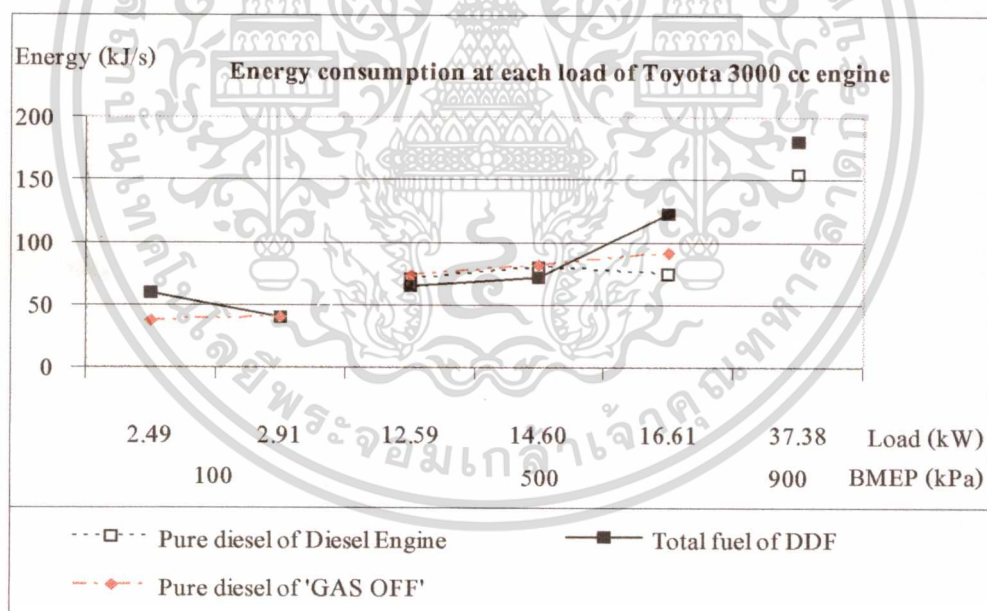
รูปที่ 5.2.11 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 รูปที่ 5.2.12 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



รูปที่ 5.2.13 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

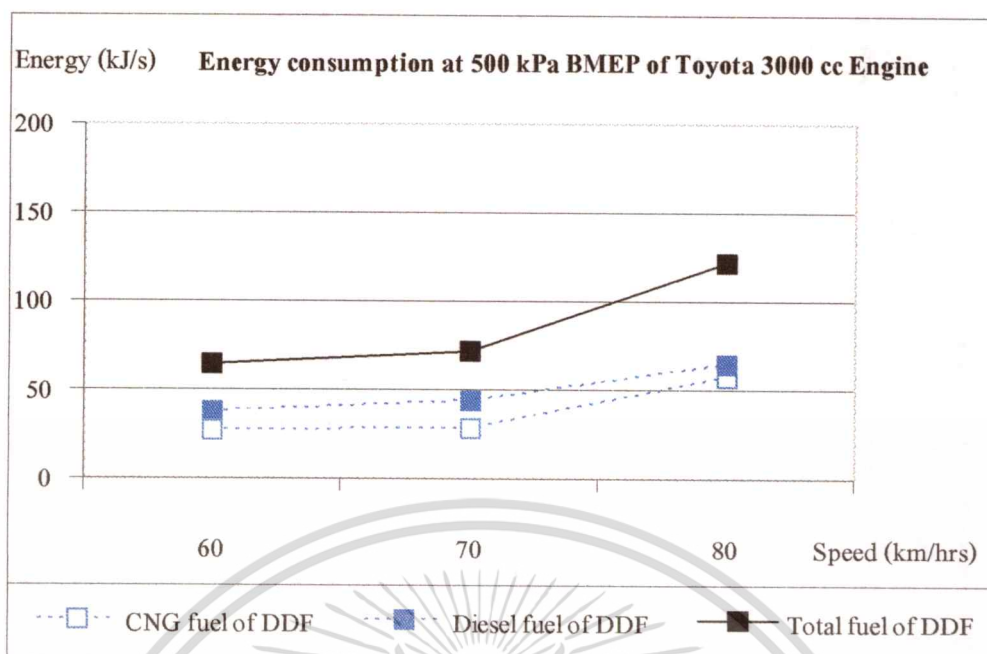


รูปที่ 5.2.14 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

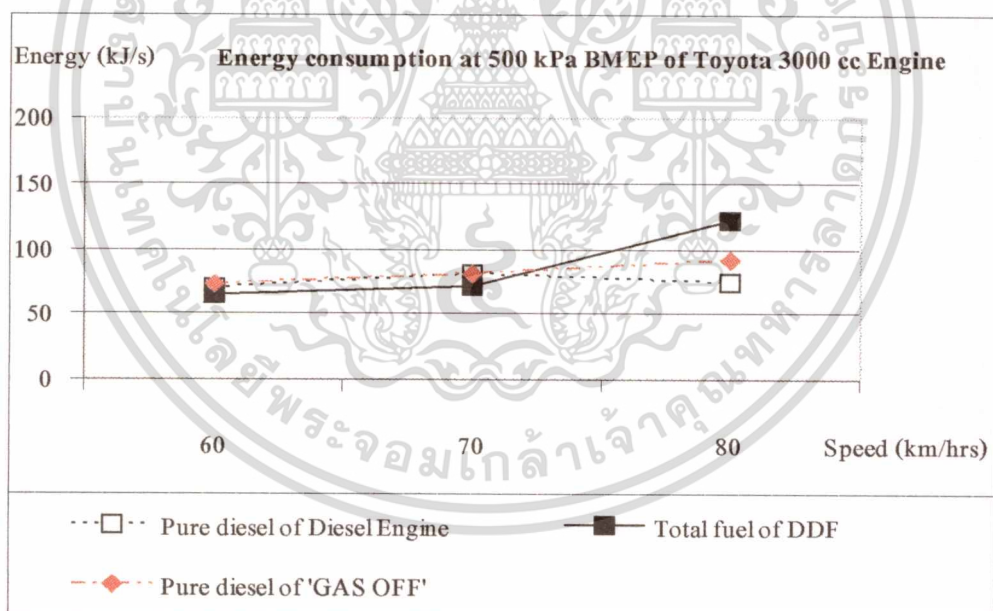
ที่ภาระโหลดต่ำมากๆ อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเฉียดฉิวมาก โดยมีสาเหตุหลักคือ ถึงแม้ว่าปริมาณดีเซลถูกส่งเข้าห้องเผาไหม้ลดลงตามปกติ แต่ปริมาณของเชื้อเพลิง CNG ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ในอัตราที่คงที่ทุกสถานะโหลด จึงทำให้อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNG ต่อดีเซลสูงขึ้นมาก ทำให้มีเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์มากขึ้น

ไม่ว่าที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์มากขึ้น

เอกสาร... ไม่ทำ... หัดดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



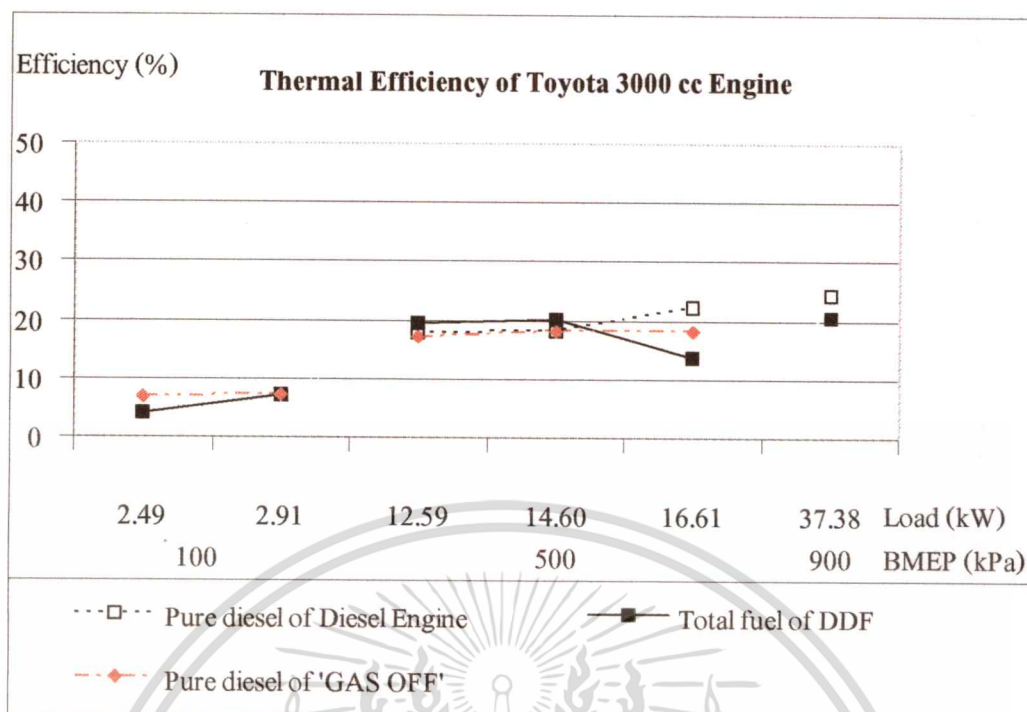
รูปที่ 5.2.15 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



รูปที่ 5.2.16 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

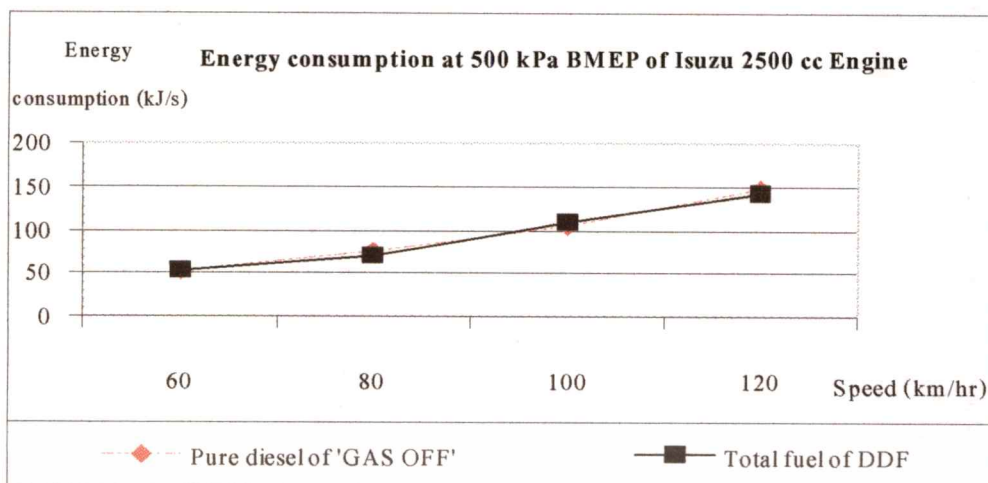
จากผลการทดสอบพบว่าที่ภาระโหลดปานกลางช่วงหนึ่งเท่านั้น เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ดังแสดงในรูปที่ 5.2.15 ถึง 5.2.16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

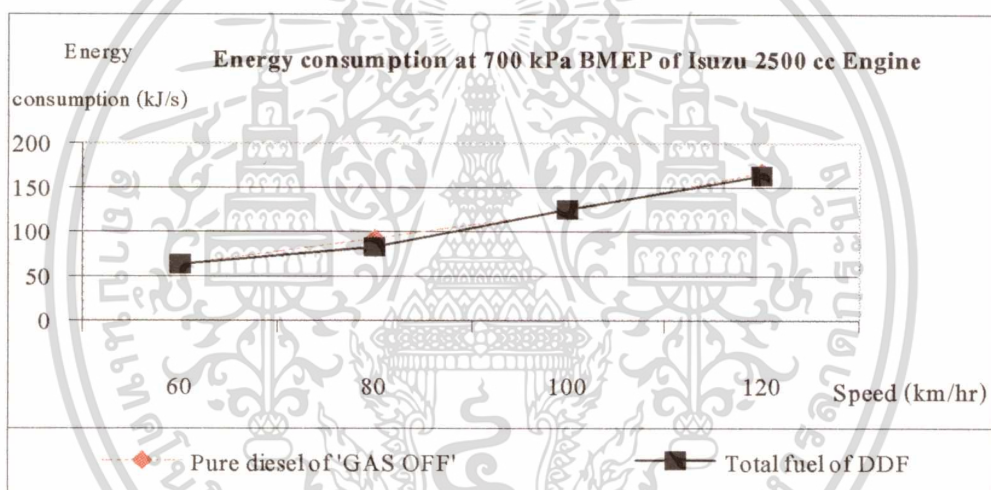


รูปที่ 5.2.17 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

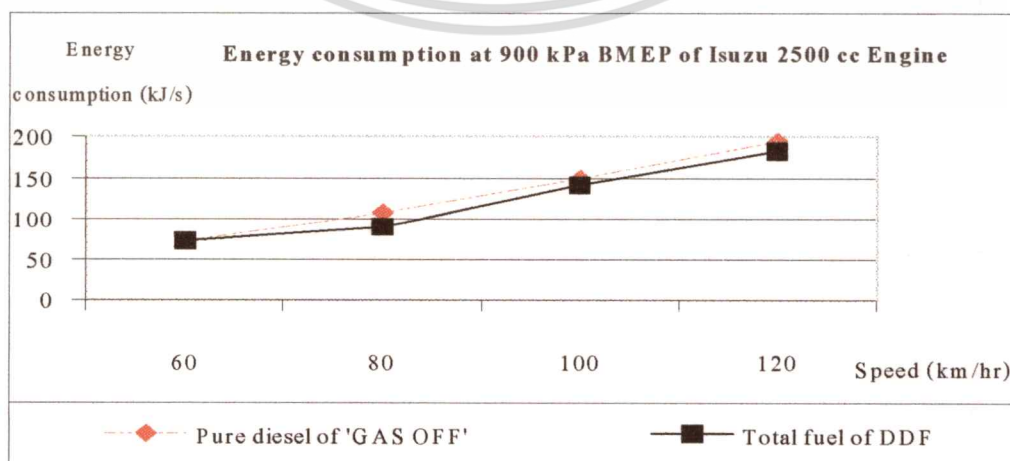
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ โดยการคำนวณจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ทดสอบและความร้อนของเชื้อเพลิงในประเทศ พบว่าที่สภาวะโหลดปานกลางมีประสิทธิภาพสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวเล็กน้อย แต่ในสภาวะที่โหลดสูงหรือต่ำมากๆ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมจะต่ำกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ดังแสดงในรูปที่ 5.2.17



รูปที่ 5.3.13 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

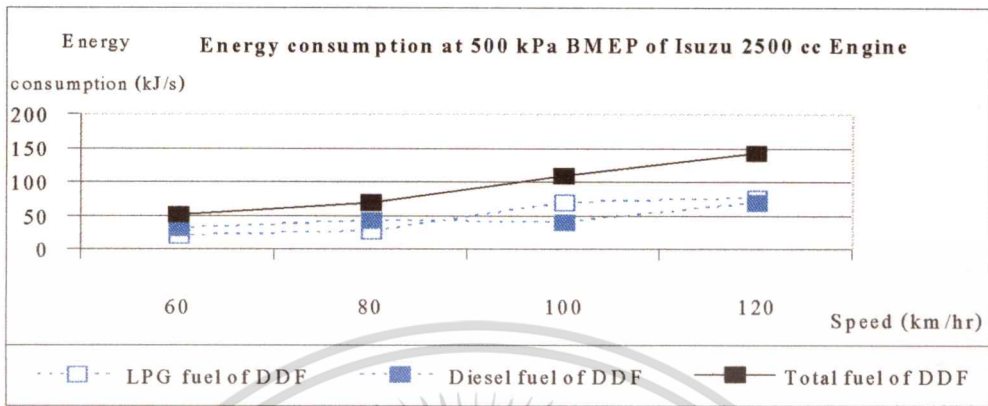


รูปที่ 5.3.14 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

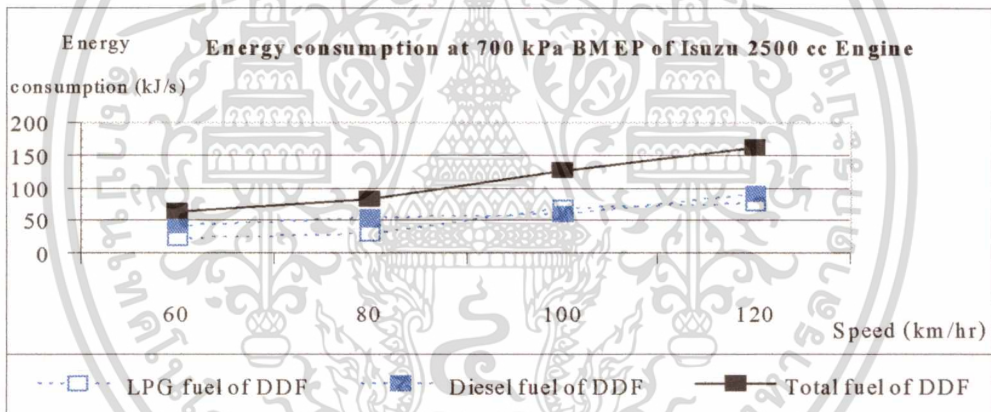


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่อาจระบุรูปที่ 5.3.15 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine ไปใช้

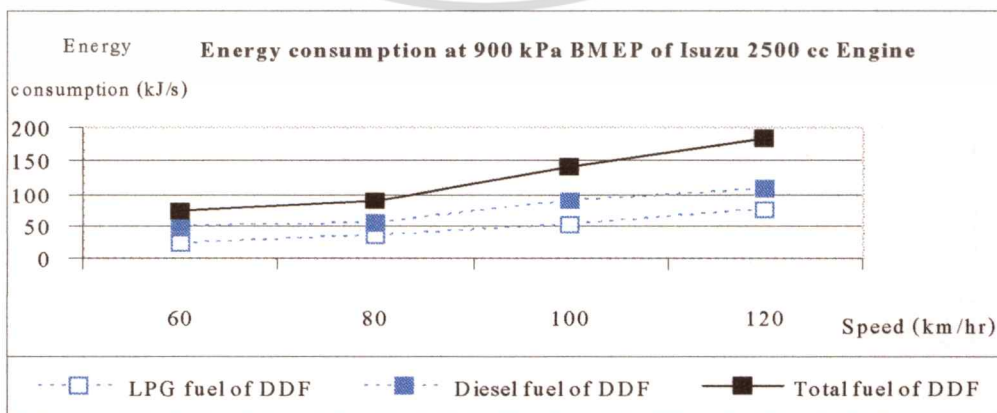
ผลการทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานที่ภาระโหลดต่างๆ ตามความเร็วรถยนต์ แสดงในรูปที่ 5.3.10 ถึง 5.3.15



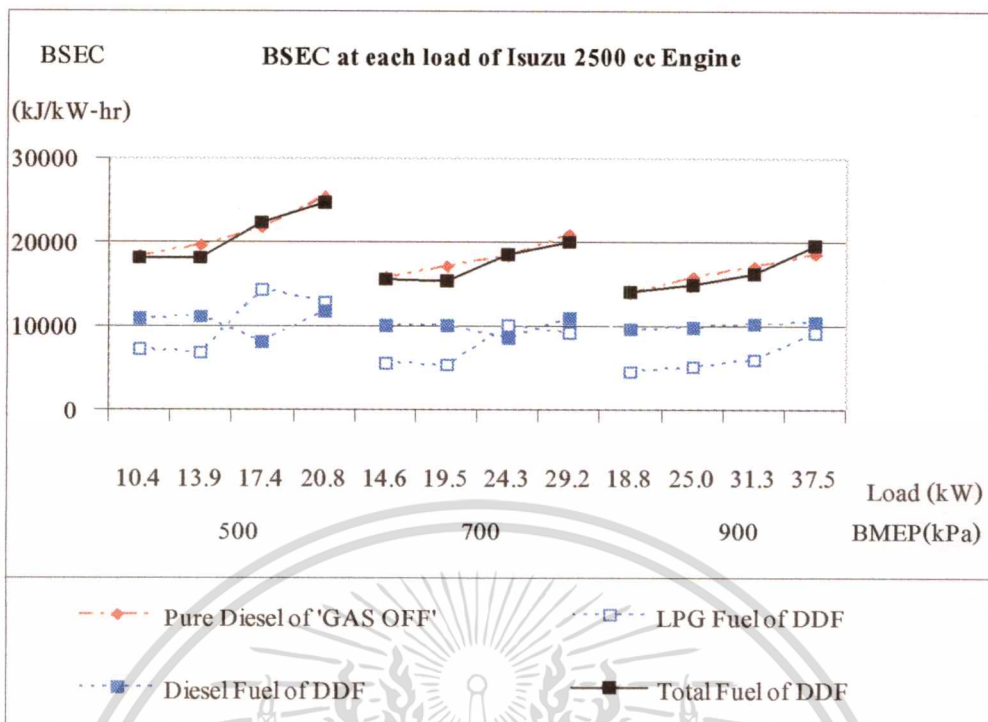
รูปที่ 5.3.10 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine



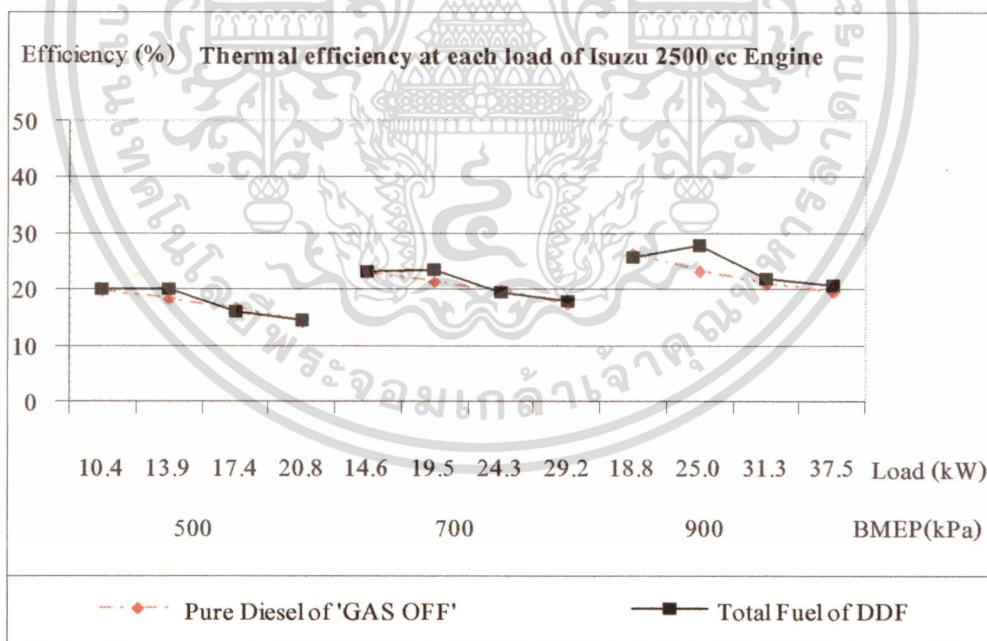
รูปที่ 5.3.11 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.3.12 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine
 ไม่ว่าการณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3.8 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

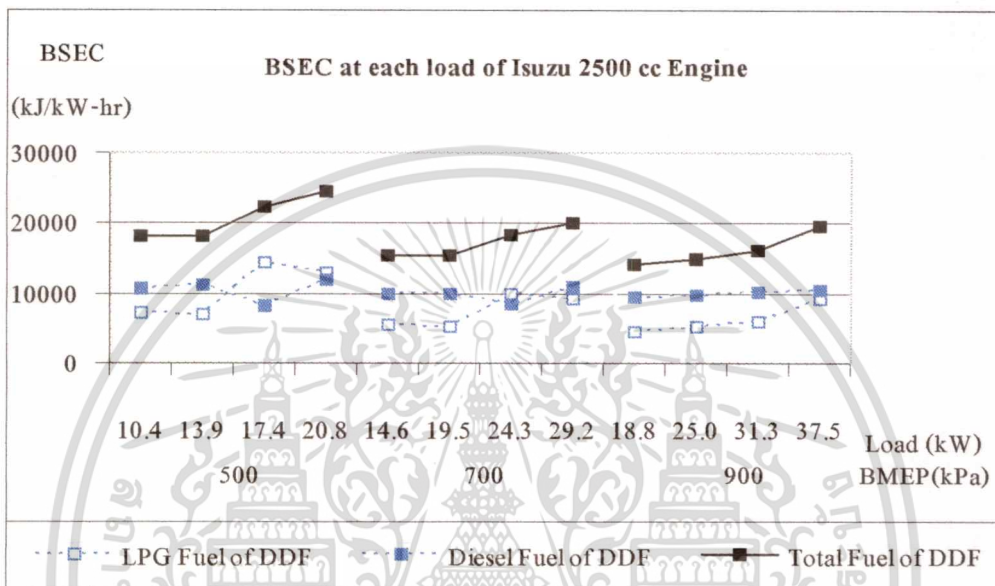


รูปที่ 5.3.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

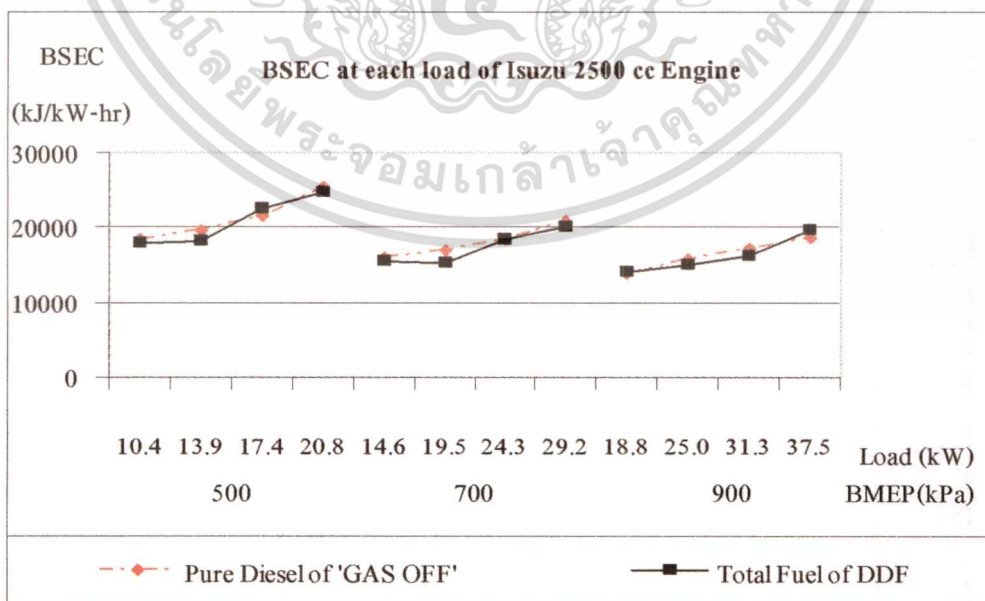
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ สภาวะโหลดปานกลางมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ ดีเซลอย่างเดียว แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระโหลดสูงหรือต่ำมากๆ น่าจะต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมัน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ดีเซลอย่างเดียว
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.3 การทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงในเชิงพลังงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมนั้น พบว่าที่ภาระโหลดปานกลางถึงสูง อัตราส่วนการผสมระหว่าง LPGกับน้ำมันดีเซล โดยเฉลี่ยประมาณ 44 ต่อ 56 ประหยัดพลังงานได้ประมาณร้อยละ 2 สามารถลดค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงได้ประมาณร้อยละ 26 เมื่อเทียบกับการใช้น้ำมันดีเซลเพียงอย่างเดียว ดังแสดงในรูป 5.3.6 ถึง 5.3.8

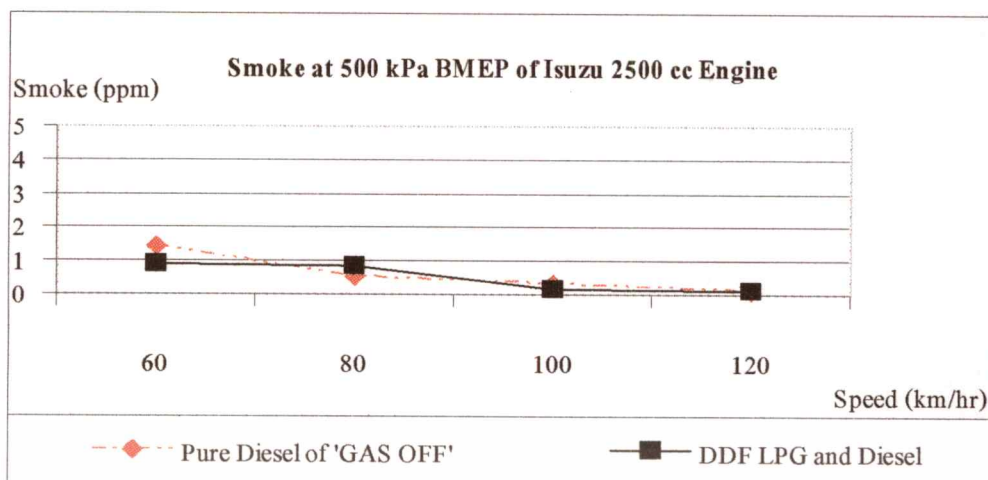


รูปที่ 5.3.6 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

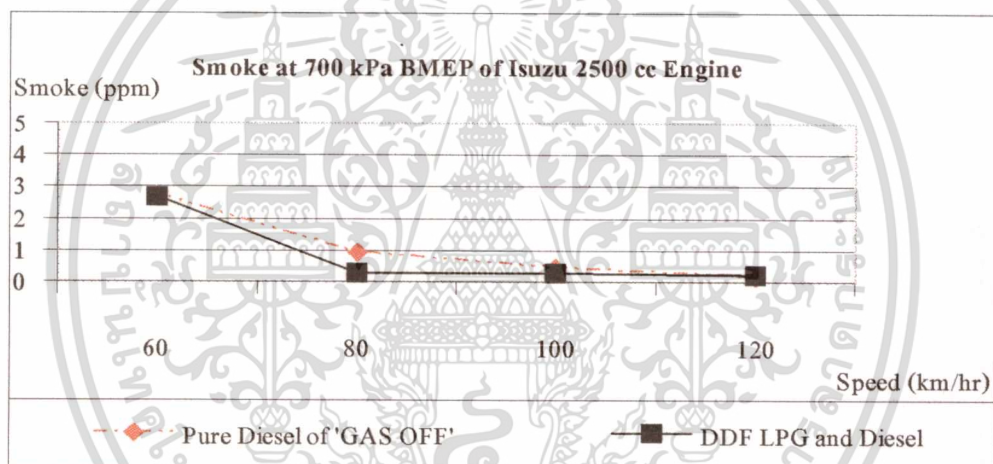


รูปที่ 5.3.7 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

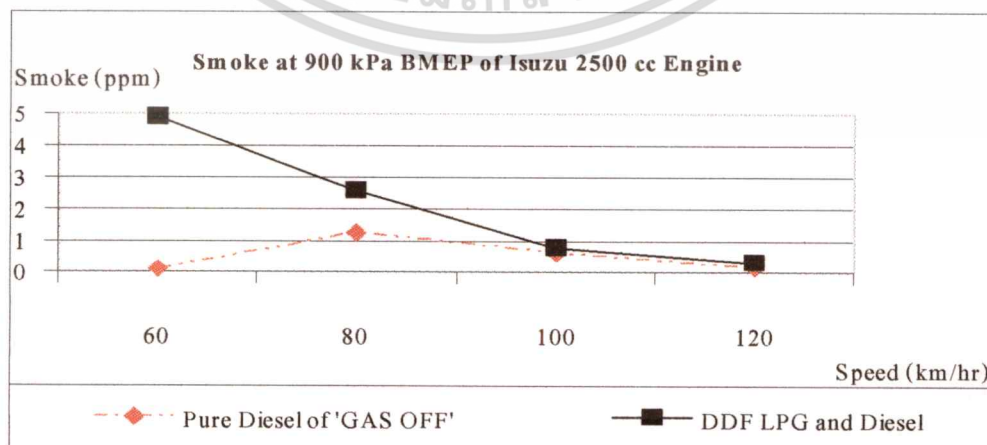
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้เอาต์เห็นใบเซอร์viceซึ่งมีการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3.3 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine



รูปที่ 5.3.4 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

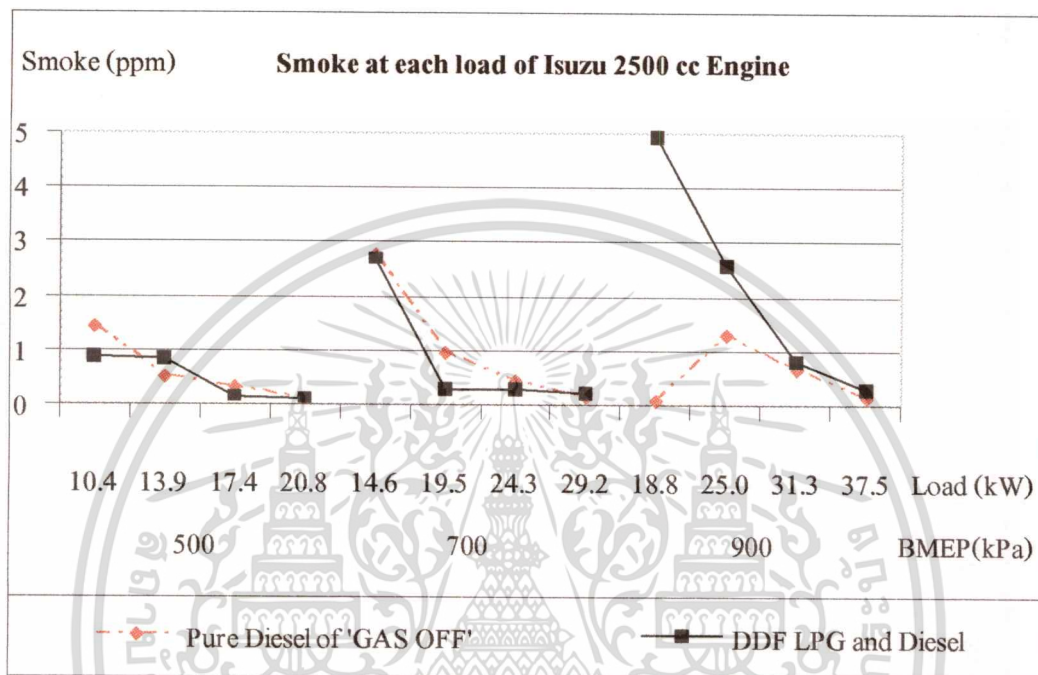


รูปที่ 5.3.5 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่ควรเผยแพร่ให้ผู้อื่นได้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.2 การทดสอบวัดปริมาณมลพิษควันดำจากไอเสียของรถยนต์ Isuzu D-max

ในการวัดปริมาณควันดำพบว่า เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมในสถานะโหลดปานกลางมีค่ามลพิษควันดำใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียว ดังแสดงในรูป 5.3.2 ซึ่งน่าจะมีสาเหตุหลักเหมือนกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNG กับดีเซลที่กล่าวไปแล้วข้างต้น



รูปที่ 5.3.2 ปริมาณควันดำของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine

อย่างไรก็ตามมีจุดที่น่าสังเกตคือ ที่ความเร็วรถยนต์ 60 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ภาระโหลด 900 kPa BMEP การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียวน่าจะมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มาก แต่ในกรณีเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมกลับให้ค่าควันดำที่สูงกว่ามาก แสดงให้เห็นเห็นว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมทำให้คุณสมบัติดั้งเดิมของเครื่องยนต์ที่ถูกออกแบบไว้เปลี่ยนไป ดังนั้นสถานะการใช้งานที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องยนต์จึงน่าจะเปลี่ยนไปจากเครื่องยนต์ดีเซลเดิมด้วย ซึ่งถือว่าเป็นข้อด้อยของระบบนี้

ผลการทดสอบวัดปริมาณควันดำที่ภาระโหลดต่างๆ ตามความเร็วรถยนต์ แสดงในรูปที่ 5.3.3 ถึง 5.3.5

ส่วนที่ 2 การวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถยนต์ บนถนนจริง

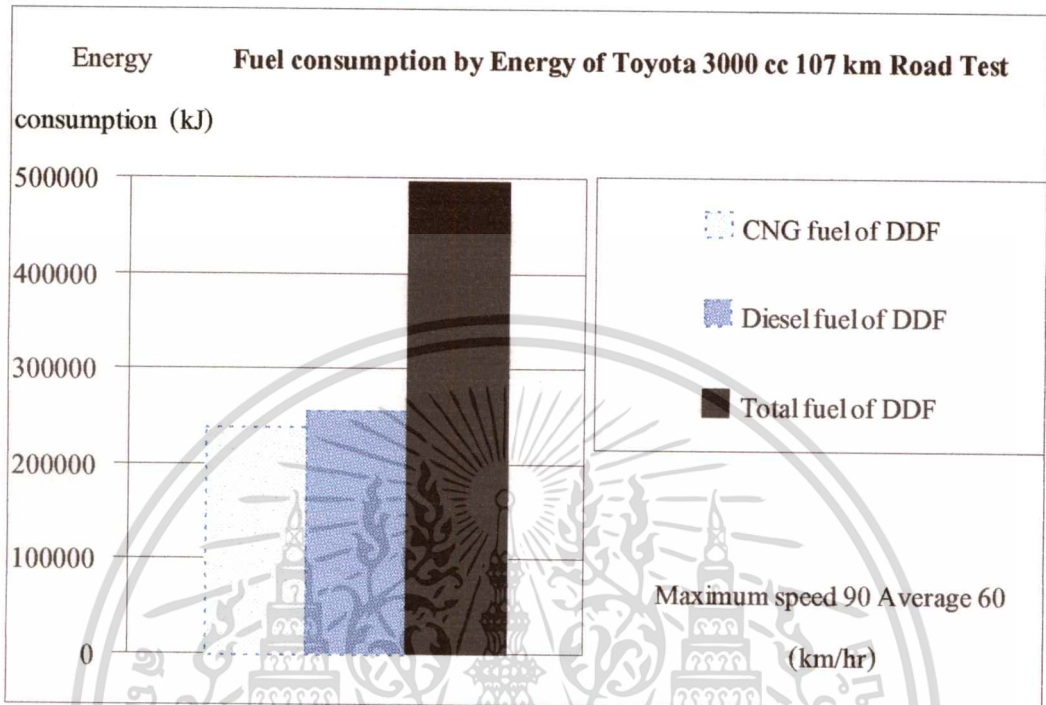
การทดสอบวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงบนถนนจริง โดยใช้เส้นทางจาก สถานีเดิม เชื้อเพลิงปีโตเลียม หน้านิคมอุตสาหกรรมลาดกระบัง ขับตามถนนฉลองกรุง ผ่านสถาบัน เทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ตลาดหัวตะเข้ เข้าสู่ถนนมอเตอร์เวย์ หรือถนน กรุงเทพมหานคร - ชลบุรี ขับบนถนนมอเตอร์เวย์ด้วยความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ประมาณ 45 กิโลเมตร แล้วกลับรถที่จุดกลับรถขับกลับเส้นทางเดิมบนถนนมอเตอร์เวย์ด้วยความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ประมาณ 45 กิโลเมตร ออกจากถนนมอเตอร์เวย์ ผ่านตลาด หัวตะเข้ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ถนนฉลองกรุงและสิ้นสุดการ ทดสอบที่สถานีเดิมเชื้อเพลิงปีโตเลียมเดียวกับจุดเริ่มต้นทดสอบ ระยะทางรวมประมาณ 107 กิโลเมตร

เนื่องจากบนถนนมอเตอร์เวย์เป็นการจราจรของสภาพถนนตามปกติ ซึ่งมีการใช้งานของ รถหนาแน่นพอสมควร จึงกำหนดให้ความเร็วสูงสุดและเกือบคงที่ 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมง รวม ระยะทางประมาณ 90 กิโลเมตร และช่วงระยะทางจากสถานีเดิมเชื้อเพลิงปีโตเลียม ถึงทางเข้า ถนนมอเตอร์เวย์ มีการจราจรติดขัดมากเนื่องจากเป็นชุมชน ทำให้ในการทดสอบโดยรวม ระยะทางทั้งหมด 107 กิโลเมตร มีความเร็วรถยนต์เฉลี่ย 60 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ซึ่งในการทดสอบ ทำการขับรถยนต์ทั้งสองคัน ไปพร้อมๆกัน ควบคุมระยะห่างและความเร็วให้คงที่มากที่สุด ทำการ ทดสอบทั้งสิ้นสามครั้ง วิเคราะห์อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานและค่าเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ

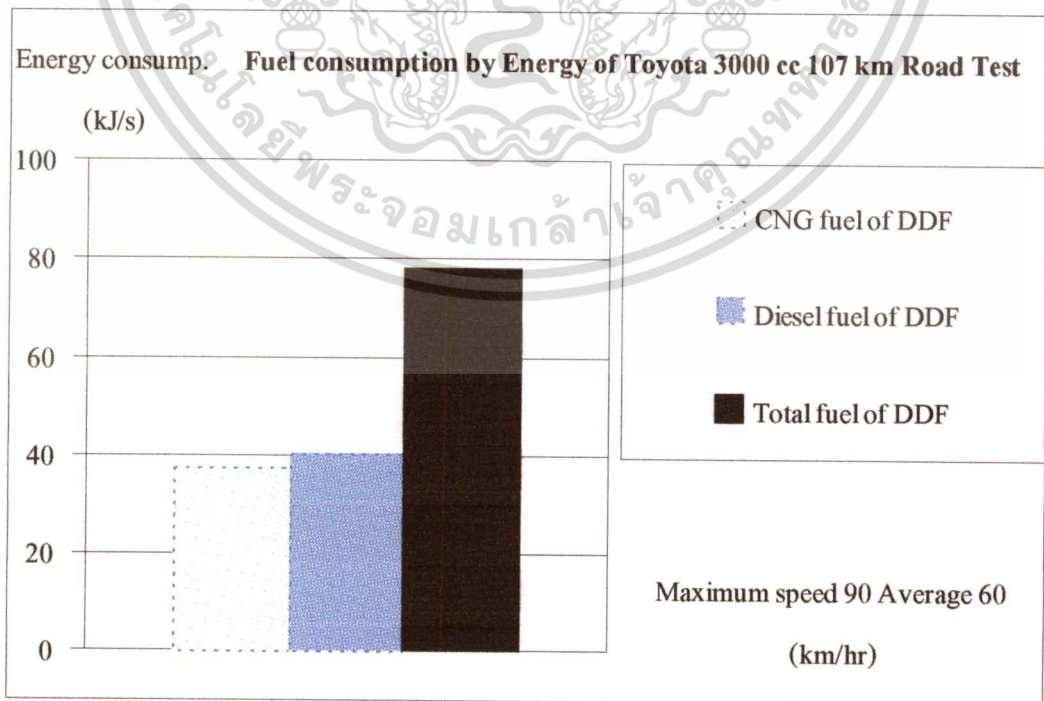


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งนี้ รูปที่ 5.2.18 สถานีเดิมเชื้อเพลิงปีโตเลียมหน้านิคมอุตสาหกรรมลาดกระบังมีการนำไปใช้

จากผลการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม มีอัตราส่วนผสม CNGต่อน้ำมันดีเซลมีค่าเฉลี่ยประมาณ 53 ต่อ 47 ตามลำดับ ดังแสดงในรูป 5.2.19 และ 5.2.20

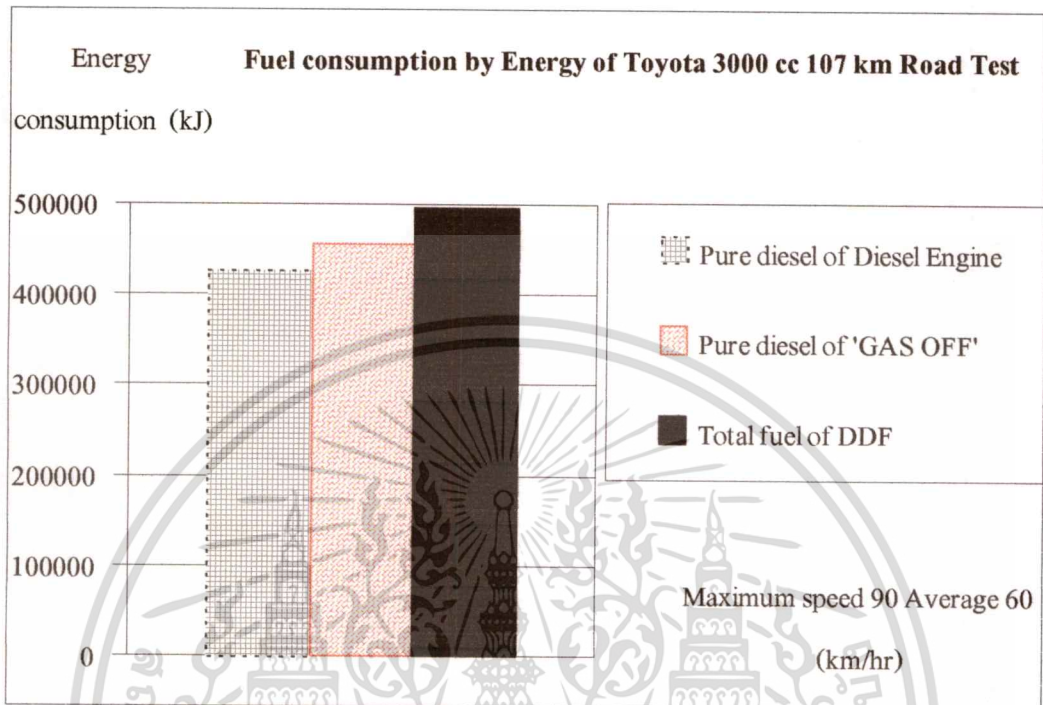


รูปที่ 5.2.19 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

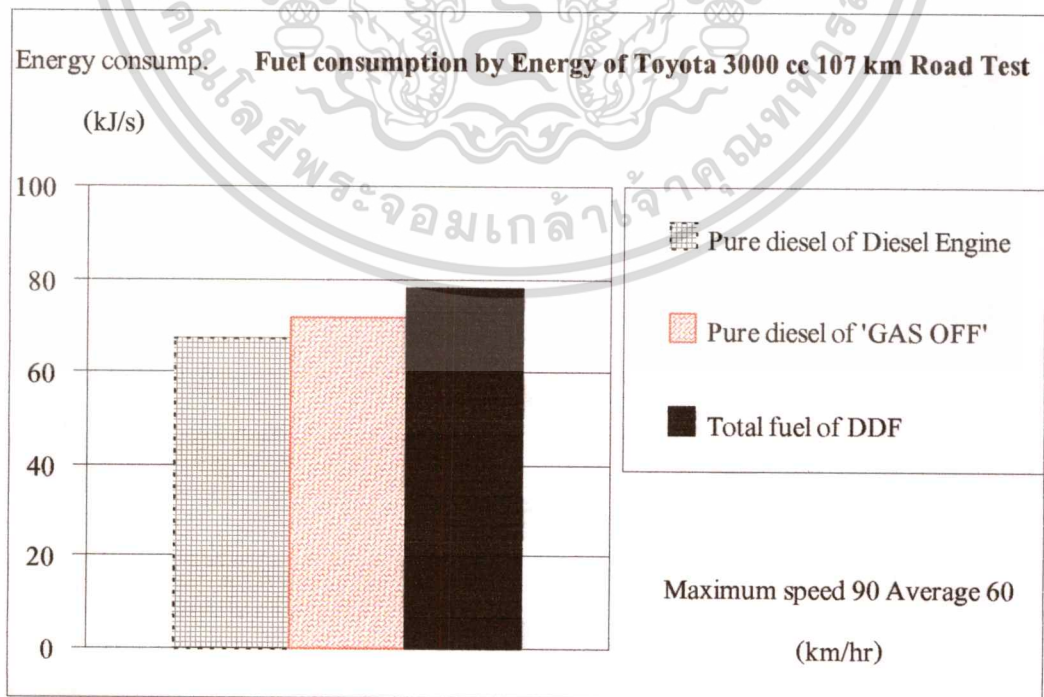


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.2.20 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

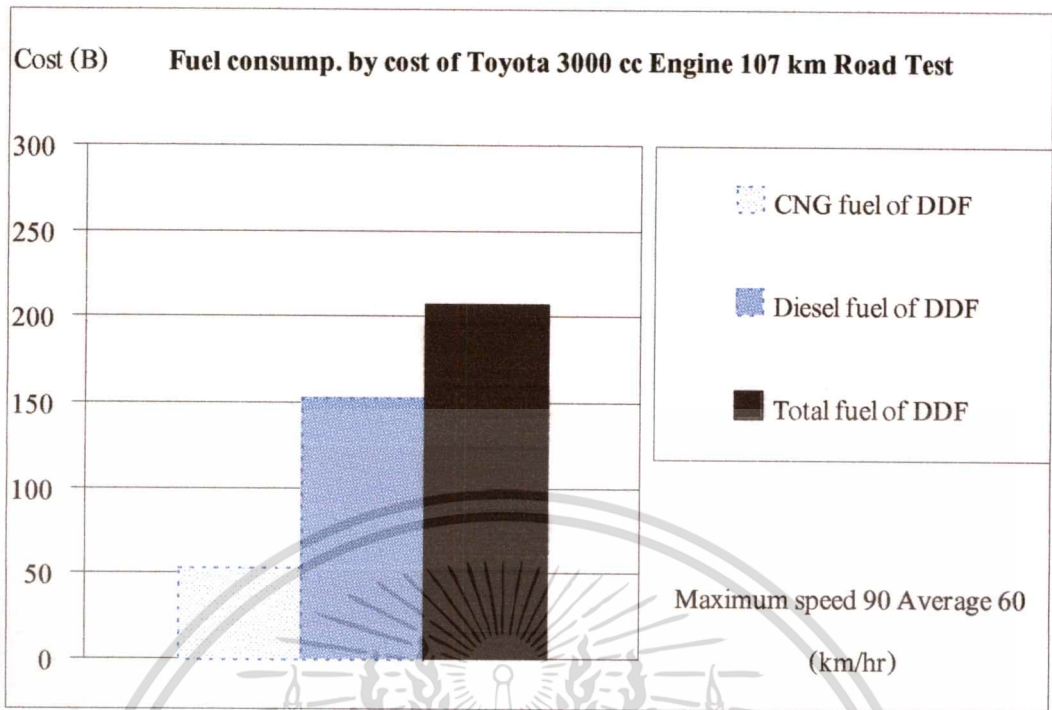
เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียว ประมาณร้อยละ 16 สามารถลดค่าใช้จ่ายลงได้ร้อยละ 20 ดังแสดงในรูปที่ 5.2.21 ถึง 5.2.24



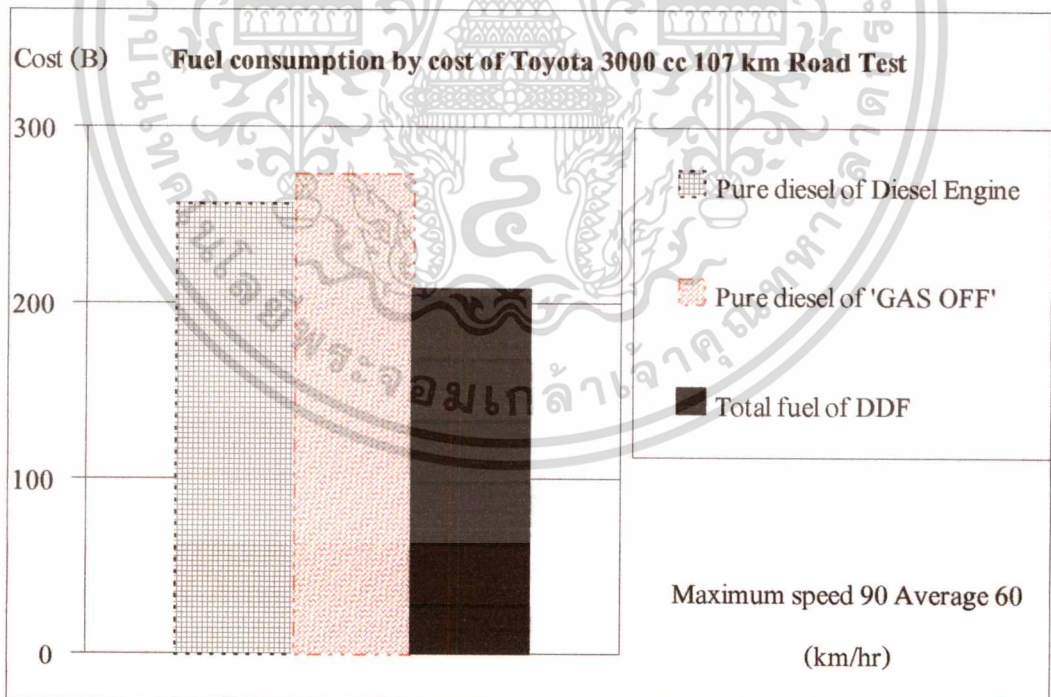
รูปที่ 5.2.21 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 รูปที่ 5.2.22 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2.23 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงโดยราคาของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine



รูปที่ 5.2.24 อัตราการสิ้นเปลืองโดยราคาของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่วากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

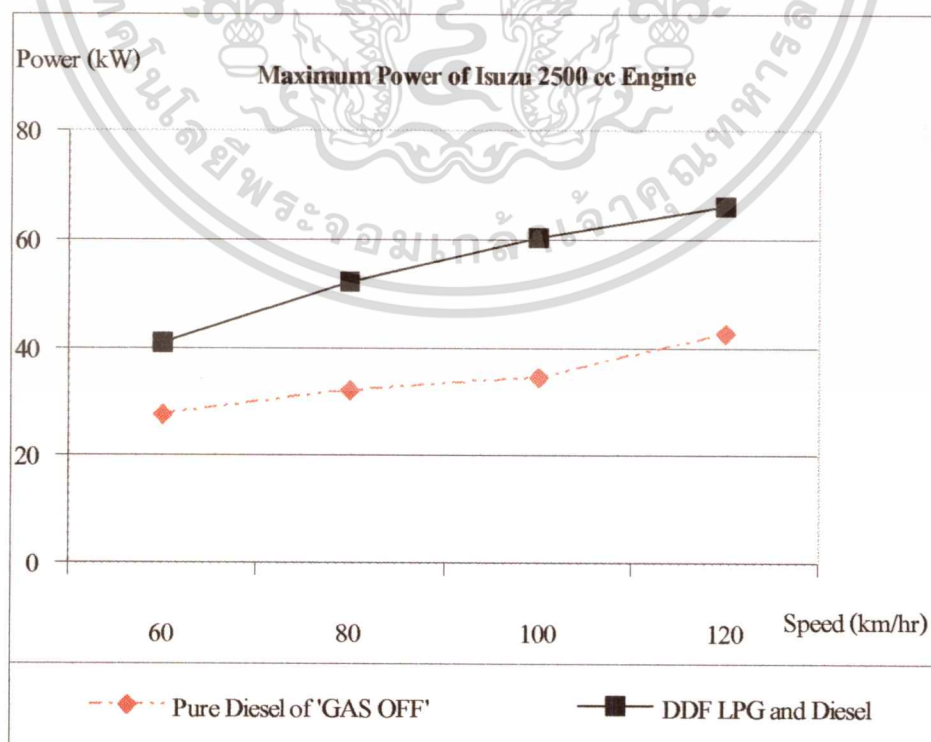
5.3 ผลการทดสอบรถยนต์เชื้อเพลิงผสม LPG กับดีเซลของรถยนต์ Isuzu D-max

รถยนต์ที่ใช้ทดสอบเป็นรถยนต์กระบะขนาดบรรทุกหนึ่งตัน Isuzu D-max 2500 cc Engine Mechanics injection pump เป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม LPG กับดีเซล โดยมีการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลงและเครื่องยนต์ไม่มีการติดตั้ง Gas Mixer ในการทดสอบได้ทำการวัดกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ ปริมาณมลพิษควันดำ และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ทำการเปรียบเทียบกับการใช้ น้ำมันดีเซลอย่างเดียวที่สภาวะโหลด 500 700 และ 900 kPa BMEP ที่ความเร็วรถยนต์ 60 ถึง 120 กิโลเมตรต่อชั่วโมง โดยทำการทดสอบบนแท่นทดสอบ

เนื่องจากการทดสอบครั้งนี้ ไม่ได้ทำการทดสอบรถยนต์ที่ไม่ได้ปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลง ผู้วิจัยจึงนำข้อมูลการทดสอบจากผู้ผลิต "Pure diesel of conventional engine" มาใช้เป็นข้อมูลอ้างอิง เพื่อทำการเปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ

5.3.1 การทดสอบวัดกำลังสูงสุดของรถยนต์ Isuzu D-max

จากผลการทดสอบพบว่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวประมาณร้อยละ 14 เมื่อเทียบกับผลการทดสอบจากผู้ผลิต "Pure diesel of conventional engine" ซึ่งเกิดจากปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สที่เพิ่มเข้าไปในห้องเผาไหม้ทำให้อัตราการเผาไหม้มีค่าสูงขึ้น ดังแสดงในรูป 5.3.1 อย่างไรก็ตามที่โหลดสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมจะมีค่าควันดำสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวมาก



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น รูปที่ 5.3.1 กำลังสูงสุดของรถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine ที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

บทสรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

ในการวิจัยพบว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล แบบ Diesel Cycle Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot (DDF) สามารถพัฒนาให้ใช้งานได้จริง ซึ่งมีทั้งข้อดีและข้อเสีย การะโหลดการใช้งานที่ให้ประสิทธิภาพสูงที่สุดนั้น ต่างไปจากจากเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว โดยสามารถสรุปได้ดังนี้

6.1 กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล

กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับน้ำมันดีเซล ซึ่งมีการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลให้น้อยลงทั้งสามกรณี พบว่ามีกำลังสูงสุดสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงอย่างเดียวประมาณร้อยละ 8.5 ถึง 14

กำลังสูงสุดที่ทำได้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม ขึ้นอยู่กับปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลและเชื้อเพลิงแก๊สที่เข้าห้องเผาไหม้ ซึ่งสามารถปรับเปลี่ยนให้มากหรือน้อยกว่าเครื่องยนต์ดีเซลได้

6.2 ปริมาณมลพิษควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล

ปริมาณมลพิษควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม ที่มีการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลง ที่ภาระโหลดปานกลางถึงสูงที่อยู่ในช่วงการใช้งานปกติ มีค่ามลพิษควันดำใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว น่าจะเป็นเพราะการลดปริมาณดีเซลลงทำให้อัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลที่เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ลดลงตามอัตราส่วนไปด้วย แต่ในขณะเดียวกันปริมาณอากาศหรือออกซิเจนก็น้อยลงด้วยเพราะถูกแทนที่ด้วยแก๊ส จึงมีผลทำให้โดยรวมแล้วค่ามลพิษควันดำไม่ต่างจากการใช้ดีเซลอย่างเดียวมากนัก

อย่างไรก็ตามที่สภาวะโหลดสูงมากๆ รวมไปถึงโหลดสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม ค่ามลพิษควันดำสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างมาก เพราะปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าห้องเผาไหม้มากเกินไป เมื่อเทียบกับปริมาณอากาศหรือออกซิเจนที่ลดลงเพราะถูกแทนที่ด้วยเชื้อเพลิงแก๊ส จึงทำให้อัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงรวมต่ออากาศสูงเกินไป เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ในอัตราที่สูงมากขึ้น ปริมาณมลพิษควันดำจึงมีค่าสูงมาก

สำหรับที่สภาวะโหลดต่ำมากๆ ปริมาณมลพิษควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียว ถึงแม้ว่าปริมาณดีเซลถูกลดลงก็จริงแต่แก๊สยังเข้าห้องเผาไหม้ในอัตราที่คงที่ มีผลทำให้อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงรวมต่ออากาศสูงมาก และอุณหภูมิของห้องเผาไหม้มีแนวโน้มที่ต่ำลง ทำให้เกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์มีค่าสูงมากขึ้น

แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระโหลดต่ำหรือสูงมากๆ เป็นสภาวะที่นอกเหนือช่วงที่ออกแบบให้ใช้งานจริงของการวิจัยครั้งนี้ และสภาวะการใช้งานจริงที่ภาระโหลดต่ำหรือสูงมากๆ มีอัตราส่วนที่ต่ำมากเมื่อเทียบกับการใช้งานปกติ ผู้วิจัยมีความเห็นว่าสามารถนำมาใช้งานได้จริง และถ้ามีการพัฒนาปรับปรุงเครื่องยนต์หรือรถยนต์ให้สามารถลดปริมาณมลพิษควันดำที่ภาระโหลดต่ำหรือสูงมากๆ ได้ก็จะทำให้งานวิจัยมีความสมบูรณ์มากขึ้น

ข้อสังเกตอีกอย่างคือ พบว่าเครื่องยนต์ดีเซลที่ถูกปรับแต่งให้เป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมที่สภาวะการใช้งานบางสภาวะโหลด มีผลของมลพิษควันดำที่เปลี่ยนไปจากเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดี๋ยวมก แสดงว่าการใช้เชื้อเพลิงผสมมีผลทำให้คุณสมบัติของเครื่องยนต์ดีเซลเดิมที่ถูกออกแบบไว้เปลี่ยนไปในบางสภาวะโหลด

สำหรับมลพิษ HC และ CO ที่มีการทดสอบในเครื่องยนต์เล็กพบว่า ที่ภาระโหลดต่ำถึงปานกลางมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดี๋ยวม และสอดคล้องกับปริมาณ NOx ที่มีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดี๋ยวม แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระโหลดสูงมากๆ ปริมาณ NOx ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมน่าจะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดี๋ยวม ซึ่งสอดคล้องกับอุณหภูมิการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมที่สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดี๋ยวม [1, 2]

6.3 อัตราเร่งของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล

อัตราเร่งของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีอัตราเร่งที่ดีกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดี๋ยวม สำหรับรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine มีค่าเฉลี่ยประมาณร้อยละ 37 ซึ่งน่าจะเกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สที่มีอัตราการเผาไหม้ที่รวดเร็วและรุนแรงกว่าดีเซลนั่นเอง

6.4 อัตราการสิ้นเปลืองของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล ที่ภาระโหลดปานกลางถึงสูงเปรียบเทียบกับการใช้ดีเซลอย่างเดี๋ยวม พบว่า

เครื่องยนต์ EDI-120 624 cc อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGต่อดีเซลโดยพลังงานมีค่าประมาณ 30 ต่อ 70 สิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าการใช้ดีเซลอย่างเดี๋ยวมร้อยละ 11 ลดค่าใช้จ่ายลงได้ประมาณร้อยละ 12

รถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง CNGต่อดีเซลโดยพลังงานมีค่าประมาณ 43 ต่อ 57 ถึง 48 ต่อ 52 สิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าการใช้ดีเซลอย่างเดี๋ยวมร้อยละ 16 ลดค่าใช้จ่ายลงได้ประมาณร้อยละ 20

รถยนต์ Isuzu D-max 4JA1-L 2500 cc Engine อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง LPGต่อดีเซลโดยพลังงานมีค่าประมาณ 44 ต่อ 56 สิ้นเปลืองพลังงานน้อยกว่าการใช้ดีเซลอย่างเดี๋ยวมร้อยละ 2 ลด

เอกสาร ค่าใช้จ่ายลงได้ประมาณร้อยละ 26 งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่อย่างไรก็ตามที่สภาวะโหลดต่ำมากๆและรอบเดินเบา อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจะสูงขึ้นเนื่องจากปริมาณแก๊สที่ถูกส่งเข้าห้องเผาไหม้เกือบจะคงที่นั่น มีผลทำให้อัตราส่วนแก๊สต่อเชื้อเพลิงสูงขึ้น ดังผลการทดสอบของรถยนต์ Toyota Hi-ace 3000 cc Engine มีอัตราส่วนสูงถึง 67 ต่อ 33 โดยพลังงาน ดังนั้นในสภาวะโหลดต่ำมากๆควรมีการปรับลดปริมาณของแก๊สลง เพื่อลดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน

ปัญหาอีกอย่างของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมคือ ถ้าเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สมากเกินไป จะทำให้เครื่องยนต์เกิดการ Knock และอาจมีผลทำให้เครื่องยนต์อาจได้รับความเสียหายได้

6.5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซล ที่สภาวะโหลดปานกลางช่วงหนึ่งเท่านั้นที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนใกล้เคียงเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ซึ่งเป็นสภาวะการใช้งานที่ประหยัดพลังงานที่สุด แต่ที่สภาวะโหลดสูงมากขึ้นหรือลดต่ำลง พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมต่ำกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว วิเคราะห์ได้ว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม มีผลโดยตรงทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ดั้งเดิมที่ถูกออกแบบไว้เปลี่ยนไป ขึ้นอยู่กับการปรับปริมาณเชื้อเพลิงที่จะถูกส่งเข้าห้องเผาไหม้

จากผลการวิจัย เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซลแบบ Diesel Cycle Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot (DDF) พบว่ามีทั้งข้อดีและข้อเสีย

ข้อดีคือ สามารถประหยัดค่าเชื้อเพลิงลงได้ มีกำลังของเครื่องยนต์มากกว่าและมีอัตราเร่งของเครื่องยนต์ที่ดีกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว

ข้อเสียคือ มลพิษควันทันที่ภาวะโหลดสูงและต่ำมากๆ มีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว มลพิษ HC, CO ที่ภาวะโหลดต่ำถึงปานกลาง มีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว และในกรณีที่ใส่ปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สเข้าห้องเผาไหม้มากเกินไปอาจทำให้เครื่องยนต์เกิดการ Knock และเกิดความเสียหายต่อเครื่องยนต์ได้

แต่อย่างไรก็ตามการติดตั้งระบบควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงแก๊ส ด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ที่ภาวะโหลดสูงและต่ำมากๆ ให้เหมาะสมมากขึ้น น่าจะเป็นอีกทางเลือกที่สามารถแก้ปัญหาได้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Ikegami M., Shioji M. and Ishiyama T. "Approaches to High Thermal-Efficiency in High Compression-Ratio Gas Engine" **7th International Conference and Exhibition on Gas Vehicles NGV2000, Yokohama, Japan, October 17-19, 2000.** pp. 13-22.
- [2] Zagis G. and Watson H. C. "Alternative Ignition systems for CNG in Diesel Applications" **12th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bangkok, Thailand, April 1-4, 2003.** pp. D32.
- [3] Kusaka J., Daisho Y., Shimonagata T., Kihara R. and Saito T. "Combustion and Exhaust Emissions Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Gas" **7th International Conference and Exhibition on Gas Vehicles NGV2000, Yokohama, Japan, October 17-19, 2000.** pp. 23-31.
- [4] Ishida A., Nishimura A., Uranishi M., Kihara R., Nakamura A. and Newman. Paul. "The development of the ECOS-DDF Gas engine for medium-duty trucks: exhaust emission reduction against base diesel engine" **JSAE review 22(2001), December 6, 2000.** pp. 237-243.
- [5] Ouellette P., Douville B., Hill P.G. and Ursu B. "NOx reduction in a Directly Injected Gas Engine" **Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, ICE Vol. 31-3, Clymer, New York, USA, September, 1998.**
- [6] Okada M. "Development of CNG Direct Injection Diesel-Cycle Engine" **Engine Design and Development, Isuzu Motors Limited.**
- [7] Pulkrabek W.W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.** New Jersey : Prentice-Hall, Inc. 1997.
- [8] Pelkmans L., Keukeleere D.D. and Lenaers G. "Emissions and fuel consumption of natural gas powered city buses versus diesel buses in real city traffic" **Vito-Flemish Institute for Technological Research, Belgium.**
- [9] Douville B., Ouellette P., Touchette A. and Ursu B. "Performance and Emissions of a Two-Stroke Engine Fueled Using High-Pressure Direct Injection of Natural Gas" **SAE Paper 981160, February, 1998.**
- [10] Ouellette P. and Welch A. "Progresses in High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas In Automotive Diesel Engines" **Westport Innovations Inc.**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [11] Tanaka S., Yoshida M., Kokubun T., Uesugi T and Kodama T. “ Development of 6M61 CNG Engine for Medium-Duty Trucks” New technologies Technical review No.15, pp. 66-69. 2003.
- [12] Omnitek Engineering Corp. Alternative Fuel System. 2006
[Online]. Available : <http://www.omnitekcorp.com>



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้


ภาคผนวก

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

1. P. Karin, C.Charoenphonphanich, “Study on Using Gaseous Fuel and Diesel in an Engine,” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, จังหวัดนครราชสีมา, 18-20 ตุลาคม 2549.




เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้




ME NETT 20th

MECHANICAL ENGINEERING NETWORK TECHNOLOGY

PROCEEDING



สารจากคณบดี	
วัตถุประสงค์	
บทความ	
กำหนดการ	
คณะกรรมการ	
ผู้ทรงคุณวุฒิ	
เครือข่าย	
ผู้สนับสนุน	
คำขอขอบคุณ	



วันที่ 18-20 ตุลาคม 2549

ณ โรงแรม ดิ.อี.ซี. กรุงเทพฯ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาการใช้เชื้อเพลิงแก๊สผสมกับน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ Study on Using Gaseous Fuel and Diesel in an Engine

ปรีชา การินทร์¹ จินดา เจริญพรพาณิชย์²

^{1,2} ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง
กรุงเทพฯ 10520 โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-9053 *E-mail: preechar_karin@ita.isuzu.co.jp

Preechar Karin¹ Chinda Charoenphonphanich²

^{1,2} Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
Ladkrabang, Bangkok 10520 Tel: 0-2326-4197, Fax 0-2326-9053 *E-mail: preechar_karin@ita.isuzu.co.jp

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอถึงการศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์ดีเซลโดยการใช้เชื้อเพลิงผสมแก๊สและน้ำมันดีเซล โดยในการวิจัยครั้งนี้ใช้แก๊สสองชนิดคือ LPG และ CNG มีหลักการเบื้องต้นคือ แก๊สจะถูกผสมกับอากาศที่ท่อทางเข้าอากาศก่อนที่จะเข้าห้องเผาไหม้ และจะถูกเผาไหม้หลังจากเครื่องยนต์ถูกจุดระเบิดด้วยเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งในการวิจัยใช้เครื่องยนต์ดีเซลในการทดสอบ สำหรับเชื้อเพลิง LPG ใช้เครื่องยนต์ 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาด 2499 ซีซี โดยไม่มีการปรับเปลี่ยนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซล และสำหรับเชื้อเพลิง CNG ใช้เครื่องยนต์ขนาด 2986 ซีซี โดยมีการปรับเปลี่ยนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลให้น้อยลง ทดสอบวัดค่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ ปริมาณควันดำจากไอเสียและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ภาระโหลดต่างๆ นำมาวิเคราะห์เปรียบเทียบกับผลการทดสอบของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ซึ่งจากผลการวิจัยทำให้พบว่า กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมสูงกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวประมาณร้อยละ 8.5 แต่อย่างไรก็ตามปริมาณควันดำจากไอเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม มีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียว สำหรับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงในเชิงพลังงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมนั้นพบว่า อัตราส่วนการผสมระหว่างเชื้อเพลิง LPG กับดีเซล มีค่าประมาณ 14 ต่อ 86 ถ้าเทียบเป็นราคาเชื้อเพลิงแล้วจะประหยัดกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวประมาณร้อยละ 35

คำสำคัญ: เชื้อเพลิงผสม เชื้อเพลิงแก๊ส เครื่องยนต์ดีเซล

Abstract

The objective of this paper is to study and develop diesel engine for the use of dual fuel of gas and diesel. The fuel used in this study consists of both LPG and CNG. The concept is that gas and air are mixed at the air intake duct and the combustion of air-fuel mixture occurs after the ignition of diesel. The engine

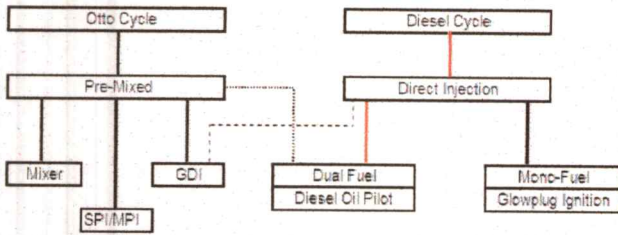
used for LPG is four-cylinder four strokes of diesel engine, 2499 cc, with no adjustment for amount of diesel injection. For CNG, similar engine of 2986 cc is used, with the reduction of diesel injection amount. The maximum engine power, smoke of exhausted gas and fuel consumption of combustion are measured and compared to the test result of pure diesel engine at each different load. As the result, the maximum engine power of dual fuel is higher than that of pure diesel about 8.5 percent. The smoke of exhaust gas of dual fuel is higher than pure diesel. The ratio of LPG to diesel by energy for dual system is 14 to 86. By comparing total cost of dual fuel of LPG to pure diesel, the dual fuel shows about 35 percent lower figure.

Keywords: Dual fuel, Gaseous fuel, Diesel engine

บทนำ

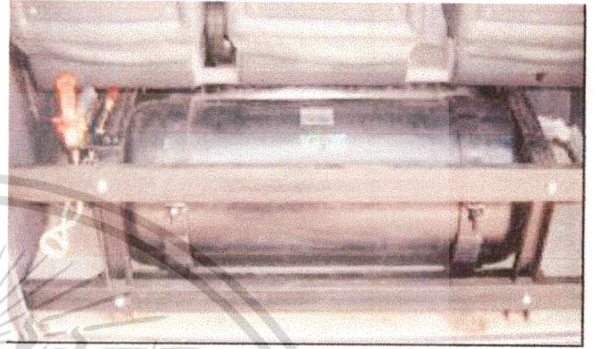
ปัจจุบันทั่วโลกกำลังประสบปัญหาขาดแคลนพลังงาน รวมไปถึงปัญหามลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ แก๊สเป็นเชื้อเพลิงที่สามารถนำมาใช้แทนน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ได้ และยังมีมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ต่ำเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซินหรือดีเซล ในปัจจุบันผู้ผลิตเครื่องยนต์ รถยนต์และยังรวมไปถึงนักวิจัยทั่วโลก ต่างกำลังวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สกันอย่างแพร่หลาย โดยจะสามารถแบ่งเป็นสองกลุ่มใหญ่ๆคือ ตามหลักการของเครื่องยนต์เบนซิน (Otto Cycle) กับหลักการของเครื่องยนต์ดีเซล (Diesel Cycle) และยังสามารถแยกย่อยออกไปเป็น Pre-mixing ก่อนที่เชื้อเพลิงจะเข้าห้องเผาไหม้ กับ In-cylinder pre-mixing ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งแต่ละประเภทต่างก็มีข้อดีข้อเสียแตกต่างกัน ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมกับลักษณะการใช้งานจริง อย่างไรก็ตาม เครื่องยนต์แก๊สยังมีความจำเป็นอย่างมากที่ต้องวิจัยและพัฒนาให้มีประสิทธิภาพมากขึ้นกว่าปัจจุบัน เพื่อให้เกิดประโยชน์จากการใช้พลังงานสูงสุด

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

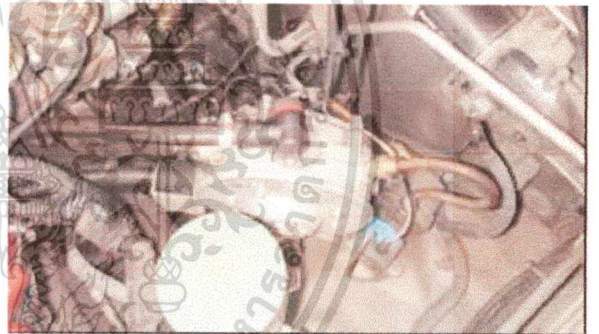


รูปที่ 1 การแบ่งประเภทของเครื่องยนต์แก๊ส

นำเข้ามาผสมกับอากาศที่ท่อทางเข้าอากาศ ด้วยชุดผสมแก๊สกับอากาศ (Gas and Air Mixer) ก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) เป็นการทดสอบบนแท่นทดสอบ (Roller Tester) และได้ทำการวัดค่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วของรอบยนต์ 60 ถึง 120 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ดังรูปที่ 5 และ 6 ทำการวัดปริมาณควันดำจากไอเสียด้วยอุปกรณ์วัดควันดำ (Smoke Meter) ที่ภาวะโหลด 500 700 และ 900 kPa BMEP ดังรูปที่ 7



รูปที่ 3 แสดงการติดตั้งถังแก๊สกับรถยนต์



รูปที่ 4 แสดงการติดตั้งระบบลดความดันแก๊สก่อนเข้าเครื่องยนต์



รูปที่ 5 แสดงการทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ

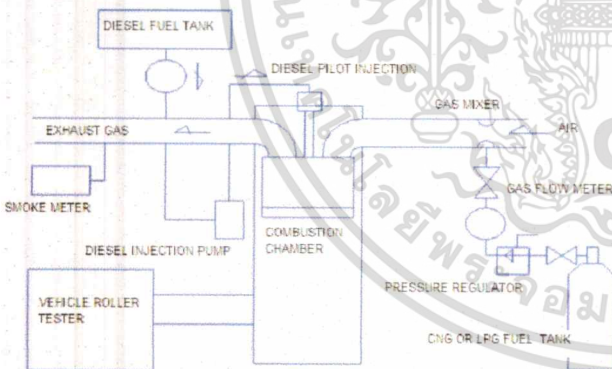
เนื้อความหลัก

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์ ตามหลักการการใช้เชื้อเพลิงผสมระหว่างแก๊สกับน้ำมันดีเซล (Diesel Cycle Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot) ซึ่งมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องและนำมาเป็นเอกสารอ้างอิงดังนี้

Premixed Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot [1], [2]

Direct Injection Dual-Fuel with Diesel Oil Pilot [3], [4], [5]

การใช้เชื้อเพลิงผสมสองชนิดกับเครื่องยนต์ดีเซล เป็นการใช้เชื้อเพลิงร่วมกันระหว่างแก๊สกับน้ำมันดีเซล ซึ่งแก๊สถูกส่งจากถังที่มีความดันสูงสำหรับ LPG ประมาณ 20 ถึง 30 บาร์ และสำหรับ CNG ประมาณ 180 ถึง 200 บาร์ ผ่านชุดลดความดัน หลังจากนั้นแก๊สจะถูกผสมกับอากาศที่ท่อทางเข้าอากาศก่อนจะถูกนำเข้าไปในห้องเผาไหม้ ตามหลักการของเครื่องยนต์ดีเซลดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 แผนภาพของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม

การทดลอง

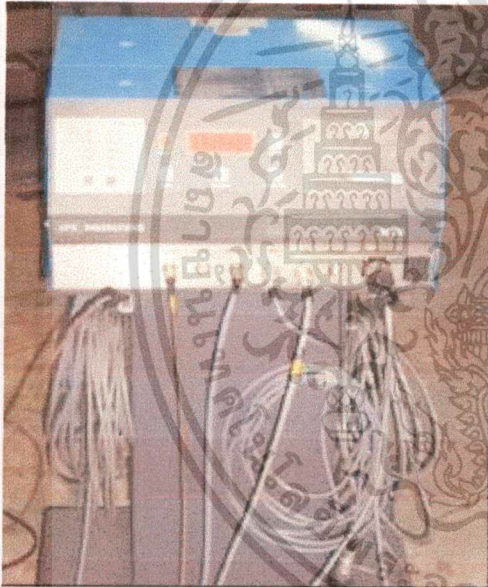
การทดลองเป็นการทดสอบรถยนต์ ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมระหว่างแก๊สกับน้ำมันดีเซล สำหรับเชื้อเพลิงผสม LPGกับดีเซล ใช้เครื่องยนต์ดีเซล Isuzu 4JA1-L ความจุ 2499 ซีซี 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาดกระบอกสูบ 93 x 92 mm และสำหรับเชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล ใช้เครื่องยนต์ดีเซล Toyota 5L ความจุ 2986 ซีซี 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาดกระบอกสูบ 95.5 x 96.0 mm ถึงแก๊ส (Gas Tank) ถูกติดตั้งไว้ที่ส่วนท้ายของรถยนต์ ดังรูปที่ 3 และแก๊สถูกส่งไปตามท่อส่งเชื้อเพลิงผ่านอุปกรณ์ลดความดัน (Pressure Regulator) ดังรูปที่ 4 ก่อนที่จะถูก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

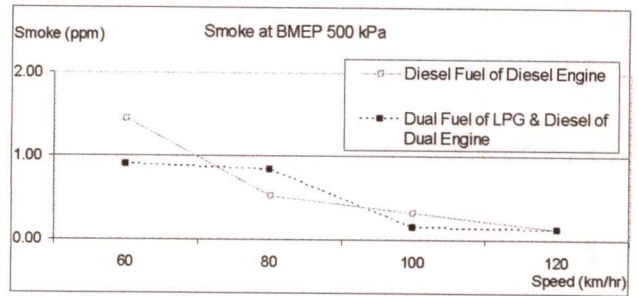
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



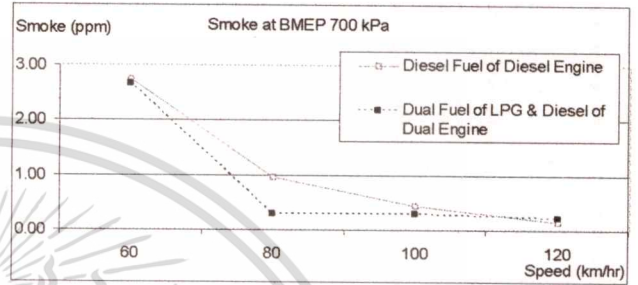
รูปที่ 6 เครื่องควบคุมและแสดงผลกำลังของเครื่องยนต์



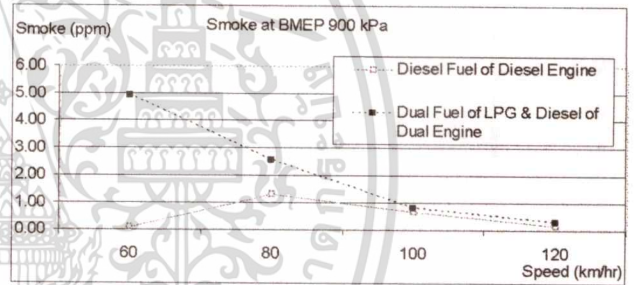
รูปที่ 7 เครื่องวัดปริมาณควันดำจากไอเสีย



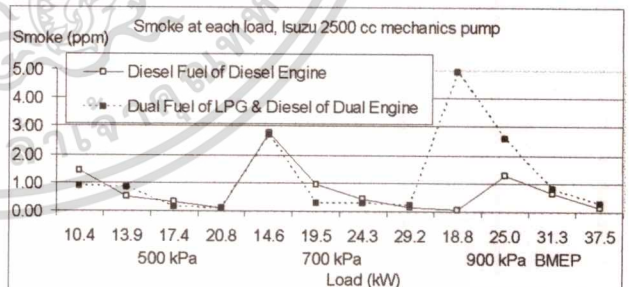
รูปที่ 8 ปริมาณควันดำที่ 500 kPa BMEP LPG กับ ดีเซล



รูปที่ 9 ปริมาณควันดำที่ 700 kPa BMEP LPG กับ ดีเซล



รูปที่ 10 ปริมาณควันดำที่ 900 kPa BMEP LPG กับ ดีเซล



รูปที่ 11 ปริมาณควันดำที่ต่างสภาวะโหลด LPG กับ ดีเซล

ผลการทดลอง

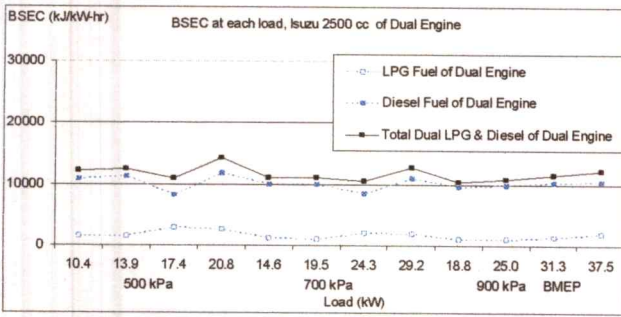
1. เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม LPG กับ ดีเซล

เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบไม่มีการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซล ผลการทดสอบวัดปริมาณไอเสียของเชื้อเพลิงผสม LPG กับ น้ำมันดีเซล ที่ภาระโหลด 500 700 และ 900 kPa BMEP ได้แสดงไว้ในรูปที่ 8 9 10 และ 11 จากการทดสอบพบว่าปริมาณควันดำจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสม LPG กับ ดีเซล ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลอย่างเดียวที่ภาระโหลดปานกลาง แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระโหลดสูงจะมีค่าสูงมาก เนื่องจากไม่มีการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลง และปริมาณอากาศที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ลดลง เพราะถูกแทนที่ด้วยแก๊ส ทำให้อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศสูงเกินไป

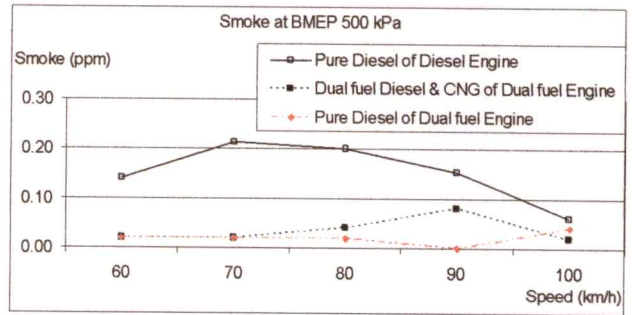
สำหรับการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ทดสอบที่ความเร็วรถ 60 80 90 และ 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ภาระโหลด 500, 700 และ 900 kPa BMEP พบว่าอัตราส่วนการผสมระหว่าง LPG กับ ดีเซลในเชิงพลังงานมีค่าประมาณ 14 ต่อ 86 สามารถประหยัดพลังงานได้ประมาณร้อยละ 38 ลดค่าใช้จ่ายได้ประมาณร้อยละ 35 และประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียว ดังรูปที่ 12 13 และ 14 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

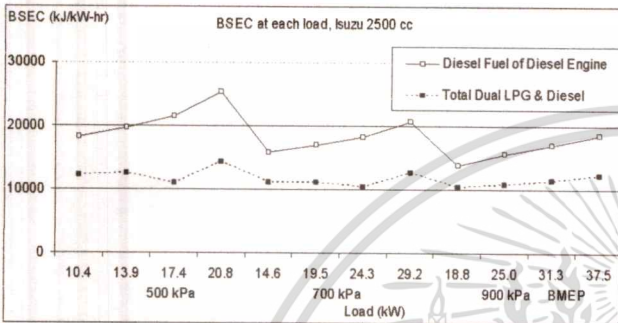
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



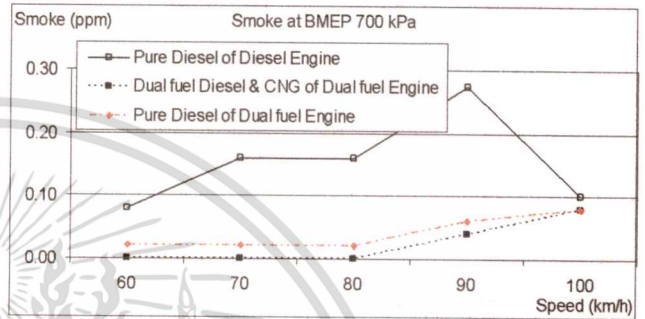
รูปที่ 12 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง LPGกับดีเซล



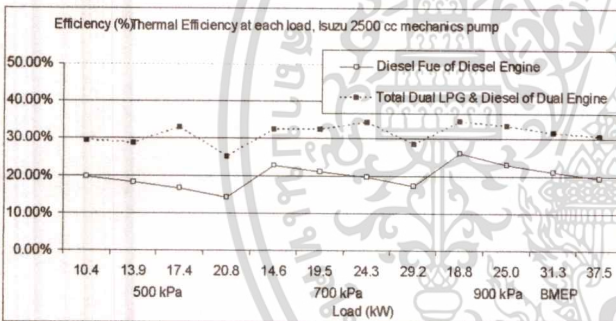
รูปที่ 15 ปริมาณควันดำที่ 500 kPa BMEP CNGกับดีเซล



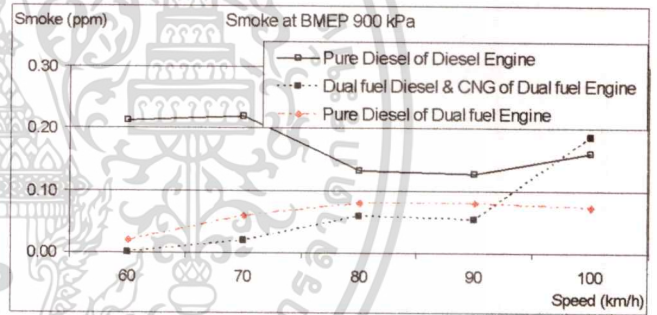
รูปที่ 13 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง LPGกับดีเซล



รูปที่ 16 ปริมาณควันดำที่ 700 kPa BMEP CNGกับดีเซล



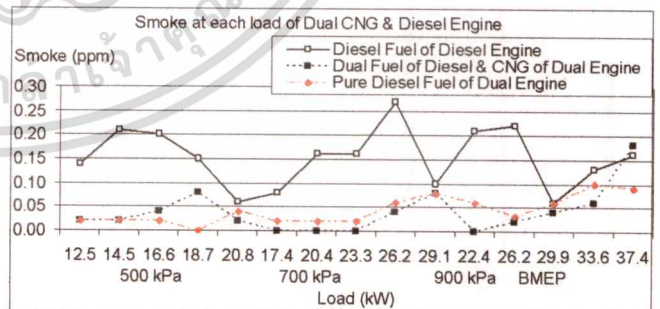
รูปที่ 14 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน LPGกับดีเซล



รูปที่ 17 ปริมาณควันดำที่ 900 kPa BMEP CNGกับดีเซล

2. เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล

เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ มีการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลง ผลการทดสอบวัดปริมาณไอเสียของเชื้อเพลิงผสม CNG กับดีเซล ที่ภาระโหลด 500 700 และ 900 kPa BMEP แสดงในรูปที่ 15 16 17 และ 18 ปริมาณควันดำจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียวที่ภาระโหลดปานกลาง เพราะมีการปรับลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลง ทำให้ปริมาณดีเซลที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลง และเนื่องจากเชื้อเพลิง CNG มีอัตราการเผาไหม้ที่รวดเร็วและรุนแรงกว่า จึงทำให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากกว่า แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระโหลดสูง ค่าควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณดีเซลที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้มากขึ้น ทำให้มีอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศที่สูงขึ้นตามไปด้วย โดยมีสาเหตุมาจากปริมาณอากาศที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ลดลงเนื่องจากถูกแทนที่ด้วยแก๊ส ทำให้อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศสูงเกินไป ซึ่งเป็นข้อเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแบบนี้

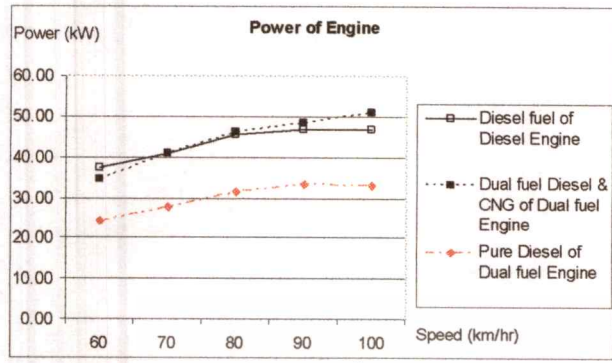


รูปที่ 18 ปริมาณควันดำที่ต่างสภาวะโหลด CNGกับดีเซล

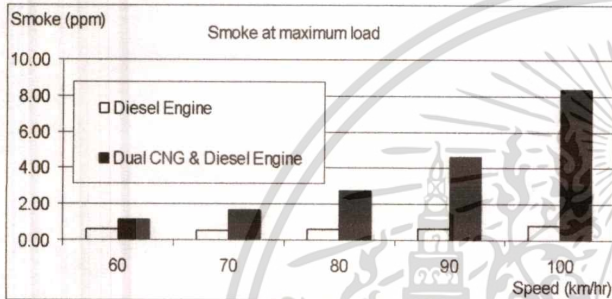
ผลการทดสอบวัดกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรถยนต์ 60 70 80 90 และ 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง แสดงไว้ในรูปที่ 19 จากผลการทดสอบพบว่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์น้ำมันดีเซลอย่างเดียวที่ความเร็วรถต่ำ แต่ที่ความเร็วรถสูงจะมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์น้ำมันดีเซลอย่างเดียวประมาณร้อยละ 8.5 เนื่องจากปริมาณดีเซลที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้สูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระโหลดสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าควันดำสูงกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวกัน เพราะปริมาณดีเซลที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้มากเกินไป ดังแสดงในรูปที่ 20

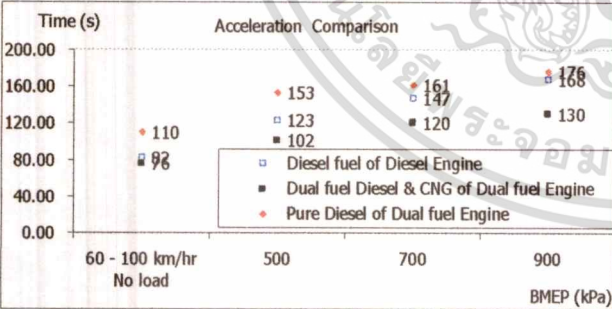


รูปที่ 19 กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล



รูปที่ 20 ปริมาณควันดำที่กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์

ผลการทดสอบวัดอัตราเร่งของเครื่องยนต์จากความเร็วยนต์ 60 ถึง 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง แสดงไว้ในรูปที่ 21 เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGและน้ำมันดีเซล มีอัตราเร่งที่ดีกว่า น่าจะเนื่องมาจากCNG มีอัตราการเผาไหม้ที่รวดเร็วและรุนแรงกว่า



รูปที่ 21 ผลการทดสอบวัดอัตราเร่งของรถยนต์ CNGกับดีเซล

สรุปผลการวิจัย

จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับน้ำมันดีเซล เทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียวสรุปได้ดังนี้

1. เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม LPGกับดีเซล

1.1 ปริมาณควันดำจากไอเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม ที่ภาวะโหลดปานกลาง มีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียว แต่อย่างไรก็ตามที่ภาวะโหลดสูงจะมีค่าสูงมาก เนื่องจากไม่มีการปรับ

ลดปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลลง และปริมาณอากาศที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ลดลง เพราะถูกแทนที่ด้วยแก๊ส ทำให้อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศสูงเกินไป

1.2 อัตราส่วนผสม LPG กับดีเซล โดยพลังงานมีค่าประมาณ 14 ต่อ 86 ประหยัดพลังงานได้ร้อยละ 38 สามารถลดค่าใช้จ่ายได้ร้อยละ 35 และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียว

2. เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม CNGกับดีเซล

2.1 กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสม สูงกว่าเครื่องยนต์น้ำมันดีเซลอย่างเดียวประมาณร้อยละ 8.5 เนื่องจากปริมาณดีเซลที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้มากขึ้น แต่อย่างไรก็ตามที่ภาวะโหลดสูงสุด ค่าควันดำจากไอเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงมาก

2.2 ที่ภาวะโหลดสูง ปริมาณควันดำของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าสูงชันมากกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงดีเซลอย่างเดียวกัน เนื่องจากอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศที่สูงขึ้น เพราะอากาศที่ถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ลดลงเนื่องจากถูกแทนที่ด้วยแก๊ส ซึ่งเป็นข้อเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแบบนี้

2.3 อัตราการเร่งของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมมีค่าอัตราการเร่งที่ดีกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอย่างเดียว เพราะว่าการเผาไหม้ของแก๊สมีความรวดเร็วและรุนแรงมากกว่า

จากผลการวิจัยแสดงให้เห็นว่า เครื่องยนต์เชื้อเพลิงผสมแก๊สกับดีเซลแบบ Dual Fuel มีข้อดีคือสามารถประหยัดค่าเชื้อเพลิงลงได้ แต่มีข้อเสียคือ มีคามลพิษควันดำสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลอย่างเดียว

เอกสารอ้างอิง

- [1] Ikegami, M., Shioji, M., and Ishiyama, T., 2000. Approaches to High Thermal-Efficiency in High Compression-Ratio Gas Engine. 7th International Conference and Exhibition on Gas Vehicles NGV2000, Yokohama, Japan, October 17-19.
- [2] George, Z., and Harry C., Alternative Ignition systems for CNG in Diesel Applications. 12th International Pacific Conference on Automotive Engineering.
- [3] Kusaka, J., Daisho, Y., Shimonagata, T., Kihara, R., and Saito, T., 2000. Combustion and Exhaust Emissions Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Gas. 7th International Conference and Exhibition on Gas Vehicles NGV2000, Yokohama, Japan, October 17-19.
- [4] Ishida, A., Nishimura, A., Uranishi, M., Kihara, R., Nakamura, A., and Newman. Paul., 2001. The development of the ECOS-DDF Gas engine for medium-duty trucks: exhaust emission reduction against base diesel engine. JSAE review 22.
- [5] Patric. O., Brad. D., Phillip. G., and Buerebista. U., 1998. NOx reduction in a Directly Injected Gas Engine. Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, ICE Vol. 31-3, Clymer, New York, USA, September.

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

นายปรีชา การินทร์ เกิดเมื่อวันที่ 9 ตุลาคม พ.ศ.2517

พ.ศ.2535 มัธยมศึกษาตอนปลาย โรงเรียนเลยพิทยาคม จังหวัดเลย

พ.ศ.2539 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

พ.ศ.2540 Vehicle Design Engineer of Isuzu Technical Center of Asia Co.,Ltd, Thailand

พ.ศ.2541-2543 Vehicle Design Engineer of Isuzu Motors Limited, Japan

พ.ศ.2544-2549 Vehicle Design Engineer of Isuzu Technical Center of Asia Co.,Ltd, Thailand

พ.ศ.2549 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้