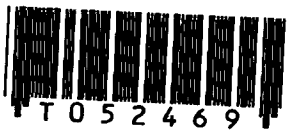
สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบหัวฉีด

A DEVELOPMENT OF NATURAL GAS INJECTION ENGINE



สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล
SOMSAK PETHKOOL

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2547

ISBN 974-15-1103-5

ศส.
ส2827ก
2547
เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 52469
วัน,เดือน,ปี 14 ก.ย. 2547
1124107 87
b.....
i.....
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A DEVELOPMENT OF NATURAL GAS INJECTION ENGINE

SOMSAK PETHKOOL

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
2004

ISBN 974-15-1103-5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

COPYRIGHT 2004
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบหัวฉีด
นักศึกษา	นาย สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล
รหัสประจำตัว	43062019
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2547
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการนำเอาเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้เพื่อทดแทนเชื้อเพลิงเบนซินกับเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดประจำสูบที่มีการจุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดยศึกษาถึงผลกระทบทางด้านสมรรถนะและผลทางด้านมลพิษที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ และแนวทางในการปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเป็นระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติโดยทดสอบเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน แล้วนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกัน ซึ่งกำหนดเงื่อนไขในการทดสอบที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเดียวกัน ในการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่มีการปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงมีปริมาณมลพิษของคาร์บอนไดออกไซด์(CO_2) ไฮโดรคาร์บอน(HC) และคาร์บอนมอนอกไซด์(CO)ต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ทุกสภาวะการทำงานและทุกความเร็วรอบ แต่สำหรับผลทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ทุกความเร็วรอบและทุกสภาวะการทำงาน จากนั้นได้นำหัวฉีดของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมาทำการทดสอบเพื่อดูรูปแบบของการกระจายตัวของเชื้อเพลิงเมื่อถูกฉีดออกมาที่ความดัน 2.5 bar พบว่าเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีการกระจายตัวของเชื้อเพลิงดีกว่าเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน ซึ่งส่งผลให้เชื้อเพลิงผสมกับอากาศได้ดีกว่าเมื่อนำไปเผาไหม้ในกระบอกสูบ ในการนำแก๊สธรรมชาติมาใช้จำเป็นต้องมีการเพิ่มระยะเวลาในการฉีดให้นานขึ้นเพื่อให้มีเชื้อเพลิงเพียงพอกับความต้องการของเครื่องยนต์ ในสภาวะนั้น ๆ จากการศึกษาพบว่าการนำแก๊สธรรมชาติมาใช้กับระบบหัวฉีดสามารถใช้งานได้ดี แต่ต้องมีการปรับแต่งเครื่องยนต์ให้เหมาะสมซึ่งจะทำให้ปริมาณของมลพิษต่ำ และประหยัดเชื้อเพลิงมากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis	A development of Natural Gas Injection Engine
Student	Mr. Somsak Pethkool
Student ID	43062019
Degree	Master of Engineering
Programme	Mechanical Engineering
Year	2004
Thesis Advisor	Asst.Prof.Dr. Chinda Charoenphonphanich

ABSTRACT

The compressed natural gas (CNG) was used as alternative fuel for a spark ignition engine with multi-point port injection system. This research examined the performance and emissions aspects of the gasoline fuel and the natural gas fuel engine modification. The natural gas fuel supply system is injection. They are testing as same condition, from the comparative results, the quantity of carbon dioxide, hydrocarbon and carbon monoxide emissions from a well-tuned fuel injection timing engine operated with natural gas fuel are lower than gasoline fuel at every operating condition and engine speed. Thereupon, the efficiency of natural gas fuel is lower than gasoline engine. Moreover, from the fuel spray characteristic was dissipation pattern test at 2.5 bar pressure, the dissipation of natural gas fuel is better than gasoline fuel which the better air-fuel mixing. In addition, to supply sufficient fuel, the injection timing of the natural gas has to be increased. In conclusion, the natural gas fuel can be used in the injection system but it needs engine modification to decrease emission and to be more economical.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี ด้วยคำแนะนำและการให้คำปรึกษาจาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์ ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งมาก และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่สนับสนุนให้ทุนในการศึกษาวิจัยและการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย จำกัด (มหาชน) ที่เอื้อเฟื้อให้ใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติโดยไม่คิดค่าใช้จ่าย พร้อมกับขอขอบพระคุณฝ่ายฝึกอบรม บริษัท โตโยต้ามอเตอร์แห่งประเทศไทยจำกัด ที่ให้คำปรึกษาเกี่ยวกับเครื่องยนต์ และขอขอบพระคุณคณาจารย์ทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ต่างๆ มากมาย ที่ทำให้วิทยานิพนธ์เสร็จสมบูรณ์

ขอขอบคุณ เพื่อนๆ ปริญญาโท และน้องๆ ปริญญาตรีที่ช่วยเหลือด้านการทดลองและเป็นกำลังใจในการทำวิทยานิพนธ์

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณ บิดา และ มารดา เป็นอย่างยิ่ง ที่เฝ้าเลี้ยงดู อบรมสั่งสอน และเป็นกำลังใจในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ตั้งแต่เริ่มต้นจนสำเร็จ ถ้าปราศจากบุคคลเหล่านี้ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่สามารถสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ขออำนาจคุณพระศรีรัตนตรัยอำนวยอวยพรความสุขสวัสดีจงมีแด่ทุกท่าน

สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....I

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....II

กิตติกรรมประกาศ.....III

สารบัญ.....IV

สารบัญตาราง.....VII

สารบัญรูป.....VIII

บทที่ 1 บทนำ.....1

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....1

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....2

1.3 แนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย.....3

1.4 ขอบเขตของการวิจัย.....3

1.5 ขั้นตอนในการศึกษา.....3

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....4

บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....5

2.1 งานวิจัยการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในต่างประเทศ.....5

2.2 งานวิจัยการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในประเทศไทย.....9

บทที่ 3 เชื้อเพลิงแก๊สและแก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์.....10

3.1 ประเภทของแก๊ส.....10

3.2 แก๊สธรรมชาติ.....10

3.3 แก๊สธรรมชาติอัด.....11

3.4 คุณสมบัติของแก๊สธรรมชาติอัด.....12

3.5 ข้อดีและข้อเสียในการใช้แก๊สธรรมชาติอัด.....13

3.6 ข้อควรระวังในการใช้แก๊สธรรมชาติ.....14

3.7 แนวโน้มการใช้แก๊สธรรมชาติอัดในประเทศไทย.....15

3.8 แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์.....16

3.9 รูปแบบของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊ส NGV.....18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.10 การใช้แก๊ส NGV ในโลก.....19

3.11 ยานยนต์แก๊สธรรมชาติในประเทศไทย.....19

3.12 เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติกับผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม.....21

3.13 สถานีเติมแก๊ส NGV.....23

3.14 ระบบโครงสร้างพื้นฐานของยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ.....23

3.15 ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติ.....24

3.16 ราคาแก๊ส NGV.....25

3.17 การพัฒนายานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ.....26

3.18 ถังบรรจุแก๊ส CNG.....27

3.19 มาตรฐานของถังบรรจุแก๊สธรรมชาติอัด.....29

3.20 การทดสอบคุณสมบัติของถังบรรจุแก๊สธรรมชาติอัด.....29

บทที่ 4 เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบหัวฉีดประจำสูบ.....31

4.1 หลักการเบื้องต้นของระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบ D-Jetronic.....31

4.2 ระบบจ่ายเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ.....34

4.3 ระบบประจุอากาศ.....37

4.4 ระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์.....38

4.5 ระบบจุดระเบิด.....46

บทที่ 5 อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง.....48

5.1 เครื่องยนต์ทดสอบ.....48

5.2 อุปกรณ์วัดกำลังและแรงบิด.....50

5.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเบนซิน.....51

5.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ.....51

5.5 อุปกรณ์วัดปริมาณมลพิษในแก๊สไอเสีย.....52

5.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิไอเสีย.....53

5.7 อุปกรณ์ถ่ายภาพการสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติและเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน.....53

5.8 รูปแบบการทดลอง.....55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.9 วิธีการทดลอง.....57

บทที่ 6 ผลการทดลองและการวิเคราะห์.....59

6.1 การทดสอบแบบกำหนดภาระโหลดคงที่.....59

6.2 การทดสอบแบบเปิดลิ้นเร่งคงที่.....76

บทที่ 7 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....87

7.1 สรุปผลการวิจัย.....87

7.2 ข้อเสนอแนะ.....88

เอกสารอ้างอิง.....89

ภาคผนวก ก.....92

ภาคผนวก ข.....108

ภาคผนวก ค 113

ภาคผนวก ง.....117

ประวัติผู้เขียน.....122

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

3.1 เปรียบเทียบคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่นำมาใช้ในรถยนต์.....13

3.2 เปรียบเทียบข้อดีระหว่างแก๊ส CNG และ แก๊ส LPG.....17

3.3 เปรียบเทียบคุณสมบัติด้านความปลอดภัยของเชื้อเพลิงแต่ละประเภท.....18

3.4 เปรียบเทียบมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์.....22

3.5 อัตราการสิ้นเปลืองและค่าใช้จ่ายของเชื้อเพลิงแต่ละประเภท.....25

3.6 เปรียบเทียบต้นทุนการผลิตกับน้ำหนักของถังบรรจุแก๊สธรรมชาติสำหรับรถ NGV.....28

3.7 ขนาดของถังบรรจุแก๊สที่ระดับแรงดัน 3,000 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว (207 บาร์).....28

5.1 รายละเอียดของเครื่องยนต์.....49

5.2 สภาวะการทดลองที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.....55

5.3 สภาวะการทดลองที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.....55

5.4 สภาวะการทดลองที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.....56

5.5 สภาวะการทดลองที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 % (50% WOT).....56

5.6 สภาวะการทดลองที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 % (75% WOT).....57

5.7 สภาวะการทดลองที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 % (100% WOT).....57

ค-1 คำสั่งควบคุมการจุดและถ่ายภาพ.....115

ค-2 คำสั่งลบสัญญาณที่พอร์ท.....116

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

4.1 หลักการของระบบฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์แบบ D-Jetronic ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ....31

4.2 การควบคุมระยะเวลาการฉีดพื้นฐานของระบบการฉีดแบบ D-Jetronic ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ....32

4.3 การเพิ่มระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบ D-Jetronic....33

4.4 ส่วนประกอบของระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ....34

4.5 ถังบรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติอัด....34

4.6 อุปกรณ์ลดความดันของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติอัด....35

4.7 ท่อจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ....35

4.8 ตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ท่อไอดี....36

4.9 หัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติและส่วนประกอบภายในของหัวฉีด....36

4.10 ระบบประจุอากาศของเครื่องยนต์หัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ....37

4.11 ตัวเรือนลิ้นเร่งของเครื่องยนต์....37

4.12 ท่อร่วมไอดีของเครื่องยนต์....38

4.13 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยงในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ....39

4.14 การออกแบบและติดตั้ง Photo sensor กับแผ่น Plate ของตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยง....39

4.15 ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำ....40

4.16 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำในเครื่องยนต์หัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ....40

4.17 ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ....41

4.18 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ....41

4.19 ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งและส่วนประกอบของตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งแบบเชิงเส้น....42

4.20 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ....43

4.21 ตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนและส่วนประกอบของตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนในท่อไอเสีย....43

4.22 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนในไอเสียของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ....44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

4.23 ตัวตรวจจับสุญญากาศและส่วนประกอบของตัวตรวจจับสุญญากาศ.....44

4.24 กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์แบบปรับระยะเวลาการฉีดได้.....45

4.25 การรับส่งสัญญาณทางไฟฟ้าของกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์แบบปรับระยะเวลาการฉีดได้.....45

4.26 จอแสดงผลค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ในตัว hand controller 46

4.27 ส่วนประกอบต่างๆ ภายในตัวจานจ่ายของเครื่องยนต์ทดสอบ.....46

5.1 เครื่องยนต์ทดสอบ.....48

5.2 การติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบบนโครงสร้างของรถบรรทุก.....50

5.3 จอแสดงผลของเครื่องวัดกำลังและแรงบิด.....50

5.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเบนซิน.....51

5.5 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ.....51

5.6 อุปกรณ์วัดปริมาณแก๊สพิษในไอเสีย.....52

5.7 ตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple ที่บริเวณท่อร่วมไอเสีย.....53

5.8 ชุดอุปกรณ์ถ่ายภาพ Schlieren.....54

5.9 ไดอะแกรมแสดงหลักการทำงานของอุปกรณ์ถ่ายภาพ Schlieren 54

6.1 แลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....60

6.2 อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ 61

6.3 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa 61

6.4 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa 62

6.5 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa 62

6.6 เปรียบเทียบค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....63

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

6.7 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.....64
6.8 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.....64
6.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.....65
6.10 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....66
6.11 ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.....66
6.12 ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.....67
6.13 ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.....67
6.14 เปรียบเทียบค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....68
6.15 ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.....69
6.16 ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.....69
6.17 ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.....70
6.18 เปรียบเทียบปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....70
6.19 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.....71
6.20 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.....72

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

6.21 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.....72

6.22 เปรียบเทียบปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....73

6.23 ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.....74

6.24 ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.....74

6.25 ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.....75

6.26 เปรียบเทียบปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....75

6.27 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 %.....76

6.28 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 %.....77

6.29 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 %.....77

6.30 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 %.....78

6.31 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 %.....78

6.32 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 %.....79

6.33 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 %.....80

6.34 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 %.....80

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

6.35 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 %.....81

6.36 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1.....82

6.37 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1.....82

6.38 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1.....83

6.39 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1.....83

6.40 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1.....84

6.41 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1.....84

6.42 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1.....85

6.43 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1.....85

6.44 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1.....86

ข-1 กราฟปรับแก้ค่าอัตราการไหลภายใต้ค่าความดันของแก๊ส.....111

ข-2 กราฟปรับแก้ค่าอัตราการไหลภายใต้ค่าความถ่วงจำเพาะของแก๊ส.....112

ค-1 วงจรควบคุมกล้องถ่ายรูป.....114

ค-2 วงจรควบคุมหัวฉีด.....114

ง-1 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar, 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 2 ms 118

ง-2 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar, 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 3 ms 118

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

ง-3 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar, 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 5 ms 119

ง-4 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar, 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 8 ms 119

ง-5 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันในการฉีด 0.5 bar, 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 12 ms 119

ง-6 สเปรย์ของน้ำมันเบนซินที่ความดันในการฉีด 2.5 bar ที่ระยะเวลาหลังการฉีดต่างๆ. 120

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

จากการเพิ่มขึ้นของประชากรโลกและความก้าวหน้าทางด้านอุตสาหกรรม ที่เกิดขึ้นในแต่ละประเทศ เป็นผลทำให้มนุษย์ มีความจำเป็นที่จะต้องใช้ยานยนต์กันมากขึ้น เพื่อการคมนาคม, เพื่อการขนส่ง, เพื่องานทางด้านเกษตรกรรมและอื่นๆ อีกมากมายล้วนแล้วต้องพึ่งพาเครื่องยนต์แทบทั้งสิ้น การนำเครื่องยนต์มาใช้จำเป็นต้องอาศัยพลังงานจากเชื้อเพลิงมาช่วยให้พลังงานแก่เครื่องยนต์เพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานได้ตามที่เราต้องการ โดยพลังงานเชื้อเพลิงส่วนใหญ่ที่นำมาใช้คือ น้ำมันเบนซิน และน้ำมันดีเซล จากการสำรวจแหล่งน้ำมันดิบพบว่ามีปริมาณน้อยลงเมื่อเทียบกับในอดีตที่ผ่านมา เป็นเพราะความต้องการใช้เชื้อเพลิงเพิ่มมากขึ้นตามจำนวนของประชากรที่เพิ่มขึ้น ในอนาคตคาดว่าคงจะหมดไปในไม่ช้า ขณะนี้ราคาของเชื้อเพลิงน้ำมันเบนซินและดีเซลเริ่มมีราคาสูงขึ้นเรื่อยๆ ซึ่งเป็นสัญญาณที่แสดงให้เห็นถึงสภาวะการขาดแคลนเชื้อเพลิง

การนำรถยนต์มาใช้กันมากขึ้นจะเป็นการเพิ่มปริมาณมลพิษให้แก่โลก โดยมลพิษส่วนใหญ่ที่ออกมากับไอเสียของเครื่องยนต์ที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในเครื่องยนต์ ปัจจุบันทั่วโลกได้ให้ความสำคัญกับปัญหาด้านมลพิษกันมากขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในประเทศที่พัฒนาแล้วและในประเทศที่กำลังพัฒนา แม้กระทั่งในประเทศไทยเองก็ตาม จากผลกระทบดังกล่าว มีหน่วยงานต่างๆ หลายหน่วยงานได้หาวิธีการเพื่อป้องกันมลพิษที่ออกมากับไอเสียให้น้อยลง เช่น การปรับปรุงวิธีการจ่ายเชื้อเพลิง, การปรับปรุงคุณภาพของเชื้อเพลิง, การจัดการด้านไอเสียและการปรับปรุงห้องเผาไหม้เป็นต้น วิธีการหนึ่งที่สามารถแก้ปัญหาต่างๆ ดังกล่าวได้คือการนำพลังงานเชื้อเพลิงทดแทนมาใช้ จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าแก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติที่เหมาะสมในการนำเอามาใช้กับเครื่องยนต์มาก

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันพบว่าในประเทศไทยมีการใช้รถยนต์กันมากขึ้น ต่อไปในอนาคตคาดว่าปริมาณรถยนต์จะมีมากขึ้นตามลำดับ ขณะนี้เราใช้น้ำมันเบนซิน และน้ำมันดีเซลกันมากที่สุด และต้องเสียเงินซื้อน้ำมันเชื้อเพลิงเหล่านี้จากต่างประเทศในปีหนึ่งๆ นับแสนล้านบาท ทำให้เราเสียดุลการค้ากับต่างประเทศมาก และจากการสำรวจพบว่าแหล่งน้ำมันดิบของโลกเริ่มลดลงเกือบทุกปี ซึ่งแสดงให้เห็นถึงภาวะการขาดแคลนเชื้อเพลิง ถึงเวลาแล้วที่ต้องสรรหาเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ มาทดแทน และอีกปัญหาหนึ่งที่สำคัญมาก คือ ปัญหาทางด้านมลพิษถือว่ายิ่งทวีความรุนแรงมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขึ้นเรื่อยๆ ซึ่งบางบริเวณในเขตกรุงเทพมหานครจำเป็นต้องมีการควบคุมปริมาณมลพิษไม่ให้เกินค่าที่กำหนดโดยจำกัดให้รถวิ่งเป็นเวลา มลพิษส่วนใหญ่จะถูกปล่อยออกมากับไอเสียของเครื่องยนต์ ทั้งๆ ที่ได้ปรับปรุงคุณภาพของเชื้อเพลิงให้ดีขึ้นแล้ว แต่ก็ยังมีปริมาณมาก สำหรับในเขตจังหวัดที่มีประชากรอาศัยอยู่กันอย่างหนาแน่นและในบริเวณที่มีการจราจรคับคั่งเช่น หาดใหญ่ เชียงใหม่ ภูเก็ต โคราช และจังหวัดที่อยู่ในเขตปริมณฑล จากการสำรวจพบว่าบริเวณดังกล่าวมีปริมาณมลพิษสูงมาก ภาครัฐบาลก็พยายามหาทางแก้ปัญหากันอย่างต่อเนื่อง แต่ยังไม่ได้ผลเท่าที่ควร เพราะเป็นการแก้ปัญหาที่ปลายเหตุ หากสังเกตพบว่าสุขภาพของกลุ่มคนในเมืองเริ่มเสื่อมโทรม มีการเจ็บป่วยด้วยโรคเกี่ยวกับระบบทางเดินหายใจ ทำให้ภาครัฐต้องเสียค่าใช้จ่ายในการรักษามากขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากมลภาวะอากาศเป็นพิษ จากปัญหาต่างๆ ที่ได้กล่าวมาในเบื้องต้น เช่น การเสียดุลทางการค้า พลังงานทดแทน ปัญหาทางด้านมลพิษและอื่นๆ อีกมากมาย ที่เกิดขึ้นในประเทศไทย ถึงเวลาแล้วที่ต้องมาทำการศึกษาอย่างจริงจังเพื่อการแก้ปัญหาในระยะยาว

สำหรับในประเด็นที่กล่าวมาพบว่า มีเชื้อเพลิงอีกตัวหนึ่งที่เหมาะสมและมีความเป็นไปได้สูงที่จะนำมาใช้กับเครื่องยนต์คือ เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ โดยนำมาใช้ทดแทนน้ำมันเบนซินและน้ำมันดีเซล เพราะว่าแก๊สธรรมชาติมีคุณสมบัติที่เหมาะสมด้านปริมาณมลพิษที่ปล่อยออกมาต่ำ ด้านราคาที่ถูกกว่าน้ำมันเบนซินและด้านการเสียดุลทางการค้ากับต่างประเทศเป็นต้น เนื่องจากประเทศไทยสามารถผลิตแก๊สธรรมชาติขึ้นมาใช้ได้เองโดยไม่ต้องสั่งซื้อเข้ามา และมีปริมาณสำรองใช้ได้นานอีกหลายปี โดยช่วงแรกต้องมีการศึกษาและวิจัยให้เห็นเป็นรูปธรรมก่อน เพื่อจะได้นำข้อมูลจากการวิจัยมาปรับปรุงเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติให้เกิดประสิทธิภาพและคุ้มค่าที่สุด ก่อนนำมาใช้ในเชิงพาณิชย์ และเพื่อให้สอดคล้องกับนโยบายของทางภาครัฐที่สนับสนุนให้ใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในรถยนต์กันมากขึ้น ซึ่งเป็นไปในทิศทางเดียวกันกับแนวคิดของการทำวิจัย

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

ในการทำวิจัยครั้งนี้ได้กำหนดวัตถุประสงค์ไว้เพื่อใช้เป็นบรรทัดฐานในการทำการทดลองดังนี้คือ

1. ติดตั้งระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ 4 สูบ
2. ปรับแต่งเครื่องยนต์แก๊สโซลีนให้สามารถใช้กับแก๊สธรรมชาติในประเทศไทยได้
3. ปรับแต่งเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น
4. ศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้แก๊สธรรมชาติอัดในประเทศไทย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 แนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย

การนำเครื่องยนต์แก๊สโซลีนมาดัดแปลง เพื่อให้สามารถรองรับกับการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในเครื่องยนต์ได้ แก๊สธรรมชาติที่ใช้เป็นประเภท CNG (Compressed Natural gas) การทำวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์แก๊ส CNG ในประเทศไทยส่วนใหญ่ จะใช้ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแบบ Gas mixer หรือคาร์บูเรเตอร์แก๊สเป็นตัวผสมเชื้อเพลิงกับอากาศก่อนที่จะนำเข้าไปยังห้องเผาไหม้ สำหรับการทำวิจัยครั้งนี้ เป็นการนำเอาระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้กับเครื่องยนต์ โดยทำการติดตั้งหัวฉีดที่ท่อไอดีของแต่ละสูบ พร้อมกับใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ที่สามารถปรับระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงได้ เพื่อกำหนดช่วงการฉีดให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งการใช้ระบบหัวฉีดอิเล็กทรอนิกส์จะทำให้สามารถจ่ายเชื้อเพลิงเข้าไปยังห้องเผาไหม้ได้แม่นยำมากกว่าระบบ Gas mixer และยังช่วยลดการเกิดไฟย้อนกลับเพื่อป้องกันความเสียต่ออุปกรณ์ภายในท่อร่วมไอดีได้ด้วย เนื่องจากระบบการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยหัวฉีดถูกควบคุมด้วยอุปกรณ์ทางอิเล็กทรอนิคส์จึงทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้แน่นอนและแม่นยำมากขึ้น ทำให้มีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น และส่งผลปริมาณมลพิษต่างๆ ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์มีค่าลดลง และยังส่งผลทำให้กำลังของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติสูงขึ้นและประหยัดเชื้อเพลิงมากขึ้นด้วย

สำหรับในต่างประเทศมีการผลิตเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติเพื่อใช้ในเชิงพาณิชย์แล้ว แต่ในประเทศไทยยังไม่ได้เริ่มใช้อย่างจริงจัง เนื่องจากการศึกษาและวิจัยการใช้แก๊สธรรมชาติในรถยนต์มีน้อย ทำให้มีข้อมูลทางด้านเทคนิคและทางด้านวิชาการมีไม่เพียงพอที่จะรองรับกับการใช้แก๊สธรรมชาติได้ ดังนั้นจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องศึกษาและวิจัยเพิ่มมากขึ้น เพื่อนำข้อมูลต่างๆ ที่ได้จากการวิจัยไปพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

การทำวิจัยในครั้งนี้ได้กำหนดขอบเขตของงานไว้เพื่อให้งานวิจัยมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น คือ

1. เครื่องยนต์สามารถทำงานได้เมื่อนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน
2. ปรับแต่งเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

1.5 ขั้นตอนในการศึกษา

1. ศึกษาข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติและระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ติดตั้งระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเข้ากับเครื่องยนต์พร้อมทั้งปรับแต่งเครื่องยนต์ให้พร้อม เพื่อทำการทดสอบ และศึกษาลักษณะการสเปรย์ของหัวฉีดแก๊สธรรมชาติควบคู่กันไป

3. นำเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติไปทดสอบสมรรถนะและวัดปริมาณมลพิษที่ปล่อยออกมากับไอเสียของเครื่องยนต์ หลังจากนั้นนำข้อมูลต่างๆ ที่ได้จากการทดสอบมาเปรียบเทียบกัน ระหว่างเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

4. ทำการปรับแต่งเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติให้มีอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ พร้อมทั้งทดสอบสมรรถนะเพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปเปรียบเทียบกันระหว่างก่อนและหลังเพิ่มอัตราส่วนการอัด

5. วิเคราะห์ผลการทดลองต่างๆ ที่ได้จากการทดสอบเพื่อสรุปผลการทดลอง

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ประโยชน์จากการนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาดัดแปลงใช้กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนมีดังนี้คือ

1. ช่วยส่งเสริมให้ประชาชนนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้กับรถยนต์กันมากขึ้น ซึ่งทำให้ประเทศไทยสามารถลดการนำเข้าน้ำมันเบนซินได้มาก

2. สามารถลดปริมาณมลพิษที่ปล่อยออกมากับไอเสียของเครื่องยนต์ได้มากขึ้นและส่งผลทำให้สุขภาพของคนไทยโดยรวมดีขึ้น

3. ช่วยให้ผู้ใช้รถยนต์แก๊สธรรมชาติสามารถประหยัดค่าจ่ายในการซื้อเชื้อเพลิงมากขึ้น เพราะระบบหัวฉีดประหยัดกว่าระบบ Gas mixer

4. เครื่องยนต์มีอายุการใช้งานยาวนานขึ้น เนื่องจากเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติสามารถเผาไหม้ได้หมดจด ทำให้การสึกหรอของอุปกรณ์ภายในเครื่องยนต์ลดลง และยังช่วยลดค่าบำรุงรักษาเครื่องยนต์ได้ด้วย

5. ทำให้ผู้ใช้รถยนต์แก๊สธรรมชาติสามารถประหยัดเงินได้มากขึ้น เนื่องจากราคาของแก๊สธรรมชาติถูกกว่าราคาของน้ำมันเบนซิน

6. การใช้ระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติทำให้เครื่องยนต์สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้มากกว่าการใช้ Gas mixer และทำให้เกิดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงได้อย่างมีประสิทธิภาพและคุ้มค่ามากขึ้น

7. สิ่งแวดล้อมได้รับอันตรายจากการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติน้อยลง เมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
วรรณกรรมปริทรรศน์

การวิจัยและพัฒนาเพื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์ในรถยนต์เริ่มมีมานานแล้ว ตั้งแต่ ปี พ.ศ. 2403 โดยชาวฝรั่งเศสแต่ยังไม่เป็นที่นิยมกัน จนมาถึงช่วงสงครามโลกครั้งที่สอง ในช่วงนี้เกิดวิกฤตราคาของน้ำมันแพงมาก จึงส่งผลทำให้เกิดความนิยมใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติอย่างแพร่หลายกันมากขึ้นในต่างประเทศเช่น ญี่ปุ่น อิตาลีและอีกหลายประเทศได้นำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้กับรถยนต์กันมานานแล้ว สำหรับในประเทศไทยการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติยังมีข้อจำกัดอยู่ ซึ่งในขณะนี้ทั้งในประเทศและต่างประเทศมีการวิจัยกันอย่างต่อเนื่องในการนำแก๊สธรรมชาติประเภท CNG มาใช้ในเครื่องยนต์

2.1 งานวิจัยการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในต่างประเทศ

Takeshi Kato และคณะ [1] ได้ศึกษาการนำแก๊สธรรมชาติมาใช้กับเครื่องยนต์ นิสสัน ขนาด 1800 CC. เป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI) 4 สูบ 4 จังหวะ และได้ใช้ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแบบหัวฉีดประจำสูบ (MPI) กับเครื่องยนต์ทดสอบนี้ เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองกับเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สโซลีน ที่ใช้อัตราส่วนการอัด 9.5 : 1 ส่วนเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติใช้อัตราส่วนการอัด 12.8 : 1 พร้อมกับติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมการหมุนวนของอากาศด้วยเพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่อัตราส่วนผสมบาง (Lean burn) จากการทดสอบพบว่าผลทางด้านมลพิษของคาร์บอนไดออกไซด์สามารถลดลงได้มากกว่า 20 % และมลพิษของไฮโดรคาร์บอนกับไนโตรเจนไดอกไซด์ลดลงได้ต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน เนื่องจากอุณหภูมิในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติต่ำกว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน สำหรับไฮโดรคาร์บอนที่เกิดขึ้นสามารถลดลงได้มากกว่า 80 % เนื่องจากแก๊สธรรมชาติมีก๊าซมีเทนเป็นองค์ประกอบหลักซึ่งก๊าซนี้จะไม่เป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต จึงไม่นำไฮโดรคาร์บอนส่วนนี้มาคิด จึงทำให้ค่ามลพิษของไฮโดรคาร์บอนต่ำเป็นพิเศษ และการให้เครื่องยนต์เผาไหม้แบบส่วนผสมบาง จะทำให้สามารถประหยัดเชื้อเพลิงมากขึ้น 10 % ทำให้ขับขี่ได้ระยะทางไกลมากขึ้น ที่ค่าแลมด้า เท่ากับ 1.6 การเผาไหม้จะมีความเสถียรมากที่สุด ในการทำงานที่สภาวะนี้สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้ถึง 17.2 km / m^3 สำหรับกำลังของเครื่องยนต์ที่รอบต่ำๆ พบว่าเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีกำลังใกล้เคียงกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน แต่ที่ความเร็วรอบสูงๆ กำลังของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนอยู่ 10 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

M. Gupta และคณะ [2] ได้นำแก๊สธรรมชาติมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ขนาด 2.5 ลิตร 4 สูบ 4 จังหวะ โดยใช้ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงแบบ Gas mixer งานวิจัยนี้ศึกษาสมรรถนะ และมลพิษของเครื่องยนต์ เมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่อัตราส่วนผสมพอดี (Stoichiometric) กับทำงานที่อัตราส่วนผสมบาง (Lean burn) ในการทดสอบได้กำหนดให้เปิดลิ้นเร่ง 75 % และความเร็วรอบ 3,000 รอบต่อนาทีและปรับตั้งจังหวะการจุดระเบิดที่ MBT timing จากการทดสอบผลทางด้านสมรรถนะพบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ปรับตั้งองศาการจุดระเบิดที่ MBT timing จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเมื่อเทียบกันที่อัตราส่วนสมมูลเดียวกัน การนำเชื้อเพลิงที่อัตราส่วนผสมพอดีเข้าไปเผาไหม้พบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติมีกำลังต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 10 - 15 % และที่อัตราส่วนสมมูลต่ำกว่า 0.80 พบว่ากำลังของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน สำหรับความเสถียรในการเผาไหม้เมื่อเปลี่ยนค่าอัตราส่วนสมมูลพบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติมีความเสถียรมากกว่า และขีดจำกัดในการทำงานที่ส่วนผสมบาง(Lean limit)ของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ (0.63) ต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน (0.72) ส่วนปริมาณมลพิษในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติโดยเฉพาะอย่างยิ่ง NOx จะมีค่ามากสุดที่อัตราส่วนสมมูล เท่ากับ 0.9 และมลพิษของไฮโดรคาร์บอนมีค่ามากสุดที่อัตราส่วนสมมูลเท่ากับ 0.63

EliZabeth Durell และคณะ [3] ได้นำแก๊สธรรมชาติมาใช้ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนฉีดตรงเข้าในห้องเผาไหม้ (Direct Injection) โดยใช้ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแบบหัวฉีดประจำสูบ (Multi Point Injection) ด้วยการใช้หัวฉีดอากาศ (Air injector) ฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเข้าไปในท่อไอดีของแต่ละสูบ ซึ่งเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ Lotus ขนาด 1.8 ลิตร 4 จังหวะ 4 สูบ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ เครื่องยนต์นี้สามารถเลือกใช้เชื้อเพลิงตัวใดตัวหนึ่งได้ด้วยสวิทย์ตัดต่อโดยใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพียงตัวเดียวในการควบคุมระยะเวลาในการฉีด งานวิจัยนี้ได้ศึกษาเพื่อเปรียบเทียบผลทางด้านมลพิษและผลทางด้านสมรรถนะที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ สำหรับผลทางด้านมลพิษได้กำหนดให้เครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาที ที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกคงที่ที่ 200 kPa. โดยทำการเปรียบเทียบที่ค่าอัตราส่วนของอากาศกับเชื้อเพลิงต่างๆ จากการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสามารถทำงานได้ในช่วงอัตราส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิง 14.7 - 16.5 สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติสามารถทำงานได้ในช่วงอัตราส่วนผสมที่กว้างกว่าที่ 14 - 20 และช่วงการทำงานที่เหมาะสมที่สุด ค่าอัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงที่ 16.5 - 17 และจากการทดสอบพบว่าการเผาไหม้ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ จะมีความเสถียรมากกว่าซึ่งปริมาณมลพิษของไฮโดรคาร์บอนลดลง 60 เปอร์เซ็นต์ , ปริมาณมลพิษของไนโตรเจนไดออกไซด์ลดลง 26 % และปริมาณมลพิษของคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง 21 % เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ส่วนผลกระทบทางด้านสมรรถนะของเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยนต์พบว่าการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแทบจะไม่มีผลกระทบ สำหรับผลทางด้านกำลังและแรงบิด พบว่า ต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 9 %

Toshio Shudo และคณะ [4] ได้นำแก๊สธรรมชาติมาฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้พร้อมกับนำเอาแก๊สไฮโดรเจนผสมเข้าไปในอัตราส่วนแก๊สไฮโดรเจน / แก๊สมีเทน เท่ากับ 20 % และ 40 % ซึ่งแก๊สไฮโดรเจนถูกป้อนเข้าไปอย่างต่อเนื่องที่ท่อไอดี เพื่อศึกษาถึงลักษณะการเผาไหม้และปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนผสมของไฮโดรเจนในปริมาณต่างๆ และใช้เครื่องยนต์ 4 จังหวะ สูบเดียว และอัตราส่วนการอัด 13 : 1 เชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ได้อาศัยการฉีดของหัวฉีดที่ใช้แรงดันของแก๊สธรรมชาติเท่ากับ 10 MPa และกำหนดให้ฉีดเชื้อเพลิงก่อนลูกสูบเคลื่อนที่ถึงศูนย์ตายบน(BTDC) 35 องศาของมุมเพลาข้อเหวี่ยง ในจังหวะอัด ทดสอบที่ความเร็วรอบคงที่ 1,000 รอบต่อนาที และได้ปรับจังหวะการจุดระเบิดไว้ที่ 15 องศา ก่อนถึงศูนย์ตายบน พร้อมกับได้กำหนดค่าอัตราส่วนอากาศเกินไว้ที่ 1.5 ซึ่งในสภาวะนี้เครื่องยนต์ทำงานแบบส่วนผสมบาง(Lean burn) จากการทดสอบพบว่าค่าความดันและค่าความร้อนที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบมีค่าเพิ่มขึ้นตามเปอร์เซ็นต์ของแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มเข้าไป ส่วนปริมาณมลพิษของคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) กับไฮโดรคาร์บอนรวม(THC)มีค่าลดลงตามเปอร์เซ็นต์ของไฮโดรเจนที่เพิ่มเข้าไป แต่ค่ามลพิษของไนโตรเจนไดออกไซด์(NOx)มีค่าเพิ่มขึ้น และทดสอบต่อไปโดยฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเพียงอย่างเดียวกับฉีดเชื้อเพลิงไฮโดรเจนผสมกับแก๊สธรรมชาติในอัตราส่วน 20 % เพื่อหาจังหวะการจุดระเบิดที่เหมาะสมและไม่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและปริมาณมลพิษ จากการทดสอบพบว่าที่องศาการจุดระเบิดที่ 15 องศาก่อนถึงศูนย์ตายบนเป็นค่าที่เหมาะสมที่สุด จากการศึกษาทั้งหมดสามารถสรุปได้ 3 ประการด้วยกัน คือ ประการแรกการนำแก๊สไฮโดรเจนเข้าไปผสมกับแก๊สธรรมชาติภายในห้องเผาไหม้จะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และยังสามารถช่วยลดไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ได้ เนื่องจากเป็นการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง ประการที่สอง การเพิ่มปริมาณไฮโดรเจนจะส่งผลทำให้ค่าไนโตรเจนไดออกไซด์เพิ่มขึ้น แต่ยังสามารถรักษาค่าให้อยู่ในระดับต่ำได้โดยการปรับตั้งองศาการจุดระเบิด ซึ่งจะไม่มีผลต่อการลดประสิทธิภาพเชิงความร้อน และประการสุดท้าย ผลกระทบจากการผสมไฮโดรเจนในปริมาณมาก ในสภาวะที่มีการเผาไหม้แบบส่วนผสมบางทำให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและลดมลพิษของไฮโดรคาร์บอนรวมได้

Benjamin Baire และคณะ [5] ได้นำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ, แก๊สโพรเพน และเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติผสมกับแก๊สโพรเพนในสัดส่วน 50 %โดยมวล มาทดสอบกับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดยไม่มีการปรับแต่งเครื่องยนต์ และลิ้นเร่งเปิดที่ตำแหน่งที่เครื่องยนต์มี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วรอบ 3,600 รอบต่อนาที ระบบจ่ายเชื้อเพลิงได้ใช้ Gas mixer จากการทดลองพบว่าที่โหลดต่ำๆ ปริมาณมลพิษของไนโตรเจนออกไซด์ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมระหว่างเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับโพรเพนจะมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงโพรเพน ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมจะมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ และเชื้อเพลิงโพรเพนเพียงอย่างเดียว สำหรับปริมาณไฮโดรคาร์บอนจะมีค่าใกล้เคียงกันและที่โหลดสูงๆ ปริมาณมลพิษของไนโตรเจนออกไซด์ คาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรคาร์บอนที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสม จะมีค่าอยู่ระดับกลางเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับเชื้อเพลิงโพรเพนเพียงอย่างเดียว

Herchel T. C. Machacon และคณะ [6] ได้นำแก๊สธรรมชาติมาใช้ในเครื่องยนต์ 2 จังหวะ 2 สูบ และได้นำ Gas mixer มาติดตั้งแทนคาร์บูเรเตอร์เดิมที่ท่อร่วมไอดี เพื่อจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติให้กับเครื่องยนต์ ซึ่งได้ตั้งองศาการจุดระเบิดเอาไว้ที่ 35 องศาก่อนถึงศูนย์ตายบน ในการทดสอบได้กำหนดอัตราส่วนการอัดเอาไว้ที่ 8.6 : 1 11.2 : 1 12.5 : 1 และ 13.5 : 1 โดยมีฝาสูบของแต่ละอัตราส่วนการอัดเพื่อเอาไว้เปลี่ยนค่าตามอัตราส่วนการอัดที่ต้องการทดสอบ และได้ทดสอบที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิดเต็ม (WOT) พร้อมกับทดสอบที่ความเร็วรอบ 6,300 รอบต่อนาที เพื่อศึกษาดูผลจากการใช้แก๊สธรรมชาติ จากการทดลองพบว่าการเพิ่มอัตราส่วนการอัดทำให้สามารถเพิ่มขีดจำกัดของส่วนผสมหนาและบางได้มากขึ้น การเพิ่มอัตราส่วนการอัดไม่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงต่อค่าสัมประสิทธิ์การแปรผัน (ความเสถียรในการเผาไหม้)

Xu Boyan และ Mikio Furuyama [7] ได้ทำการถ่ายภาพการสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติและเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน โดยใช้หลักการของ Schlieren มาช่วย เพื่อแสดงให้ถึงกระบวนการเริ่มต้นและการขยายตัวของลำสเปรย์ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดที่ฉีดออกมาด้วยความดันเดียวกัน ในกรณีที่ฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้และกรณีที่ฉีดเข้าที่ท่อไอดี ซึ่งเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติจะมีข้อเสียคือ การกระจายตัวของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่ไม่คงตัว จะทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น จากการทดลองนี้ได้ศึกษาถึงผลกระทบของการฉีด โครงสร้างของลำสเปรย์และรูปแบบการกระจายตัวของเชื้อเพลิง ด้วยกล้อง CCD ที่มีความเร็วในการถ่ายภาพ 1 / 1,000 วินาที กล้องนี้สามารถถ่ายได้ 8 รูป ในช่วงเวลา 33 ms สำหรับหัวฉีดแก๊สโซลีนจะมีอัตราการไหล 245 CC / min และ 430 CC / min และกำหนดให้ค่าความร้อนที่ฉีดแต่ละครั้งเท่ากัน จังหวะการฉีด และความดันในการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าที่ใกล้เคียงกับสภาวะของเครื่องยนต์จริง ที่ 5 ms และ 0.3 MPa. ตามลำดับ จากการทดสอบพบว่า ระยะพุ่งผ่านของลำสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติจะมีขนาดยาวกว่าเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน และระยะการพุ่งผ่านจะเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างรวดเร็วที่ 2 ms หลังจากนั้นจะขยายตัวอย่างช้าๆ เมื่อผ่านจุดนี้ไปแล้ว ในขณะที่ระยะพุ่งผ่านของเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน จะเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้น

2.2 งานวิจัยการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในประเทศไทย

แสวง บุญญาสุวัฒน์และ ธเนศ ศรีเชียรอินทร์ [8] ได้นำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาทดลองใช้กับรถแท็กซี่โดยใช้ชุดอุปกรณ์ดัดแปลงระบบจ่ายเชื้อเพลิงร่วมระหว่างเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนในเครื่องยนต์โตโยต้า 4A- FE ในระยะแรกได้ติดตั้งอุปกรณ์ Fumigation gas mixer เพื่อจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติให้กับเครื่องยนต์ และระยะที่สองได้ทดลองใช้ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติแบบ Multi Point Injection (MPI) เพื่อนำข้อมูลทั้งสองระยะมาเปรียบเทียบกัน จากการทดสอบพบว่าระบบ Gas mixer เป็นระบบที่ทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะต่ำ และเกิดปัญหาเกี่ยวกับการเกิดไฟย้อนกลับ(Back Fire)ไปยังท่อร่วมไอดี ทำให้ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศและอุปกรณ์บางชิ้นได้รับความเสียหายอย่างรุนแรง สำหรับระบบ MPI จะใช้อุปกรณ์ควบคุมแก๊สที่เรียกว่าตัว Smast ไปติดตั้งที่ท่อไอดีใกล้ๆกับหัวฉีดน้ำมันเบนซินโดยอุปกรณ์ตัวนี้มี ECU เป็นตัวควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ แก๊สจะถูกส่งมาจากตัวลดความดัน(Pressure Regulator)ไปยังอุปกรณ์ควบคุมแก๊ส Smast และไหลเข้าไปยังท่อไอดี ภายในระยะ 50 มิลลิเมตรจากท่อทางเข้าไอดี จากการทดสอบบนเครื่องทดสอบพบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบ Gas mixer มีปริมาณมลพิษของไฮโดรคาร์บอนรวม , คาร์บอนมอนอกไซด์ และไนโตรเจนไดออกไซด์มีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน และเมื่อนำเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบ MPI มาทดสอบพบว่าปริมาณมลพิษดังกล่าวข้างต้นลดลง สำหรับผลทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ เช่นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทั้งสองระบบมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน แต่เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบ MPI จะมีกำลังสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบ Gas mixer และการนำระบบ MPI มาใช้พบว่าสามารถลดการเกิดไปย้อนกลับในท่อไอดีได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
เชื้อเพลิงแก๊สและแก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์

เชื้อเพลิงแก๊ส [9] หมายถึง แก๊สทุกชนิดที่ทำปฏิกิริยากับออกซิเจนแล้วเกิดการเผาไหม้ทำให้ได้พลังงานความร้อนที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ แก๊สที่นำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งแก๊สแต่ละชนิดจะให้ค่าความร้อนจากการเผาไหม้ได้ไม่เท่ากัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับปริมาณของธาตุที่เป็นองค์ประกอบเช่น คาร์บอน ไฮโดรเจน กำมะถัน เป็นต้น แก๊สที่นำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงส่วนใหญ่ได้จากธรรมชาติ นอกจากนี้ก็ได้มาจากกระบวนการผลิตโดยตรง เช่น พวกแก๊สสังเคราะห์ หรือเป็นผลพลอยได้ที่มาจากกระบวนการการผลิตสิ่งอื่น และได้แก๊สมาโดยไม่ได้ตั้งใจ เช่น แก๊สที่ได้จากการถลุงเหล็ก เป็นต้น

3.1 ประเภทของแก๊ส

แก๊สที่นำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงมีหลายชนิดและมีชื่อเรียกแตกต่างกันออกไป บางชนิดมีส่วนประกอบคล้ายกันแต่มีชื่อเรียกแตกต่างกัน เช่น แก๊สชีวมวล, แก๊สชีวภาพ, แก๊สธรรมชาติ, แก๊สธรรมชาติอัด, แก๊สน้ำมัน และแก๊สที่ได้จากการกลั่นน้ำมันดิบ เป็นต้น

3.1.1 **แก๊สชีวมวล** เป็นเชื้อเพลิงที่ได้จากกระบวนการผลิตโดยใช้ถ่านหินเป็นวัตถุดิบ การเผาถ่านหินหรือไม้ในเตาปฏิกรณ์แบบแพ็กเบด (packed bed) หรือ เบดแบบเคลื่อนที่ (moving bed-reactor) ที่มีปริมาณอากาศจำกัด และปริมาณอากาศที่ใช้จะต้องมีอัตราส่วนที่พอเหมาะกับแก๊สที่จะผลิต

3.1.2 **แก๊สชีวภาพ** (Bio-gas) เป็นแก๊สที่เกิดจากการหมักและการย่อยสลายของสารอินทรีย์ (Organic substance) เช่น มูลสัตว์ประเภทต่างๆ ตลอดจนวัสดุเหลือใช้ทางการเกษตรและอุตสาหกรรม เช่น วัชพืชและเศษอาหาร

3.1.3 **แก๊สธรรมชาติ** (Natural gas) เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนชนิดหนึ่งที่ธาตุคาร์บอนกับธาตุไฮโดรเจนจับตัวกันเป็นโมเลกุลเช่นเดียวกับน้ำมัน ธาตุสองชนิดนี้จะรวมตัวกันในสัดส่วนของอะตอมที่แตกต่างกันและให้สารประกอบที่ต่างกันด้วย

3.2 แก๊สธรรมชาติ (Natural gas)

แก๊สธรรมชาติ [10] คือ แก๊สชีวภาพชนิดหนึ่งที่เกิดจากการทับถมของซากสิ่งมีชีวิต ทั้งพืชและสัตว์นับหลายล้านปี ซากพืชและสัตว์เหล่านี้จะแปรสภาพเป็นแก๊สและน้ำมัน เนื่องจากความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ร้อนและความกดดันของโลก สะสมอยู่ใต้ชั้นดิน หากเป็นแก๊สมีเทนจะประกอบด้วยคาร์บอน 1 อะตอม และไฮโดรเจน 4 อะตอม ถ้าเป็นอีเทนจะมีคาร์บอน 2 อะตอม และไฮโดรเจน 6 อะตอม โดยทั่วไปแก๊สธรรมชาติจากแหล่งผลิตจะประกอบด้วยสารไฮโดรคาร์บอนหลายชนิดอันได้แก่ มีเทน โปรเทน บิวเทน เฮกเซนเป็นต้น หรือสารประกอบไฮโดรคาร์บอนอื่นๆ ปะปนอยู่บ้าง ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับสภาพแวดล้อมของแหล่งแก๊สธรรมชาติแต่ละแห่งเป็นสำคัญ ตามปกติแล้วแก๊สธรรมชาติประกอบด้วยแก๊สมีเทนเป็นองค์ประกอบหลักในสัดส่วน 70 % ขึ้นไป นอกจากนี้อาจมีแก๊สประเภทอื่นๆ เจือปนอยู่ด้วย เช่น คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ไฮโดรเจนซัลไฟด์ (H_2S) และไนโตรเจน (N_2) เป็นต้น และอาจมีสิ่งเจือปนอื่นๆ อีกเช่น น้ำ

แก๊สธรรมชาติที่ผลิตได้จากแหล่งแก๊สใต้พื้นดินโดยตรง (Non-Associated Gas) หรือแก๊สที่ติดมากับน้ำมันดิบจากหลุมน้ำมันดิบ (Associated Gas) ซึ่งทั้งสองส่วนจะมีแก๊สไฮโดรคาร์บอนอื่นๆ ติดมาด้วยดังได้กล่าวไปแล้วในเบื้องต้น ไฮโดรคาร์บอนเหล่านี้เรียกว่า Natural Gas Liquid (NGL) เพราะอาจแยกรวมออกมาในรูปของของเหลวในโรงแยกแก๊สและนำไปใช้เป็นสารป้อนโรงงานปิโตรเคมี หรือนำมากลั่นต่อให้ได้เป็นแก๊สอีเทน โพรเพน และบิวเทน กับ LPG เราอาจยอมให้มีอีเทนและโพรเพนติดอยู่ในแก๊สธรรมชาติได้บ้างแต่ตัวอื่นที่หนักกว่าต้องแยกออกไปเพื่อป้องกันปัญหาในการใช้และการขนส่ง ในอนาคตคาดว่าแก๊สธรรมชาติจะเป็นแหล่งพลังงานหลัก ที่จะนำมาใช้ได้อีกประมาณ 60 ปีข้างหน้า ปริมาณสำรองที่พิสูจน์แล้วทั่วโลกเมื่อปี พ.ศ. 2541 มีปริมาณ 5,086 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต โดยพบมากที่สุดในสหภาพโซเวียตเดิม ซึ่งมีปริมาณ 1,700 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต รองลงมาคืออิหร่าน 810 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต และกาตาร์ 300 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต

3.3 แก๊สธรรมชาติอัด (Compressed Natural Gas : CNG)

เป็นแก๊สที่แยกออกมาจากแก๊สธรรมชาติแห้ง มีแก๊สมีเทน (CH_4) เป็นองค์ประกอบหลัก นอกจากนี้ยังมีแก๊สอีเทน โพรเพน บิวเทน และสารประกอบไฮโดรคาร์บอนอื่นๆ หรืออาจมีคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2), ไนโตรเจน (N_2) เจือปนบ้างเล็กน้อย เนื่องจากแก๊สมีเทนมีน้ำหนักเบากว่าอากาศ ดังนั้นจึงต้องเก็บแก๊สธรรมชาติอัดหรือ CNG ไว้ในถังที่ทนแรงดันได้สูงกว่า 2,400 lb/in^2 ถึงแม้ในถังจะมีความดันสูงมาก แต่แก๊ส CNG ก็ยังคงสภาพความเป็นแก๊สอยู่ได้ ดังนั้นเมื่อนำมาใช้จึงสะดวกและมีสภาพเป็นไอดีกว่าแก๊สหุงต้ม(LPG)หากนำเอาแก๊ส CNG มาใช้กับรถยนต์จะต้องใช้ถังบรรจุสำหรับเก็บแก๊ส CNG ที่มีความหนาเป็นพิเศษจึงจะทนแรงดันต่อการอัดแก๊ส CNG ลงในถังบรรจุได้ และสามารถบรรจุแก๊สได้ในปริมาณที่มาก ในต่างประเทศได้นำแก๊ส CNG มาใช้กับรถยนต์นานแล้ว สำหรับประเทศไทยมีการทดลองนำเอาแก๊ส CNG มาใช้แล้ว แก๊ส CNG เป็นแก๊สที่ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น ดังนั้นจึงเติมสารเมอร์แคปแทนลงไปทำให้มีกลิ่นฉุนเพื่อได้ทราบจากกลิ่นเมื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกิดการรั่วออกมา แก๊ส CNG จะแตกต่างจากน้ำมันเบนซินตรงที่เป็นแก๊สไม่ใช่เป็นของเหลว จึงทำให้การเผาไหม้แก๊ส CNG ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์สมบูรณ์และสะอาดกว่า มีเขม่าน้อยและไม่มีตะกั่วในไอเสีย เนื่องจากแก๊ส CNG มีค่าต้านทานการน็อก (Octane number)สูง จึงทำให้ไม่ต้องเติมสารตะกั่วลงไป และมีอุณหภูมิจุดติดไฟสูงถึง 704 องศาเซลเซียส ดังนั้นโอกาสที่ทำให้เกิดการชิงจุดก่อนหรือเกิดการน็อกในเครื่องยนต์เกิดขึ้นได้ยากมาก ในการนำแก๊ส CNG มาใช้กับรถยนต์อาจจะทำให้ประสิทธิภาพและอัตราการเร่งลดลงไปกว่าเดิมเพียงเล็กน้อย เนื่องจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่ำกว่าน้ำมันเบนซิน เมื่อคิดเทียบจากปริมาตรที่สถานะเป็นไอเท่ากัน แก๊สธรรมชาติอัดเป็นแก๊สที่ไม่มีพิษ แต่ถ้าหากอยู่ในสัดส่วนที่มาก จะทำให้สภาวะอากาศในขณะนั้นขาดออกซิเจนได้

3.4 คุณสมบัติของแก๊สธรรมชาติอัด

แก๊สธรรมชาติอัดเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนชนิดหนึ่ง ที่สามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงได้เช่นเดียวกับน้ำมันเบนซินและ LPG แต่วิธีการใช้จะแตกต่างกัน ซึ่งก็ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแต่ละประเภท สำหรับคุณสมบัติของแก๊สธรรมชาติอัดมีดังนี้คือ

1. ที่อุณหภูมิและความดันบรรยากาศแก๊สธรรมชาติอัดจะมีสภาพเป็นแก๊ส
2. มีค่าต้านทานการน็อก (Octane number) สูงถึง 120 จึงสามารถนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิงในรถยนต์ได้เป็นอย่างดี
3. แก๊สธรรมชาติอัด มีค่าความถ่วงจำเพาะ 0.5-0.8 ซึ่งต่ำกว่าอากาศ จึงทำให้เบากว่าอากาศเมื่อรั่วออกมาแก๊สจะกระจายออกไปในบรรยากาศได้รวดเร็ว
4. แก๊สธรรมชาติอัดเป็นแก๊สที่ไม่มีกลิ่น ไม่มีสี ดังนั้นจึงต้องเติมกลิ่นลงไปเพื่อให้ทราบหากมีการรั่วขึ้นมา
5. ช่วงของการติดไฟจะอยู่ในช่วง 5-15 % ของปริมาตรในอากาศหากมีน้อยกว่าหรือมากกว่านี้จะไม่ติดไฟ
6. อุณหภูมิในการติดไฟด้วยตัวเองสูงถึง 1200 องศาฟาเรนไฮต์

คุณสมบัติต่างๆ ของแก๊สธรรมชาติอัดได้นำไปเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงตัวอื่นที่นิยมใช้กันในรถยนต์ ซึ่งจะมีข้อแตกต่างกันตามคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแต่ละชนิดดังตารางที่ 3.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.1 เปรียบเทียบคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่นำมาใช้ในรถยนต์

คุณสมบัติ	Gasoline	Diesel	LPG	CNG
สถานะปกติ	Liquid	Liquid	Gas	Gas
ค่าความถ่วงจำเพาะ	0.73	0.83	0.64	0.14
จุดเดือด (องศาเซลเซียส)	25-100	150-360	-50-0	-161
ค่าความร้อนจำเพาะ (MJ/kg)	43.5	42.5	46.1	47.7
อุณหภูมิที่ระเบิดในอากาศ (องศาเซลเซียส)	220	220	400	540
ช่วงของการติดไฟในอากาศ (% โดยปริมาตร)	0.6-8	0.6-6.5	1.5-15	5-15
ปริมาตรอากาศที่ใช้สันดาป (kg of Air / kg of fuel)	14.7	14.5	15.5	17.2
Octane number	91	-	105	120

3.5 ข้อดีและข้อเสียในการใช้แก๊สธรรมชาติอัด

เนื่องจากแก๊สธรรมชาติอัดสามารถนำไปใช้ได้ทั้งเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและเครื่องยนต์ดีเซล ดังนั้นจึงควรทราบถึงข้อดีและข้อเสียของการนำแก๊สธรรมชาติอัดมาใช้

3.5.1 ข้อดีในการนำแก๊สธรรมชาติอัดมาใช้กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

1. <u>ประหยัดค่าเชื้อเพลิงกว่า</u> จากข้อมูลในประเทศต่างๆ พบว่าราคาของแก๊ส CNG ถูกกว่าน้ำมันเบนซินประมาณ 50 % เมื่อเทียบกันที่ค่าสมดุลทางความร้อนของน้ำมันเบนซิน 1 ลิตร

2. <u>ลดค่าบำรุงรักษาและเพิ่มอายุการใช้งานของเครื่องยนต์</u> เนื่องจากแก๊ส CNG เป็นเชื้อเพลิงที่มีสถานะเป็นแก๊สจึงทำให้เผาไหม้ได้สมบูรณ์กว่าน้ำมัน ไม่มีเขม่าเกาะที่ลูกสูบและไม่มีเขม่าไปรวมตัวกับน้ำมันเครื่อง ทำให้สามารถยืดอายุของน้ำมันเครื่องได้ 15,000 km / ครั้ง และยืดอายุการทำงานของเครื่องยนต์ได้ถึง 2 เท่า

3. <u>ลดมลภาวะ</u> เนื่องจากแก๊ส CNG สามารถเผาไหม้ได้สมบูรณ์กว่าและไม่มีสารตะกั่วเจือปนอยู่ในเชื้อเพลิง ดังนั้นจึงช่วยลดมลพิษได้ถึง 90 %

4. <u>เครื่องยนต์เดินเรียบและติดง่ายกว่าในขณะที่อากาศเย็น</u> เนื่องจากแก๊ส CNG มีสถานะเป็นแก๊สจึงทำให้ติดเครื่องยนต์ได้ง่าย แม้ขณะอากาศเย็นเพราะเครื่องยนต์ไม่จำเป็นต้องใช้ความร้อนในการอุ่นเครื่อง และค่า Octane number สูงจึงช่วยป้องกันการน็อกในเครื่องยนต์ได้ดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. มีความปลอดภัยสูง เนื่องจากอุปกรณ์ต่างๆ ถูกออกแบบมาให้มีความทนทานต่อความดันสูงและหากแก๊สรั่วก็จะกระจายสู่บรรยากาศได้รวดเร็วไม่สะสมทำให้เกิดการติดไฟและมีอุณหภูมิที่ติดไฟด้วยตัวเองสูงถึง 1,200 องศาฟาเรนไฮต์

3.5.2 **ข้อเสียในการนำแก๊สธรรมชาติอัดมาใช้กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน**

1. ขีดจำกัดของระยะทางการวิ่งน้อย เมื่อเปรียบเทียบกันระหว่างแก๊ส CNG กับน้ำมันเบนซินที่ปริมาตรเดียวกัน น้ำมันเบนซินเมื่อกลายเป็นไอจะมีปริมาตรมากกว่าทำให้วิ่งได้ระยะทางไกลกว่า

2. ข้อจำกัดของช่องว่างในการบรรทุกและน้ำหนัก เนื่องจากต้องติดตั้งถังบรรจุแก๊สเพิ่มเข้าไป ทำให้ตัวรถมีน้ำหนักเพิ่มมากขึ้น และเสียพื้นที่ในการบรรทุกของ

3. ปัญหาด้านความสะดวกในการหาแหล่งเติมเชื้อเพลิงแก๊ส เนื่องจากในประเทศยังไม่มีท่อแก๊สมากพอและมีสถานีเติมแก๊ส CNG น้อยจึงเป็นปัญหาสำหรับผู้ที่ใช้แก๊ส CNG ในรถยนต์

4. กำลังเครื่องยนต์ลดลง 10-15 % เพราะค่าความร้อนของแก๊ส CNG ต่ำกว่าน้ำมันเบนซิน 10-15 %

5. ค่าดัดแปลงและราคาอุปกรณ์สูง เนื่องจากต้องใช้วัสดุที่ทนแรงดันสูงและมีมาตรฐาน ซึ่งอุปกรณ์ต่างๆ หาได้ยากและราคาแพง

3.6 ข้อควรระวังในการใช้แก๊สธรรมชาติ

อันตรายเนื่องจากคุณสมบัติเฉพาะตัว

1. ความไม่มีพิษ โดยทั่วไปแก๊สธรรมชาติจะไม่เป็นพิษต่อร่างกาย แต่ในกรณีที่แก๊สธรรมชาติมีแก๊สไข่เน่า(แก๊สไฮโดรเจนซัลไฟด์)เจือปนอยู่มาก อาจก่อให้เกิดอันตรายต่อผู้ที่ได้สัมผัสหรือสูดลมหายใจเอาแก๊สนั้นเข้าไปได้ เนื่องจากแก๊สไฮโดรเจนซัลไฟด์จะทำลายเนื้อเยื่ออ่อน เช่น เยื่อตา เนื้อเยื่อระบบทางเดินหายใจและปอด

2. ไฟไหม้ / ระเบิด (fire / explosion) แก๊สธรรมชาติเป็นแก๊สที่ติดไฟ กรณีที่มีแก๊สรั่วไหลแล้วไปผสมกับอากาศ อาจก่อให้เกิดการลุกไหม้ได้ ถ้าอัตราส่วนผสมของแก๊สและอากาศเหมาะที่จะติดไฟ และมีแหล่งความร้อนหรือเปลวไฟหรือประกายไฟในบริเวณนั้น นอกจากนี้ อาจก่อให้เกิดการระเบิดได้ ถ้าเกิดการสะสมของแก๊สธรรมชาติในบริเวณใดบริเวณหนึ่ง โดยเฉพาะในบริเวณที่อับต่างๆ เช่น ภายในอาคารที่ไม่มีการระบายอากาศที่ดีพอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.7 แนวโน้มการใช้แก๊สธรรมชาติอัดในประเทศไทย

ปัญหามลพิษทางอากาศเป็นปัญหาสำคัญในเมืองหลวงและเมืองใหญ่ของประเทศ โดยมีสาเหตุหลักมาจากไอเสียของยานยนต์ และโรงงานอุตสาหกรรม ซึ่งขยายเพิ่มจำนวนมากขึ้นตามการพัฒนาเศรษฐกิจของประเทศ โดยเฉพาะในเขตกรุงเทพมหานครมีพื้นที่หลายแห่งประสบกับปัญหาทางด้านมลพิษ ได้แก่ ฝุ่นละออง ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ และสารไฮโดรคาร์บอน ซึ่งมาจากไอเสียของรถยนต์ และที่ผ่านมาประเทศไทยต้องสั่งน้ำมันดิบจากต่างประเทศเข้ามาประมาณ 75 % ของปริมาณเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ใช้ในประเทศ และในภาคการขนส่งเป็นภาคที่มีการใช้น้ำมันมากที่สุด ด้วยสาเหตุดังกล่าวในปัจจุบันประเทศไทยจึงให้ความสนใจในการพัฒนาและเลือกสรรเชื้อเพลิงที่จะนำมาใช้กับรถยนต์ เพื่อแก้ปัญหาต่างๆในข้างต้น ดังนั้นจึงได้มีการพัฒนาหาเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ มาทดแทนเช่น LPG alcohol เป็นต้น สำหรับประเทศไทยแก๊สธรรมชาติเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่นำมาใช้ในการแก้ปัญหาเหล่านี้ โดยการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย(ปตท) เป็นผู้ริเริ่มโครงการ ในปี พ.ศ. 2527 แก๊ส CNG เป็นเชื้อเพลิงตัวหนึ่งที่กำลังอยู่ในขั้นการศึกษาและทดสอบอยู่และคาดว่าสามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนได้ในอนาคต เนื่องจากแก๊ส CNG มีคุณสมบัติที่ดีกว่าเชื้อเพลิงตัวอื่น และยังเป็นทรัพยากรที่ขุดพบในประเทศด้วย สำหรับทางการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทยมีโครงการทดลองใช้แก๊สธรรมชาติอัด(CNG)กับรถยนต์หรือกลุ่มรถยนต์ที่วิ่งใช้งานอยู่ตามแนวท่อส่งแก๊สธรรมชาติ อย่างไรก็ตามการใช้แก๊สธรรมชาติเพื่อทดแทนน้ำมันเชื้อเพลิงในรถยนต์นั้นอาจจะมีแนวโน้มจำเพาะบางประการคือ

1. ลักษณะของการใช้แก๊ส CNG ในรถยนต์มุ่งที่จะพัฒนาหรือใช้ทดแทนน้ำมันเชื้อเพลิง

2. แนวทางการใช้แก๊ส CNG ในรถยนต์นั้น ในขั้นต้นจะเริ่มใช้ในเขตกรุงเทพมหานคร และบริเวณใกล้เคียงก่อน ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการตั้งสถานีบริการแก๊ส CNG อย่างไรก็ตามการตั้งสถานีบริการนั้นคงต้องพิจารณาถึงความเหมาะสมและการลงทุนเพื่อให้สอดคล้องกับลักษณะและแนวทางในการใช้แก๊ส CNG ในรถยนต์

3. การใช้แก๊ส CNG ในรถยนต์นั้นจะเหมาะกับหน่วยงานที่มีรถจำนวนมากๆ ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการเติมแก๊สหลังจากการใช้งานประจำวัน

4. การดัดแปลงรถยนต์มาใช้แก๊ส CNG ปัจจุบันอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ดัดแปลงต้องสั่งซื้อจากต่างประเทศ จึงทำให้มีราคาแพง ถ้าหากต่อไปมีการใช้แก๊ส CNG แทนน้ำมันเชื้อเพลิงอย่างแพร่หลายมากขึ้น ราคาของอุปกรณ์ก็คงถูกลง

5. รัฐบาลต้องให้การสนับสนุนและส่งเสริมให้นำแก๊ส CNG มาใช้ให้มากขึ้น โดยช่วยเหลือเงินทุนในการดัดแปลงหรือช่วยเหลือในด้านการลดภาษีให้แก่รถยนต์ที่ดัดแปลงมาใช้แก๊ส CNG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.8 แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์ (Natural Gas Vehicles)

แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์ภาษาอังกฤษเรียกว่า Natural Gas Vehicles [11] หรือ เรียกย่อๆ ว่า NGV หมายถึงยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติอัด (Compressed Natural Gas : CNG) รูปแบบของการใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงสำหรับยานยนต์ ส่วนใหญ่เป็นแก๊สมีเทน เมื่อขนส่งแก๊สธรรมชาติมาทางท่อแล้วจะส่งเข้าสถานีบริการ และเครื่องเพิ่มความดันแก๊ส ณ สถานีบริการจะรับแก๊สธรรมชาติที่มีความดันต่ำจากระบบท่อมาอัดเพิ่มความดันประมาณ 3,000-3,600 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว จากนั้นสามารถเติมใส่ถังเก็บแก๊สธรรมชาติของรถยนต์ต่อไป ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติได้มีการพัฒนาและนำมาใช้ตั้งแต่ปี ค.ศ. 1860 (พ.ศ. 2403) โดยชาว ฝรั่งเศสชื่อ Jean Etienne Lenoir แต่ยังไม่เป็นที่นิยม จนกระทั่งในช่วงสงครามโลกครั้งที่ 2 และช่วงที่เกิดวิกฤตการณ์น้ำมันในปี ค.ศ. 1973 ทำให้ราคาน้ำมันเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งส่งผลให้การใช้แก๊สธรรมชาติในยานยนต์เริ่มแพร่หลายมากขึ้น สำหรับในต่างประเทศอย่างเช่น ญี่ปุ่น อิตาลี แคนนาดา สหรัฐอเมริกา และประเทศอื่นๆ ได้นำแก๊สธรรมชาติหรือแก๊ส NGV มาใช้กับรถยนต์กันอย่างแพร่หลายมาเป็นเวลานานแล้ว แต่สำหรับในประเทศไทย การใช้แก๊ส NGV ยังอยู่ในขอบเขตที่จำกัด โดยเฉพาะการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทยได้เริ่มทดลองนำแก๊ส NGV มาใช้ในรถโดยสารประจำทางปรับอากาศของ ขสมก. จำนวน 82 คัน และรถยนต์นั่งส่วนบุคคลอีกกลุ่มหนึ่ง ซึ่งโครงการดังกล่าวได้รับการยอมรับและความไว้วางใจจากผู้ใช้บริการอย่างกว้างขวาง ในอนาคตอันใกล้นี้การปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย จะขยายการใช้แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์ต่อไป โดยในขณะนี้ได้ทำการศึกษาการนำระบบเชื้อเพลิงร่วม (Dual fuel) ซึ่งเป็นระบบการใช้แก๊สธรรมชาติร่วมกับน้ำมันดีเซลกับบริษัท Alternative Fuel System ของประเทศแคนนาดา โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์ Conversion Kit ทำให้เครื่องยนต์สามารถใช้ได้ทั้งแก๊สธรรมชาติและน้ำมันดีเซล ซึ่งช่วยให้ประหยัดค่าน้ำมันรวมทั้งลดปริมาณมลพิษได้มาก

ในปัจจุบันการเลือกใช้เชื้อเพลิงที่มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยในยานยนต์ เช่น แก๊สธรรมชาติ กำลังได้รับการสนับสนุนมากขึ้นในหลายๆ ประเทศ อันเนื่องมาจากปัญหาคุณภาพอากาศและปัญหาแก๊สเรือนกระจกที่เกิดขึ้นทั่วโลก และด้วยคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของแก๊สธรรมชาติ ที่ใช้ในยานยนต์พบว่ามีมลพิษ น้อยที่สุดเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงอื่นๆ อย่างไรก็ตาม การพัฒนาระบบควบคุมมลพิษสำหรับยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาตินับว่ายังล้าหลังกว่ายานยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง เนื่องจากยานยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีของเครื่องยนต์ และการปรับปรุงสูตรของน้ำมันเชื้อเพลิง เพื่อลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมมานานกว่า แต่ด้วยข้อได้เปรียบทางด้านสภาพแวดล้อม แก๊สธรรมชาติจึงเป็นทางเลือกเชื้อเพลิงหนึ่งสำหรับยานยนต์ที่จะมี การใช้แพร่หลายมากขึ้นความนิยมในการใช้แก๊ส NGV ในต่างประเทศเพิ่มสูงขึ้นเรื่อยๆ ปัจจุบันมีรถยนต์ใช้แก๊ส NGV มากกว่า 1 ล้านคันแล้วทั่วโลก และพบว่ามีความปลอดภัยสูง การใช้แก๊ส NGV ในรถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าธนบุรี

โดยสารประจำทางของ ขสมก. ทั้ง 82 คัน นับเป็นจุดเริ่มต้นในการเปิดศักราชใหม่ไปสู่การใช้แก๊สธรรมชาติในภาคการขนส่งอื่นๆ ต่อไปในอนาคตอันใกล้นี้

ตารางที่ 3.2 เปรียบเทียบข้อดีระหว่างแก๊ส CNG และ แก๊ส LPG

ข้อเปรียบเทียบ	CNG	LPG
1. ความปลอดภัย	เบากว่าอากาศเมื่อรั่วออกมาจะลอยขึ้นสู่บรรยากาศ	ปลอดภัยน้อย เนื่องจากหนักกว่าอากาศเมื่อรั่วจะสะสมอยู่ในระดับพื้นทำให้ติดไฟได้ง่าย
2. ขั้นตอนการนำมาใช้	เป็นแก๊สนำไปใช้ได้เลย	เป็นของเหลวต้องทำให้เป็นแก๊สก่อนนำไปใช้
3. ประสิทธิภาพของการเผาไหม้	เผาไหม้ได้สมบูรณ์เนื่องจากมีสถานะเป็นแก๊สจึงสามารถผสมกับอากาศได้ดีกว่า	เผาไหม้ได้สมบูรณ์สามารถผสมกับอากาศได้ดี
4. ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมจากการเผาไหม้	เผาไหม้ได้สมบูรณ์กว่าสะอาดกว่า ไม่มีเขม่าและไม่เกิดมลพิษ	เผาไหม้ได้สมบูรณ์ไม่มีเขม่า
5. คุณลักษณะของเชื้อเพลิง	ไม่มีสี ไม่มีกลิ่นแต่อาจเติมกลิ่น ไม่เกิดผลกระทบต่อผลิตภัณฑ์ ปราศจากเขม่าและกำมะถัน	ไม่มีสี ไม่มีกลิ่นแต่โดยทั่วไปจะเติมสารมีกลิ่นเพื่อความปลอดภัย
6. คุณสมบัติทางเคมี	มีกำมะถันน้อยมากและไม่มีวานาเดียมที่ทำให้เกิดการกัดกร่อนอุปกรณ์น้อยกว่า	มีกำมะถันน้อยเกิดการกัดกร่อนน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

52469

ตารางที่ 3.3 เปรียบเทียบคุณสมบัติด้านความปลอดภัยของเชื้อเพลิงแต่ละประเภท

ข้อเปรียบเทียบ	แก๊ส NGV	แก๊สหุงต้ม	น้ำมันเบนซิน	น้ำมันดีเซล
สถานะ	เป็นแก๊ส	เป็นแก๊สและเก็บอยู่ในรูปของของเหลวที่ความดัน 7 บาร์	เป็นของเหลว	เป็นของเหลว
น้ำหนัก	เบากว่าอากาศจึงไม่มีการสะสมเมื่อเกิดการรั่วไหล	หนักกว่าอากาศจึงเกิดการสะสมซึ่งเป็นอันตราย	หนักกว่าอากาศ	หนักกว่าอากาศ
ขีดจำกัดของการติดไฟ (Flammability limit, % โดยปริมาตร)	5-15%	2.0-9.5 %	1.4-7.6 %	0.6-7.5 %
อุณหภูมิติดไฟ (Auto Ignition Temperature)	650 °C	481 °C	275 °C	250 °C

3.9 รูปแบบของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊ส NGV

การนำแก๊ส NGV มาใช้ทดแทนในรถยนต์ และรถบรรทุกมีอยู่ 3 รูปแบบคือ

3.9.1 **เครื่องยนต์ที่ใช้แก๊ส NGV เป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว** (Dedicated NGV Type) เป็นเครื่องยนต์ที่ออกแบบให้ใช้แก๊ส NGV เป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว โดยมีระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงแบบที่ต้องใช้หัวเทียนในการจุดระเบิด จะมีทั้งรถที่ผลิตออกมาจากโรงงานโดยตรง (OEM) และรถยนต์ที่ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ภายหลัง

3.9.2 **เครื่องยนต์ที่ใช้ระบบเชื้อเพลิงร่วม** (Diesel Dual Fuel) เป็นเครื่องยนต์ดีเซลที่ติดตั้งอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติและถังแก๊ส ซึ่งต้องใช้น้ำมันดีเซลร่วมกับแก๊ส NGV โดยใช้น้ำมันดีเซลเป็นตัวจุดระเบิดนำร่อง มีการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิดร่วมกับอากาศที่นำเข้าไปในห้องเผาไหม้โดยใช้ระบบไมโครโปรเซสเซอร์เพื่อทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้น สามารถใช้เชื้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพลิงแก๊สทดแทนน้ำมันดีเซลได้ถึง 75-80% และถ้าแก๊สหมดเครื่องยนต์ยังสามารถทำงานต่อไปได้ด้วยน้ำมันดีเซลเพียงอย่างเดียว

3.9.3 **เครื่องยนต์ที่ใช้ระบบเชื้อเพลิงสองระบบ** (Bi-fuel) เป็นเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ติดตั้งอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติอัดและถังแก๊สเพิ่มเติม สามารถเลือกใช้ได้ทั้งเชื้อเพลิงเบนซิน และเชื้อเพลิงแก๊ส NGV เพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นในการใช้เชื้อเพลิง

3.10 การใช้แก๊ส NGV ในโลก

ในต่างประเทศโดยเฉพาะอย่างยิ่งในทวีปยุโรปและสหรัฐอเมริกามีการใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงกันมานานนับร้อยปี โดยมีการวางท่อส่งแก๊สธรรมชาติไปตามบ้านเรือนเพื่อใช้ในการทำความร้อนในลักษณะเดียวกันกับการวางท่อประปา เนื่องจากเป็นประเทศหนาวและใช้แก๊สธรรมชาติเป็นแก๊สหุงต้มในครัวเรือน การนำแก๊สธรรมชาติมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในรถยนต์มีมากว่า 80 ปีแล้ว โดยประเทศอิตาลีเป็นประเทศแรก ปัจจุบันมีรถยนต์ใช้แก๊ส NGV มากกว่า 300,000 คัน ต่อมาความนิยมใช้แก๊ส NGV มีแพร่หลายมากขึ้นทั้งในทวีปอเมริกาเหนือ (สหรัฐอเมริกากว่า 100,000 คัน, แคนนาดา 20,000 คัน) ในทวีปอเมริกาใต้ (เช่น ประเทศอาร์เจนตินามีประมาณ 600,000 คัน) ในทวีปออสเตรเลียและนิวซีแลนด์ (ประมาณ 12,000 คัน) และในทวีปเอเชีย เช่น ประเทศจีน ญี่ปุ่น เกาหลี ไต้หวัน มาเลเซีย อินโดนีเซีย อินเดีย และ ปากีสถาน รวมถึงทวีปอัฟริกา เช่น อียิปต์ ซึ่งในปัจจุบันทั่วโลกมีรถยนต์ใช้แก๊สธรรมชาติมากกว่า 1,000,000 คัน)

3.11 ยานยนต์แก๊สธรรมชาติในประเทศไทย

ประเทศไทยได้นำแก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) มาใช้ในยานยนต์ตั้งแต่ ปี พ.ศ. 2513 และเป็นที่แพร่หลายมากขึ้นในปี พ.ศ. 2523 เนื่องจากราคาแก๊ส LPG ถูกกว่าน้ำมัน ส่วนใหญ่จะใช้ในรถแท็กซี่และรถสามล้อเครื่อง โดยดัดแปลงเครื่องยนต์ที่นำเข้ามาจากประเทศญี่ปุ่น อย่างไรก็ตามวิธีการดัดแปลงยังอยู่ในขั้นพื้นฐาน และมาตรฐานทางด้านความปลอดภัยยังไม่ดีพอ รวมทั้งกฎระเบียบในด้านความปลอดภัยยังไม่รัดกุม จึงมักก่อให้เกิดอุบัติเหตุเช่น เพลิงไหม้หรือเกิดระเบิดได้ นอกจากนี้สถานีเติมแก๊ส LPG ค่อนข้างขาดแคลน เนื่องจากต้นทุนในการก่อสร้างและที่ดินในเขตกรุงเทพมหานครมีราคาสูง จึงส่งผลให้ตลาดรถยนต์ที่ใช้แก๊ส LPG เป็นเชื้อเพลิง ไม่ได้รับการส่งเสริมและพัฒนาเท่าที่ควร แต่ในปัจจุบันราคาน้ำมันเพิ่มสูงขึ้น จึงมีรถแท็กซี่เปลี่ยนไปใช้แก๊ส LPG เป็นเชื้อเพลิงมากขึ้นถึงร้อยละ 70 - 80 ของจำนวนรถแท็กซี่ที่มีอยู่ในขณะนี้ประมาณ 58,000 คัน ต่อมาองค์การขนส่งมวลชนกรุงเทพ (ขสมก.) ได้นำรถโดยสารปรับอากาศที่ใช้แก๊สธรรมชาติอัดยี่ห้อ BENZ และ MAN จากเยอรมัน จำนวน 82 คัน มาให้บริการแก่ประชาชนตั้งแต่เดือนตุลาคม พ.ศ. 2536 โดยถือเป็นโครงการทดลองใช้เชื้อเพลิงที่สะอาดและสามารถผลิตเองได้ภายในประเทศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากได้ดำเนินการมาระยะหนึ่งแล้ว ได้มีการประเมินผลของการใช้รถดังกล่าว โดยเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ระดับความดังของเสียงภายในห้องผู้โดยสาร และปริมาณมลพิษ ผลการทดสอบพอสรุปได้ว่า รถโดยสารแก๊ส CNG มีอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงมากกว่ารถโดยสารที่ใช้น้ำมันดีเซลเล็กน้อย ในด้านความดังของเสียงปรากฏว่า เมื่อเทียบกันระหว่างตำแหน่งที่มีความดังของเสียงสูงที่สุด รถโดยสารที่ใช้น้ำมันดีเซลมีระดับความดังของเสียงสูงกว่ารถโดยสารแก๊ส CNG (ระดับความดัง 86.4 เดซิเบล และ 80.9 เดซิเบลตามลำดับ) ปริมาณมลพิษจากรถโดยสารแก๊ส CNG และดีเซลที่ทุกความเร็วของการทดสอบ ระดับคาร์บอนมอนอกไซด์ของรถแก๊ส CNG – BENZ และรถ Diesel – BENZ มีปริมาณใกล้เคียงกัน ส่วนรถแก๊ส CNG – MAN มีระดับคาร์บอนมอนอกไซด์สูงกว่ารถ CNG – BENZ ในช่วงความเร็ว 10 – 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง นอกจากนี้ยังพบว่ารถแก๊ส CNG ทั้งสองยี่ห้อ มีระดับควันดำต่ำกว่ารถโดยสารที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

ในปี พ.ศ. 2537 ธนาคารโลกได้ให้ความช่วยเหลือทางด้านวิชาการแก่กระทรวงคมนาคม และสำนักงานคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ (สพช.) ในการว่าจ้างบริษัทที่ปรึกษามาศึกษาการใช้แก๊สธรรมชาติในยานยนต์ในเชิงพาณิชย์ โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อลดปริมาณฝุ่นละอองควันดำ (Particulate Matter : PM) ที่มาจากไอเสียของยานยนต์ โดยเฉพาะในเขตกรุงเทพมหานคร ให้อยู่ในระดับที่ไม่เป็นอันตรายต่อสุขภาพของประชาชน โดยจะต้องทำให้ลดลงร้อยละ 85 ของจำนวนฝุ่นละอองที่ออกมาในปี พ.ศ. 2536 และศึกษาเปรียบเทียบต้นทุนทางด้านเศรษฐศาสตร์ของรถยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติกับรถยนต์ดีเซล ในระดับการปล่อยมลพิษที่ใกล้เคียงกัน การศึกษานี้ได้ใช้มาตรฐานรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซลของรถโดยสาร/รถบรรทุกในระดับ 3 (Euro III) ซึ่งคาดว่าจะมีการบังคับใช้ในปี พ.ศ. 2543 มาเปรียบเทียบต้นทุนกับรถที่ใช้แก๊สธรรมชาติ และผลการศึกษาได้แล้วเสร็จเมื่อกลางปี พ.ศ. 2539 ผลการศึกษาดังกล่าวได้แนะนำว่าตลาดเป้าหมายหลักที่จะนำแก๊สธรรมชาติมาใช้ให้คุ้มค่าในเชิงพาณิชย์ คือ รถโดยสารและรถบรรทุกหนัก ซึ่งประกอบกิจการเดินรถภายในและรอบๆ จุดศูนย์กลางกรุงเทพมหานครเท่านั้น ทั้งนี้เพราะมีข้อจำกัดทางด้านท่อส่งแก๊สธรรมชาติ และเป็นแหล่งกำเนิดไอเสียที่มีปัญหามากกว่าพื้นที่อื่นๆ กลุ่มเป้าหมายรองลงมา ได้แก่ รถบรรทุกสิ่งของ รถแท็กซี่ และรถสี่ล้อ ส่วนรถปิคอัพที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซลนั้นได้แนะนำว่าการเปลี่ยนมาใช้แก๊สธรรมชาติจะไม่คุ้มค่าแต่ให้เปลี่ยนมาใช้ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนหรือใช้แก๊ส LPG จะเหมาะสมกว่า นอกจากนี้บริษัทที่ปรึกษาได้เสนอแนวทางในการพัฒนาเพื่อให้สามารถดำเนินการด้านธุรกิจแก๊สธรรมชาติในยานยนต์ได้ โดยเสนอให้มีการจัดตั้งองค์กรที่สนับสนุนให้เกิดการพัฒนาเทคโนโลยี และการวิเคราะห์ตลาดแก๊สธรรมชาติ รวมทั้งควรมีการพัฒนาข้อบังคับและปรับปรุงกฎระเบียบที่เกี่ยวข้อง เพื่อให้เกิดความปลอดภัยในการใช้แก๊สธรรมชาติทั้งในสถานีบริการ และในรถยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง โดยโครงสร้างของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

องค์กรควรเป็นรูปแบบบริษัท ซึ่งการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย (ปตท.) จะเป็นบริษัทแม่ที่เหมาะสมที่สุด และควรให้การสนับสนุนทางด้านการเงินจนกว่าธุรกิจจะมีรายได้โดยไม่ต้องรับความช่วยเหลือจากภาครัฐอีกต่อไป ในขณะนี้ ปตท. ได้มีการจัดทำแผนการขยายการใช้แก๊สธรรมชาติในยานยนต์ต่างๆ โดยในระยะแรก เป็นการดำเนินการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นระบบเชื้อเพลิงร่วม (Dual-fuel System) ซึ่งใช้ได้ทั้งน้ำมันดีเซล และแก๊สธรรมชาติ รวม 16 คัน และดัดแปลงเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเป็นระบบเชื้อเพลิงสองชนิด (Bi–fuel System) ซึ่งใช้ได้ทั้งน้ำมันเบนซินและแก๊สธรรมชาติ รวม 12 คัน การดัดแปลงและติดตั้งอุปกรณ์ได้แล้วเสร็จเมื่อเดือนมีนาคม พ.ศ. 2543 และได้ทดสอบเครื่องยนต์บนถนนแล้ว คาดว่าจะประเมินผลการทดสอบแล้วเสร็จในเดือนสิงหาคม พ.ศ. 2543 นอกจากนี้ได้มีการประสานงานกับ ขสมก. และ กทม. ในการจัดทำข้อเสนอแผนงานของโครงการ เพื่อรองรับการสนับสนุนจากกองทุนที่ส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน โดยจะนำผลการทดสอบโครงการดังกล่าว ยืนยันประโยชน์ของการใช้แก๊สธรรมชาติ เพื่อช่วยลดปัญหามลพิษทางอากาศ

ในส่วนของโครงสร้างบริการพื้นฐาน ปตท.จะพิจารณาสร้างสถานีบริการแก๊สธรรมชาติ 6 สถานีแรกในปี พ.ศ. 2543 โดย 3 สถานีจะสร้างเพื่อรองรับรถโดยสารของ ขสมก. และรถเก็บขยะของกรุงเทพมหานคร ขณะนี้อยู่ระหว่างหาสถานที่ตั้ง และอีก 3 สถานีจะสร้างที่ ปตท. สำนักงานใหญ่ ศูนย์ปฏิบัติการชลบุรี และโรงแยกแก๊สธรรมชาติจังหวัดระยอง พร้อมกันนี้ ปตท. ได้จัดทำแผนงานเบื้องต้นในการก่อสร้างสถานีบริการแก๊สธรรมชาติ จำนวน 30 สถานี (รวม 6 สถานีแรก) ภายในปีพ.ศ. 2543 – 2547 เพื่อให้บริการรถโดยสาร ขสมก. รถเก็บขยะของกรุงเทพมหานคร และรถเอกชนที่จะดัดแปลงเพิ่มในอนาคต นอกจากนี้ ปตท. กำลังดำเนินการศึกษาความเป็นไปได้ของโครงการวางระบบท่อจำหน่ายแก๊สธรรมชาติรอบกรุงเทพมหานคร และปริมณฑล (Bangkok Ring Gas Pipeline Project) เพื่อพัฒนาโครงสร้างการบริการพื้นฐานในการสนับสนุนการใช้แก๊สธรรมชาติในภาคขนส่ง รวมไปถึงภาคอุตสาหกรรม และภาคการผลิตไฟฟ้าในอนาคตอีกด้วย

3.12 เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติกับผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

จากสภาวะที่อุณหภูมิของโลกร้อนขึ้น ประเทศต่างๆ ก็มุ่งไปสู่การลดปัญหาแก๊สเรือนกระจก และให้ความสนใจเกี่ยวกับคุณภาพของอากาศในประเทศ จึงทำให้มีมาตรฐานในการกำหนดมลพิษที่ปล่อยออกมาจากเครื่องยนต์อย่างเข้มงวดมากขึ้นแต่ก็ยังไม่ดีพอ จนกว่าจะมีการนำเชื้อเพลิงที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมมาใช้ แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงตัวหนึ่งที่เผาไหม้สะอาดกว่าเชื้อเพลิงตัวอื่น หลายประเทศได้ส่งเสริมและสนับสนุนให้ใช้ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นเชื้อเพลิงที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ในประเทศที่ใช้แก๊สธรรมชาติอยู่แล้วก็มีแนวโน้มที่จะขยายให้มีใช้ให้มากขึ้นได้แก่ ประเทศ ออสเตรีย ญี่ปุ่น อินโดนีเซีย เป็นต้น ส่วนประเทศที่ยังไม่ได้เริ่มใช้ รัฐ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บาลก็กำลังส่งเสริมให้มีใช้ในอนาคตเช่น ประเทศไทย ฮ่องกงและสิงค์โป รัฐบาลในหลายประเทศได้สนับสนุนให้ใช้ยานยนต์แก๊สธรรมชาติ โดยมีนโยบายในการลดภาษีนำเข้าอุปกรณ์ที่ใช้ในการดัดแปลงเครื่องยนต์ ตลอดจนยกเว้นภาษีการค้าให้กับอุตสาหกรรมยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ ปัจจุบันทั่วโลกมีการใช้เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติประมาณ 1,250,886 คัน[12] ประเทศที่มีใช้รถยนต์ NGV มากที่สุดคือ อาร์เจนตินา อิตาลี รัสเซีย สหรัฐอเมริกา และบราซิล

จากการทดสอบปริมาณการปล่อยมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงอื่นเปรียบเทียบกับแก๊สธรรมชาติของ Research and Development Institute Saibu Gas Co., Ltd. พบว่ารถยนต์ NGV ปล่อย CO HC NO_x และ CO_2 น้อยกว่ารถที่ใช้น้ำมันเบนซิน โดยเฉพาะการปล่อยแก๊สไนโตรเจนออกไซด์เพียง 300 ppm [13] ในขณะที่รถยนต์ที่ใช้เบนซินมีการปล่อยสูงถึง 1,400 ppm

ตารางที่ 3.4 เปรียบเทียบมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์

ชนิดมลพิษ	แก๊สธรรมชาติ (NG)	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG)	เบนซิน (Gasoline)
คาร์บอนมอนอกไซด์ (% Vol)	0.04	0.04	0.08
ไฮโดรคาร์บอน (ppm)	1,700	1,600	2,200
ไนโตรเจนออกไซด์ (ppm)	300	900	1,400
คาร์บอนไดออกไซด์ (% Vol)	8.5	11.7	14.5

นอกจากนี้มหาวิทยาลัย West Virginia ในประเทศสหรัฐอเมริกา ได้ศึกษาเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยของปริมาณมลพิษจากเครื่องยนต์ CUMMINS LTA – 10 ในรถโดยสารที่ใช้แก๊สธรรมชาติและน้ำมันดีเซล พบว่ารถโดยสารที่ใช้แก๊สธรรมชาติมีการปล่อยแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ ไนโตรเจนออกไซด์ และฝุ่นละอองน้อยกว่ารถที่ใช้น้ำมันดีเซล โดยเฉพาะฝุ่นละอองมีค่าเฉลี่ยเพียง 0.027 g/km ในขณะที่รถดีเซลมีค่าเฉลี่ยสูงถึง 0.965 g/km อย่างไรก็ตามรถ NGV มีการปล่อยแก๊สไฮโดรคาร์บอนสูงกว่ารถดีเซล โดยเฉลี่ยอยู่ที่ 5.52 g/km ในขณะที่รถดีเซลมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 1.51 g/km

จากผลการศึกษาดังกล่าวพบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ จะมีระดับการปล่อยสารพิษที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เบนซินและดีเซล โดยเฉพาะคาร์บอนมอนอกไซด์ และไนโตรเจนออกไซด์ นอกจากนี้ยังมีข้อมูลสนับสนุนจาก The Australian Greenhouse Office ซึ่งเปรียบเทียบรถ NGV กับรถที่ใช้น้ำมันแก๊สโซลีน พบว่ารถ NGV สามารถลดแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ได้ 50–80% ลดแก๊สไนโตรเจนออกไซด์ได้ 60-90% ลดแก๊สไฮโดรคาร์บอนได้ 60–80% ส่วนฝุ่นละอองนั้นไม่ค่อยมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นรถ NGV จึงได้รับความสนใจมากขึ้น โดยเฉพาะข้อได้เปรียบทางด้านที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม

3.13 สถานีเติมแก๊ส NGV

1. สถานีแบบที่มีท่อแก๊ส (Conventional Station) ตั้งอยู่บริเวณแนวท่อส่งแก๊สธรรมชาติ สามารถจ่ายแก๊ส NGV ให้กับรถยนต์ได้เท่านั้น

2. สถานีแบบแม่ (Mother Station) ตั้งอยู่บริเวณแนวท่อส่งแก๊สธรรมชาติ สามารถจ่ายแก๊ส NGV ให้กับรถขนส่งแก๊สธรรมชาติ และรถยนต์

3. สถานีแบบลูก (Daughter Station) รับแก๊สธรรมชาติจากรถขนส่งแก๊สธรรมชาติที่มาจากสถานีแม่ จ่ายแก๊ส NGV ให้กับรถยนต์

ปัจจุบัน ปตท.มีสถานีเติมแก๊ส NGV รวม 8 สถานี และจะเพิ่มจำนวนสถานีเป็น 30 สถานี ภายในปี พ.ศ. 2549 เพื่อรองรับการเพิ่มขึ้นของจำนวนรถยนต์ที่ใช้แก๊ส NGV ในอนาคต ส่วนการขยายจำนวนรถยนต์ที่ใช้แก๊ส NGV ปตท.มีโครงการนำร่องรถแท็กซี่ที่ใช้แก๊ส NGV และการดัดแปลงรถยนต์ของหน่วยงานราชการโดยจะเริ่มจากรถโดยสาร ขสมก. และรถเก็บขยะของ กทม. ก่อน จากนั้นจึงขยายจำนวนไปยังรถกลุ่มอื่นต่อไป

สถานีเติมแก๊สที่ให้บริการในปัจจุบัน ได้แก่

1. สถานี NGV รังสิต คู่รถเมล์ ขสมก.
2. สถานี NGV สำโรง จังหวัดสมุทรปราการ
3. สถานี NGV ศรีเจริญภัณฑ์ ถนนวิภาวดีรังสิต
4. สถานี NGV กิมจีน ถนนพหลโยธิน
5. สถานี NGV สวัสดิการรถไฟ ถนนกำแพงเพชร 2
6. สถานี NGV ถนนกรุงเทพฯ-นนทบุรี
7. สถานี NGV ถนนพัฒนาการ
8. สถานี NGV ถนนพระราม 3

3.14 ระบบโครงสร้างพื้นฐานของยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ

ปัจจัยสำคัญที่ส่งเสริมการใช้รถ NGV ก็คือ การมีระบบท่อส่งแก๊สและสถานีเติมแก๊ส โดยเฉพาะโครงสร้างพื้นฐานในการจัดตั้งสถานีเติมแก๊สซึ่งมีค่าลงทุนสูง ดังนั้นในการจัดตั้งสถานีเติมแก๊สจึงมักคำนึงถึงการอยู่ใกล้กับแหล่งจัดหาแก๊สธรรมชาติ หรือมีเครือข่ายระบบท่อส่งแก๊สธรรมชาติอยู่แล้ว ต้นทุนในการสร้างสถานีเติมแก๊สสำหรับเติมรถจำนวนมากๆ จะมีค่าใช้จ่ายตั้งแต่ 250,000 – 3,000,000 เหรียญสหรัฐฯ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับทำเลที่ตั้ง ราคาที่ดิน และปัจจัยอื่นๆ ประกอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กัน ระบบสถานีเติมเชื้อเพลิงยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติในรูปของแก๊สธรรมชาติอัด (Compressed Natural Gas : CNG) มีอยู่ 2 ระบบด้วยกัน คือ

3.14.1 Fast-fill CNG System เป็นระบบที่ออกแบบมาเพื่อให้สามารถเติมแก๊สให้กับรถได้พร้อมกันถึง 2 คัน โดยใช้เวลาเพียง 3-5 นาที ระบบนี้จะใช้คอมเพรสเซอร์ขนาดเล็กจนถึงขนาดกลาง คือ 25 – 100 ลูกบาศก์ฟุต/นาที และใช้แรงดันแก๊สสูงถึง 5,000 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว โดยมีขนาดถังบรรจุแก๊สประมาณ 20,000 - 60,000 ลูกบาศก์ฟุต

3.14.2 Slow–fill CNG System เป็นระบบที่ออกแบบมาเพื่อเป็นศูนย์กลางในการเติมแก๊สให้กับรถจำนวนมากๆ โดยใช้ระยะเวลาในการเติมประมาณ 6 - 8 ชั่วโมง (ขึ้นอยู่กับปริมาณรถที่เข้ามาเติมด้วย) ระบบนี้ใช้คอมเพรสเซอร์แรงดันปกติทั่วไปประมาณ 3,000 – 3,600 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว และมีขนาดคอมเพรสเซอร์ใหญ่มากประมาณ 100 – 300 ลูกบาศก์ฟุต/นาที เพื่ออัดแก๊สเข้าถังบรรจุของรถโดยตรง

โดยทั่วไประบบของสถานีเติมแก๊สประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ มอเตอร์ ระบบควบคุม และระบบช่วยอื่นๆ ปัจจุบันมีการพัฒนานำระบบไมโครคอมพิวเตอร์มาใช้ในการควบคุมคอมเพรสเซอร์เพื่อตั้งโปรแกรมการทำงานตามที่ต้องการ และเพื่อให้คอมเพรสเซอร์มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้นควรออกแบบสถานีเติมแก๊สเป็นระบบผสมระหว่าง Fast - fill System และ Slow–fill System โดยใช้ระบบเติมเร็วในช่วงกลางวัน และใช้ระบบเติมช้าในช่วงกลางคืน ซึ่งเป็นช่วงที่มีการใช้ไฟฟ้าต่ำจะเป็นการช่วยลดต้นทุนในการดำเนินงานลง จากข้อมูลของ The International Association for Natural Gas Vehicles (IANGV) เมื่อเดือน ธันวาคม พ.ศ. 2542 แสดงสถิติข้อมูลจำนวนสถานีเติมแก๊สทั่วโลกมีประมาณ 3,535 สถานี โดยสหรัฐอเมริกามีสถานีเติมแก๊สมากที่สุด จำนวน 1,287 สถานี รองลงมาคือ อาร์เจนตินา 744 สถานี อิตาลี 308 สถานี แคนนาดา 222 สถานี และสหภาพโซเวียตเดิม 187 สถานี

3.15 ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติ

ปัจจุบันอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติต้องนำเข้ามาจากต่างประเทศเพราะยังไม่มีผู้ผลิตในประเทศ จึงมีราคาค่อนข้างสูง ซึ่งอุปกรณ์ใช้แก๊สฯ ระบบ Diesel Dual Fuel มีราคาประมาณ 350,000 บาท และอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติระบบ Bi-Fuel มีราคาประมาณ 30,000 บาท อย่างไรก็ดี ปตท. ได้ประสานงานกับกระทรวงการคลังในการขอยกเว้น / ลดหย่อนอากรนำเข้าอุปกรณ์ดังกล่าว และประสานงานกับสำนักงานคณะกรรมการส่งเสริมการลงทุน (BOI) ให้การสนับสนุนโดยให้สิทธิประโยชน์แก่ผู้ลงทุน / ประกอบการในธุรกิจที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์ต่างๆ ทั้งในรถยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ และสถานีบริการแก๊สธรรมชาติ ซึ่งจะทำให้ราคาอุปกรณ์ดังกล่าวลดต่ำลงใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อนาคต เนื่องจากราคาแก๊ส NGV มีราคาถูกกว่าเชื้อเพลิงอื่นมากจึงทำให้รถที่วิ่งใช้งานมากๆ เช่น รถแท็กซี่ รถโดยสาร ขสมก. มีความคุ้มค่าต่อการลงทุนดัดแปลงเครื่องยนต์

3.16 ราคาแก๊ส NGV

โดยทั่วไปแก๊ส NGV จะมีราคาต่ำกว่าน้ำมันเบนซิน สำหรับประเทศไทยราคาแก๊ส NGV ได้ถูกกำหนดโดย ปตท. โดยอิงกับราคาขายปลีกน้ำมันดีเซล ปัจจุบันจำหน่ายที่ระดับราคา 50% ของน้ำมันดีเซล และหากเทียบเท่ากับราคาน้ำมันเบนซินแล้ว จะอยู่ในระดับประมาณ 40% ของราคาน้ำมันเบนซิน ถูกกว่าราคาแก๊สหุงต้ม (LPG) ที่มีการชดเชยจากรัฐบาลเต็มที่ประมาณ 20% อย่างไรก็ตามเป็นที่แน่ชัดแล้วว่ารัฐบาลคงต้องลดการอุดหนุนการชดเชยราคาขายแก๊สหุงต้ม ซึ่งจะมีผลทำให้ราคาแก๊ส NGV ต่ำกว่าราคาแก๊สหุงต้มประมาณ 50% ถ้าหากรัฐบาลยกเลิกการชดเชยในอนาคต

ตารางที่ 3.5 อัตราการสิ้นเปลืองและค่าใช้จ่ายของเชื้อเพลิงแต่ละประเภท

เชื้อเพลิง	ปริมาณ	ผลการทดสอบไปได้ระยะทาง	ราคา (บาท)	ค่าใช้จ่ายต่อกิโลเมตร (บาท)
เบนซิน 91	1 ลิตร	11 ก.ม.	15.49	1.40
เบนซิน 95	1 ลิตร	11 ก.ม.	16.49	1.49
LPG	1 ลิตร	7.5 ก.ม.	7.67	1.02
NGV	1 กิโลกรัม	10 ก.ม.	7.65	0.76

หมายเหตุ: ราคาขายปลีก ณ วันที่ 11 ตุลาคม 2545

ระยะเวลาคุ้มทุนในการลงทุนติดตั้งอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติ เราสามารถคำนวณจุดคุ้มทุนได้ดังสมมติฐานข้างล่างนี้

สมมติฐาน : มีรถแท็กซี่ 1 คัน แต่ละวันวิ่งได้ระยะทางเฉลี่ย 400 กม. รถแท็กซี่ขนาดเครื่องยนต์ 1,600 ซีซี น้ำมันเบนซิน 1 ลิตรวิ่งได้ระยะทาง 11 กิโลเมตร โดยเบนซิน 91 มีราคาลิตรละ 15.49* บาท และในการลงทุนติดตั้งอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติระบบ Bi-fuel จะต้องลงทุน 30,000 บาท ซึ่งแก๊ส NGV 1 กิโลกรัมวิ่งได้ระยะทาง 10 กิโลเมตร โดยแก๊ส NGV มีราคากิโลกรัมละ 7.65* บาท (* ราคา ณ วันที่ 11 ตุลาคม 2545)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีเติมน้ำมัน	ต้นทุนค่าใช้จ่าย	=	15.49/11	
		=	1.40	บาท/กิโลเมตร
กรณีเติมแก๊ส NGV	ต้นทุนค่าใช้จ่าย	=	7.65/10	
		=	0.76	บาท/กิโลเมตร
ประหยัดค่าใช้จ่าย		=	1.40-0.76	
		=	0.64	บาท/กิโลเมตร
ใน 1 วันประหยัดค่าใช้จ่าย		=	0.64 x 400	
		=	256	บาท/วัน
ระยะเวลาคืนทุน		=	30,000/256	
		=	117	วัน
		=	ประมาณ 4 เดือน	

พบว่าการลงทุนติดตั้งอุปกรณ์ใช้แก๊สธรรมชาติระบบ Bi-fuel ในรถแท็กซี่จะใช้ระยะเวลาในการคืนทุนไม่นาน คือ ประมาณ 4 เดือน เท่านั้น ซึ่งหากมีการใช้งานรถที่มากขึ้นระยะเวลาคืนทุนจะสั้นลงมากกว่านี้

3.17 การพัฒนายานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ

อุตสาหกรรมการผลิตเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติในช่วงที่ผ่านมามีการดำเนินการใน 2 ลักษณะ คือ อุตสาหกรรมการผลิตเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติโดยเฉพาะ และอุตสาหกรรมการดัดแปลงเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเบนซินหรือดีเซลมาเป็นเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ ซึ่งส่วนใหญ่เป็นการดัดแปลงเครื่องยนต์มากกว่าผลิตขึ้นมาใหม่ แต่ในปัจจุบันมีการผลิตเครื่องยนต์และโครงรถที่ใช้แก๊สธรรมชาติโดยเฉพาะมากขึ้น ซึ่งมีตั้งแต่รถบรรทุกขนาดเล็ก รถโดยสาร ไปจนถึงรถบรรทุกขนาดใหญ่ ในปัจจุบันมีผู้ผลิตอุปกรณ์ดัดแปลงเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติไม่มากนัก ได้แก่ Volvo Caterpillar Cummins MAN Daimler – Chrysler (Mercedes Benz) Scania และ Renault เครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติมีระบบการควบคุมเชื้อเพลิงโดยอาศัยหลักการเดียวกับระบบของ เครื่องยนต์แก๊สโซลีน ซึ่งพัฒนามาตั้งแต่ระบบที่ใช้คาบูเรเตอร์จนถึงระบบหัวฉีดซึ่งควบคุมด้วยระบบดิจิตอล อย่างไรก็ตามการพัฒนาระบบควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบหัวฉีดยังล้าหลังกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน เพิ่งมีผู้ผลิตเพียง 2-3 ราย ที่เริ่มดัดแปลงมาใช้ระบบหัวฉีด และเนื่องจากแก๊สธรรมชาติมีความหนาแน่นต่ำกว่าน้ำมันเชื้อเพลิง ดังนั้นจึงต้องมีการปรับปรุงแก้ไขในเรื่องกำลังของเครื่องยนต์ที่ลดลง

ในด้านต้นทุนการผลิตรถ NGV จะสูงกว่าต้นทุนการผลิตรถที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง จึงทำให้ตลาดรถ NGV ถูกจำกัด ต้นทุนในการดัดแปลงรถจะขึ้นอยู่กับเทคโนโลยีที่ใช้ ขนาดของรถและถังบรรจุแก๊ส โดยรถยนต์ขนาดเล็กจะมีต้นทุนในการดัดแปลงตั้งแต่ 900 – 3,500 เหรียญสหรัฐฯ ส่วนรถโดยสารจะมีต้นทุนตั้งแต่ 14,000 – 40,000 เหรียญสหรัฐฯ สำหรับต้นทุนในการผลิตรถใหม่ จะมีปัญหาเรื่องราคาวัตถุดิบและปริมาณการผลิตที่มีจำนวนน้อย การลดต้นทุนการผลิตโดยการเพิ่มปริมาณการผลิตให้มากขึ้น จะทำได้ต่อเมื่อสามารถขยายตลาดรถ NGV ได้มากขึ้น โดยรัฐบาลในแต่ละประเทศที่ส่งเสริมให้มีการใช้รถ NGV เพื่อลดปัญหามลพิษทางอากาศ ต้องให้การสนับสนุนในรูปของเงินอุดหนุน หรือในรูปของภาษี หรือส่วนลดในการซื้ออุปกรณ์การผลิต หรืออุปกรณ์ดัดแปลงต่างๆ เพื่อช่วยลดต้นทุนในการดำเนินงานลง ซึ่งจะส่งผลให้มีการลงทุนในอุตสาหกรรมรถ NGV เพิ่มมากขึ้น

3.18 ถังบรรจุแก๊ส CNG

ถังที่ใช้บรรจุแก๊สธรรมชาติสำหรับรถ NGV โดยทั่วไปจะแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดหลักๆ คือ ถังที่ทำด้วยเหล็กหรืออลูมิเนียม และถังที่ทำด้วยพลาสติกและเสริมด้วยวัสดุใยแก้ว แต่เนื่องจากถังบรรจุแก๊สธรรมชาติอัดมักมีขนาดใหญ่ และน้ำหนักมากจึงมีการพัฒนาเพื่อให้น้ำหนักเบาลงและมีความทนทานมากขึ้น ซึ่งในปัจจุบันภาคอุตสาหกรรมได้ผลิตถังบรรจุแก๊สธรรมชาติสำหรับรถ NGV มี 4 ชนิดด้วยกัน คือ

<u>ชนิดที่ 1</u> ถังที่ทำด้วยเหล็ก หรือ อลูมิเนียม

<u>ชนิดที่ 2</u> ถังที่ทำด้วยเหล็ก หรือ อลูมิเนียมที่หุ้มด้วยวัสดุใยแก้ว(Fiber glass) ซึ่งเป็นวัสดุที่ทนต่อแรงดึงและทนต่อการกัดกร่อนของกรดได้ดี หรืออาจจะใช้เส้นใยคาร์บอนล้อมรอบตัวถังไว้ทำให้วัสดุมีความแข็งแรงสูงและทนความร้อนได้ดี

<u>ชนิดที่ 3</u> ถังที่ทำด้วยแผ่นอลูมิเนียมที่บางกว่าชนิดที่ 2 และหุ้มด้วยวัสดุใยแก้วหรือเส้นใยคาร์บอนตลอดตัวถัง

<u>ชนิดที่ 4</u> ถังที่ทำด้วยแผ่นพลาสติกและหุ้มด้วยวัสดุใยแก้วและเส้นใยคาร์บอนผสมกัน ถังบรรจุแก๊ส CNG ชนิดแรกจะมีน้ำหนักมากที่สุด แต่ต้นทุนต่ำสุด ส่วนชนิดที่ 3 และ 4 มีน้ำหนักเบากว่า แต่ต้นทุนค่อนข้างสูง สามารถเปรียบเทียบเป็นอัตราส่วนร้อยละได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.6 เปรียบเทียบต้นทุนการผลิตกับน้ำหนักของถังบรรจุแก๊สธรรมชาติสำหรับรถ NGV

ชนิดที่	วัสดุ	ต้นทุน (%)	น้ำหนัก (%)
1	เหล็ก	40	100
2	เหล็ก วัสดุใยแก้ว	80	65
2	อลูมิเนียม วัสดุใยแก้ว	95	55
3	อลูมิเนียม วัสดุใยแก้ว	90	45
3	อลูมิเนียม เส้นใยคาร์บอน	100	25
4	พลาสติก วัสดุใยแก้วผสมเส้นใยคาร์บอน	90	30

เนื่องจากแก๊สธรรมชาติมีความหนาแน่นน้อยกว่าน้ำมัน รถยนต์ NGV จึงควรมีถังบรรจุแก๊สติดตั้งไว้ที่ตัวรถประมาณ 2-4 ถัง เพื่อให้สามารถวิ่งได้ระยะทางมากกว่า 250 ไมล์ หรือมากกว่า 400 กิโลเมตร เนื่องจากถังบรรจุแก๊สมีขนาดใหญ่และน้ำหนักมากจึงเป็นปัญหาหลักของรถ NGV ถึงแม้ว่าในปัจจุบันได้มีการพัฒนาถังบรรจุแก๊สให้มีน้ำหนักเบาลง แต่ก็ยังมีขนาดใหญ่และน้ำหนักมากกว่าถังน้ำมันเชื้อเพลิงทั่วไป โดยมีขนาดและน้ำหนักแตกต่างกันไปแล้วแต่ผู้ผลิตแต่ละราย ซึ่งสามารถเทียบขนาดของถังกับปริมาตรความจุเป็นน้ำ หรือแก๊ส หรือน้ำมันเบนซินให้เห็นความจุที่แตกต่างกันตามความหนาแน่นได้ดังนี้

ตารางที่ 3.7 ขนาดของถังบรรจุแก๊สที่ระดับแรงดัน 3,000 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว (207 บาร์)

ขนาดถัง (นิ้ว)	น้ำหนัก (กิโลกรัม)	ปริมาตรความจุ		
		ความจุน้ำ (ลิตร)	ความจุแก๊ส (ลบ.ฟ.)	ความจุเทียบเท่าน้ำมันเบนซิน (ลิตร)
13.7 x 35	27.2	55.5	504	15.5
13.7 x 40	30.9	64.8	592	18.1
13.7 x 45	34.5	74.4	681	20.8
13.7 x 55	42.2	93.8	857	26.2
15.7 x 35	33.1	72.3	661	20.3
15.7 x 52	49.0	116.2	1,063	32.5
15.7 x 55	51.7	123.9	1,133	34.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.19 มาตรฐานของถังบรรจุแก๊สธรรมชาติอัด

การรับรองมาตรฐานของถังบรรจุแก๊สธรรมชาติอัด มีทั้งหน่วยงานภาครัฐและหน่วยงานอาสาสมัครเข้ามาดำเนินการ ได้แก่มาตรฐาน NGV2 FMVSS 304 CAS B-51 Part 2 และ ISO/DIS 11439 ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

3.19.1 **มาตรฐาน** NGV 2 เป็นมาตรฐานของหน่วยงานอาสาสมัครของสหรัฐอเมริกา รับรองโดย The American National Standards Institute (ANSI) มาตรฐานนี้เป็นการกำหนดเงื่อนไขในการทดสอบและตรวจสอบคุณภาพของถังเพื่อการรับประกันคุณภาพ

3.19.2 **มาตรฐาน** FMVSS 304 เป็นกฎระเบียบที่ออกโดย The U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration (DOT- NHTSA) เนื่องจากในช่วงที่ผ่านมาอุตสาหกรรมการผลิตรถ NGV ประสบปัญหาในเรื่องคุณภาพของถังที่เกิดรอยแตกและทำให้เกิดการรั่วของแก๊ส หน่วยงานดังกล่าวจึงได้ออกมาตรฐานความปลอดภัยสำหรับรถ NGV โดยกฎระเบียบนี้กำหนดให้มีการทดสอบคุณภาพของถังบรรจุแก๊สเพื่อความปลอดภัย การทดสอบจะครอบคลุมในเรื่องของการระเบิด รอบการใช้งาน การถูกไฟไหม้ และการรั่วซึม

3.19.3 **มาตรฐาน** CAS B-51 Part 2 เป็นมาตรฐานอุตสหกรรมของประเทศแคนนาดาที่กระจายอำนาจให้ท้องถิ่นรับรองมาตรฐานของถังบรรจุแก๊ส

3.19.4 **มาตรฐาน** ISO/DIS 11439 เป็นมาตรฐานที่พัฒนามาจาก ISO TC 58/SC 3/WG 17 โดยคณะกรรมการซึ่งอยู่ภายใต้ The international Association of Natural Gas Vehicles

ในช่วงสามปีที่ผ่านมาคณะกรรมการของ ISO /DIS 11439 NGV 2 และ CAS B-51 Part 2 ได้มีการปรับมาตรฐานให้มีความสอดคล้องกับมาตรฐานที่จำเป็นต้องมีการทดสอบ โดยครอบคลุมถึงสภาพการใช้งาน การรับประกันคุณภาพ การทดสอบวัสดุที่ใช้ และการทดสอบการผลิต

3.20 การทดสอบคุณสมบัติของถังบรรจุแก๊สธรรมชาติอัด

ในช่วงที่ผ่านมาคณะกรรมการของ ISO/DIS 11439 NGV 2 และ CSA B-51 Part 2 ได้มีการปรับปรุงมาตรฐานให้สอดคล้องกับมาตรฐานที่จำเป็นต้องมีการทดสอบ โดยครอบคลุมเนื้อหาดังนี้

3.20.1 **สภาพการใช้งาน** (Service Conditions) ได้กำหนดมาตรฐานการออกแบบการทดสอบ และความปลอดภัยของถังแก๊สให้มีอายุการใช้งานไม่เกิน 20 ปี ที่ระดับแรงดัน 200-240

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บาร์ ณ อุณหภูมิ 15 องศาเซลเซียส (หรือเท่ากับ 3,000 – 3,600 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ณ อุณหภูมิ 70 องศาฟาเรนไฮท์) และกำหนดให้ถังบรรจุแก๊สต้องมีการตรวจสอบทุกๆ 3 ปี หรือหลังจากการเกิดอุบัติเหตุ

3.20.2 **การประกันคุณภาพ** (Quality Assurance) เกี่ยวข้องกับระยะเวลาในการทดสอบและตรวจสอบสภาพของถังแก๊ส เพื่อให้ผู้ผลิตถังได้ผลิตถังให้ได้ตามมาตรฐานการออกแบบและทดสอบ ซึ่งส่วนใหญ่จะควบคุมดูแลโดยหน่วยงานของรัฐและมีคณะกรรมการ NGV 2 เป็นผู้กำหนดแนวทางปฏิบัติในด้านนี้ ทั้งนี้ผู้ผลิตซึ่งมีระบบตรวจสอบคุณภาพจะต้องมีการลงทะเบียนให้เป็นไปตามมาตรฐาน ISO 9001-9002 เพื่อนำไปสู่การตรวจสอบและทดสอบการผลิต หรืออาจจ้างผู้ตรวจสอบอิสระเข้ามาทำหน้าที่ตรวจสอบและทดสอบระบบคุณภาพของผู้ผลิตเป็นระยะๆ โดยผู้ตรวจสอบจะต้องให้การรับรองว่าวัสดุที่ใช้และการออกแบบเป็นไปตามมาตรฐานที่กำหนด

3.20.3 **วัสดุและการทดสอบวัสดุที่ใช้** (Materials and Material Testing) ตัวถังบรรจุแก๊สที่เป็นถังชั้นนอกและถังชั้นในต้องทำด้วยเหล็กหรืออลูมิเนียม ซึ่งได้รับการทดสอบแล้วว่ามีความแข็งแรงทนต่อแรงกระทบและการผุกร่อนได้ดี ในส่วนที่เสริมด้วยเส้นใยต้องทำจากเส้นใยคาร์บอนและเส้นใยแก้วตามสัดส่วนที่กำหนด ซึ่งทดสอบแล้วว่าทนต่อแรงระเบิดได้ นอกจากนี้เรซินที่ใช้ครอบต้องเป็นวัสดุพลาสติกที่ทำให้อ่อนตัวได้โดยใช้ความร้อน ขณะที่คุณสมบัติเดิมไม่เปลี่ยนแปลง (Thermoplastic) หรือเป็นพลาสติกชนิดที่ถูกความร้อนครั้งหนึ่งแล้วก็หมดคุณสมบัติในการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง (Thermosetting plastic)

3.20.4 **การทดสอบการผลิต** (Batch and Production Testing) เป็นการสุ่มตัวอย่างในการผลิตแต่ละครั้ง เพื่อทดสอบให้มั่นใจว่าในการผลิตถังบรรจุแก๊สแต่ละครั้งมีการออกแบบ และทำตัวถังเหมือนกันทุกครั้ง หรือความคงที่ในกระบวนการผลิตโดยไม่มีการปรับลดคุณสมบัติของวัสดุที่ใช้ในการผลิต การทดสอบจะรวมถึงการขยายตัวของถังชั้นนอกและถังชั้นใน การเคลือบการรั่ว ความสมดุลของของเหลว การระเบิด และระยะเวลาการใช้งานให้แน่ใจ

3.20.5 **การทดสอบคุณสมบัติของถัง** (Qualification Testing) เป็นการทดสอบเพื่อให้แน่ใจว่าการออกแบบถังบรรจุแก๊สมีความปลอดภัยตลอดอายุการใช้งาน โดยมีการทดสอบเมื่อมีการออกแบบถังใหม่หรือมีการปรับปรุงถังที่ใช้งานอยู่แล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

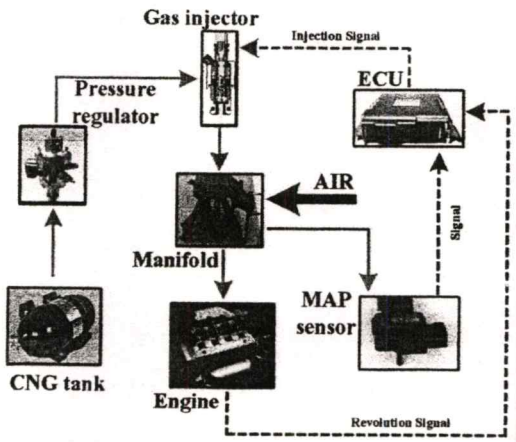
บทที่ 4
เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบหัวฉีดประจำสูบ

เครื่องยนต์ที่ใช้ระบบหัวฉีดเชื้อเพลิง [14] โดยทั่วไปจะมีหัวฉีดกระบอกสูบละ 1 ตัว เชื้อเพลิงที่ฉีดออกจากหัวฉีดแต่ละตัวจะมีปริมาณเท่ากันและมีความเหมาะสมกับปริมาณอากาศที่ถูกดูดเข้ากระบอกสูบตามสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ในขณะนั้น โดยหัวฉีดจะถูกควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงด้วยชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์

ในส่วนของงานวิจัยนี้ได้ใช้เครื่องยนต์ระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบ D-Jetronic มาดัดแปลงใช้กับเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

4.1 หลักการเบื้องต้นของระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบ D-Jetronic

ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบ D-Jetronic ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติเครื่องนี้ถูกดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

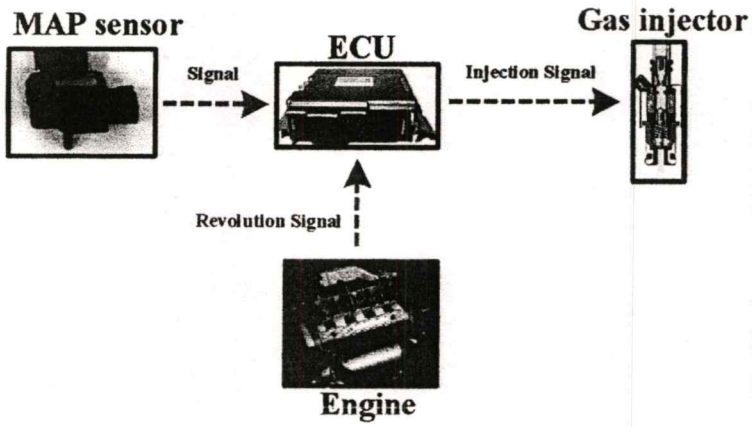


รูปที่ 4.1 หลักการของระบบฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์แบบ D-Jetronic ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ

เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่มีความดันภายในถังประมาณ 200 bar ถูกส่งไปยังหัวฉีดแก๊สธรรมชาติ (Gas Injectors) ซึ่งถูกติดตั้งอยู่บริเวณท่อไอดี (Intake port) ของแต่ละสูบโดยใช้อุปกรณ์ลดแรงดันของแก๊ส (Pressure regulator) เป็นตัวลดแรงดันของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ จากแรงดันประมาณ 200 bar ไปเป็น 2.5 bar เมื่อมีสัญญาณไฟฟ้าจากกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ป้อนเข้าสู่หัวฉีด เชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปผสมกับอากาศภายในท่อไอดีของแต่ละสูบเพื่อบรรจุส่วนผสมเข้ากระบอกสูบของเครื่องยนต์ ปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออกมาจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับ

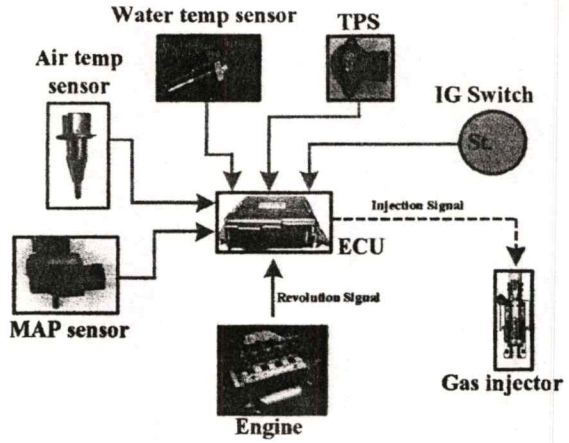
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระยะเวลาในการป้อนสัญญาณไฟฟ้าเข้าหัวฉีด คือถ้ามีสัญญาณไฟฟ้าจากกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์สั่งให้ฉีดนานขึ้นปริมาณเชื้อเพลิงจะถูกฉีดออกมามาก โดยที่ระบบฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์แบบ D-Jetronic เป็นระบบการฉีดที่มีการควบคุมระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงด้วยวิธีการวัดความดันของอากาศภายในท่อร่วมไอดีแล้วเปลี่ยนเป็นสัญญาณไฟฟ้าป้อนเข้าสู่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ร่วมกับสัญญาณความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เพื่อกำหนดระยะเวลาการฉีดที่เหมาะสมกับปริมาณอากาศที่บรรจุเข้ากระบอกสูบคือ เมื่ออากาศไหลเข้าสู่กระบอกสูบมาก กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์จะกำหนดระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงมากขึ้น ซึ่งขณะที่เครื่องยนต์มีความเร็วรอบต่ำ ลิ้นเร่ง (Throttle valve) จะเปิดให้อากาศไหลเข้ากระบอกสูบน้อยลง ความดันของอากาศภายในท่อร่วมไอดีจะต่ำ คือเป็นสุญญากาศมากขึ้น ตัวตรวจจับสุญญากาศ (Manifold Air Pressure Sensor) จะส่งสัญญาณไฟฟ้าที่สัมพันธ์กับแรงดันของอากาศภายในท่อร่วมไอดีในขณะนั้น แล้วป้อนสัญญาณไฟฟ้าเข้าสู่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ให้กำหนดระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติให้น้อยลงและถ้าหากลิ้นเร่งเปิดให้อากาศไหลเข้ากระบอกสูบมาก (ขณะเร่งเครื่องยนต์) ความดันของอากาศภายในท่อร่วมไอดีจะสูงขึ้น คือเป็นสุญญากาศน้อยลง ตัวตรวจจับสุญญากาศจะส่งสัญญาณไฟฟ้าไปป้อนให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ให้กำหนดระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงมากขึ้น



รูปที่ 4.2 การควบคุมระยะเวลาการฉีดพื้นฐานของระบบการฉีดแบบ D-Jetronic ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



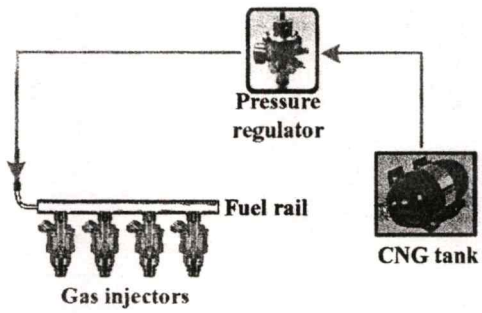
รูปที่ 4.3 การเพิ่มระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบ D-Jetronic

สัญญาณการสตาร์ทเครื่องยนต์จากขั้ว St. ของสวิตช์สตาร์ทเครื่องยนต์ ตัวตรวจจับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ ตัวตรวจจับสุญญากาศ และตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่ง จะเป็นตัวส่งข้อมูลสัญญาณไฟฟ้าป้อนให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อนำไปประมวลผลในการเพิ่มระยะเวลาในการฉีดให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ โดยตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจะส่งข้อมูลเป็นสัญญาณไฟฟ้าให้แก่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ให้ฉีดเชื้อเพลิงตามความเหมาะสมกับสภาพอุณหภูมิของเครื่องยนต์ คือ เมื่อเครื่องยนต์มีอุณหภูมิต่ำจะเพิ่มระยะเวลาในการฉีดให้นานขึ้น ส่วนสัญญาณการสตาร์ท จะเป็นสัญญาณที่ส่งข้อมูลให้แก่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อให้เพิ่มระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงในขณะที่สตาร์ทเครื่องยนต์ และตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งจะส่งข้อมูลสัญญาณไฟฟ้าไปยังกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ให้เพิ่มระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับสภาพการทำงานของเครื่องยนต์ ส่วนตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศจะเป็นตัวส่งข้อมูลสัญญาณไฟฟ้าให้แก่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อใช้ในการปรับระยะเวลาในการฉีดให้เหมาะสมกับอุณหภูมิของอากาศในขณะนั้น คือจะฉีดเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าสู่เครื่องยนต์ต่ำกว่าค่าที่กำหนด แต่ถ้าหากอุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์มีอุณหภูมิสูงกว่าค่าที่กำหนด กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์จะทำการลดระยะเวลาในการฉีดลง

ระบบการฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์แบบ D-Jetronic ที่ใช้กับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาตินี้จะประกอบไปด้วยระบบย่อย ๆ อีก 4 ระบบ คือ ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ ระบบประจุอากาศ ระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ และระบบจุดระเบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

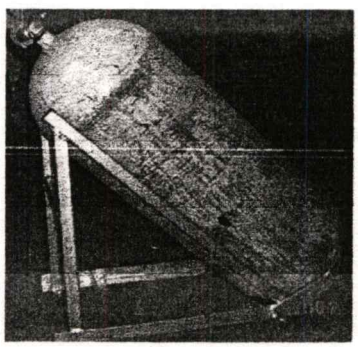
4.2 ระบบจ่ายเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ



รูปที่ 4.4 ส่วนประกอบของระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญดังนี้ คือ ถังบรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ อุปกรณ์ลดแรงดัน ท่อจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ และหัวฉีดแก๊สธรรมชาติ

4.2.1 **ถังบรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ** ถังที่ใช้บรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติอัด ที่ใช้สำหรับยานยนต์โดยทั่วไปจะแบ่งออกเป็น 2 ประเภทด้วยกัน คือถังบรรจุที่ทำมาจากวัสดุเหล็กหรืออลูมิเนียม และอีกประเภทหนึ่งทำมาจากวัสดุจำพวกพลาสติกและมีการเสริมวัสดุใยแก้วด้วยเพื่อเพิ่มความทนทาน ถังบรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติทุกใบได้ผ่านกระบวนการทดสอบคุณสมบัติด้านความปลอดภัยมาแล้ว ก่อนนำมาใช้งานจริงทำให้มีความปลอดภัยสูงสุดเมื่อนำมาใช้งาน และถังบรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่นำมาใช้ทดสอบนี้เป็นถังที่ทำมาจากวัสดุเหล็ก ขนาด 75 ลิตรสามารถบรรจุแก๊สธรรมชาติอัดได้ประมาณ 20 ลิตรน้ำ และยังสามารถทนแรงดันในการอัดแก๊สธรรมชาติได้ถึง 6,000 psi หรือ ประมาณ 200 bar

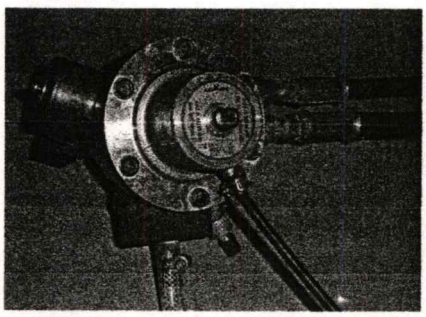


รูปที่ 4.5 ถังบรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติอัด

4.2.2 **อุปกรณ์ลดแรงดัน** (Pressure regulator) อุปกรณ์ลดแรงดันตัวนี้ หรือที่เรียกกันโดยทั่วไปว่า " หม้อต้ม " มีหน้าที่ลดแรงดันของแก๊สธรรมชาติจาก 200 bar ให้เหลือแรงดันเท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงดันใช้งาน โดยปกติอยู่ที่ 2.5 - 2.6 bar ซึ่งขั้นตอนในการลดจะแบ่งออกเป็น 2 ขั้นตอน ขั้นตอนแรกจะลดความดันจากถังประมาณ 200 bar ให้เหลือประมาณ 10 bar ขั้นตอนที่สองจะลดความดันประมาณ 10 bar ให้เหลือ 2.5 - 2.6 bar ซึ่งการลดความดันที่มีค่าสูงๆ ให้เหลือค่าความดันต่ำๆ จะทำให้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีอุณหภูมิเย็นจัด ซึ่งอาจจะส่งผลต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ได้ ดังนั้นจึงออกแบบให้มีน้ำหล่อเย็นจากเครื่องยนต์ไหลผ่านเข้ามาในหม้อต้ม เพื่อแลกเปลี่ยนอุณหภูมิกันระหว่างเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับน้ำหล่อเย็น ซึ่งทำให้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีอุณหภูมิที่เหมาะสมมากขึ้นก่อนนำไปใช้งาน



รูปที่ 4.6 อุปกรณ์ลดความดันของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติอัด

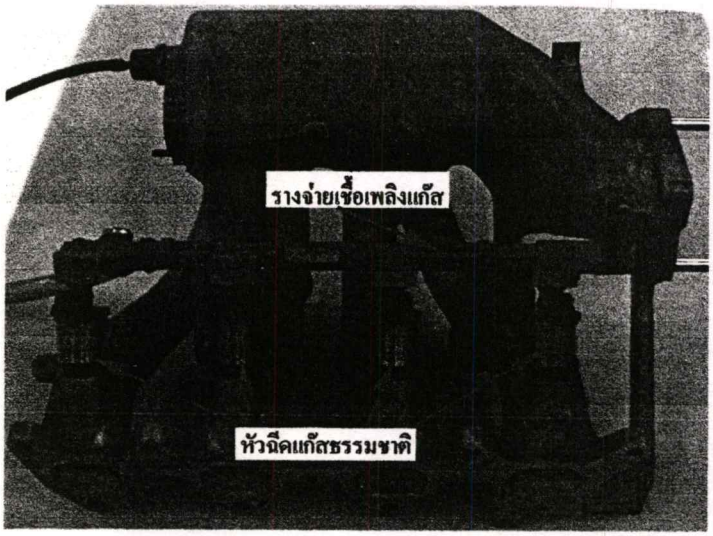
4.2.3 **ท่อจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ** ท่อจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเป็นอุปกรณ์สำหรับจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไปยังหัวฉีดแก๊สธรรมชาติ โดยทั่วไปท่อจ่ายจะมีขนาดค่อนข้างใหญ่ เพื่อให้สามารถจ่ายเชื้อเพลิงสำหรับในการฉีดในแต่ละรอบของเครื่องยนต์ได้เพียงพอ และเป็นตัวที่ป้องกันไม่ให้ความดันของเชื้อเพลิงเปลี่ยนไปเนื่องจากเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไหลเข้าไม่ทันขณะมีการฉีด

รูปที่ 4.7 ท่อจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

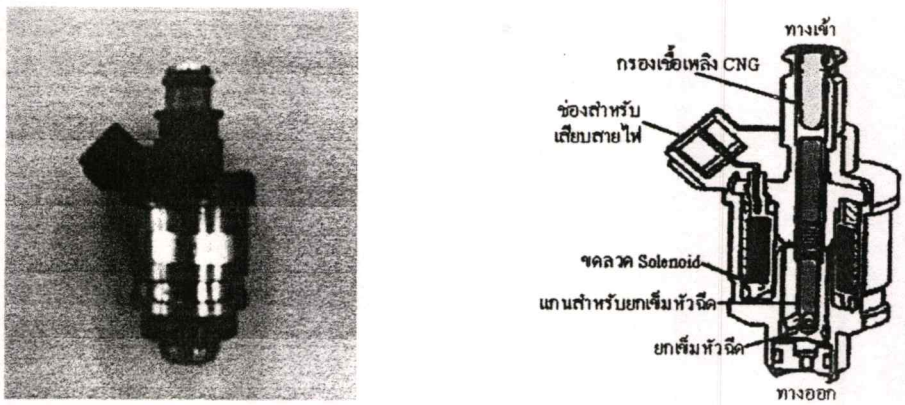
4.2.4 **หัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ** (Gas injectors) ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติจะมีหัวฉีดแก๊สธรรมชาติติดตั้งสูบละ 1 ตัวสำหรับทำหน้าที่ฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเข้าไปผสมกับอากาศในท่อไอดี หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ใช้นี้เป็นหัวฉีดแบบแม่เหล็กไฟฟ้าเหมือนกับหัวฉีดในเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยนต์แก๊สโซลีนบังคับการปิดเปิดของหัวฉีดด้วยโซลินอยด์ไฟฟ้าซึ่งได้รับสัญญาณไฟฟ้ามาจากกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์



รูปที่ 4.8 ตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ท่อไอดี



รูปที่ 4.9 หัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติและส่วนประกอบภายในของหัวฉีด

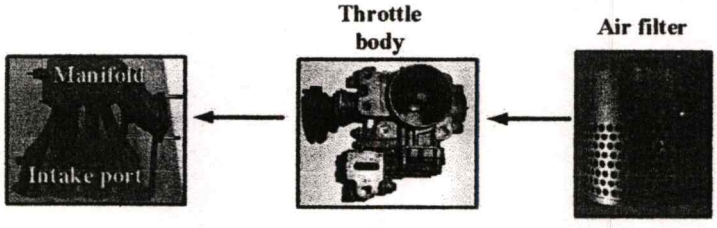
เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ไหลมาจากท่อจ่ายเข้าไปยังหัวฉีดโดยผ่านกรองลงไปยังเข็มหัวฉีดที่ปลายของหัวฉีด ซึ่งในตำแหน่งที่ยังไม่ทำงานเข็มหัวฉีดจะถูกสปริงดันให้แนบสนิทอยู่กับบ่าลิ้นไม่ให้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไหลออกไปได้ เมื่อมีสัญญาณไฟฟ้าจากกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ป้อนเข้าไปที่ขดลวดโซลินอยส์ในหัวฉีด จึงทำให้เกิดสนามแม่เหล็กรอบขดลวดตัวอาร์เมเจอร์และถูกดูดให้เลื่อนขึ้น เข็มหัวฉีดซึ่งติดอยู่กับตัวอาร์เมเจอร์ก็จะยกตัวขึ้นจากบ่าลิ้น เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่มีแรงดันประมาณ 2.5-2.6 bar ไหลออกไปในลักษณะที่เป็นแก๊ส ส่วนปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออกมาจะมากหรือน้อยก็ขึ้นอยู่กับระยะเวลาในการป้อนสัญญาณไฟฟ้าเข้าขดลวดโซลินอยด์ของหัวฉีด การปิดเปิดของเข็มหัวฉีดจะมีความไวสูงมากประมาณ1-1.5 ms. เนื่องจาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เข็มหัวฉีดมีระยะการยกตัวขึ้นน้อยมากประมาณ 0.1 mm. ดังนั้นการฉีดของหัวฉีดจึงมีความเที่ยงตรงและแม่นยำสูง

4.3 ระบบประจุอากาศ (Air Induction System)

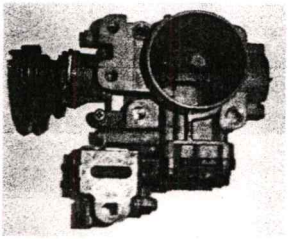
ระบบประจุอากาศของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติเครื่องนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญดังนี้ คือ กรองอากาศ เรือนลิ้นเร่ง ท่อรวมไอดี ท่อไอดี และตัวตรวจจับสุญญากาศ



รูปที่ 4.10 ระบบประจุอากาศของเครื่องยนต์หัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

กรองอากาศในระบบประจุอากาศนี้จะทำหน้าที่เหมือนกับกรองอากาศของเครื่องยนต์ทั่วไป คือกรองฝุ่นละอองออกจากอากาศที่ไหลเข้าไปในกระบอกสูบ กรองอากาศควรทำความสะอาดอยู่เสมอ หากกรองอากาศเกิดการอุดตันอาจจะทำให้เครื่องยนต์สตาร์ทติดยาก

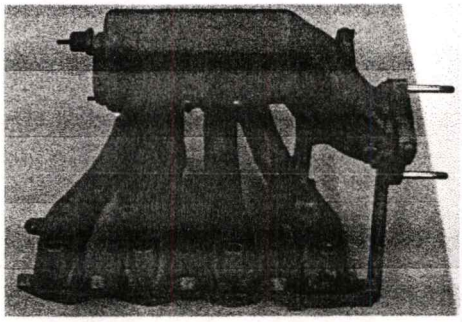
4.3.1 **เรือนลิ้นเร่ง** (Throttle body) เรือนลิ้นเร่งจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญๆ คือ ลิ้นเร่ง มีหน้าที่ในการควบคุมปริมาณอากาศที่ไหลเข้ากระบอกสูบของเครื่องยนต์ ซึ่งจะเป็นตัวควบคุมความเร็วของเครื่องยนต์ด้วย สกรูปรับแต่งรอบเดินเบา มีหน้าที่เปิดให้อากาศไหลเข้ากระบอกสูบโดยไม่ต้องผ่านลิ้นเร่ง เนื่องจากขณะเครื่องยนต์เดินเบาลิ้นเร่งจะปิด จึงจำเป็นต้องมีช่องทางพิเศษอื่นเพื่อให้อากาศไหลเข้ากระบอกสูบได้ และอุปกรณ์ตัวสุดท้ายที่ติดตั้งอยู่กับเรือนลิ้นเร่งคือ ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่ง เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ บอกตำแหน่งการเปิดของลิ้นเร่งเป็นสัญญาณไฟฟ้าป้อนให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงหรือตัดสัญญาณการฉีดของหัวฉีด



รูปที่ 4.11 ตัวเรือนลิ้นเร่งของเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.2 **ท่อร่วมไอดี** (Manifold) ท่อร่วมไอดีมีหน้าที่ในการป้องกันการกระเพื่อมของอากาศภายในระบบ เนื่องจากอากาศถูกดูดเข้ากระบอกสูบเป็นช่วงๆ ตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ทำให้ต้องออกแบบท่อร่วมไอดีให้มีขนาดใหญ่เพื่อป้องกันการกระเพื่อมของอากาศ หากออกแบบท่อร่วมไอดีให้มีขนาดเล็ก อากาศที่ถูกดูดผ่านระบบประจุอากาศจะมีลักษณะเป็นคลื่นส่งผลทำให้ความดันภายในท่อร่วมไอดีมีการเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาทำให้ตัวตรวจจับสุญญากาศที่ควบคุมการทำงานด้วยความดันมีความผิดพลาดไปได้ในการวัดค่าความดัน



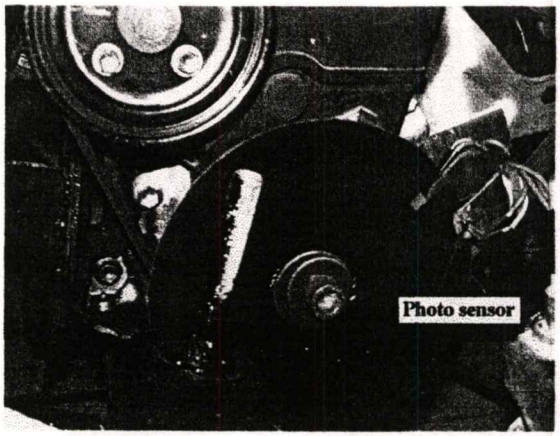
รูปที่ 4.12 ท่อร่วมไอดีของเครื่องยนต์

4.4 ระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic control system)

ระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติเครื่องนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญดังนี้คือ ตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยง ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำ ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่ง ตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจน ตัวตรวจจับสุญญากาศและกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์

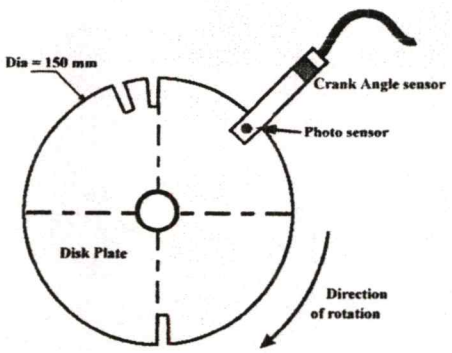
4.4.1 **ตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยง** (Crank angle sensor) ตัวตรวจจับมุมองศาของเพลาข้อเหวี่ยงนี้จะทำหน้าที่ บอกตำแหน่งการเคลื่อนที่ของเพลาข้อเหวี่ยงและความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยส่งข้อมูลเป็นสัญญาณไฟฟ้าประมาณ 5 โวลท์ ให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ เพื่อให้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ใช้เป็นข้อมูลในการกำหนดจังหวะในการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงและกำหนดระยะเวลาในการฉีด อุปกรณ์ชุดนี้ถูกติดตั้งที่บริเวณเพลาข้อเหวี่ยงด้านหน้าของเครื่องยนต์ติดกับพูลเลย์ขับสายพาน ในการติดตั้งสามารถทำได้โดยหมุนเครื่องยนต์ให้สูบ 1 อยู่ในตำแหน่งอัดสุด แล้วติดตั้งตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยงให้เยื้องกับมาร์คที่ตำแหน่ง 0 องศาที่หน้ากากของเครื่องยนต์ไป 60 องศาของมุมเพลาข้อเหวี่ยงในทิศทางตามเข็มนาฬิกา เหตุผลที่ติดตั้งตัวตรวจจับให้เยื้องไป 60 องศา เพื่อให้สอดคล้องกับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ที่หน่วงเวลาในการทำงานออกไปประมาณ 60 องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.13 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยงในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ

การออกแบบอุปกรณ์ตรวจจับมุมองศาของเพลาข้อเหวี่ยงถูกแบ่งออกเป็นสองส่วน ส่วนแรกคือ แผ่น Plate เป็นส่วนที่ใช้สำหรับตัดต่อสัญญาณ แผ่น Plate นี้ถูกออกแบบให้เป็นแผ่นวงกลมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 150 มิลลิเมตร และภายในแผ่นถูกเซาะให้เป็นร่อง 3 ร่องแต่ละร่องกำหนดให้มีความกว้าง 5 องศา สองร่องแรกถูกกำหนดให้ใช้เป็นสัญญาณในการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง ร่องคู่นี้จะห่างกัน 10 องศา และอีกร่องหนึ่งถูกออกแบบให้ห่างจากร่องคู่แรกประมาณ 180 องศา ร่องนี้ถูกใช้เพื่อเป็นสัญญาณในการนับจำนวนรอบของเครื่องยนต์ ทั้ง 3 ร่องนี้จะทำงานสัมพันธ์กัน สำหรับส่วนที่สองจะเป็นตัวส่งสัญญาณไฟฟ้าให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ ประกอบด้วย แผงวงจรและ Photo sensor จำนวน 2 ตัว ติดตั้งคร่อมอยู่กับแผ่น Plate ซึ่งเป็นตัวรับและตัวส่งสัญญาณ เมื่อหมุนแผ่น Plate ให้ช่องว่างมาตรงกัน Photo sensor ทั้ง 2 ตัวจะทำตัวเหมือนกับสะพานไฟต่อสัญญาณถึงกันและส่งสัญญาณไฟฟ้าไปยังกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ และหากแผ่น Plate หมุนต่อไปอีกสัญญาณก็จะถูกตัดทำให้ไม่มีสัญญาณไฟฟ้า



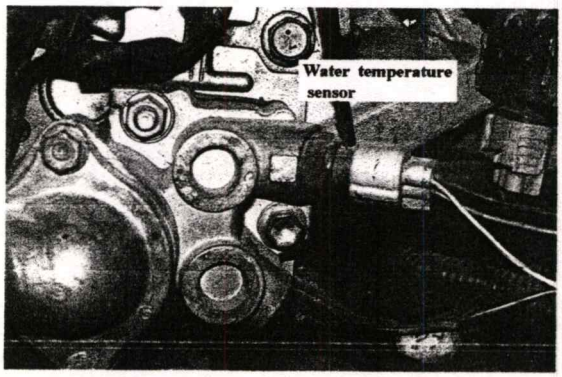
รูปที่ 4.14 การออกแบบและติดตั้ง Photo sensor กับแผ่น Plate ของตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2 **ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำ** (Water temperature sensor) ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำทำหน้าที่ ตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่อยู่ภายในเครื่องยนต์ แล้วเปลี่ยนอุณหภูมิที่วัดได้เป็นสัญญาณไฟฟ้าแล้วป้อนเข้าสู่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ เพื่อเพิ่มระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้นานขึ้นขณะที่เครื่องยนต์มีอุณหภูมิต่ำ

รูปที่ 4.15 ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำ

ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำถูกติดตั้งเอาไว้ที่บริเวณทางออกของน้ำหล่อเย็นในเครื่องยนต์ ภายในตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำจะมีตัวต้านทานแบบค่าสัมประสิทธิ์ทางอุณหภูมิเป็นลบ หรือตัว NTC resistor (Negative temperature coefficient) มีค่าความต้านทานลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น จากคุณสมบัตินี้ถูกนำไปใช้ในการเปลี่ยนแปลงค่าแรงดันไฟฟ้าเพื่อป้อนข้อมูลให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์สำหรับใช้ในการปรับแก้ระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้ได้อัตราส่วนที่เหมาะกับอุณหภูมิของเครื่องยนต์ในขณะนั้น



รูปที่ 4.16 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำในเครื่องยนต์หัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

4.4.3 **ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ** (Air temperature sensor) ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศจะทำหน้าที่ตรวจวัดอุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้แล้วเปลี่ยนอุณหภูมิที่วัดได้เป็นสัญญาณไฟฟ้าป้อนให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อปรับระยะเวลาในการฉีดของหัวฉีดให้เหมาะสมกับอุณหภูมิของอากาศที่เปลี่ยนแปลงไป จากหลักการที่อากาศถูกดูดเข้าห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

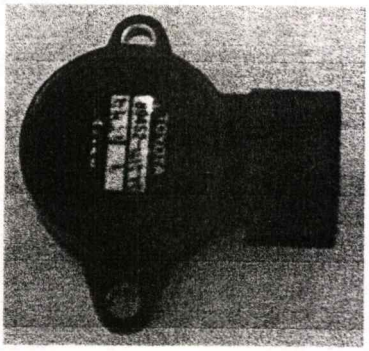
ที่มีอุณหภูมิไม่คงที่ทำให้น้ำหนักต่อปริมาตรของอากาศหรือค่าความหนาแน่นของอากาศเปลี่ยนไป เมื่ออุณหภูมิของอากาศสูงขึ้นค่าความหนาแน่นของอากาศจะลดลงทำให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศหนาขึ้น แต่หากอากาศมีอุณหภูมิต่ำลงค่าความหนาแน่นของอากาศจะสูงขึ้นทำให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศบางลง ดั้งนั้นเพื่อแก้ไขข้อบกพร่องที่เกิดขึ้นนี้จึงจำเป็นต้องมีการเพิ่มระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้นานขึ้นเมื่ออุณหภูมิของอากาศต่ำและลดระยะเวลาในการฉีดให้น้อยลงเมื่ออากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยกำหนดอุณหภูมิมาตรฐานของอากาศที่ 20 องศาเซลเซียส

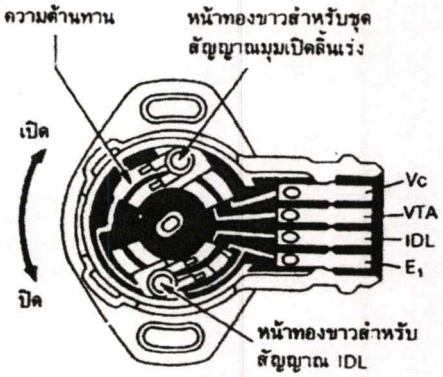
รูปที่ 4.17 ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ

รูปที่ 4.18 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ

4.4.4 ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่ง (Throttle position sensor) อุปกรณ์ตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งนี้ทำหน้าที่บอกตำแหน่งการเปิดของลิ้นเร่ง ซึ่งเป็นตัวบอกสภาวะการรับภาระของเครื่องยนต์ในลักษณะของรูปสัญญาณไฟฟ้าให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อเพิ่มระยะเวลาในการฉีดหรือตัดสัญญาณการฉีด ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งโดยทั่วไปมีหลายแบบและมีหลักการทำงานที่คล้ายๆกัน แต่ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงแบบที่ใช้กันในเครื่องยนต์โตโยต้าที่นำมาทดสอบคือแบบเชิงเส้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

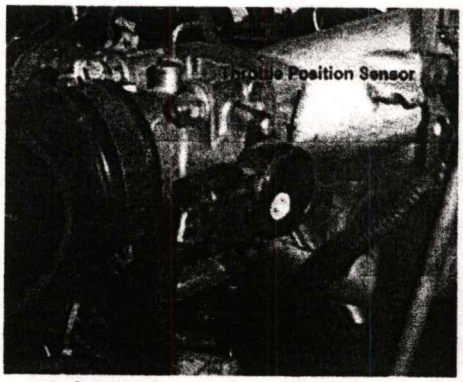




รูปที่ 4.19 ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งและส่วนประกอบของตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งแบบเชิงเส้น

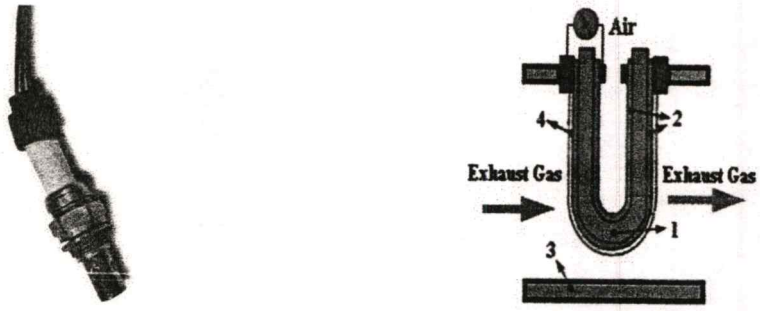
ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งแบบเชิงเส้นนี้จะประกอบด้วยแผ่นเลื่อน 2 ตัวที่มีหน้าสัมผัสสำหรับสัญญาณรอบเดินเบากับหน้าสัมผัสสำหรับสัญญาณการเปิดมุมของลิ้นเร่ง แผ่นเลื่อนทั้งสองตัวจะหมุนไปพร้อมกับการหมุนของลิ้นเร่ง โดยแผ่นเลื่อนของหน้าสัมผัสสำหรับการเปิดมุมของลิ้นเร่งจะสัมผัสอยู่กับตัวต้านทานที่ต่อถึงกันระหว่างขั้ว Vcc และขั้ว E_2 เมื่อลิ้นเร่งเปิด แผ่นเลื่อนจะหมุนไปในทิศทางตามเข็มนาฬิกา ซึ่งมีผลทำให้ค่าความต้านทานระหว่างขั้ว Vcc และขั้ว VTA ลดลง จากการเปลี่ยนแปลงค่าความต้านทานระหว่างขั้ว Vcc และขั้ว VTA ของตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งนี้จะถูกนำไปใช้เป็นสัญญาณไฟฟ้าในการบอกตำแหน่งของลิ้นเร่งให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ ส่วนแผ่นเลื่อนของหน้าสัมผัสสำหรับสัญญาณรอบเดินเบา ขณะที่เครื่องยนต์เดินเบา ลิ้นเร่งถูกปิดอยู่ แผ่นเลื่อนจะต่อวงจรถึงกันระหว่างขั้ว IDL กับขั้ว E_2 เมื่อเร่งเครื่องยนต์ แผ่นเลื่อนจะหมุนเคลื่อนที่ไปในทิศทางตามเข็มนาฬิกา ทำให้ขั้ว IDL และขั้ว E_2 ไม่ต่อถึงกัน เนื่องจากแผ่นวงจรถูกออกแบบให้ขาดจากกันทำให้เมื่อแผ่นเลื่อนหมุนเลยไป ขั้ว IDL และขั้ว E_2 ขาดวงจรจากกัน แต่เมื่อเครื่องยนต์กลับมาอยู่ในตำแหน่งเดินเบาแผ่นเลื่อนจะกลับมาต่อขั้ว IDL และขั้ว E_2 อีกครั้ง จากการตัดและต่อของวงจรระหว่างขั้ว IDL และขั้ว E_2 จะใช้สำหรับบอกภาวะการเดินเบาของเครื่องยนต์ให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อกำหนดให้เพิ่มหรือลดระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.20 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ

4.4.5 ตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจน (Oxygen sensor) ตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนเป็นตัวรับรู้ที่ใช้ในการตรวจวัดปริมาณออกซิเจนในแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ และจะส่งสัญญาณไฟฟ้าที่วัดได้ให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อปรับระยะเวลาในการฉีดให้อัตราส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงเป็นไปตามทฤษฎี ซึ่งเป็นอัตราส่วนผสมที่มีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ที่สุด อย่างไรก็ตามอัตราส่วนผสมที่ได้จากการควบคุมของกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์อาจมีการเบี่ยงเบนบ้างเนื่องจากความบกพร่องหรือความคลาดเคลื่อนในการทำงานของอุปกรณ์ภายในระบบ หากอัตราส่วนผสมที่ป้อนเข้ากระบอกสูบหนาหรือบางเกินไปจะทำให้เครื่องยนต์เผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ปริมาณออกซิเจนในไอเสียที่วัดได้จะถูกนำไปใช้เป็นข้อมูลในการแก้ไขระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้เป็นไปตามทฤษฎีมากที่สุด



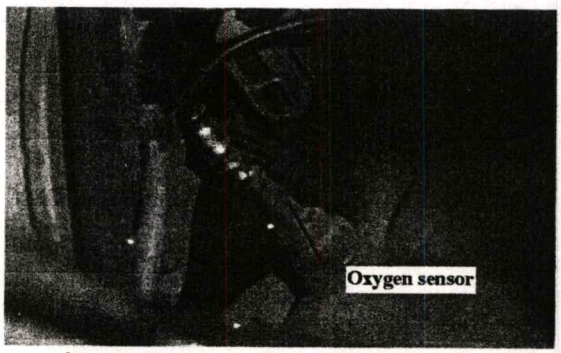
หมายเหตุ : 1 = เซรามิค, 2 = แผ่นแพทตินั่ม, 3 = ท่อไอเสีย และ 4 = ปลอกป้องกันเซรามิค

รูปที่ 4.21 ตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนและส่วนประกอบของตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนในท่อไอเสีย

ตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนประกอบด้วยเซรามิคชนิดพิเศษที่ฉาบด้วยแผ่นแพทตินั่ม ที่ลักษณะเป็นรูพรุนทั้งด้านในและด้านนอก ตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนจะถูกติดตั้งเข้าไปด้านในของท่อไอเสีย โดยให้แผ่นแพทตินั่มที่ฉาบอยู่ที่ผิวด้านนอกของเซรามิคสัมผัสกับแก๊สไอเสีย ส่วน

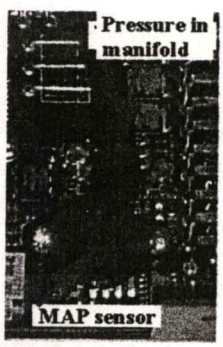
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

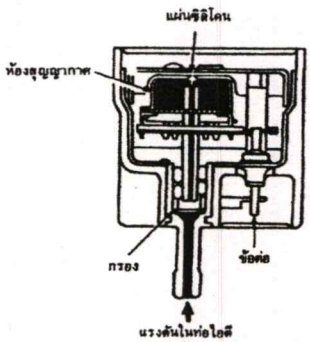
แผ่นแพทตินั่มที่อยู่ด้านในจะต่อกับอากาศภายนอก สำหรับปลอกป้องกันตัวเซรามิคจะเป็นท่อโลหะที่มีช่องให้แก๊สไอเสียไหลผ่านไปยังแผ่นแพทตินั่มและเซรามิคได้ และทำหน้าป้องกันของแข็งเล็กๆที่จะมากระทบกับตัวเซรามิค



รูปที่ 4.22 ตำแหน่งการติดตั้งตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนในไอเสียของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ

4.4.6 ตัวตรวจจับสุญญากาศ (Vacuum sensor or Manifold air pressure sensor) อุปกรณ์ตัวนี้ทำหน้าที่ตรวจวัดแรงดันของอากาศภายในท่อร่วมไอดีแล้วเปลี่ยนเป็นสัญญาณไฟฟ้าป้อนเข้าสู่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เพื่อกำหนดระยะเวลาในการฉีด ภายในประกอบด้วยตัวต้านทานที่ทำมาจากแผ่นซิลิคอน ซึ่งต่อร่วมกันเป็นวงจรไฟฟ้ากับตัวไอซี โดยที่แผ่นซิลิคอนถูกต่อเข้ากับท่อสุญญากาศที่มาจากท่อร่วมไอดีของเครื่องยนต์เพื่อตรวจวัดแรงดันของอากาศที่เปลี่ยนไปขณะเครื่องยนต์ทำงาน แผ่นซิลิคอนจะมีค่าความต้านทานที่เปลี่ยนแปลงไปตามค่าของแรงดันที่กระทำกับแผ่นซิลิคอน ส่วนตัวไอซีจะทำหน้าที่เปลี่ยนค่าความต้านทานให้เป็นแรงดันทางไฟฟ้าเพื่อป้อนให้กับกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ เมื่อแรงดันของอากาศภายในท่อร่วมไอดีมีค่าสูงคือ มีความเป็นสุญญากาศน้อย ค่าแรงดันทางไฟฟ้าจะสูง และหากแรงดันของอากาศภายในท่อร่วมไอดีต่ำความเป็นสุญญากาศจะมาก ทำให้มีค่าแรงดันทางไฟฟ้าต่ำ

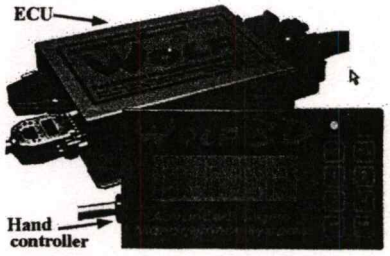




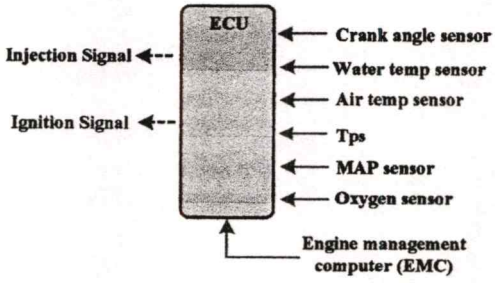
รูปที่ 4.23 ตัวตรวจจับสุญญากาศและส่วนประกอบของตัวตรวจจับสุญญากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.7 กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Computer Control unit) อุปกรณ์ชุดนี้ทำหน้าที่ในการควบคุมจังหวะและระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้ได้อัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศให้มีความเหมาะสมกับความต้องการของเครื่องยนต์ในสภาวะการทำงานต่างๆ โครงสร้างภายในของกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ประกอบไปด้วย ตัวต้านทาน ไดโอด คาปาซิสเตอร์ ทรานซิสเตอร์ ไอซีและอุปกรณ์อื่นๆอีกมากมาย สำหรับความเป็นพิเศษของกล่องตัวนี้คือสามารถปรับระยะเวลาในการฉีดเพิ่มเติมได้อีกนอกเหนือจากที่กล่องได้กำหนดระยะเวลาไปแล้ว ซึ่งปรับให้ฉีดมากน้อยได้ตามที่ต้องการโดยกดที่ปุ่มฟังก์ชัน ที่กำหนดให้ในตัว Hand contoller



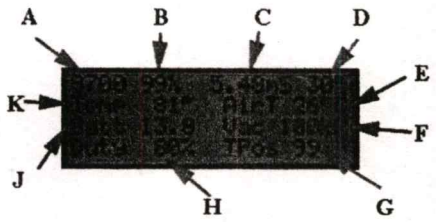
รูปที่ 4.24 กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์แบบปรับระยะเวลาการฉีดได้



รูปที่ 4.25 การรับส่งสัญญาณทางไฟฟ้าของกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์แบบปรับระยะเวลาการฉีดได้

ในรูปที่ 4.25 สัญญาณทางไฟฟ้าที่ดึงมาจากตัวตรวจจับมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยง ตัวตรวจจับอุณหภูมิน้ำ ตัวตรวจจับอุณหภูมิอากาศ ตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่ง ตัวตรวจจับสุญญากาศและตัวตรวจจับปริมาณออกซิเจนจะถูกส่งไปยังกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการประมวลผลและกำหนดระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงในขั้นแรก หากต้องการปรับระยะเวลาในการฉีดเพิ่มเติมก็สามารถทำได้ โดยป้อนค่าที่ตัว Hand controller และสัญญาณการปรับนี้จะถูกส่งเข้ามาในตัวกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เหมือนกัน สำหรับสัญญาณการฉีดที่ออกมาจากตัวกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์สามารถนำมาควบคุมหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.26 จอแสดงผลค่าพารามิเตอร์ต่างๆในตัว hand controller

ในรูป 4.26 เป็นรูปที่แสดงค่าต่างๆ บนหน้าจอของตัว Hand controller ที่เกิดขึ้นในขณะเครื่องยนต์กำลังทำงาน ค่าเหล่านี้บ่งบอกถึงสภาวะต่างๆ ได้คือ

A เป็นค่าความเร็วรอบในการทำงานของเครื่องยนต์ มีหน่วยเป็นรอบต่อนาที

B เป็นค่าที่บอกถึงภาระโหลดในการทำงานของเครื่องยนต์ในขณะนั้น

C เป็นค่าระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าไปที่ความเร็วรอบนั้น มีหน่วยเป็น ms.

D เป็นค่าองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ป้อนเข้าไป ณ. ความเร็วรอบขณะนั้น มีหน่วยเป็นองศาของเพลาข้อเหวี่ยง

E เป็นค่าอุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้ในขณะนั้น มีหน่วยเป็นองศาเซลเซียส

F เป็นค่าความดันสุญญากาศภายในท่อร่วมไอดี มีหน่วยเป็นกิโลปาสคาล

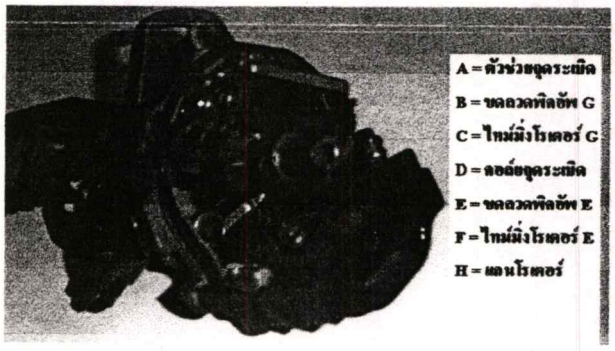
G เป็นค่าการปิดเปิดของตำแหน่งลิ้นเร่ง

H เป็นค่าที่แสดงถึงภาระในการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละรอบคิดเป็นเปอร์เซ็นต์

J เป็นค่าแรงดันของกระแสไฟฟ้าที่เหลืออยู่ในแบตเตอรี่ มีหน่วยเป็นโวลท์

K เป็นค่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นภายในเครื่องยนต์ มีหน่วยเป็นองศาเซลเซียส

4.5 ระบบจุดระเบิด (Ignition system)



รูปที่ 4.27 ส่วนประกอบต่างๆ ภายในตัวจานจ่ายของเครื่องยนต์ทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบการจุดระเบิดในเครื่องยนต์รุ่นนี้ อาศัยข้อมูลจากสัญญาณของมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยง และสัญญาณความเร็วรอบที่ถูกสร้างมาจากขดลวดพิคอัพ G และ NE ในตัวจานจ่าย โดยที่กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์จะได้รับสัญญาณของมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยงและสัญญาณความเร็วรอบ เพื่อกำหนดจังหวะในการจุดระเบิดล่วงหน้าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงขึ้น

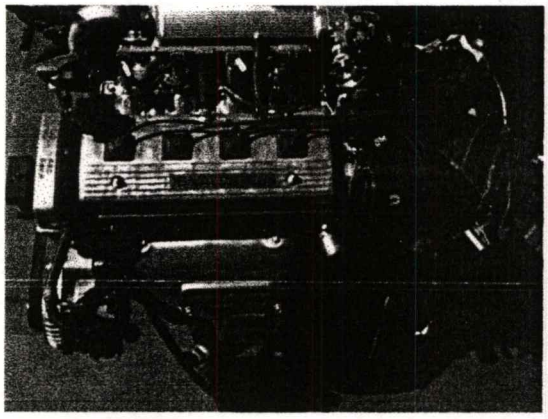
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

5.1 เครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์โตโยต้ารุ่น 5A-FE เป็นเครื่องยนต์ 4 สูบ แบบแถวเรียงขนาด 1.5 ลิตร เพลาลูกเบี้ยวคู่วางอยู่เหนือฝาสูบ DOHC 16 วาล์ว โดยมีการเรียงลำดับหมายเลขกระบอกสูบ 1-2-3-4 จากด้านหน้าเพลาข้อเหวี่ยง ถูกรองรับไว้ด้วยแบริ่งทั้ง 5 ตัว อยู่ภายในห้องเพลาข้อเหวี่ยง แบริ่งเหล่านี้ทำด้วยอลูมิเนียมอัลลอย เพลาข้อเหวี่ยงถูกหล่อขึ้นร่วมกับตุ้มน้ำหนัก 8 ตัว เพื่อให้มีความสมดุลย์ รูน้ำมันต่างๆ ถูกทำขึ้นอยู่ภายในศูนย์กลางของเพลาข้อเหวี่ยง เพื่อจ่ายน้ำมันให้แก่ก้านสูบ, แบริ่ง, สูกสูบ และส่วนประกอบอื่นๆ

จังหวะการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ คือ 1-3-4-2 ฝาสูบถูกทำขึ้นจากอลูมิเนียมอัลลอย ซึ่งเป็นแบบไอดี ไอเสีย มีรูปแบบจังหวะการไหลตรงกันข้าม และมีห้องเผาไหม้แบบทรงจั่ว หัวเทียนถูกติดตั้งอยู่ศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ ท่อร่วมไอดีเป็นแบบช่องยาวอิสระ 4 ช่อง และมีประโยชน์ต่อผลการประจุไอดีเป็นพิเศษ เพื่อปรับปรุงแรงบิดเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่ำและปานกลาง ลิ้นไอดีและไอเสียถูกติดตั้งด้วยสปริงที่มีระยะขดไม่สม่ำเสมอ ซึ่งสปริงลิ้นทำมาจากเหล็กคาร์บอนพิเศษ ซึ่งมีความสามารถทำงานได้ทุกสภาพความเร็วของเครื่องยนต์ เพลาลูกเบี้ยวไอเสียถูกขับโดยตรงด้วยสายพานไทม์มิ่ง และเฟืองบนเพลาลูกเบี้ยวไอเสียขบอยู่กับเฟืองบนลูกเบี้ยว



รูปที่ 5.1 เครื่องยนต์ทดสอบ

ไอดี เพื่อขับลูกเบี้ยวไอดี ข้อเพลาลูกเบี้ยวถูกรองรับไว้ 5 ตำแหน่ง ระหว่างลูกถ้วยยกลิ้นของแต่ละสูบ และบนด้านหน้าส่วนปลายของฝาสูบ การหล่อลื่นของข้อเพลาลูกเบี้ยวและเฟืองต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ได้รับโดยน้ำมันจากการจ่ายผ่านช่องน้ำมัน ภายในศูนย์กลางของเพลาลูกเบี้ยว การปรับตั้งระยะห่างของลิ้นกระทำโดยรูปแบบของระบบชิมปรับตั้ง ซึ่งชิมปรับตั้งลิ้นติดตั้งอยู่บนลูกถ้วยยกลิ้น ฝาครอบสารสังเคราะห์ของสายพานไทม์มิ่ง ถูกทำขึ้นเป็น 3 ชิ้น มีช่องบริการอยู่ในฝาครอบสายพานสำหรับทำการปรับตั้งความตึงสายพานไทม์มิ่ง ลูกสูบทำขึ้นจากอลูมิเนียมอัลลอย ซึ่งมีความต้านทานต่ออุณหภูมิสูง และหัวลูกสูบถูกทำให้ต่ำลง เพื่อป้องกันการกระแทกกับลิ้น สลักลูกสูบเป็นแบบกึ่งลอยตัวในขณะที่สวมสลักเข้ากับก้านสูบโดยการอัดประกอบ เพื่อยอมให้สลักลูกสูบลอยตัว แหวนอัดตัวที่ 1 ทำขึ้นจากสแตนเลสและแหวนอัดตัวที่ 2 ทำขึ้นจากเหล็กหล่อ แหวนน้ำมันทำขึ้นจากการรวมของเหล็กและสแตนเลสเข้าไว้ด้วยกัน ความโตภายนอกของแหวนลูกสูบแต่ละตัวมีขนาดใหญ่กว่าความโตของลูกสูบเล็กน้อย และเมื่อประกอบลงบนลูกสูบความยืดหยุ่นของแหวน ทำให้แนบสนิทกับผนังกระบอกสูบ เสื้อสูบทำขึ้นมาจากเหล็กหล่อมี 4 สูบ ซึ่งมีความยาวเป็น 2 เท่าของระยะชักลูกสูบโดยประมาณ ส่วนบนของแต่ละกระบอกสูบถูกปิดด้วยฝาสูบ และปลายส่วนล่างของกระบอกสูบเป็นห้องเพลาข้อเหวี่ยง ซึ่งเป็นที่ติดตั้งของเพลาข้อเหวี่ยง นอกจากนั้นเสื้อสูบยังประกอบไปด้วยทางน้ำโดยตลอด เพื่อให้น้ำหล่อเย็นถูกปั๊มเข้าไปได้ระบายความร้อนให้แก่กระบอกสูบ อ่างน้ำมันถูกยึดอยู่ส่วนล่างของเสื้อสูบ อ่างน้ำมันเครื่องเป็นที่เก็บสำรองน้ำมันเครื่องทำขึ้นจากเหล็กอัดขึ้นรูป

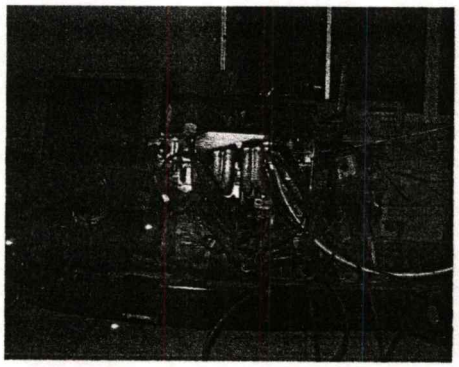
เนื่องจากเครื่องยนต์โตโยต้า 5A-FE รุ่นนี้มีใช้กันมากในประเทศไทย ดังนั้นจึงเลือกใช้เครื่องยนต์รุ่นนี้มาเป็นเครื่องทดสอบ โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ตารางที่ 5.1 รายละเอียดของเครื่องยนต์

ความจุ (CC.)	1500
กระบอกสูบ และช่วงชัก (mm. x mm.)	81 x 77
อัตราส่วนการอัด	9.8 : 1
กำลังสูงสุด (kW / rpm.)	70 / 5600
แรงบิดสูงสุด (N-m / rpm.)	126 / 4800
ระบบจุดระเบิด	ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไร้หน้าทองขาว ควบคุมด้วยระบบ TCCS
ระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง	ระบบหัวฉีดอิเล็กทรอนิกส์ ควบคุมด้วยระบบ TCCS
แรงดันเชื้อเพลิง	0.25-0.3 MPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากเครื่องที่ใช้ในการวัดกำลังของเครื่องยนต์ เป็นเครื่อง Chassis Dynamometer การทดลองจึงต้องนำเครื่องยนต์ในรูปที่ 5.1 มาติดตั้งบนโครงสร้างของรถบรรทุกขนาดเล็ก และต่อเพลาส่งกำลังเข้ากับล้อช่วยแรงโดยตรง เพื่อส่งกำลังไปยังชุดเฟืองท้ายและล้อ

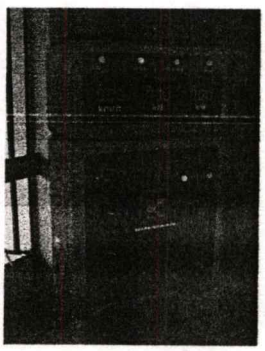


รูปที่ 5.2 การติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบบนโครงสร้างของรถบรรทุก

5.2 อุปกรณ์วัดกำลังและแรงบิด

ใช้ Chassis Dynamometer วัดกำลังจากล้อ สามารถวัดค่าได้หลายลักษณะ ทั้งกำลังสูงสุดที่ความเร็วต่างๆ และสามารถกำหนดความเร็วให้คงที่ได้

- ผู้ผลิต HOFMANN
- รุ่น Dynatest 112-D II
- แบบ Chassis Dynamometer
- ความสามารถ 30-199 km/hr
- ความสามารถ 0-199.9 kW



รูปที่ 5.3 จอแสดงผลของเครื่องวัดกำลังและแรงบิด

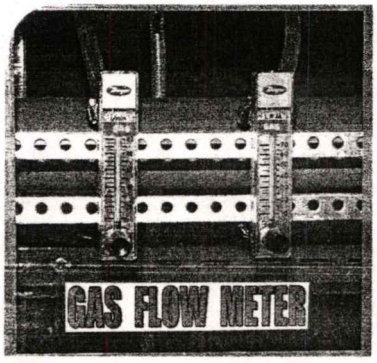
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเบนซิน

อุปกรณ์ชุดนี้ทำหน้าที่วัดอัตราการไหลของน้ำมันเบนซินออกมาเป็น CC. เทียบกับเวลาที่ใช้ไป ประกอบด้วย กระบอกตวงขนาด 100 CC, ชุดวาล์วควบคุมทิศทางการไหล, ชุดท่อลำเลียง, ถังบรรจุเชื้อเพลิง และนาฬิกาจับเวลาแบบดิจิตอล ทำการวัดโดยปล่อยให้เครื่องยนต์ทำงานในสภาวะทดสอบจนคงที่ จึงเริ่มปิดวาล์วจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงจากถังบรรจุเชื้อเพลิง และให้เครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิงที่มีอยู่ในกระบอกตวงเท่านั้น โดยเริ่มทำการจับเวลาที่ 85 CC. และหยุดจับเวลาที่ 25 CC. ซึ่งจะได้ค่าของเวลาที่เครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิงในปริมาณ 60 CC. แล้วนำค่าปริมาณน้ำมันที่ใช้ไปกับเวลาที่ได้ไปคำนวณหาค่าทางด้านสมรรถนะ

รูปที่ 5.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเบนซิน

5.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ



รูปที่ 5.5 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

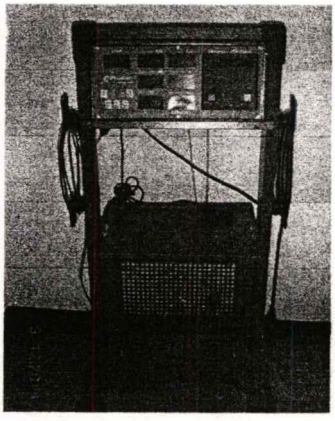
อุปกรณ์ชุดนี้ทำหน้าที่วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติใช้ร่วมกับชุดท่อลำเลียง ถังบรรจุเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ อุปกรณ์ลดแรงดันของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ และมิเตอร์วัดอัตราการไหลของแก๊สธรรมชาติ หลักการทำงานก็เหมือนกับมิเตอร์วัดอัตราการไหลแบบโรตามิเตอร์ทั่วไป คือเมื่อสารตัวกลางที่ต้องการวัดไหลผ่านมิเตอร์จากท่อทางด้านล่างสู่ท่อทางด้านบน ซึ่งภายใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ท่อของมิเตอร์จะมีลูกลอยขวางการไหล และลูกลอยนี้จะลอยได้ก็ต่อเมื่อมีแรงดันจากการไหลของของไหลมากระทำ หากของไหลมีอัตราการไหลสูงก็จะมีแรงกระทำสูง ดันลูกลอยให้ลอยสูงขึ้น แต่หากของไหลมีอัตราการไหลต่ำ ของไหลนั้นจะมีแรงกระทำน้อย และดันลูกลอยให้ลอยต่ำ สำหรับระดับการลอยตัวขึ้นลงของลูกลอยนั้นจะมีสเกลบอกไว้มีหน่วยเป็นลิตรต่อนาที (L/min) ซึ่งค่าที่อ่านควรนำไปปรับค่าก่อนนำมาคำนวณเพื่อความถูกต้องและแม่นยำมากขึ้น สำหรับหาค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์

5.5 อุปกรณ์วัดปริมาณมลพิษในแก๊สไอเสีย

อุปกรณ์ตัวนี้ทำหน้าที่วัดปริมาณแก๊สพิษที่เหลือจากการเผาไหม้ในไอเสียของเครื่องยนต์ สามารถวัดปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน ค่าแลมด้า ค่าอุณหภูมิของน้ำมันเครื่อง ค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์และวัดปริมาณออกซิเจนในไอเสีย การวัดจะวัดโดยตรงจากท่อไอเสียของเครื่องยนต์โดยไม่ผ่านอุปกรณ์กำจัดมลพิษ ดังแสดงในรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.6 อุปกรณ์วัดปริมาณแก๊สพิษในไอเสีย

เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสียรถยนต์เทคโนเทสท์ รุ่น 488 เป็นเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสียรถยนต์ชนิดวิเคราะห์แก๊สได้ 5 แก๊ส คือ คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ไฮโดรคาร์บอน (HC) ออกซิเจน (O_2) และไนโตรเจนไดออกไซด์ (NOx) นอกจากนี้ยังแสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และค่าแลมด้า (Lambda) ด้วย เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสียมีหลักการทำงานดังนี้คือ ทำการวิเคราะห์แก๊สไอเสียด้วยแสงอินฟาเรด แก๊สตัวอย่างหรือแก๊สไอเสียของรถยนต์ที่ทำการวิเคราะห์จะถูกดูดมาจากท่อไอเสียของรถยนต์เข้าสู่ตัวเครื่อง ด้วยหัวดูดแก๊ส ผ่านไส้กรองและอุปกรณ์ดักน้ำแล้วไหลเข้าสู่ห้องวิเคราะห์ ที่ห้องนี้แสงอินฟาเรดจะส่องผ่านแก๊สไอเสียไปยังหัววัด เพื่อวัดความยาวคลื่นของแสงอินฟาเรด แก๊สต่างๆ ที่ปะปนอยู่ในไอเสียจะมีคุณสมบัติในการดูดกลืนแสงอินฟาเรดที่ความยาวคลื่นที่ต่างกัน โมเลกุลของแก๊สที่มีจำนวนอะตอมเหมือน

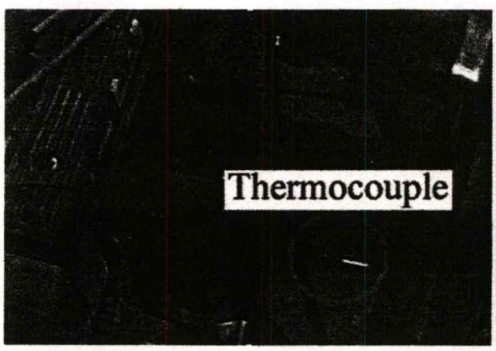
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กัน (H_2 / N_2 / O_2) จะมีผลในการดูดกลืนแสงอินฟาเรด โมเลกุลของแก๊สที่มีจำนวนอะตอมต่างกัน (H_2 / N_2 / O_2) จะดูดกลืนแสงอินฟาเรดที่ความยาวคลื่นต่างกัน ความมากหรือน้อยของการดูดกลืนแสงอินฟราเรดจะเป็นตัวแสดงจำนวนมากหรือน้อยของแก๊สชนิดนั้นๆ ที่ปะปนมากับไอเสีย

การวัดค่ากระทำโดยนำส่วนปลายของ Probe สอดเข้าไปที่ท่อไอเสีย ส่วนปลายของ Probe จะต้องเข้าไปลึกกว่า 30 เซนติเมตรจากปลายของท่อไอเสีย เพื่อการวัดค่าที่แม่นยำ โดยเครื่องจะทำการเปลี่ยนแปลงค่าให้ทุกๆ 1 วินาที ซึ่งสามารถเก็บค่า และพิมพ์ค่าได้ด้วยตนเอง

5.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิไอเสีย

อุปกรณ์ชุดนี้ทำหน้าที่วัดอุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่เผาไหม้แล้ว เพื่อศึกษาความเร็วในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเทียบกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน ประกอบด้วยเทอร์โมดัฟเปิล (Thermocouple) Type K สามารถวัดอุณหภูมิของไอเสียได้สูงถึง 800 องศาเซลเซียส ซึ่งถูกติดตั้งที่บริเวณท่อร่วมไอเสีย และจอแสดงผล (Indicator) ซึ่งใช้กับไฟฟ้ากระแสสลับ โดยสายสัญญาณจากเทอร์โมดัฟเปิลถูกนำมาเชื่อมต่อกับขั้วบวกและลบของจอแสดงผล



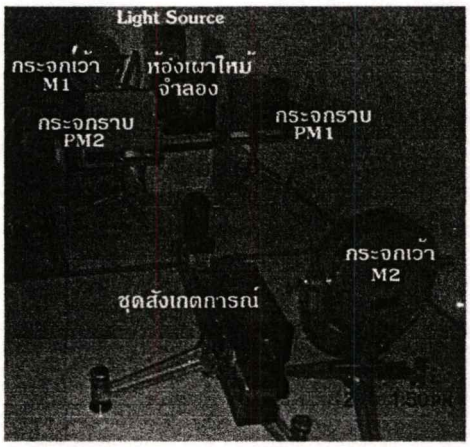
รูปที่ 5.7 ตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple ที่บริเวณท่อร่วมไอเสีย

5.7 อุปกรณ์ถ่ายภาพการสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติและเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน

อุปกรณ์ชุดนี้ทำหน้าที่ถ่ายภาพการสเปรย์ของเชื้อเพลิงโดยใช้วิธี Schlieren ซึ่งสามารถดูการสเปรย์ได้ 2 สถานะ คือ สถานะที่เป็นแก๊ส และสถานะที่เป็นของเหลว ชุดอุปกรณ์ถ่ายภาพ Schlieren นี้ประกอบด้วยอุปกรณ์ ตัวเรือนแหล่งกำเนิดแสงในอุปกรณ์ตัวนี้ภายในจะมีหลอดไฟ Xenon ขนาด 300 W เป็นลำแสงที่ให้ความสว่างแก่ห้องเผาไหม้จำลอง กระจกราบ 2 ชิ้น ซึ่งทำหน้าที่ในการลดระยะทางของแสงระหว่างแหล่งกำเนิดแสงกับกระจกเว้า โดยกระจกเว้า 2 ชิ้นโดย

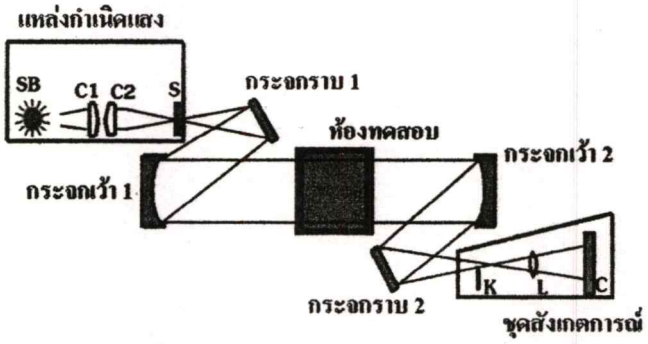
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วางทำมุมกัน 20 องศา กับศูนย์กลางของกระจกเว้าซึ่งจะทำหน้าที่ขยายลำแสงให้ขนานกันโดยชุดสังเกตการณ์ชุดนี้ถูกออกแบบมาเพื่อถ่ายภาพด้วยวิธี Schlieren ดังแสดงในรูปที่ 5.8



รูปที่ 5.8 ชุดอุปกรณ์ถ่ายภาพ Schlieren

ชุดเครื่องมือถ่ายภาพ Schlieren นี้ จะอาศัยหลักการหักเหของแสงที่เกิดขึ้นภายในสารตัวกลางสองชนิดที่มีความหนาแน่นต่างกัน



รูปที่ 5.9 ไดอะแกรมแสดงหลักการทำงานของอุปกรณ์ถ่ายภาพ Schlieren

ลำแสงที่ออกมาจากแหล่งกำเนิดแสงที่อยู่ภายในตัวเรือนแหล่งกำเนิดแสง จะส่องแสงผ่าน Pin Hole แล้วถูกขยายลำแสงออกให้โตขึ้นไปตกกระทบกับกระจกราบตัวที่ 1 แล้วสะท้อนไปยังกระจกเว้าตัวที่ 1 จากนั้นลำแสงถูกทำให้เป็นลำแสงขนานโดยกระจกเว้าตัวที่ 1 ลำแสงที่ขนานจะส่องผ่านบริเวณที่ทดสอบ ซึ่งได้ฉีดเชื้อเพลิงออกมาทำให้เกิดความหนาแน่นที่ต่างกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง และลำแสงที่ผ่านสารตัวกลางนี้จะเกิดการหักเหของลำแสงขึ้นทำให้เกิดภาพแล้วส่งไปยังกระจกเว้าตัวที่ 2 และกระจกเว้าตัวที่ 2 จะทำการรวมแสงเข้าหากันจนเกิดโฟกัสขึ้นที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระจกราบตัวที่ 2 จากนั้นลำแสงจะถูกส่งผ่านไปยังชุด Knife Edge เพื่อทำการตัดลำแสงที่ผิดเพี้ยนออกไปทำให้เห็นเป็นภาพที่ชัดขึ้นบนฉาก C หลังจากผ่านเลนส์ L มาแล้ว

5.8 รูปแบบการทดลอง

5.8.1 การทดสอบเครื่องยนต์แบบกำหนดให้ภาระโหลดคงที่ (BMEP)

[BMEP = Brake Mean Effective Pressure]

การทดสอบแบบนี้จะกำหนดให้ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์คงที่ ในการทดลองได้กำหนดค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก(BMEP) เท่ากับ 100 kPa 300 kPa และ 500 kPa ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1,000 - 4,000 รอบต่อนาที ซึ่งในแต่ละค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกจะแบ่งสภาวะการทดสอบออกเป็น 7 สภาวะดังแสดงในตารางที่ 5.2 - 5.4

ตารางที่ 5.2 สภาวะการทดลองที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.

สภาวะที่	รอบการทำงาน (รอบต่อนาที)	กำลังเบรก (kW.)
1	1,000	1.3
2	1,500	1.9
3	2,000	2.5
4	2,500	3.1
5	3,000	3.8
6	3,500	4.4
7	4,000	5.0

ตารางที่ 5.3 สภาวะการทดลองที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.

สภาวะที่	รอบการทำงาน (รอบต่อนาที)	กำลังเบรก (kW.)
1	1,000	3.8
2	1,500	5.6
3	2,000	7.5
4	2,500	9.4
5	3,000	11.3
6	3,500	13.1
7	4,000	15.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.4 สภาวะการทดลองที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.

สภาวะที่	รอบการทำงาน (รอบต่อนาที)	กำลังเบรก (kW.)
1	1,000	6.3
2	1,500	9.4
3	2,000	12.5
4	2,500	15.6
5	3,000	18.8
6	3,500	21.9
7	4,000	25.0

5.8.2 การทดสอบเครื่องยนต์แบบกำหนดตำแหน่งลิ้นเร่งคงที่ (WOT)

[WOT = Wide Open throttle]

การทดสอบแบบนี้จะเปิดลิ้นเร่งให้คงที่ ซึ่งทำการทดสอบที่ตำแหน่งเปิดลิ้นเร่ง 50 % 75 % และ100 % (50 % WOT 75 % WOT และ 100 % WOT) ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1,000-4,000 รอบต่อนาที และในแต่ละตำแหน่งลิ้นเร่งได้แบ่งการทดสอบออกเป็น 7 สภาวะ ดังแสดงในตารางที่ 5.5 - 5.7

ตารางที่ 5.5 สภาวะการทดลองที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 % (50 % WOT)

สภาวะที่	รอบการทำงาน (รอบต่อนาที)	ตำแหน่งการเปิดลิ้นเร่ง
1	1,000	50 %.
2	1,500	
3	2,000	
4	2,500	
5	3,000	
6	3,500	
7	4,000	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.6 สภาวะการทดลองที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 % (75 % WOT)

สภาวะที่	รอบการทำงาน (รอบต่อนาที)	ตำแหน่งการเปิดลิ้นเร่ง
1	1,000	75 %
2	1,500	
3	2,000	
4	2,500	
5	3,000	
6	3,500	
7	4,000	

ตารางที่ 5.7 สภาวะการทดลองที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 % (100 % WOT)

สภาวะที่	รอบการทำงาน (รอบต่อนาที)	ตำแหน่งการเปิดลิ้นเร่ง
1	1,000	100 %
2	1,500	
3	2,000	
4	2,500	
5	3,000	
6	3,500	
7	4,000	

ในการทดสอบจะทดสอบที่อุณหภูมิห้อง 301 - 303 K ความชื้นสัมพัทธ์ ประมาณ 60 % - 62 % ก่อนการทดสอบทุกครั้งจะทำการอุ่นเครื่องยนต์ก่อนประมาณ 15 นาทีจนน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิ 50 องศาเซลเซียสเพื่อเตรียมความพร้อมให้กับเครื่องยนต์ ขณะทำการทดลองจะเร่งเครื่องยนต์จนถึงสภาวะที่กำหนดและคงที่ไว้จนเครื่องยนต์ไม่มีการเปลี่ยนแปลงหรืออยู่ในสภาวะที่คงที่ หลังจากนั้นจึงบันทึกค่าแล้วปล่อยให้เครื่องยนต์กลับคืนสู่สภาวะเดินเบาก่อนทำการทดสอบที่สภาวะต่อไปจนครบทุกสภาวะ

5.9 วิธีการทดลอง

การทดลองได้แบ่งออกเป็น 2 ส่วนด้วยกันคือ ในส่วนแรกเป็นการทดลองแบบกำหนดให้ภาระโหลดคงที่ และส่วนที่สองเป็นการทดลองแบบกำหนดให้ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิดคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.9.1 วิธีการทดลอง แบบกำหนดให้ภาระโหลดคงที่ มีขั้นตอนการทดลองดังนี้

1. นำเครื่องยนต์และอุปกรณ์ต่างๆ มาติดตั้งให้พร้อม เช่น อุปกรณ์วัดไอเสียและอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงทั้งในกรณีเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน และเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

2. ทำการอุ่นเครื่องยนต์ประมาณ 15 นาที แล้วเร่งเครื่องยนต์ไปจนถึงสภาวะที่จะทดสอบที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก 100 kPa ที่ค่าความเร็วรอบต่างๆ ในขณะเดียวกันต้องทำการปรับเวลาในการฉีดให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าใกล้เคียงกับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ความเร็วรอบนั้น พร้อมทั้งปรับองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ MBT timing แล้วบันทึกค่า

3. เปลี่ยนภาระโหลดเป็น 300 kPa และ 500 kPa ตามลำดับ ปฏิบัติเช่นเดียวกับขั้นตอนข้อ 2

4. นำค่าที่ได้ไปคำนวณหาผลทางด้านสมรรถนะแล้วนำไปเขียนกราฟ

5.9.2 วิธีการทดลองแบบกำหนดให้ลิ้นเร่งเปิดคงที่ วิธีนี้จะทดสอบกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติเพียงอย่างเดียว มีขั้นตอนการทดลองดังนี้

1. อุ่นเครื่องยนต์ประมาณ 15 นาที แล้วเปิดลิ้นเร่งให้คงที่ที่ 50 % ปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปที่ 1,000 รอบต่อนาที และปรับอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศให้แลมด้ามีค่าเท่ากับ แลมด้า 1.0 พร้อมทั้งปรับองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ MBT Timing รอจนกว่าเครื่องยนต์ทำงานคงที่แล้วบันทึกค่า ที่ความเร็วรอบอื่นๆ ก็ปฏิบัติเช่นเดียวกัน

2. เปลี่ยนให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าเท่ากับ 1.1, 1.2 และ 1.3 ตามลำดับ และให้ทดลองตามขั้นตอนข้อที่ 1

3. เปลี่ยนตำแหน่งลิ้นเร่งให้เปิด 75 % และ 100 % ทำการทดสอบตามขั้นตอนข้อ 1 และข้อ 2

4. นำค่าที่ได้ไปคำนวณหาผลทางด้านสมรรถนะแล้วนำไปเขียนกราฟ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6
ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

การนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติประเภท CNG (Compressed Natural Gas) มาดัดแปลงใช้ในเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนนั้นได้แบ่งการทดลองออกเป็น 2 ส่วนหลักๆคือ ส่วนแรกศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์แก๊สโซลีน และส่วนที่สองศึกษาปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ทดสอบทั้งเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน

6.1 การทดสอบแบบกำหนดภาระโหลดคงที่

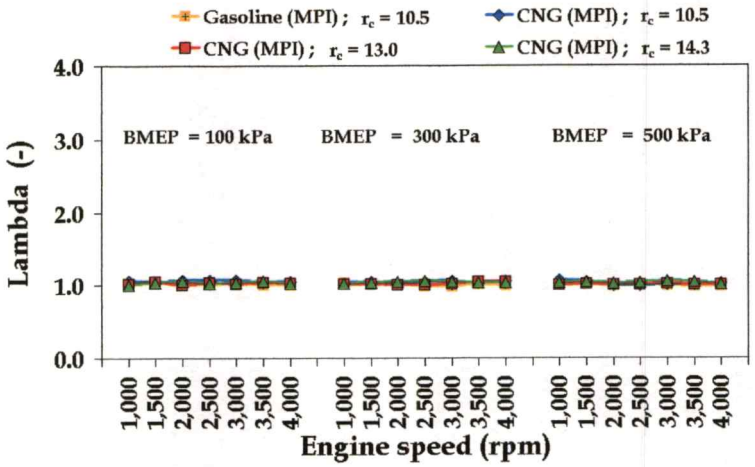
6.1.1 ผลทางด้านสมรรถนะ

ผลการทดลองทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ ซึ่งเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจะใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ที่สามารถปรับค่าระยะเวลาในการฉีดได้ เพื่อควบคุมอัตราส่วนผสมให้เป็นไปตามที่ต้องการ และปรับองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ให้แรงบิดสูงสุด (Maximum Brake Torque or MBT Timing) ในการทดลองได้กำหนดสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ออกเป็นสามสภาวะด้วยกัน สภาวะแรกกำหนดให้เครื่องยนต์ทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (BMEP) เท่ากับ 100 kPa. สภาวะที่สองกำหนดให้เครื่องยนต์ทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa. และ สภาวะสุดท้ายกำหนดให้เครื่องยนต์ทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa. ซึ่งค่าที่กำหนดขึ้นมานี้สามารถนำไปอ้างอิงกับงานวิจัยที่ผ่านมาได้และสามารถเปรียบเทียบค่าแนวโน้มต่างๆ ที่วัดมาได้ ทั้งหมดทดสอบที่อุณหภูมิห้องประมาณ 301-303 K (28-30 °C) ความชื้นสัมพัทธ์ประมาณ 60 – 62 %

<u>แลมด้า</u> (Lambda or Relative air – fuel ratio)

ค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ได้ปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดให้มีค่าแลมด้าเท่ากับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa. ที่ความเร็วรอบตั้งแต่ 1,000 – 4,000 รอบต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 6.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.1 แลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ในรูปที่ 6.1 แสดงค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่มีการปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดแล้ว ซึ่งวัดได้จากเครื่องวัดไอเสีย ในสภาวะการทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa จากรูปพบว่าค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าใกล้เคียงกับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ทุกความเร็วรอบ และทุกสภาวะการทำงาน

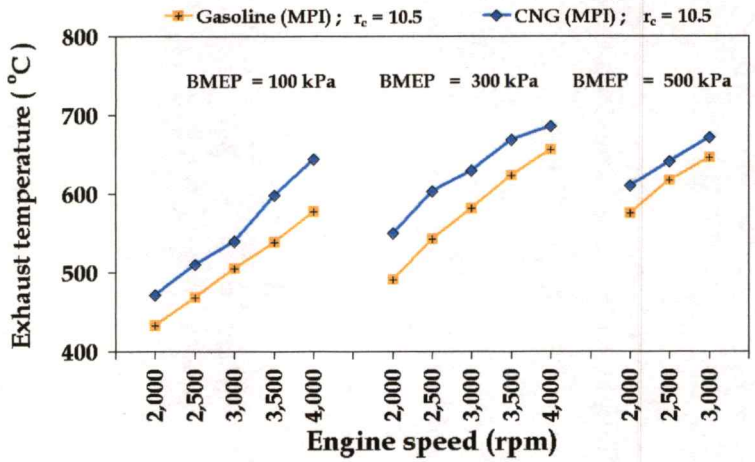
<u>อุณหภูมิไอเสีย</u> (Exhaust temperature)

ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 ที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa , 300 kPa และ 500 kPa. ที่ความเร็วรอบต่างๆ แสดงในรูปที่ 6.2

ในรูปที่ 6.2 แสดงค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าแลมด้าเท่ากับ 1.0 จากรูปพบว่าที่ค่า BMEP เดียวกันและความเร็วรอบเดียวกัน อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจะมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน เนื่องจากเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีการเผาไหม้ช้ากว่าการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน (Slow flame speed) [17] ขณะที่เครื่องยนต์ทำงานถึงจังหวะคายไอเสีย เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติยังเผาไหม้ได้ไม่หมดและยังเผาไหม้ต่อไปอีกในท่อไอเสียจึงทำให้อุณหภูมิของไอเสียสูงกว่า ซึ่งต่างจากเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนที่เปลวดับหมดก่อนที่จะถึงจังหวะคายไอเสีย ทำให้อุณหภูมิไอเสียต่ำกว่า และเมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบสูงขึ้นค่าอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ เนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงๆ ความถี่ในปล่อยค่าพลังงานความร้อนจะสูงกว่าในช่วงที่ความเร็วรอบต่ำๆ จึงทำให้อุณหภูมิสะสมของไอเสียสูงขึ้นตามลำดับ เมื่อเพิ่มสภาวะโหลดการทำงานของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

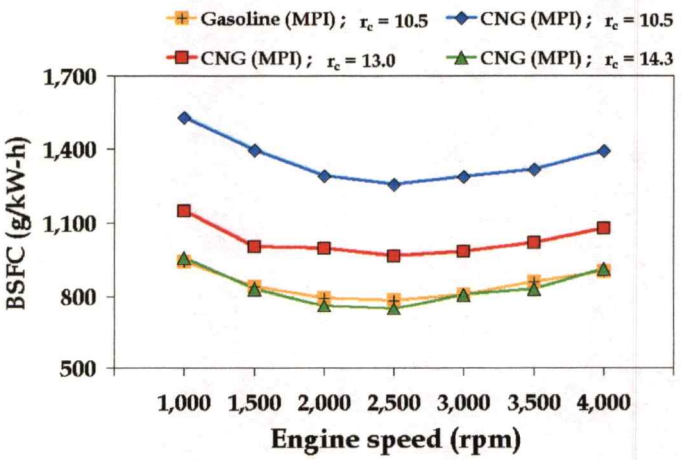
เครื่องยนต์ให้สูงขึ้น ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็จะสูงขึ้นตาม เนื่องจากการเพิ่มสภาวะโหลดการทำงานจะเป็นการเพิ่มปริมาณส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศให้มากขึ้น เมื่อมีการเผาไหม้อุณหภูมิจะสูงขึ้นตามปริมาณส่วนผสมที่ป้อนเข้าไป



รูปที่ 6.2 อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

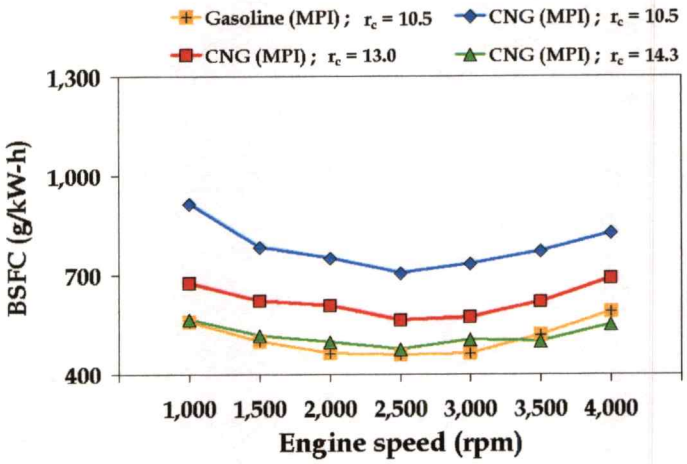
<u>ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก</u> BSFC (Brake Specific Fuel Consumption)

ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ได้ปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้มีค่าแลมด้าเท่ากับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa ได้แสดงในรูปที่ 6.3 - 6.5

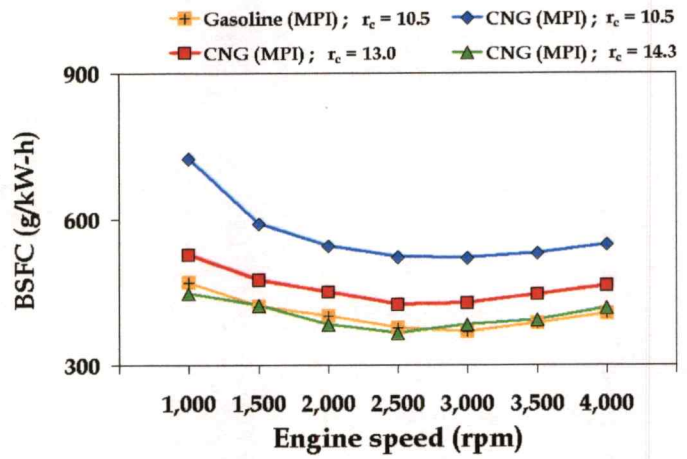


รูปที่ 6.3 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.4 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.

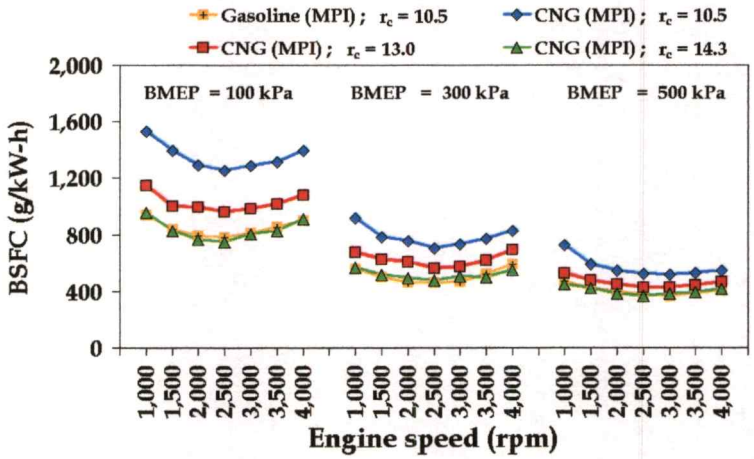


รูปที่ 6.5 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.

ในรูปที่ 6.3 แสดงค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa จากรูปพบว่าที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากมีเหตุผลหลักๆ 2 ประการคือ ประการแรกเกิดจากความล่าช้าในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ ประการที่ 2 หากเทียบค่าความร้อนต่อหน่วยมวลเดียวกันพบว่าเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีค่าความร้อนต่ำกว่า (37,162 kJ / kg) เมื่อต้องการให้เครื่องยนต์ทั้ง 2 ประเภททำงานให้ได้กำลังเท่ากัน สำหรับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องเพิ่มปริมาณอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศให้มากขึ้น ดังนั้นจึงส่งผลให้เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน แต่เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้สูงขึ้นจาก 10.5 : 1 ไปจนถึง 14.3 : 1 ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกก็ลดลงตามลำดับ สำหรับที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1 พบว่าค่าความสิ้นเลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจะมีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะทำให้ความดันภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้นเมื่อมีการเผาไหม้ก็จะทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นตามลำดับ ซึ่งสามารถชดเชยกับข้อเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ล่าช้าและค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ต่ำกว่าได้เป็นอย่างดี สำหรับการทดสอบที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa ดังแสดงในรูปที่ 6.4 และรูปที่ 6.5 ค่าแนวโน้มของเส้นกราฟก็มีลักษณะคล้ายกัน



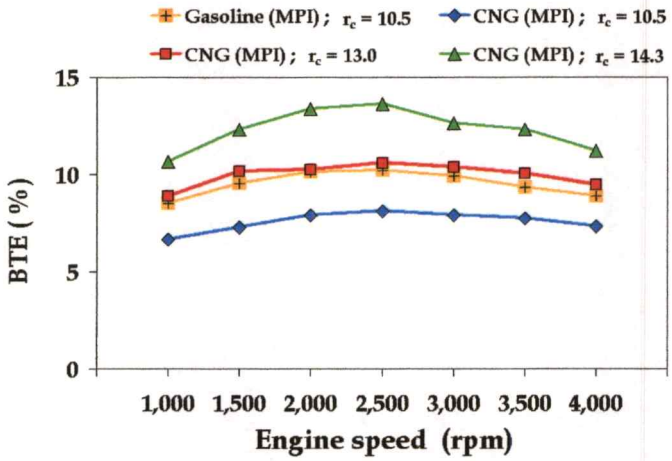
รูปที่ 6.6 เปรียบเทียบค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ในรูปที่ 6.6 แสดงการเปรียบเทียบค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกระหว่างเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ เมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa จากรูปพบว่าเมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะโหลดสูงขึ้น ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์จะลดลงตามลำดับ เนื่องจากที่สภาวะโหลดสูงๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งจะเปิดกว้างมากกว่าเพื่อเพิ่มปริมาณอัตราส่วนผสมของไอดี ซึ่งทำให้มีการสูญเสียกำลังจากการดูดไอดีเข้ากระบอกสูบลดลง (Pumping Loss) จึงส่งผลทำให้ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลงตามสภาวะโหลดที่เพิ่มขึ้น

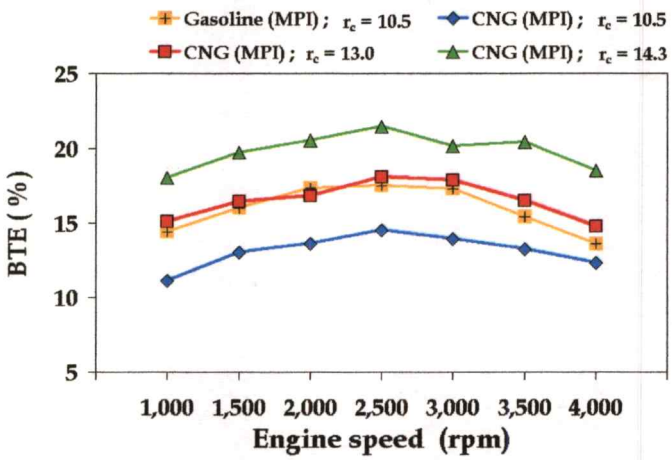
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก BTE (Brake Thermal Efficiency)

ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ได้ปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้มีค่าแลมด้าเท่ากับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa ได้แสดงในรูปที่ 6.7 - 6.9



รูปที่ 6.7 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.

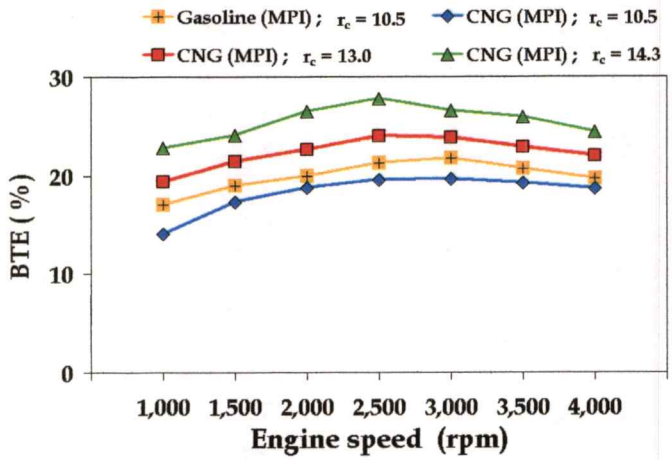


รูปที่ 6.8 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.

ในรูปที่ 6.7 แสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ เมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa จากรูปพบว่าที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์หัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฉีดแก๊สธรรมชาติจะมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากความล่าช้าในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติทำให้ค่าความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ถูกทิ้งไปกับไอเสียมากกว่าการเผาไหม้ในเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน แทนที่พลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ในเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติจะถูกเปลี่ยนไปเป็นกำลังงานได้อย่างเต็มที่ ซึ่งเกิดจากมุมเพลาลูกเบี้ยวของวาล์วไอเสียที่ถูกออกแบบมาสำหรับใช้กับการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนเพียงอย่างเดียวเท่านั้น จึงทำให้เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน ส่วนค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ต่ำกว่าค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนก็เป็นอีกประเด็นหนึ่งที่ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติมีค่าต่ำกว่า แต่เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้มีค่าสูงขึ้นเป็น 13.0 : 1 และ 14.3 :1 พบว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าสูงกว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกในเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน เนื่องจากกำลังอัดที่เพิ่มขึ้นจะทำให้อุณหภูมิในการเผาไหม้สูงขึ้นตาม ซึ่งสามารถชดเชยกับค่าความร้อนที่ปล่อยทิ้งไปกับไอเสียได้เป็นอย่างดี จึงทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าเพิ่มขึ้นตามลำดับ สำหรับการทดสอบที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa ดังแสดงในรูปที่ 6.8 และรูปที่ 6.9 จะมีลักษณะค่าแนวโน้มของเส้นกราฟเป็นไปในทำนองเดียวกัน

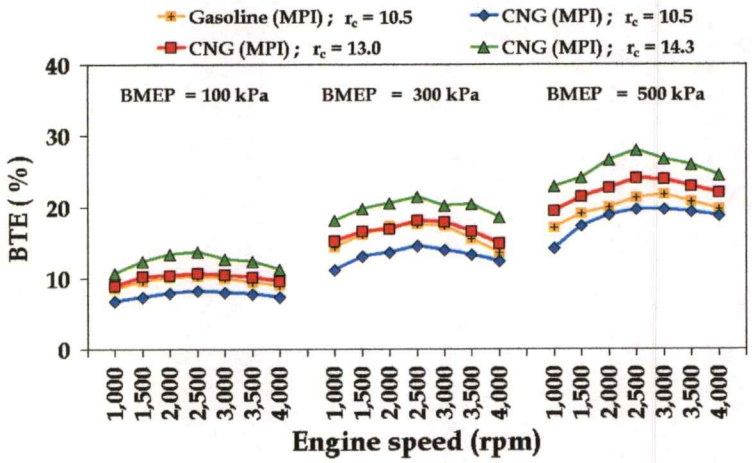


รูปที่ 6.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.

ในรูปที่ 6.10 แสดงการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกระหว่างเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa จากรูปพบว่าเมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

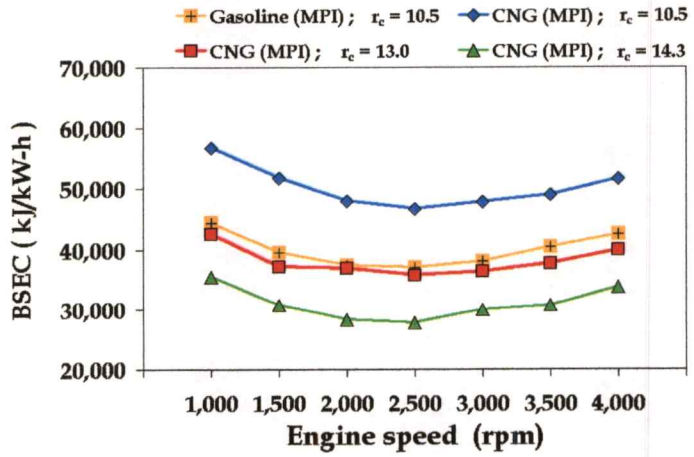
สภาวะโหลดสูงขึ้น ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์จะสูงขึ้นตามลำดับ เนื่องจากการสูญเสียกำลังที่เกิดจากการดูดส่วนผสมของไอดีลดลง (Pumping Loss) จึงทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกเพิ่มขึ้นตามสภาวะโหลดที่สูงขึ้น



รูปที่ 6.10 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

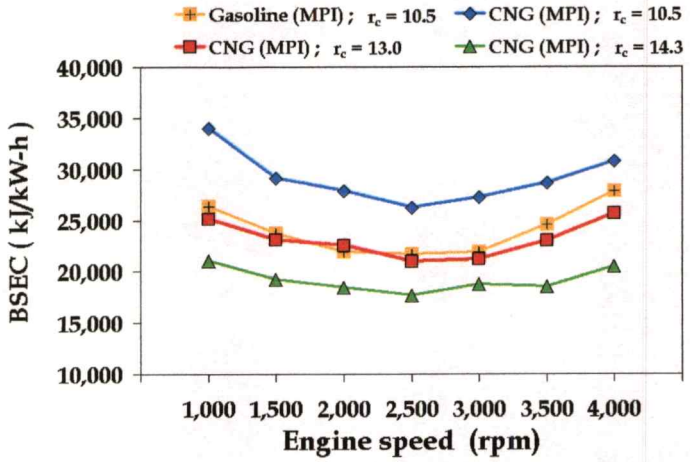
ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรก BSEC(Brake Specific Energy Consumption)

ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ได้ปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้มีค่าแลมด้าเท่ากับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa ได้แสดงในรูปที่ 6.11 - 6.13

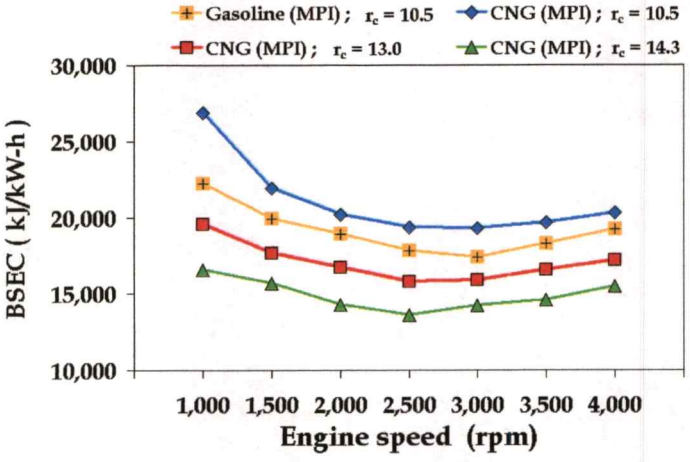


รูปที่ 6.11 ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.12 ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa

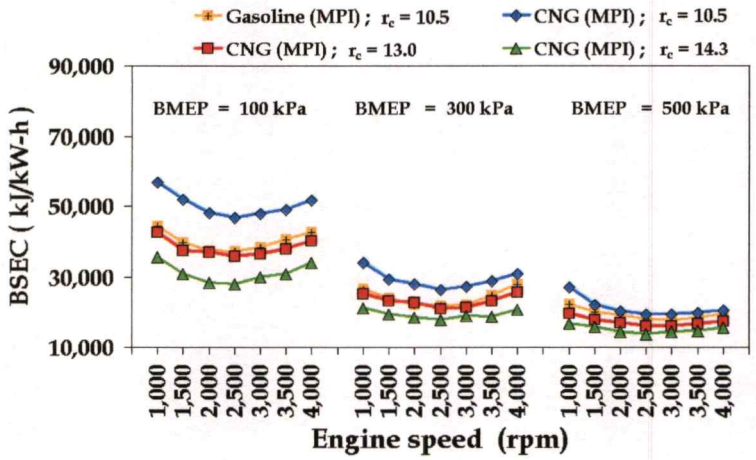


รูปที่ 6.13 ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa

ในรูปที่ 6.11 แสดงค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าอัตราส่วนการอัดต่างๆ เครื่องยนต์ทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa จากรูปพบว่าที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจะมีค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ทุกค่าความเร็วรอบ เนื่องจากความล่าช้าในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ จึงทำให้พลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีค่าน้อยกว่าเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน แต่เมื่อต้องการให้เครื่องยนต์ผลิตกำลัง (Power) ออกมาเท่ากัน จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องเพิ่มปริมาณของพลังงานเข้าไปอีก จึงส่งผลให้ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ทุกความเร็วรอบ แต่เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สูงขึ้นเป็น 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 จะทำให้ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่อัตราส่วนการอัด 10.5 : 1 เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะทำให้อุณหภูมิในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีค่าสูงขึ้นตามอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้น ซึ่งสามารถชดเชยกับการเผาไหม้ที่ล่าช้าและค่าพลังงานความร้อนที่ต่ำได้ สำหรับการทดสอบที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6.12 และ รูปที่ 6.13 ลักษณะค่าแนวโน้มของเส้นกราฟก็เป็นไปในทำนองเดียวกัน



รูปที่ 6.14 เปรียบเทียบค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ในรูปที่ 6.14 แสดงการเปรียบเทียบค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกระหว่างเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa จากรูปพบว่าเมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะโหลดสูงขึ้น ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์จะลดลง เนื่องจากการสูญเสียกำลังจากการดูดไอดีเข้าห้องเผาไหม้ลดลง จึงทำให้ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกลดลงตามสภาวะโหลดที่เพิ่มขึ้น

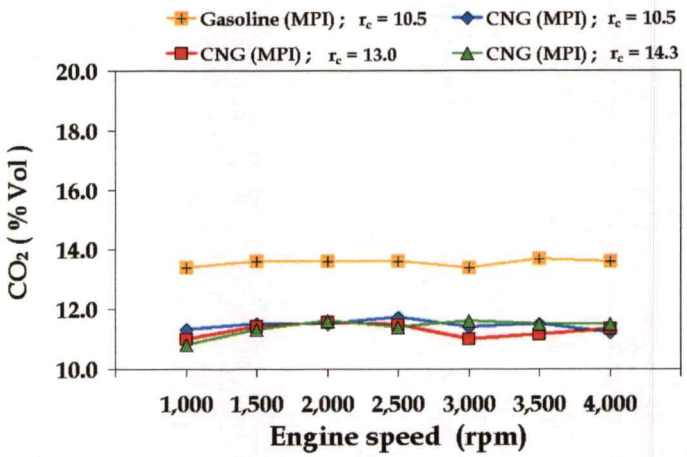
6.1.2 ผลทางด้านมลพิษ

ปริมาณมลพิษที่ออกมากับไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติถูกวัดที่สภาวะเดียวกันกับการทดสอบผลทางด้านสมรรถนะ สามารถวัดโดยตรงจากท่อไอเสียของเครื่องยนต์โดยไม่ผ่านอุปกรณ์กำจัดมลพิษ ประกอบด้วย คาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนอกไซด์ และไฮโดรคาร์บอน

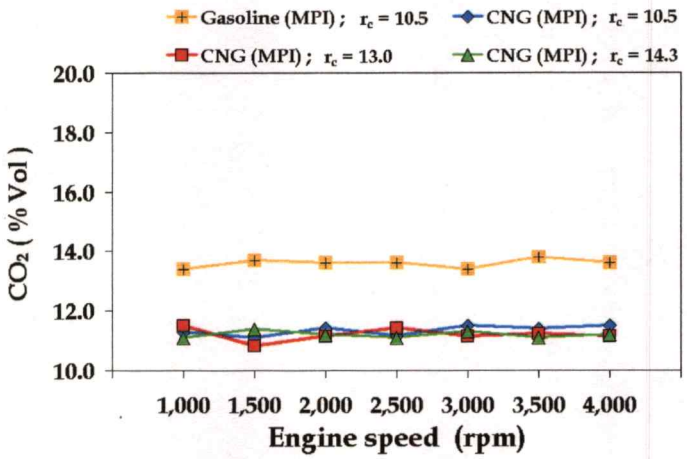
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<u>คาร์บอนไดออกไซด์</u> (CO_2)

ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ได้ปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดให้มีค่าแลมด้าเท่ากับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน โดยให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa , 300 kPa และ 500 kPa. และเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบ 1,000 – 4,000 รอบต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 6.15 - 6.17



รูปที่ 6.15 ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.

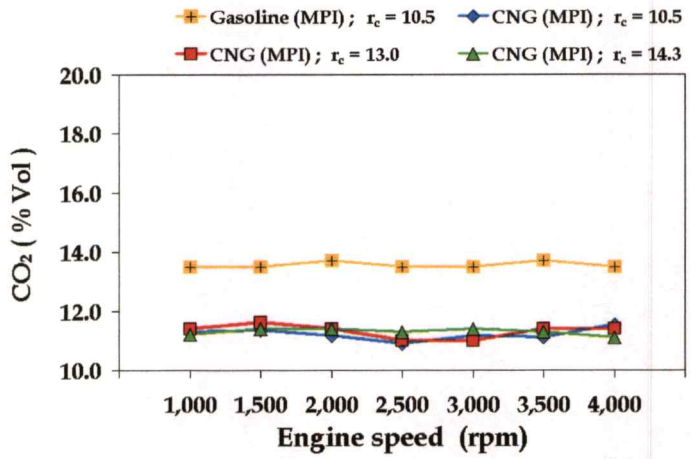


รูปที่ 6.16 ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.

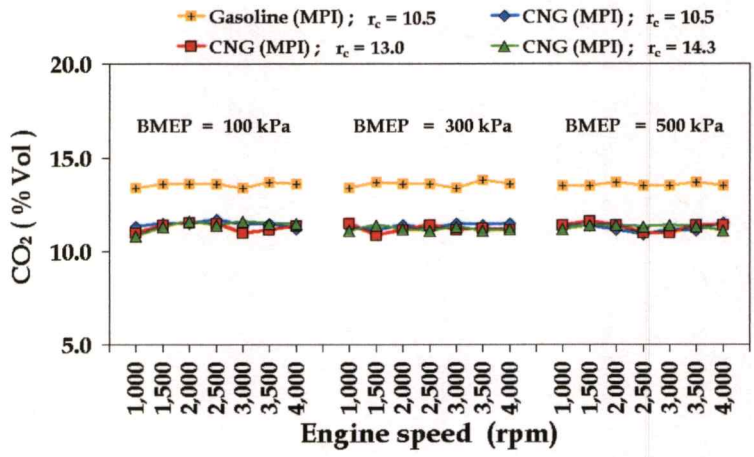
ในรูปที่ 6.15 แสดงปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ที่เกิดขึ้นในไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa จากรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พบว่าที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนจะมีปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์มากกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน โดยที่เชื้อเพลิงแก๊สโซลีน (C_8H_{15}) 1 โมเลกุลจะมีคาร์บอนอยู่ 8 อะตอม แต่เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ (CH_4) 1 โมเลกุลจะมีคาร์บอนอยู่ 1 อะตอม ดังนั้นโอกาสที่อะตอมของคาร์บอนในเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนจะจับตัวกับออกซิเจนให้กลายเป็น CO_2 ในขณะที่มีการเผาไหม้ก็จะสามารถจับตัวกันได้ดีกว่าเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ และเมื่อเพิ่มอัตราการอัดแล้วปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ก็ยังมีค่าใกล้เคียงกัน สำหรับการทดสอบที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6.16 และรูปที่ 6.17 ซึ่งจะมีลักษณะค่าแนวโน้มของเส้นกราฟเช่นเดียวกัน



รูปที่ 6.17 ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.



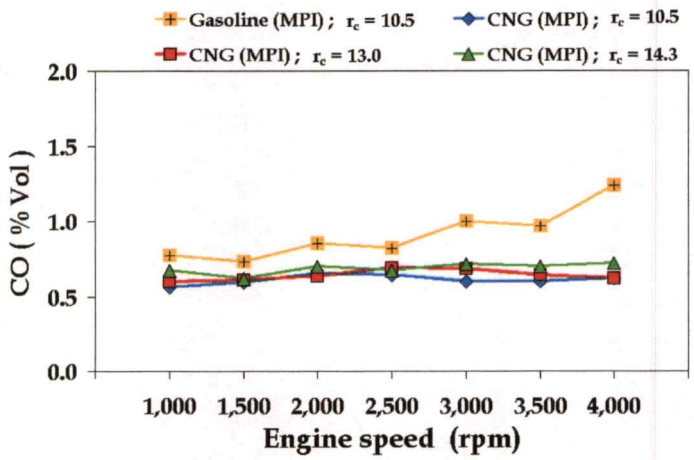
รูปที่ 6.18 เปรียบเทียบปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.18 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์เมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa จากรูปพบว่าเมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานในสภาวะโหลดที่สูงขึ้นปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ก็ยังคงมีค่าใกล้เคียงกันมาก เนื่องจากได้ปรับอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศให้มีค่าใกล้กันในทุกสภาวะการทำงาน

<u>คาร์บอนมอนอกไซด์</u> (CO)

ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ได้ปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดให้มีค่าแลมด้าเท่ากับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน โดยให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa , 300 kPa และ 500 kPa. และเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบ 1,000 – 4,000 รอบต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 6.19 - 6.21

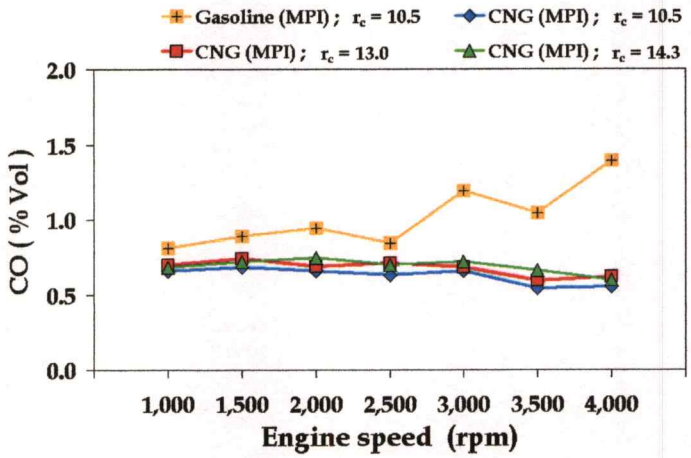


รูปที่ 6.19 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.

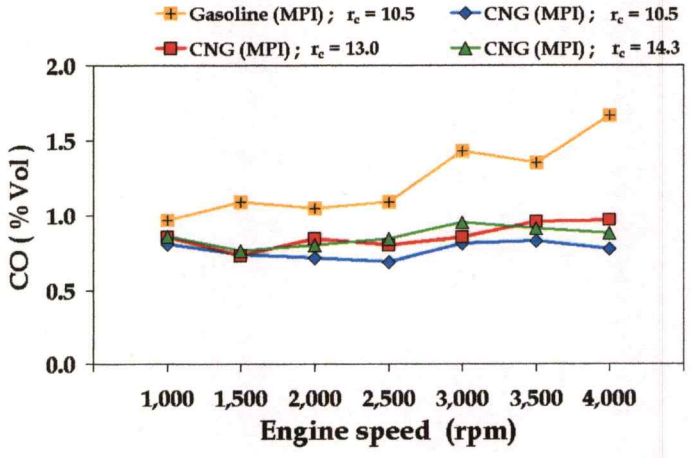
ในรูปที่ 6.19 แสดงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เกิดขึ้นในไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ ที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa จากรูปพบว่าที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนจะมีปริมาณคาร์บอนมอนอก-ไซด์มากกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และค่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนเมื่อฉีดออกมาจะมีสถานะเป็นของเหลวเพื่อให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศผสมกันได้ดีนั้น จำเป็นจะต้องทำให้เชื้อเพลิงระเหยตัวก่อนแล้วจึงนำไปผสมกับอากาศ ดังนั้นจึงต้องใช้เวลานานมากในการผสมให้เป็นเนื้อเดียวกัน ซึ่งต่างจากเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออกมามีสถานะเป็นไออยู่แล้วสามารถผสมคลุกเคล้ากับอากาศได้ทันที สำหรับในกรณี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนขณะที่เครื่องยนต์ดูดส่วนผสมของไอดีเข้าไปในห้องเผาไหม้อาจมีบางส่วนภายในห้องเผาไหม้ที่มีส่วนผสมหนา เมื่อเผาไหม้ก็จะเกิดค่าคาร์บอนมอน-อกไซด์สูงกว่าในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ และสาเหตุที่เครื่องยนต์แก๊สโซลีนมีค่าคาร์บอนมอนอก-ไซด์สูงขึ้นตามความเร็วรอบ เนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงๆ เวลาในการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่ทำให้ส่วนผสมเป็นเนื้อเดียวกันมีค่าน้อยลง จึงทำให้มีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เกิดคาร์บอนมอนอกไซด์สูงขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น สำหรับการทดสอบที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6.20 และรูปที่ 6.21 ค่าแนวโน้มของเส้นกราฟจะมีลักษณะเช่นเดียวกัน

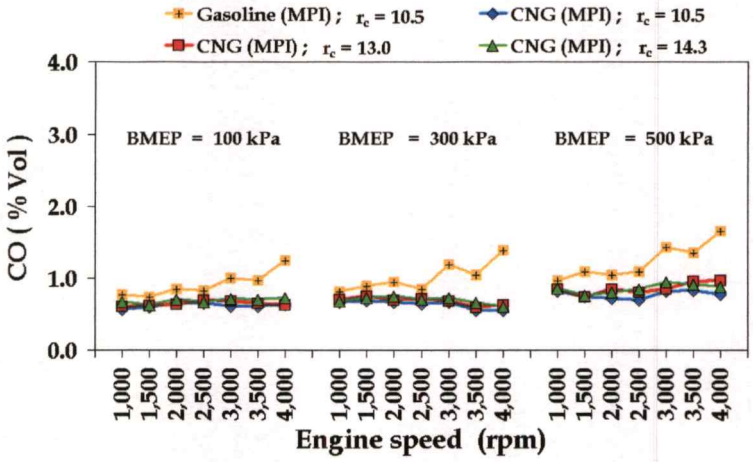


รูปที่ 6.20 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa



รูปที่ 6.21 ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.22 เปรียบเทียบปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ในรูปที่ 6.22 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณาคาร์บอนมอนอกไซด์เมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa, 300 kPa และ 500 kPa จากรูปพบว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนมีค่าคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเมื่อสภาวะการทำงานสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้มีปริมาณเพิ่มมากขึ้น จึงทำให้มีการระเหยตัวได้ไม่หมดเมื่อเกิดการเผาไหม้จะเผาไหม้ได้ไม่หมดส่งผลทำให้ค่าคาร์บอนมอนอกไซด์สูงขึ้นตามลำดับ ส่วนในเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติค่าคาร์บอนมอนอกไซด์แทบจะไม่มีการเปลี่ยนแปลง เพราะเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติสามารถผสมกับอากาศได้ดีเท่ากันที่ทุกสภาวะการทำงาน

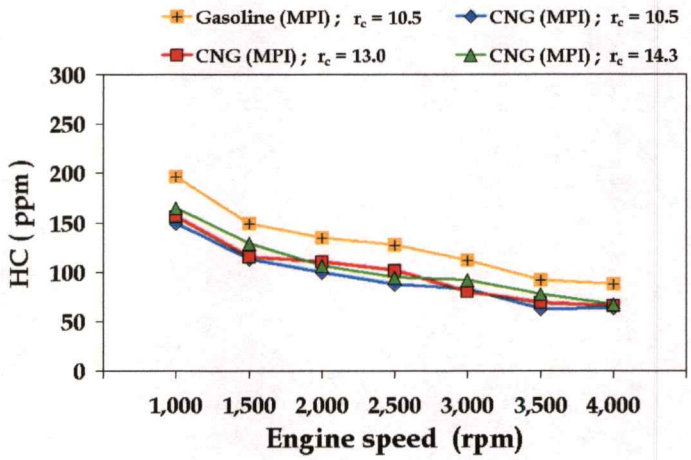
ไฮโดรคาร์บอน (HC)

ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ได้ปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดให้มีค่าแลมด้าเท่ากับค่าแลมด้าของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน โดยให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa , 300 kPa และ 500 kPa. และเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบ 1,000 – 4,000 รอบต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 6.23 - 6.25

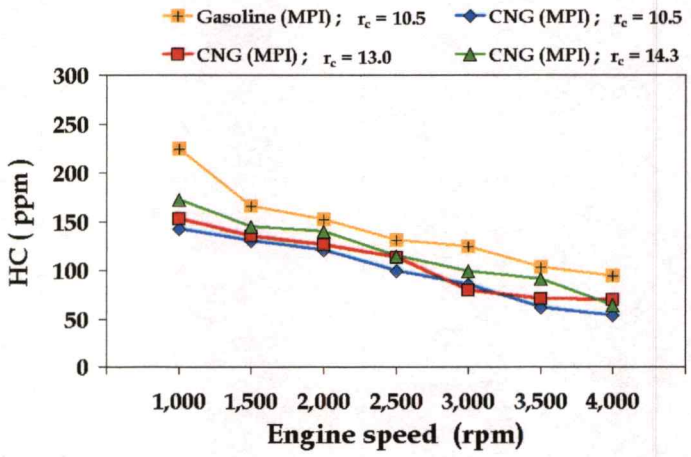
ในรูปที่ 6.23 แสดงปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่เกิดขึ้นในไอเสียของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa จากรูปพบว่าที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนมีปริมาณไฮโดรคาร์บอนสูงกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากแก๊สธรรมชาติมีการผสมคลุกเคล้ากับอากาศได้เป็นเนื้อเดียวกันมากกว่า เมื่อมีการเผาไหม้จึงเผาไหม้ได้สมบูรณ์กว่าและทำให้มีไฮโดรคาร์บอนออกมากับไอเสียน้อยกว่า และเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดพบว่าโดยเฉลี่ยแล้วปริมาณไฮโดรคาร์บอนจะเพิ่มขึ้นตามเพียงเล็กน้อย เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะทำให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชื้อเพลิงสามารถเข้าไปค้างอยู่ในช่องว่างระหว่างลูกสูบกับกระบอกสูบได้มากกว่าจึงทำให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนสูงขึ้นตามอัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้น ทั้งเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติค่าไฮโดรคาร์บอนจะมีแนวโน้มลดลงตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงๆ ความรุนแรงของอากาศที่ไหลเข้าไปผสมนั้นสูงทำให้อากาศสามารถกระแทกกับเชื้อเพลิงให้แตกกระจายได้ง่ายกว่าที่ความเร็วรอบต่ำๆ ทำให้เชื้อเพลิงสามารถผสมกับอากาศได้เป็นเนื้อเดียวกันมากกว่า และส่งผลทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น สำหรับผลการทดลองที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa ดังแสดงในรูปที่ 6.24 และรูปที่ 6.25 ค่าแนวโน้มของเส้นกราฟจะมีลักษณะในทำนองเดียวกัน

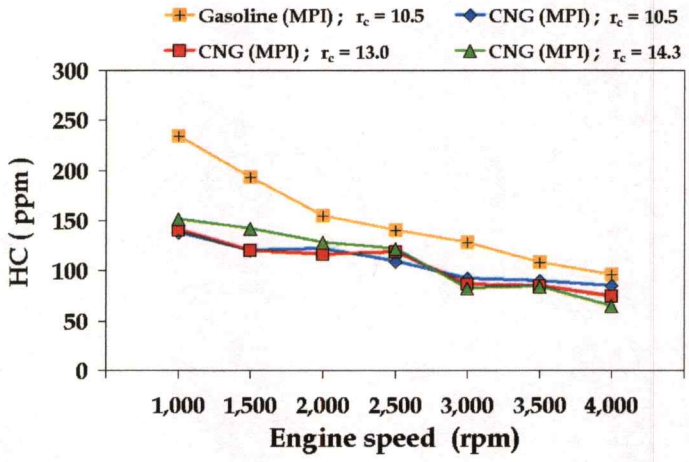


รูปที่ 6.23 ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa.

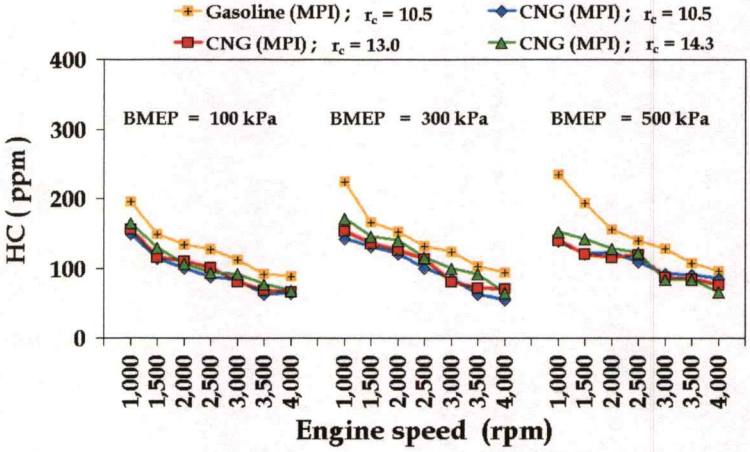


รูปที่ 6.24 ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 300 kPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.25 ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 500 kPa.



รูปที่ 6.26 เปรียบเทียบปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ และเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ในรูปที่ 6.26 แสดงการเปรียบเทียบค่าไฮโดรคาร์บอนเมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเท่ากับ 100 kPa และ 500 kPa จากรูปพบว่าเมื่อสภาวะโหลดเพิ่มขึ้นค่าไฮโดรคาร์บอนมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

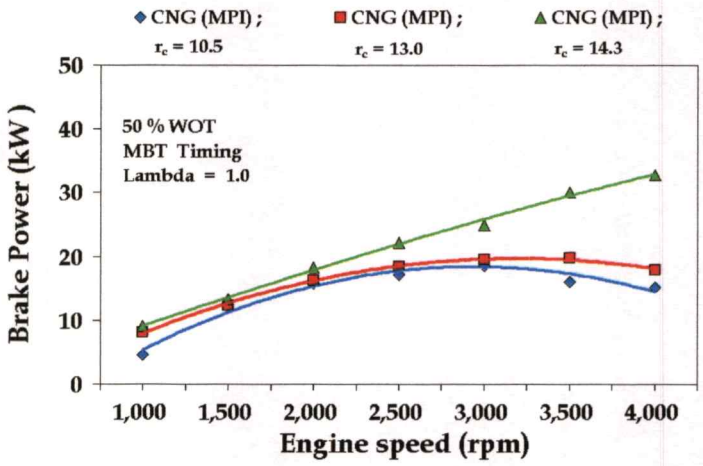
6.2 การทดสอบแบบเปิดลิ้นเร่งคงที่

6.2.1 ผลทางด้านสมรรถนะในกรณีที่ค่าแลมด้าเท่ากับ 1.0

หัวข้อนี้แสดงผลการทดสอบทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่มีการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจาก 10.5 : 1 - 14.3 : 1 ทุกค่าอัตราส่วนการอัดจะให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าแลมด้าเท่ากับ 1.0 ในการทดสอบทั้งหมดได้ปรับองศาการจุดระเบิดไว้ที่ MBT Timing (Maximum Brake Torque)

<u>กำลังเบรก</u> (Brake Power)

ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 % (50 % WOT), 75 % (75 % WOT) และ 100 % (100 % WOT) เครื่องยนต์ทำงานที่อัตราส่วนผสมพอดี (Stoichiometric ratio) ได้แสดงในรูปที่ 6.27 - 6.29

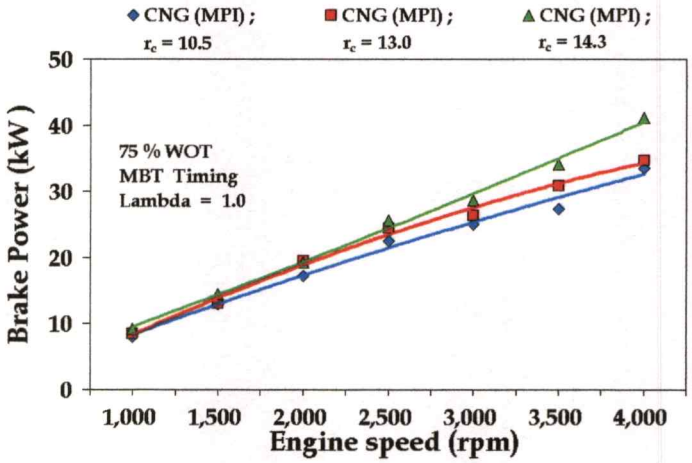


รูปที่ 6.27 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 %

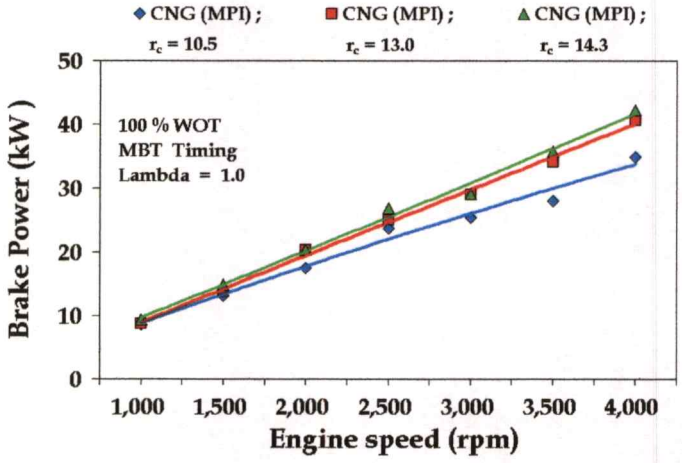
ในรูปที่ 6.27 แสดงกำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ความเร็วรอบ 1,000 - 4,000 รอบต่อนาที จากรูปพบว่าเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดเป็น 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 กำลังเบรกของเครื่องยนต์จะสูงขึ้นตามอัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะทำให้ความดันภายในกระบอกสูบในช่วงจังหวะอัดมีค่าสูงขึ้น ส่งผลทำให้มีการเผาไหม้ที่รุนแรงเพิ่มมากขึ้น และกำลังก็จะเพิ่มมากขึ้นตามลำดับ ในกรณีที่อัตราการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 และ 13.0 : 1 พบว่ากำลังเบรกมีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบถึง 3,500 รอบต่อนาที แต่ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1 กำลังเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ สาเหตุที่กำลังเบรกของเครื่องยนต์ที่อัตราการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 และ 13.0 : 1 มีค่าลดลง เนื่องจากการเปิดลิ้นเร่งเพียง 50 % WOT เครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยนต์จะเกิดการสูญเสียกำลังไปกับการดูดไอดีเข้ากระบอกสูบและแรงเสียดทานมาก จึงเป็นผลให้กำลังสุทธิลดลง แต่ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1 กำลังเบรกของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากเครื่องยนต์สามารถเอาชนะแรงต้านต่างๆ ที่เกิดขึ้นในขณะที่เครื่องยนต์ทำงานได้ดีกว่า



รูปที่ 6.28 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 %



รูปที่ 6.29 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 %

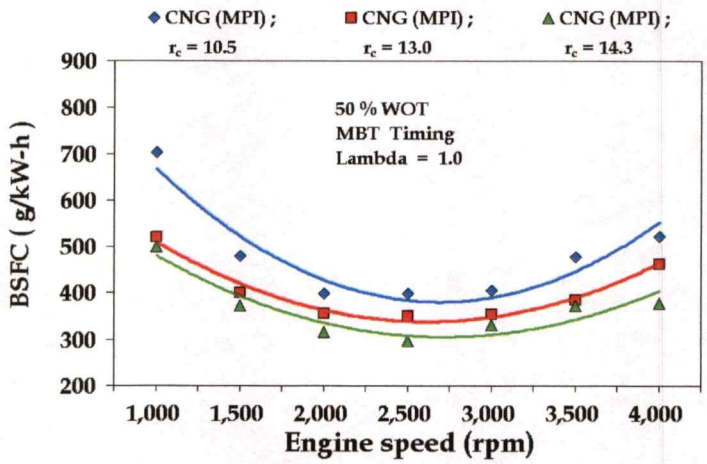
สำหรับรูปที่ 6.28 และรูปที่ 6.29 พบว่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ที่ได้จากอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1 มีค่าสูงสุด และลดลงตามลำดับตามค่าอัตราส่วนการอัดที่ลดลง และที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ค่ากำลังเบรกจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากกำลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

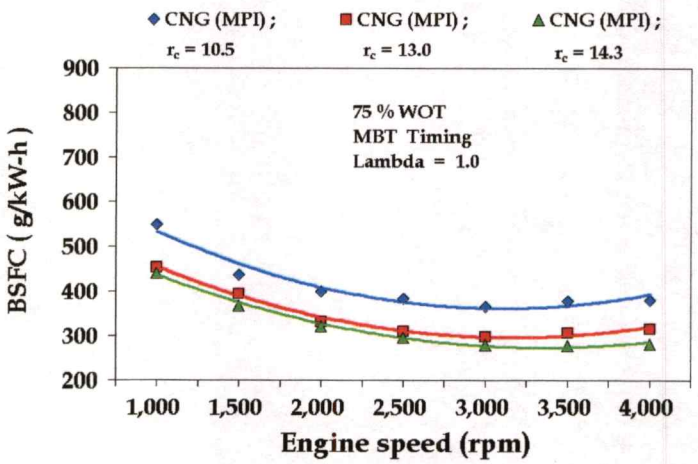
สุทธิ ที่ได้จากการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบมีค่าสูงกว่าค่าแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์มากๆ

<u>ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก</u> BSFC (Brake Specific Fuel Consumption)

ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 % , 75 % และ 100 % เครื่องยนต์ทำงานที่อัตราส่วนผสมพอดี (Stoichiometric ratio) ได้แสดงในรูปที่ 6.30 - 6.32

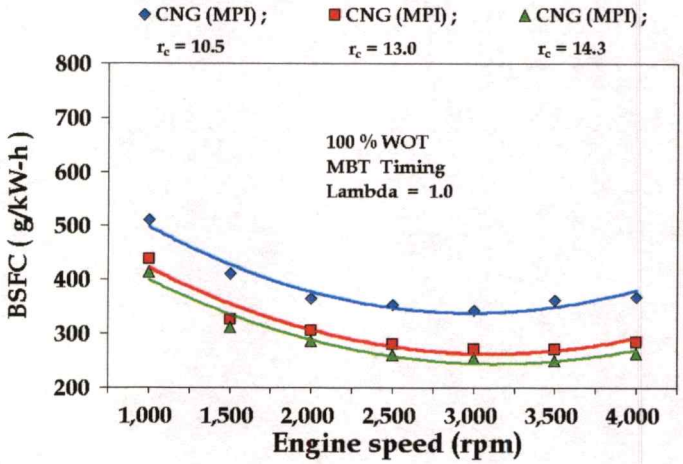


รูปที่ 6.30 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 %



รูปที่ 6.31 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



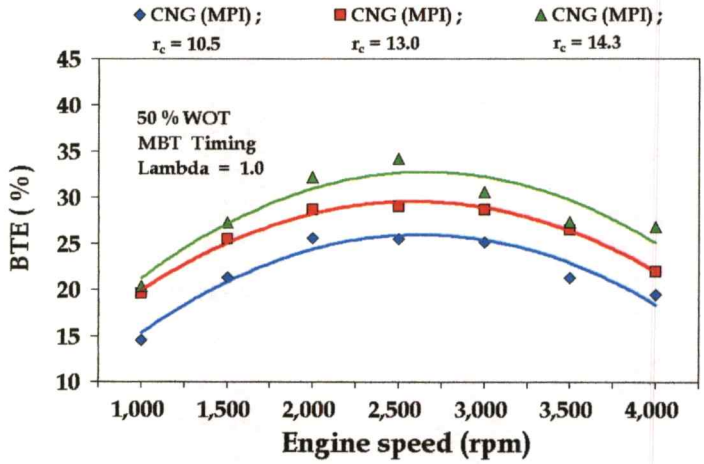
รูปที่ 6.32 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 %

ในรูปที่ 6.30 แสดงค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 % ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1,000 - 4,000 รอบต่อนาที และปรับองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ MBT Timing จากรูปพบว่าในช่วงความเร็วรอบ 1,000 - 2,500 รอบต่อนาที ที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์มีแนวโน้มลดลง เนื่องจากที่ความเร็วรอบต่ำๆ ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงจะมีเวลามากในการถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนังกระบอกสูบและอุปกรณ์ต่างๆ ภายในเครื่องยนต์ ทำให้ความร้อนสูญเสียไปกับน้ำหล่อเย็นมาก จึงส่งผลให้มีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมาก แต่เมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงขึ้นจาก 2,500 - 4,000 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานมากขึ้นตามลำดับ และกำลังที่ได้จากการเผาไหม้จะสูญเสียให้กับแรงเสียดทานมากขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น หากพิจารณาต่อไปพบว่าเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้สูงขึ้น ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะลดลงที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากอัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ความดันในช่วงจังหวะอัดมีค่าสูงขึ้น หากมีการเผาไหม้จะเกิดพลังงานความร้อนที่สูงมากขึ้นด้วย ขณะที่ปริมาณเชื้อเพลิงยังจ่ายเท่าเดิม จึงส่งผลทำให้เครื่องยนต์มีความประหยัดมากขึ้น ส่วนการทดสอบที่ตำแหน่งลิ้นเปิด 75 % และ 100 % ที่ได้แสดงในรูปที่ 6.31 และรูปที่ 6.32 ค่าแนวโน้มของเส้นกราฟจะมีลักษณะคล้ายกัน

<u>ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก</u> BTE (Brake Thermal Efficiency)

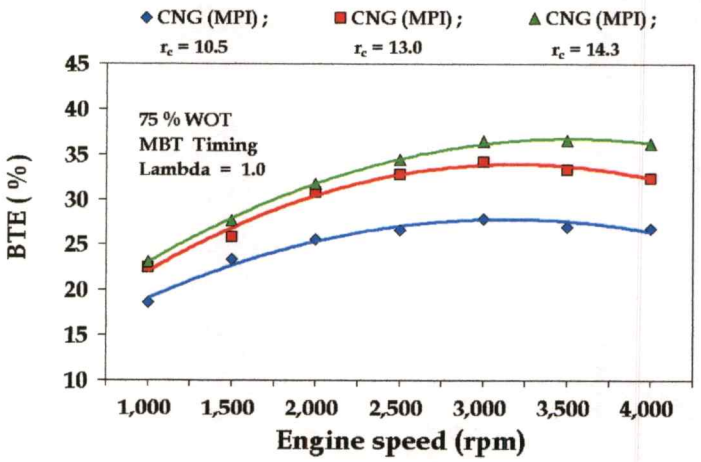
ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 % , 75 % และ 100 % เครื่องยนต์ทำงานที่อัตราส่วนผสมพอดี (Stoichiometric ratio) ได้แสดงในรูปที่ 6.33 - 6.35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



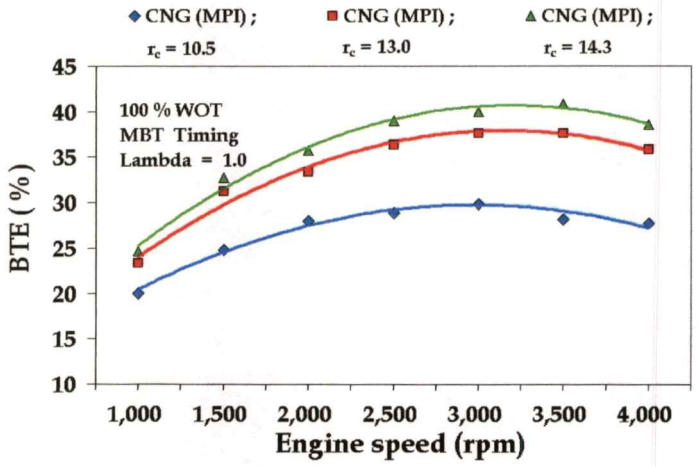
รูปที่ 6.33 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 %

ในรูปที่ 6.33 แสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 50 % ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1,000 - 4,000 รอบต่อนาที จากรูปพบว่าเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้สูงขึ้นค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์มีค่าสูงขึ้นตามอัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะทำให้ความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น เมื่อเผาไหม้จะทำให้อุณหภูมิภายในเผาไหม้สูงขึ้นด้วย และสามารถเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นกำลังงานได้มากขึ้น ส่วนการทดสอบที่ตำแหน่งลิ้นเปิด 75 % และ 100 % ที่แสดงในรูปที่ 6.34 และรูปที่ 6.35 ค่าแนวโน้มของเส้นกราฟจะมีลักษณะเช่นเดียวกัน



รูปที่ 6.34 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 75 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.35 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 %

6.2.2 ผลทางด้านสมรรถนะในกรณีที่ค่าแลมด้าต่างกัน

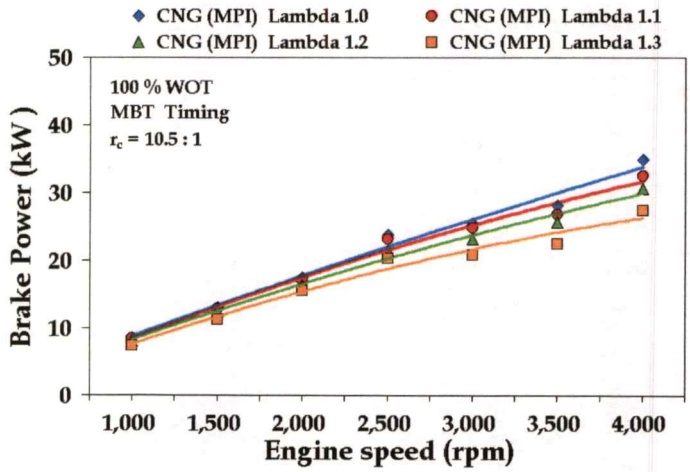
ผลการทดสอบส่วนนี้ได้ศึกษาถึงสมรรถนะของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติเมื่อให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าแลมด้าเท่ากับ 1.0* , 1.1* , 1.2* และ 1.3* ซึ่งอัตราส่วนผสมจะบางลงตามลำดับ ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิด 100 % พร้อมทั้งปรับองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ MBT Timing และทดสอบที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1, 13.0 : 1 และ 14.3 : 1

หมายเหตุ * *ค่าแลมด้าที่อ่านได้จากเครื่องวัดไอเสียในรูปที่ 6.36 – 6.44 นี้ ซึ่งเป็นตัวเลขที่ใช้ในการอธิบายความหนาหรือบางของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศเฉพาะในการศึกษาครั้งนี้เท่านั้น ไม่สามารถนำไปเปรียบเทียบเพื่อยืนยันกับทางทฤษฎีได้ และไม่สามารถนำไปใช้ในการอ้างอิงได้*

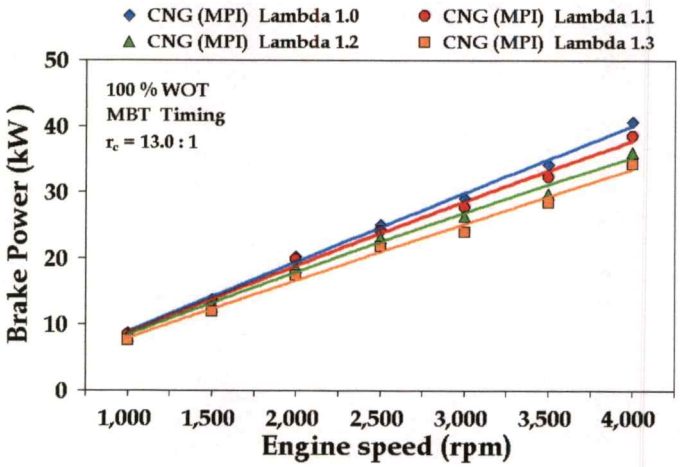
กำลังเบรก (Brake Power)

ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ เครื่องยนต์ทำงานด้วยส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าต่างๆ ทดสอบที่ค่าอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1, 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 ที่ความเร็วรอบ 1,000 - 4,000 รอบต่อนาที ได้แสดงดังรูปที่ 6.36 - 6.38

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



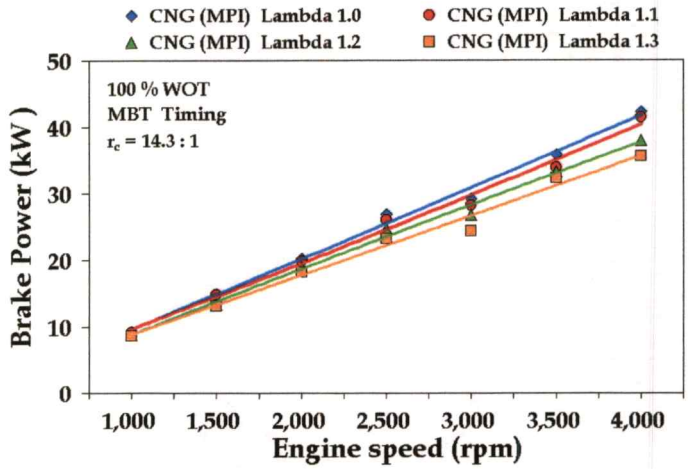
รูปที่ 6.36 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1



รูปที่ 6.37 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1

ในรูปที่ 6.36 แสดงกำลังเบรกของเครื่องยนต์แก๊สหัวฉีดธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าต่างๆ จากรูปพบว่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าเท่ากับ 1.0 จะให้กำลังออกมาสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าเท่ากับ 1.1, 1.2 และ 1.3 ที่ทุกความเร็วรอบ และค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์จะมีค่าลดลงตามค่าแลมด้าที่สูงขึ้น เนื่องจากค่าแลมด้าที่สูงๆ อัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศจะบางลง ทำให้มีการเผาไหม้เพียงบางส่วน (Misfire) และมีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ จึงเป็นผลให้ค่าอุณหภูมิในการเผาไหม้ลดลง สุดท้ายกำลังของเครื่องยนต์ก็ลดลงตามลำดับ สำหรับการทดสอบที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 ดังแสดงในรูปที่ 6.37 และรูปที่ 6.38 ลักษณะค่าแนวโน้มของเส้นกราฟจะเป็นไปในทำนองเดียวกัน

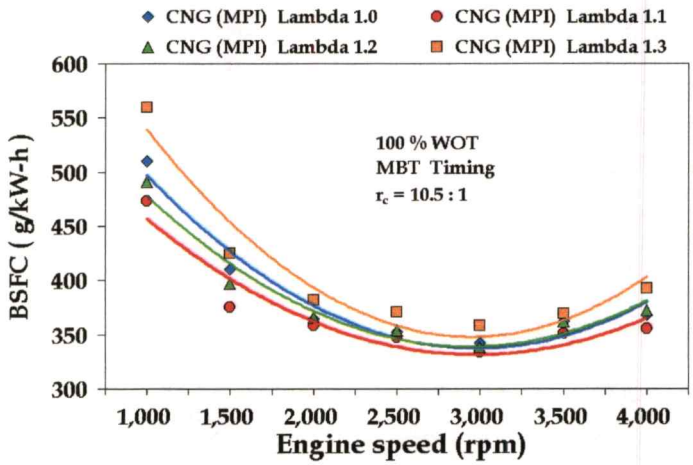
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.38 กำลังเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 :1

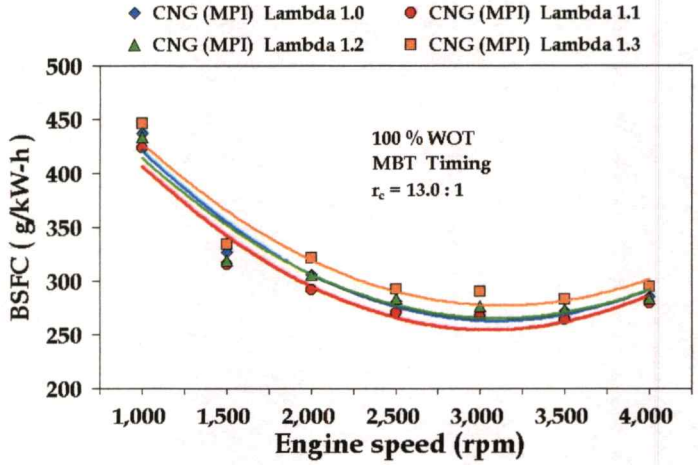
ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก BSFC (Brake Specific Fuel Consumption)

ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติเครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าแลมด้าต่างๆ ทดสอบที่ค่าอัตราส่วนการอัด 10.5 : 1, 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 ที่ความเร็วรอบ 1,000 - 4,000 รอบต่อนาที ได้แสดงดังรูปที่ 6.39 - 6.41

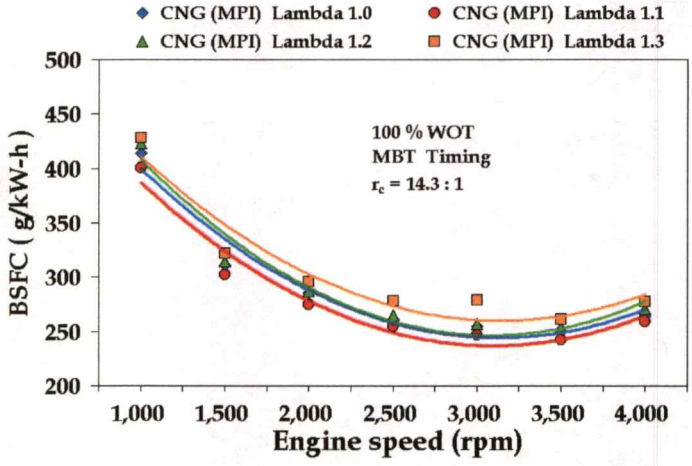


รูปที่ 6.39 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.40 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1



รูปที่ 6.41 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1

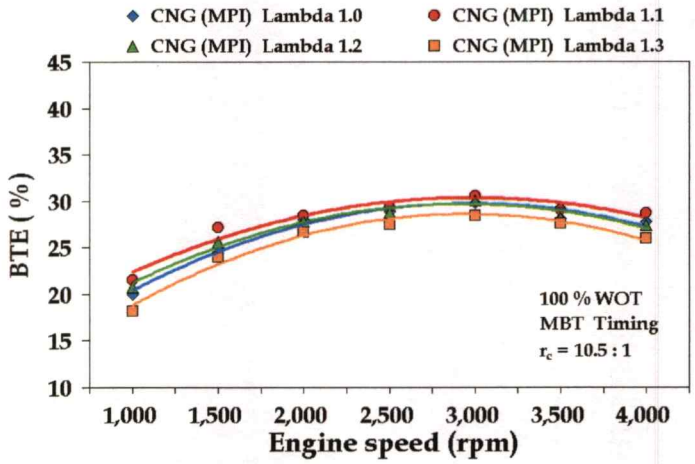
ในรูปที่ 6.39 แสดงค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 โดยให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าแลมด้าต่างๆ จากรูปพบว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าเท่ากับ 1.1 จะมีค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุด และที่ค่าแลมด้าเท่ากับ 1.3 จะมีค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงสุดที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากที่ค่าแลมด้าเท่ากับ 1.3 เครื่องยนต์จะมีส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่บางกว่า ทำให้ไม่สามารถเผาไหม้ได้หมด จึงทำให้กำลังของเครื่องยนต์ลดลง และทำให้ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีค่าสูงสุด และที่ค่าแลมด้าเท่ากับ 1.1 จะมีค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำสุด เนื่องจากมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่าที่ค่าแลมด้าอื่นๆ จึงส่งผลทำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

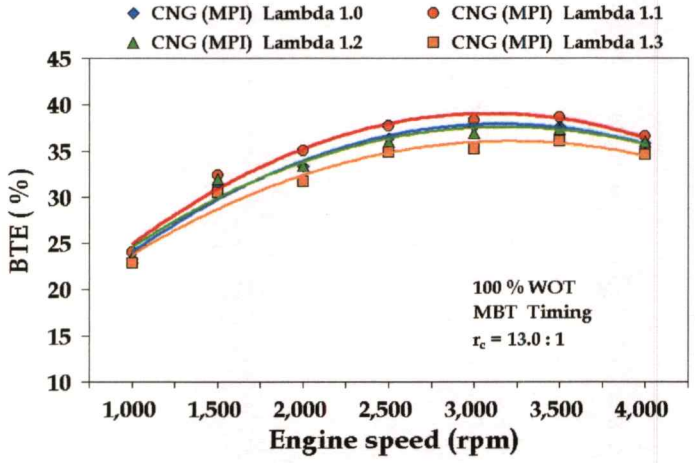
ให้มีค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุด สำหรับการทดสอบที่ค่าอัตราส่วนการอัดที่ 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6.40 และรูปที่ 6.41 จะมีลักษณะเช่นเดียวกัน

<u>ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก</u> BTE (Brake Thermal Efficiency)

ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าแลมด้าต่างๆ ทดสอบที่ค่าอัตราส่วนการอัด 10.5 : 1, 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 ที่ความเร็วรอบ 1,000 - 4,000 รอบต่อนาที ได้แสดงดังรูปที่ 6.42 - 6.44

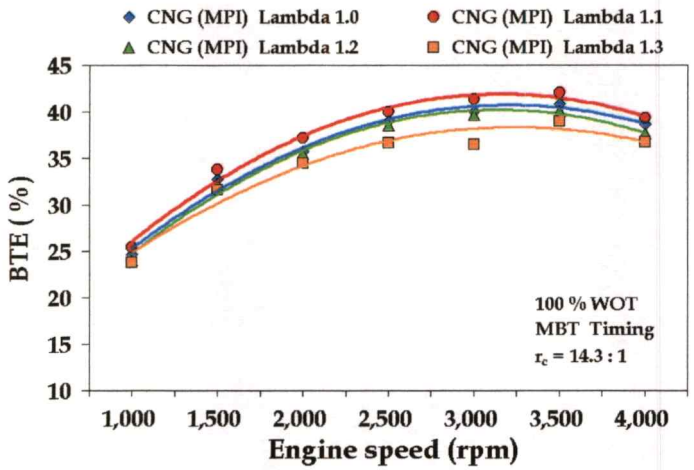


รูปที่ 6.42 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1



รูปที่ 6.43 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.44 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ค่าแลมด้าต่างๆ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 14.3 : 1

ในรูปที่ 6.42 แสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติ ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 เครื่องยนต์ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมที่ค่าแลมด้าต่างๆ จากรูปพบว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมที่มีค่าแลมด้าเท่ากับ 1.1 จะมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกสูงสุดที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากไอดีมีส่วนผสมที่พอเหมาะในการเผาไหม้ ทำให้สามารถเผาไหม้ส่วนผสมได้หมดจด จึงทำให้ได้ค่าความร้อนอย่างเต็มที่ และที่ค่าแลมด้าเท่ากับ 1.3 จะมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกต่ำสุดที่ทุกความเร็วรอบ เนื่องจากเครื่องยนต์มีการเผาไหม้ส่วนผสมเพียงบางส่วน และมีส่วนผสมอีกบางส่วนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ จึงทำให้ได้ค่าความร้อนน้อยลง สำหรับการทดสอบที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.0 : 1 และ 14.3 : 1 ตามที่ได้แสดงในรูปที่ 6.43 และรูปที่ 6.44 จะมีลักษณะเช่นเดียวกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7
สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการวิจัย

การนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้เป็นพลังงานทดแทน แทนเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนระบบหัวฉีดประจำสูบ (Multi Point Injection System) จากการทดลองพบว่าสามารถนำไปใช้งานได้แต่ต้องมีการปรับแต่งระยะเวลาในการฉีดให้นานขึ้น เพื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงให้เพียงพอกับความต้องการของเครื่องยนต์ในแต่ละสภาวะการทำงาน ซึ่งสามารถทำได้โดยไม่ส่งผลกระทบต่อเครื่องยนต์ และต้องปรับองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ MBT จึงจะทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะดีขึ้น สำหรับองศาการจุดระเบิดในช่วงเริ่มต้นสตาร์ทเครื่องยนต์ได้ปรับไว้ที่ 24 องศาก่อนศูนย์ตายบน จากผลการทดลองทั้งหมดสามารถสรุปได้ดังนี้

กรณีทดสอบแบบกำหนดสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ให้คงที่ (BMEP)

1. ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10.5 : 1 สมรรถนะโดยรวมของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจะมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนทุกความเร็วรอบ

2. การเพิ่มอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติให้สูงขึ้นจะทำให้สมรรถนะของ ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกและค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรก มีค่าดีกว่าสมรรถนะของเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีนปกติที่ทุกสภาวะการทำงานและทุกความเร็วรอบ

3. เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจะมีปริมาณมลพิษต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนปกติทุกสภาวะการทำงาน และทุกความเร็วรอบหลังจากมีการปรับแต่งเครื่องยนต์แล้ว

4. ที่อัตราส่วนการอัดต่ำในเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติจะมีปริมาณไฮโดรคาร์บอนต่ำสุดในทุกสภาวะการทำงาน

กรณีทดสอบแบบกำหนดตำแหน่งลิ้นเร่งเปิดคงที่ (WOT)

1. การเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะทำให้กำลังเบรกและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกสูงขึ้น ส่วนค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะลดลงที่ทุกความเร็วรอบ

2. เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่มีค่าแลมด้าเท่ากับ 1.1 (ตัวเลขนี้ใช้เฉพาะการศึกษาครั้งนี้เท่านั้น ไม่สามารถนำไปในการอ้างอิงได้) จะมีสมรรถนะสูงสุดที่ทุกความเร็วรอบและทุกอัตราส่วนการอัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลองทั้งหมดพบว่าเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติอัด (CNG) มีความเหมาะสมต่อการนำมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟเพื่อใช้เป็นพลังงานเชื้อเพลิงทดแทนในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนระบบหัวฉีดประจำสูบได้เป็นอย่างดี ซึ่งต้องปรับระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงให้เหมาะสม และต้องเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้สูงๆ เพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด

7.2 ข้อเสนอแนะ

การนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน โตโยต้า รหัส 5A-FE พบว่ามีข้อเสียหลายอย่าง เช่น การเผาไหม้ล่าช้า สมรรถนะของเครื่องยนต์ต่ำเป็นต้น ดังนั้นจึงมีข้อเสนอดังนี้

1. ควรทำการศึกษาการใช้แก๊สธรรมชาติอัดในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเพิ่มเติมในระยะยาว เพื่อศึกษาผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับอุปกรณ์ภายในกระบอกสูบ เช่น แหวนลูกสูบ, วาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย ซึ่งจะทำให้การวิจัยเรื่องเครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สธรรมชาติมีความสมบูรณ์เพิ่มมากขึ้น

2. ควรออกแบบรางจ่ายเชื้อเพลิงให้โตขึ้นกว่าเดิม เพื่อความเสถียรในการฉีดเชื้อเพลิงช่วงที่เครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบสูงๆ

3. ควรนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไปใช้กับเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัดสูงๆ เนื่องจากเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีค่าออกเทนนัมเบอร์สูง (120) จึงทำให้เครื่องยนต์เกิดการน็อกได้ยาก

4. ควรนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไปใช้กับเครื่องยนต์ที่มีน็อกเซนเซอร์ เพื่อจะได้ปรับองศาการจุดระเบิดล่วงหน้าที่ MBT Timing แบบอัตโนมัติในขณะที่เครื่องยนต์ทำงาน ณ.ที่ความเร็วรอบต่างๆ

5 ควรนำเชื้อเพลิงชนิดอื่นที่เผาไหม้เร็วกว่ามาผสมกับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ เพื่อลดปัญหาในการเผาไหม้ล่าช้าของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ ซึ่งสามารถช่วยเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้นได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

[1] T. Kato et al., 2001. "Development of CNG fueled engine with lean burn for small size commercial van." JSAE Review 22(2001), pp.365-368

[2] Gupta, M., Bell, R. S., and Tillman, T. S., 1996. " An Investigation of lean combustion in a Natural Gas-Fueled Spark-Ignited Engine. " Journal of Energy Resource Technology. Vol. 118

[3] E. Durell et al., " Installation and Development of a Direct Injection System for Bi-Fuel Gasoline and Compressed Natural Gas Engine." เข้าถึงได้จาก : http://www.iangv.org/html/sources/sources/reports/ngv2000/NGV2000index.pdf

[4] Toshio Shudo et al., 2000." Combustion and emissions in a methane DI stratified charge engine with hydrogen pre-mixing." JSAE Review 21(2000), pp. 3-7.

[5] Benjamin Baird et al., 2000. " Emissions and efficiency of a spark-ignition engine fueled with a natural gas and propane mixture." Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference, Miami Beach, Florida, July 23-26, pp.1-9

[6] Herchel T.C. Machacon et al., 2000." CNG operation of a two-stroke, two-cylinder marine S.I. engine and its characteristics of self-ignition combustion." JSAE Review 21(2000), pp. 567-572.

[7] Xu Boyan et al., 1998. " Jet characteristics of CNG injector with MPI system." JSAE Review 19(1998), pp.229-234.

[8] แสวง บุญญาสุวัฒน์ และ ธเนศ ศรีเธียรอินทร์, "การใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับรถแท็กซี่ในกรุงเทพมหานคร," การประชุมสัมมนาวิชาการสมาคมวิศวกรรมยานยนต์แห่งประเทศไทย (TSAE) ครั้งที่ 2, ตุลาคม, 2545.

[9] ประเสริฐ เทียนนิมิตร ขวัญชัย สินทิพย์สมบูรณ์ และ ปานเพชร ชินินทร. 2544. เชื้อเพลิงและสารหล่อลื่น. กรุงเทพมหานคร : ซีเอ็ดยูเคชั่น.

[10] บริษัท ปตท. จำกัด มหาชน " Natural Gas Information." [Online]. เข้าถึงได้จาก : http:/www.pttplc.com/cscng/natural gas information.asp. 2002

[11] วารสารนโยบายพลังงานแห่งชาติฉบับอินเตอร์เน็ต. " แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์." [Online]. เข้าถึงได้จาก : http:/www.nepo.go.th/vrs/VRS49-02-NGV.html. 2002

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[12] Australian Greenhouse Office "Compressed Natural Gas Infrastructure Program" Fact Sheet.

[13] Australian Natural Gas Vehicles council. 1997. "The Natural Energy" Newsletter of the ANGVC. Issue 2

[14] นภดล เวชวิฐาน. 2535. เครื่องยนต์หัวฉีด EFI. กรุงเทพมหานคร : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี.

[15] Willard W. Pulkrabek., 1997. Engineering Fundamentals of the Internal combustion Engine. New Jersey : Prentice-Hall.

[16] Heywood, J.B., 1988. Internal combustion Engine Fundamentals. Singapore : McGRAW-HILL.

[17] Stephen R. Turns., 1988. An Introduction to combustion. Singapore : McGRAW-HILL.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

ก. ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์

ข. การคำนวณเลือกใช้มิเตอร์วัดอัตราการไหล

ค. วงจรการควบคุมการฉีดและวงจรการถ่ายภาพการสเปรย์

ง. ภาพถ่ายการสเปรย์ของเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก
ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ISSN 0125-1724

วิศวสาร

ลาดกระบัง

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

LADKRABANG ENGINEERING JOURNAL

ปีที่ 20 ฉบับที่ 2 มิถุนายน 2546

1. วงจรไดเร็คบูตสแตรปซิมอสชมิททิกเกอร์ความเร็วสูง 1
คำผอง คงสมบูรณ์ สุกัญญา แพรสมบูรณ์ สุรพล บุญจันทร์ กอบชัย เตชหาญ

2. วงจรบูตสแตรปไบซิมอสไดนามิคส์ความเร็วสูงและแกว่งได้เต็มย่าน 7
ทวิช ชูเมือง กอบชัย เตชหาญ กิตติภัทร์ ภู่ระพงษ์ สุรพล บุญจันทร์

3. วงจรคูณสัญญาณแบบ 4 ควอดแรนท์ใช้แหล่งจ่าย 1.5 โวลท์ 13
มนตรี คำเงิน กอบชัย เตชหาญ พันทิพย์ภา บุญสมพงษ์ สุรพล บุญจันทร์

4. การออกแบบและสร้างตัวกรองเชิงเลขแบบ Notch โดยปรับปรุงอัลกอริทึมการวาง Pole-Zero 17
สุรพันธ์ ยิ้มมั่น วัชรพงศ์ พินจิตร์ สมพงษ์ จองสถาพร ฟูศักดิ์ ชีวสุวิทย์ ชูสิทธิ์ ประดับเพ็ชร์

5. การหาคุณสมบัติทางไฟฟ้าของซินเฟดแบบพลานาร์ 23
กุลนาถ ทีปประพันธ์มณี สุรศักดิ์ เนียมเจริญ

6. การแปลงเวฟเล็ตแบบเต็มหน่วยและโครงข่ายประสาทชนิด Probabilistic สำหรับระบุตำแหน่งฟอลต์ในสายส่ง 29
อรรถพล เจ่าพิทักษ์กุล ศุลี บรรจงจิตร

7. การประยุกต์ใช้การแปลงเวฟเล็ตและโครงข่ายประสาทเทียมสำหรับแบ่งประเภทฟอลต์ในสายส่งวงจรเดี่ยว 35
อรรถพล เจ่าพิทักษ์กุล ศุลี บรรจงจิตร

8. การใช้คอมพิวเตอร์ประเมินค่าพิกัดแสงจ้าแบบตาของไฟสนามกีฬาภายนอกอาคาร (สนามเทนนิส) 41
นวลวรรณ จิรวิวัฒนา จงรักษ์ บุญเสิ่ง

9. การใช้คอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณค่าความเข้มแสงแต่ละจุดบนพื้นสนามกีฬาภายนอกอาคาร (สนามเทนนิส) 47
นวลวรรณ จิรวิวัฒนา จงรักษ์ บุญเสิ่ง

10. การเลือกสายไฟฟ้าที่เหมาะสมที่สุดสำหรับระบบจำหน่าย 22 เควีของการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค 53
ทรงวุฒิ พรพันธ์เดชวิทยา สมชาติ จิรัวิภากร

11. การศึกษาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบหัวฉีดประจำสูบ 59
สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล จินดา เจริญพรพาณิชย์

12. การประยุกต์ใช้หัวเผาน้ำมันพืชในโดยใช้วัสดุพรุน 65
จารุวัตร เจริญสุข อรรณพ ผาบเพ็ง

13. การวิเคราะห์ผลกระทบของค่าครึ่งมุมของแม่พิมพ์ในกระบวนการดึงขึ้นรูปเส้นลวดด้วยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ 71
อติศักดิ์ ชมมิ สมชัย นรเศรษฐ์โศภน

14. การศึกษาลักษณะสนามการไหลเชิงตัวเลขของลำเจ็ทคู่ขนาน 76
ปรีดา บัวสาคร ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ สมิทธ์ เอี่ยมสอาด

15. การสอบเทียบกล้องสเตริโอร่วมกับ Epipolar Rectification 82
ธีรวัฒน์ เทพมณี เกษตร์ ศิริสันติสัมฤทธิ์

16. การสืบค้นข้อมูลแบบเป็นลำดับขั้นในพื้นที่ที่สนใจและการทำดัชนีสำหรับระบบค้นคืนข้อมูลรูปภาพ 88
หา บุนทัน อรฉัตร จิตต์ไสภักตร์ สมศักดิ์ มิตะถา

17. อัลกอริธึมสร้างเส้นทางแบบคำนึงถึงคุณภาพของการให้บริการที่มีความสามารถในการตอบสนองต่อความผิดพลาดของการกำหนดเส้นทาง 94
สมพร กันทะวงศ์ มยุรี เลิศเวชกุล ประกิจ ตังติสานนท์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติระบบหัวฉีดประจำสูบ

Study of Natural Gas Multi Port Injection Engine

สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล จินดา เจริญพรพาณิชย์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการนำเอาแก๊สธรรมชาติมาใช้เป็นเชื้อเพลิงเพื่อทดแทนเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์ที่มีการจุดระเบิดด้วยประกายไฟ ซึ่งเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ใช้จะเป็นประเภท CNG (Compressed Natural Gas) โดยนำมาใช้กับเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดประจำสูบ ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่นำมาใช้นี้เป็นระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติ สำหรับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเข้าไปในเครื่องยนต์จะถูกควบคุมด้วยกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์แบบปรับค่าได้ ซึ่งทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้ดีขึ้น ผลที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์ระหว่างเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สโซลีนที่สภาวะการทำงานต่างๆ พบว่าผลทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีค่าต่ำกว่าผลทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนที่ทุกสภาวะการทำงาน ณ. สภาวะการทำงานเดียวกัน ผลทางด้านปริมาณมลพิษของคาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนออกไซด์ และไฮดรอคาร์บอน ที่ออกมาจากเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติต่ำกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สโซลีน

Abstract

The compressed natural gas (CNG) was used as alternative fuel for a spark ignition engine with multi-point port injection system. The quantity of CNG injection was controlled by an adjustable electronic control unit to obtain the best performance. The comparative test between the natural gas injection and gasoline injection engines shows that the performance of natural gas injection engine is lower than that of gasoline injection engine at all operating conditions. However, the amount of carbondioxide, hydrocarbon and carbon monoxide from natural gas injection engine emissions lower than that from gasoline injection engine emissions at the same operating condition.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. บทนำ

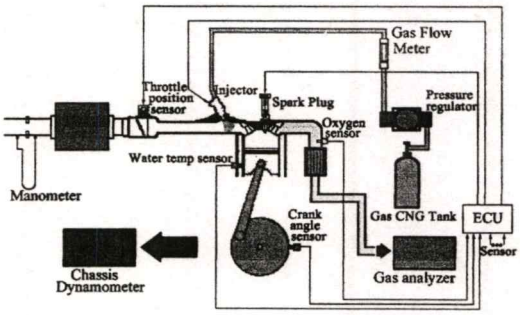
การนำแก๊สธรรมชาติมาใช้เพื่อเป็นทางเลือกใหม่กำลังได้รับความสำคัญเพิ่มขึ้น ในขณะที่ประเทศไทยมีทรัพยากรทางด้านเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติสามารถผลิตขึ้นมาใช้ได้เอง เนื่องด้วยปัญหาทางด้านมลพิษที่ปล่อยออกมามีปริมาณเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ และไปทำลายสิ่งแวดล้อมมากขึ้นพร้อมกับแนวโน้มในการเพิ่มขึ้นของราคาเชื้อเพลิง และแก๊ส LPG โดยที่ผ่านมามีการศึกษาถึงการใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับรถแท็กซี่ในกรุงเทพมหานคร[1] การพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่มีการเผาไหม้ แบบส่วนผสมบางในรถยนต์เชิงพาณิชย์ขนาดเล็ก[2] การพัฒนารถยนต์แก๊สธรรมชาติ[3] การติดตั้งและการพัฒนาระบบฉีดเชื้อเพลิงร่วมของเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนกับแก๊สธรรมชาติอัดในเครื่องยนต์ฉีดตรง[4] ซึ่งการพัฒนาด้านเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาตินี้มีเพิ่มมากขึ้น ขณะที่แก๊สธรรมชาติอัดมีคุณสมบัติที่ได้เปรียบกว่าเชื้อเพลิงตัวอื่น ๆ เช่น มลพิษหลังการเผาไหม้ต่ำ ปริมาณแหล่งวัตถุดิบมีมากสามารถสำรองใช้ได้ในอนาคตอีกหลายปี และต้นทุนการผลิตต่ำทำให้ราคาถูก ในงานวิจัยนี้มีความประสงค์เพื่อนำระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนพร้อมกับปรับแต่งเครื่องยนต์ให้มีสมรรถนะสูงขึ้น ในการนำแก๊สธรรมชาติมาใช้ก็เพื่อช่วยลดปัญหาทางด้านมลพิษและปัญหาน้ำมันเชื้อเพลิงราคาแพง

2. อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดลองนี้เป็นเครื่องยนต์ของโตโยต้า 4 สูบ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ซึ่งมีรายละเอียดตามนี้

ตารางที่ 1 รายละเอียดของเครื่องยนต์

Model	5A – FE
Bore x stroke	81 x 77 mm
อัตราส่วนการอัด	9.8 : 1
ความจุ (cc)	1498
กำลังม้าสูงสุด	70 kW @ 5600 rpm
แรงบิดสูงสุด	126 N–m @ 4800 rpm



รูปที่ 1 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

ในรูปที่ 1 อุปกรณ์การทดลองจะประกอบไปด้วยไดนาโมมิเตอร์ อุปกรณ์วัดการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ เครื่องวัดมลพิษและระบบจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ โดยมีหลักการทำงานดังนี้ แก๊สธรรมชาติที่อยู่ภายในถังที่มีความดันสูงถูกลดความดันลงมาให้เท่ากับความดันที่หัวฉีดแก๊สสามารถทำงานได้ด้วยอุปกรณ์ลดความดัน(Pressure Regulator) จากนั้นแก๊สธรรมชาติจะไหลผ่านอุปกรณ์วัดการไหล (Flow meter) ทำให้ทราบอัตราการไหลของแก๊สธรรมชาติในขณะนั้น แล้วแก๊สธรรมชาติจะไปรออยู่ที่หัวฉีด เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ตัวรับรู้ต่างๆ ที่ติดตั้งไว้ที่ตัวเครื่องยนต์จะส่งข้อมูลไปยังกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ หลังจากนั้นตัวกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ จะทำการประมวลผลแล้วสั่งให้หัวฉีดทำงาน เมื่อวาล์วหัวฉีดถูกดันขึ้นแก๊สธรรมชาติที่รออยู่ที่หัวฉีดก็จะไหลออกมาด้วยความดันของมันเอง ในขณะเดียวกันอากาศที่อยู่ภายนอกจะถูกเครื่องยนต์ดูดเข้ามาผ่านชุดวัดอัตราการไหลของอากาศแล้วนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาอัตราการไหลอีก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ครั้งหนึ่ง สำหรับถังดูดซับความดันจะถูกติดตั้งเอาไว้เพื่อกันการกระเพื่อมของอากาศอันเนื่องมาจากการปิดเปิดของวาล์วไอดี โดยอากาศที่ไหลเข้ามาจะไปผสมกับเชื้อเพลิงในท่อไอดี เมื่อถึงจังหวะดูดไอดีจะไหลเข้าไปในเครื่องยนต์แล้วทำการเผาไหม้จนทำให้เกิดกำลังขึ้นมา กำลังที่ได้จะถูกส่งผ่านโดยเพลาไปยังล้อหลังจากนั้นก็ใช้ไดนาโมมิเตอร์วัดกำลังออกมา สำหรับปริมาณมลพิษที่ออกมาจากไอเสียของเครื่องยนต์จะถูกวัดด้วยเครื่องวัดก๊าซ (gas analyzer)

3. เงื่อนไขในการทดสอบ

ในการทดสอบแต่ละครั้งทั้งเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจะมีการทดสอบในสภาวะที่เหมือน ๆ กันตลอดการทดลอง เพื่อนำค่าต่างๆ มาเปรียบเทียบกัน โดยกำหนดเงื่อนไขในการทดสอบออกเป็น 3 สภาวะด้วยกัน สภาวะแรกเป็นสภาวะโหลดน้อยๆ ที่ค่าความดันเฉลี่ยเบรกหรือค่า BMEP เท่ากับ 100 kPa สภาวะที่สองเป็นสภาวะโหลดปานกลางมีค่าความดันเฉลี่ยเบรก 300 kPa และสภาวะที่สามเป็นสภาวะโหลดสูงๆ ที่ค่าความดันเฉลี่ยเบรก 500 kPa สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติจะแบ่งการทดสอบออกเป็น 2 กรณี กรณีแรกเป็นเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่หัวฉีดถูกควบคุมด้วยกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่ไม่สามารถปรับเวลาในการฉีดได้ ซึ่งเป็นกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ ตัวเดิมของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สโซลีน สำหรับกรณีที่สอง เป็นเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถปรับค่าเวลาในการฉีดได้

ตารางที่ 2 เงื่อนไขในการทดสอบเครื่องยนต์

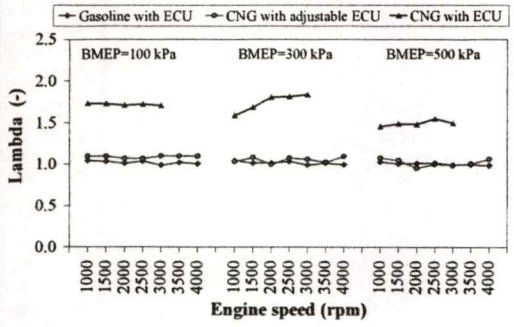
รอบการทำงาน	ชนิดของเชื้อเพลิง	สภาวะการทำงาน
1,000 – 4,000 rpm	Gasoline	BMEP=100 kPa
		BMEP= 300 kPa
		BMEP= 500 kPa
	Natural gas (CNG)	BMEP= 100 kPa
		BMEP= 300 kPa
		BMEP= 500 kPa

4. ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

ก่อนการทดลองสำหรับเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถปรับเวลาในการฉีดได้ ซึ่งได้ปรับอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศให้มีค่าแลมด้า(Lambda) ใกล้เคียงกับค่าแลมด้าของครื่องยนต์แก๊สโซลีนมากที่สุด ซึ่งค่าแลมด้านี้เป็นค่าอัตราส่วนผสมของอากาศต่อเชื้อเพลิงจริงเทียบกับอัตราส่วนผสมของอากาศต่อเชื้อเพลิงในทางทฤษฎี โดยใช้เป็นตัวบ่งบอกถึงส่วนผสมหนา บาง หรือส่วนผสมพอดีในการเผาไหม้ สำหรับการปรับค่าแลมด้าในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ที่สามารถปรับค่าได้โดยปรับเวลาในการฉีดในแต่ละรอบให้นานขึ้น ทำให้มีปริมาณแก๊สธรรมชาติมากขึ้น ส่งผลให้ค่าแลมด้าสูงขึ้นตาม และค่าแลมด้าของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติสามารถอ่านได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย ส่วนเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ไม่สามารถปรับค่าแลมด้าได้ เนื่องจากการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติได้ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ 2 ตัวด้วยกัน ตัวแรกเป็นกล่องที่สามารถปรับเวลาในการฉีดได้ ซึ่งทำให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงหนาหรือบางได้ตามต้องการ ส่วนกล่องอิเล็กทรอนิกส์ตัวที่สอง เป็นกล่องเดิมของเครื่องยนต์ที่ไม่สามารถควบคุมการฉีดได้ โดยการฉีด

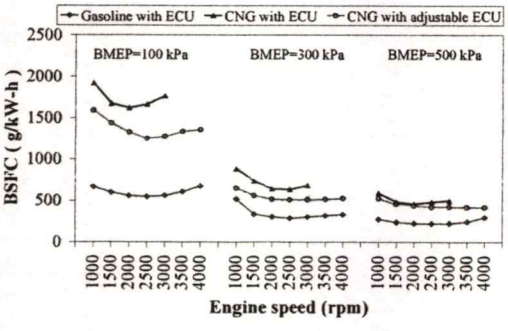
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะเป็นไปตามสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ในแต่ละสภาวะตามที่ถูกกำหนดมาจากบริษัทผู้ผลิต จึงทำให้เครื่องยนต์ทำงานที่ส่วนผสมบางมาก ดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 แลมด้าของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่สภาวะและความเร็วรอบต่าง ๆ

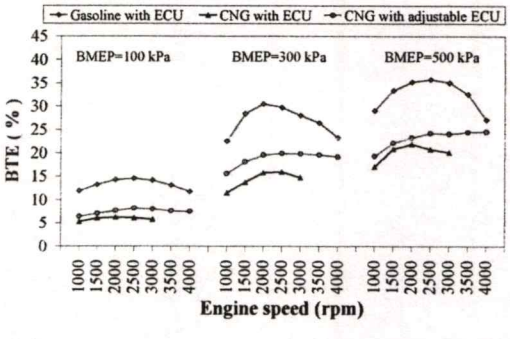
ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumptions , BSFC) ของรูปที่ 3 ในสภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 100 kPa พบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนมีค่า BSFC สูงสุดเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้ และเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ที่ความเร็วรอบ 1,000 – 4,000 rpm



รูปที่ 3 ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่สภาวะและความเร็วรอบต่าง ๆ

สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้ ที่ความเร็วรอบ 1,000 – 2,500 rpm ค่า BSFC จะลดลง และเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มเป็น 3,000 – 4,000 rpm ซึ่งมีลักษณะคล้ายกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ในสภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa จะเห็นว่ามีลักษณะเหมือนกัน แต่สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้ ที่ความเร็ว 2,500 – 4,000 rpm พบว่ามีการเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยและมีผลการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ความเร็วรอบเดียวกัน ในกรณีนี้เป็นเพราะแก๊สธรรมชาติ เมื่อฉีดออกมาจะมีลักษณะที่เป็นแก๊สอยู่แล้วทำให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศสามารถทำได้ดีกว่าและใช้เวลาในการผสมกันให้เป็นเนื้อเดียวกันได้เร็วกว่าเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน ดังนั้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นส่งผลทำให้มีการเปลี่ยนแปลงต่อผลทางด้าน BSFC น้อยกว่า

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (Brake Thermal Efficiency , BTE) ในรูปที่ 4 ณ. สภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 100 kPa จะเห็นว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนให้ค่า BTE สูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทั้งสองกรณีที่ทุก ๆ ความเร็วรอบ และรองลงมาก็เป็นเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้



รูปที่ 4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่สภาวะและความเร็วรอบต่าง ๆ

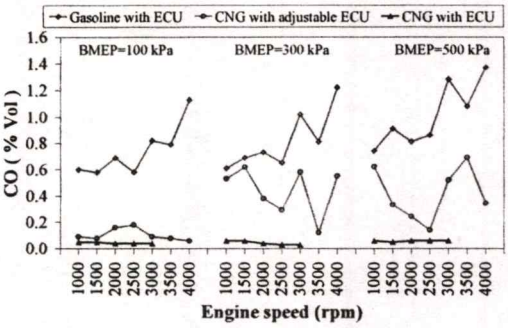
สภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 300

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

kPa และ 500 kPa ที่ความเร็วรอบ 2,500 – 4,000 rpm พบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้จะมีการเปลี่ยนแปลงในส่วนของค่า BTE น้อยกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน เนื่องจากเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงก็สูงขึ้นตาม ส่วนเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนจะฉีดเชื้อเพลิงออกมาเป็นฝอยละอองและก็ยังมีสถานะเป็นของเหลว จึงจำเป็นจะต้องใช้เวลาในการระเหยตัว ซึ่งต้องใช้เวลานานขึ้นในการผสมกับอากาศให้เป็นเนื้อเดียวกัน สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติขณะฉีดออกมาจะมีสถานะเป็นไออยู่แล้วจึงไม่จำเป็นที่จะต้องใช้เวลาในการระเหยตัวอีก จึงทำให้ใช้เวลาน้อยลงในการผสมกันให้เป็นเนื้อเดียว จึงส่งผลทำให้เครื่องยนต์เผาไหม้ดีขึ้น

สำหรับปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ทั้งสองประเภทถูกวัดออกมาโดยตรงจากเครื่องยนต์ ซึ่งได้แก่ คาร์บอนไดออกไซด์(CO_2) คาร์บอนมอนออกไซด์(CO) และ ไฮดรอคาร์บอน (HC)

ปริมาณมลพิษของคาร์บอนมอนออกไซด์ ในรูปที่ 5 ที่สภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 100 kPa พบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้จะมีคาร์บอนมอนออกไซด์ ต่ำกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีน และสำหรับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจะมีค่าคาร์บอนมอนออกไซด์เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น สำหรับที่ค่า BMEP เท่ากับ 300 kPa และ 500 kPa สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้จะมีแนวโน้มของค่าคาร์บอนมอนออกไซด์ลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น



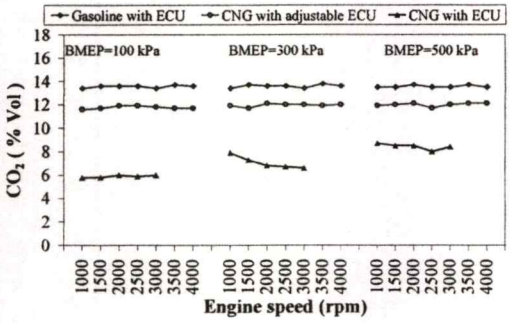
รูปที่ 5 ปริมาณคาร์บอนมอนออกไซด์ ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่สภาวะและความเร็วรอบต่าง ๆ

ส่วนสภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 300 และ 500 kPa สำหรับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจะมีแนวโน้มเหมือนกันคือเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ค่าคาร์บอนมอนออกไซด์จะสูงขึ้นตาม แต่เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้พบว่าค่าคาร์บอนมอนออกไซด์มีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบสูง กรณีนี้เกิดขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงขึ้น การใช้เวลาในการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศให้เป็นเนื้อเดียวกันต้องทำอย่างรวดเร็ว เครื่องยนต์แก๊สโซลีนเมื่อฉีดเชื้อเพลิงออกมา ตัวเชื้อเพลิงยังมีสถานะเป็นของเหลวอยู่จึงจำเป็นต้องใช้เวลาในการระเหยตัวก่อนแล้วจึงจะไปผสมกับอากาศได้ เมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงขึ้นทำให้การผสมคลุกเคล้ากันทำได้ไม่ทัน เป็นผลทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์จึงส่งผลให้ค่า CO สูงขึ้นตาม แต่สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ เมื่อฉีดเชื้อเพลิงออกมาตัวเชื้อเพลิงจะมีสถานะเป็นก๊าซอยู่แล้ว จึงไม่จำเป็นต้องใช้เวลาในการระเหยตัวอีก ทำให้มีเวลาเพียงพอในการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศได้เป็นเนื้อเดียวกันมากกว่า เป็นผลให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ได้ดีกว่า ส่งผลทำให้ค่า CO มีแนวโน้มลดลง

ปริมาณของคาร์บอนไดออกไซด์ ในรูปที่ 6 ที่สภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 100 kPa จากกราฟจะพบว่าค่าคาร์บอนได-ออกไซด์ของเครื่อง

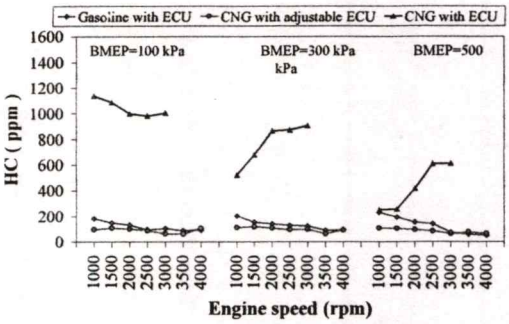
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยนต์แก๊สโซลีนจะมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทั้ง 2 กรณีที่ทุก ๆ ความเร็วรอบ ทั้งเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการจุดได้จะมีค่าคาร์บอนไดออกไซด์ค่อนข้างคงที่เมื่อความเร็วรอบเปลี่ยนไป ส่วนที่สภาวะการทำงาน 300 kPa และ 500 kPa ก็เป็นไปในลักษณะทำนองเดียวกัน แต่สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนพบว่าเมื่อสภาวะการทำงานสูงขึ้นค่าคาร์บอนไดออกไซด์ก็เพิ่มขึ้นเช่นกัน เมื่อเครื่องยนต์รับภาระการทำงานสูงขึ้น กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ของเครื่องยนต์จะสั่งให้หัวฉีด ฉีดเชื้อเพลิงให้หนาขึ้นตามสภาวะการทำงาน สังเกตได้ที่สภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 500 kPa เครื่องยนต์จะจ่ายส่วนผสมที่หนากว่าที่สภาวะการทำงานที่ 100 และ 300 kPa และด้วยเหตุนี้จึงทำให้เครื่องยนต์เผาไหม้ได้ดีขึ้นส่งผลให้ค่าปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์มีค่าเพิ่มขึ้นตาม



รูปที่ 6 ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่สภาวะและความเร็วรอบต่างๆ

ปริมาณมลพิษของไฮดรอคาร์บอนในรูปที่ 7 ที่สภาวะการทำงานที่ค่า BMEP เท่ากับ 100 kPa 300 kPa และ 500 kPa พบว่าเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้ กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการจุดได้ จะมีปริมาณของไฮดรอคาร์บอนน้อยมาก สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจะมีค่าไฮดรอคาร์บอนสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นและสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ทุกๆ ความเร็วรอบ เนื่องจากเครื่องยนต์ทำงานในสภาวะที่มีการเผาไหม้มีส่วนผสมบาง ส่งผลทำให้เครื่องยนต์มีการจุดระเบิดไม่ติดเป็นบางครั้ง (Misfire) หรือมีการเผาไหม้เพียงบางส่วน (Partial combustion) ส่งผลทำให้มีปริมาณของไฮดรอคาร์บอน สูงขึ้น



รูปที่ 7 ปริมาณไฮดรอคาร์บอน ในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติและเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่สภาวะและความเร็วรอบต่าง ๆ

5. สรุปผลการทดลอง

การนำเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมาใช้เพื่อแทนเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนในเครื่องยนต์ multi point port injection มีความเป็นไปได้ในการใช้งานจริงโดยจำเป็นที่ต้องเพิ่มเวลาในการฉีดปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติให้มากขึ้นและก็ปรับองศาการจุดระเบิดใหม่เพื่อให้เหมาะสมกับการเผาไหม้ จากการทดลองสามารถสรุปผลได้ดังนี้

1. ผลทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สธรรมชาติที่วัดได้มีค่าต่ำกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ทุกสภาวะโหลดการทำงานและทุก ๆ รอบการทำงาน

2. ณ. สภาวะโหลดการทำงานและความเร็วรอบสูงขึ้นเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติจะมีการเปลี่ยนแปลงในผลทางด้านสมรรถนะน้อยมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ปริมาณมลพิษที่วัดได้จากไอเสียของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้ พบว่าค่าปริมาณมลพิษของ คาร์บอนมอนออกไซด์ คาร์บอนไดออกไซด์ และ ไฮดรอคาร์บอนจะมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดแก๊สโซลีน ส่วนเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจะมีค่าไฮดรอคาร์บอนสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติที่ใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิคส์ที่สามารถควบคุมการฉีดได้

6. เอกสารอ้างอิง

[1] แสวง บุญญาสุวัฒน์ และ ธเนศ ศรีเธียรอินทร์, "การใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับรถแท็กซี่ในกรุงเทพมหานคร," การประชุมสัมมนาวิชาการสมาคมวิศวกรรมยานยนต์แห่งประเทศไทย (TSAE) ครั้งที่ 2, ตุลาคม, 2545.

[2] T. Kato et al., "Development of CNG fueled engine with lean burn for small size commercial van," JSAE Review 22(2001), pp.365-368, 2001.

[3] J. J. Wozniak et al., "Advanced Natural Gas VehicleDevelopment."URL:http://www.iangv.org/html/sources/sources/reports/ngv2000/NGV2000index.pdf.

[4] E. Durell et al., "Installation and Development of a Direct Injection System for Bi-Fuel Gasoline and Compressed Natural Gas Engine,"URL:http://www.iangv.org/html/sources/sources/reports/ngv2000/NGV2000index.pdf.

[5] J.B. Heywood, Internal combustion Engine Funda mentals, McGRAW-HILL, 1988.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

15th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP-15)

ISTP 15

May 9th - 13th, 2004 Shangri - La Hotel.Bangkok, Thailand

Session

Preface

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

NATURAL GAS MULTI POINT INJECTION ENGINE

S. Petkul, P. Kummool, C. Charoenphonphanich

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Lardkrabang, Thailand

ABSTRACT

The compressed natural gas (CNG) was used as alternative fuel for a spark ignition engine with multi-point port injection system. This research examined the efficiency and emissions aspects of the natural gas injection engine. The natural gas fuel supply system is multipoint injection. As the results, the quantity of carbon dioxide, hydrocarbon and carbon monoxide emissions from a well-tuned fuel injection timing engine operated with natural gas fuel are lower than gasoline fuel at every operating condition and engine speed. Thereupon, the efficiency of natural gas fuel is lower than gasoline engine. Moreover, from the fuel spray characteristic was dissipation pattern of natural gas fuel is better than gasoline. In addition, to supply sufficient fuel, the injection timing of the natural gas has to be increased. In conclusion, the natural gas fuel can be used in the injection system but it needs engine modification to decrease emission and to be more economical.

INTRODUCTION

The compressed natural gas to be used as alternative fuel for engine now becomes more acceptable both in the country and abroad. While Thailand possesses own source of natural gas and can produce natural gas fuel, Thailand still face problem of emissions at high level to affect the environment as well as the increasing price of the fuel and liquefied petroleum gas (LPG). Previous studies have been conducted on development of CNG fueled engine with lean burn for small size commercial van (1), advanced natural gas vehicle development (2), installation and development of a direct injection system for bio-fuel gasoline and compressed natural gas engine (3) and development of a high efficiency natural gas engine (4), the result shows that the properties of compressed natural gas have proved to be more advantageous, i.e. low volume of emission after burning, adequate reserves for long-time in the future, low production cost, therefore it is advisable that natural gas can be another solution to emission and fuel price problems. Although there are several papers in abroad mentioned about the natural gas engine, there is not report about the multipoint natural gas engine using the natural gas produced in Thailand. The natural gas produced in Thailand has some different property to the ones in abroad such as very high percent of CO_2.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EXPERIMENT APPARATUS AND PROCEDURE

The engine for experiment is a four-cylinder, spark ignition Toyota engine as per following specifications:

Table 1. Engine specifications.

Engine model	5A-FE
Compression ratio	9.8 : 1
Engine Displacement	1.5 L
Number of cylinders	4
Cylinder Bore	78.7 mm.
stroke	77.0 mm.
Maximum power	70 kW @ 5600 RPM (95 HP)
Maximum torque	126 N-m @ 4800 RPM
Fuel system	EFI

Fig. 1 shows schematic of installation for experiment apparatus with adjustable electronic computer control unit, dynamometer, natural gas flow meter, gas analyzer and natural gas supply system. The natural gas in the tank of high pressure of approx. 180 bar flows through the open valve into the pressure regulator. The pressure regulator will reduce pressure of natural gas to the level that gas injectors can operate. The natural gas flows through the natural gas flow meter before reaching the injector. When the engine operates, the sensors will send the signal to the electronic computer control unit. The control unit will compile and send the injection signal to the injector. The injector feeds the natural gas to mix with the air in the intake port. At intake stroke, the natural gas flows into combustion chamber. The volume of emission can be measured straightly at the exhaust pipe with gas analyzer.

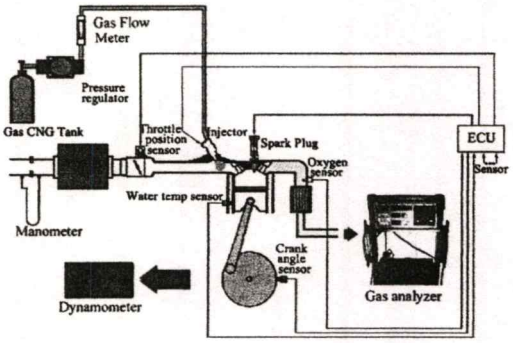


Fig.1. Experimental apparatus

Fig. 2 shows the installation of natural gas injectors in the engine. The original gasoline injectors were replaced with the gas injectors. The operating signal of injector is sent from the electronic computer control unit. The computer control unit controls the quantity of natural gas by adjusting the injection duration.

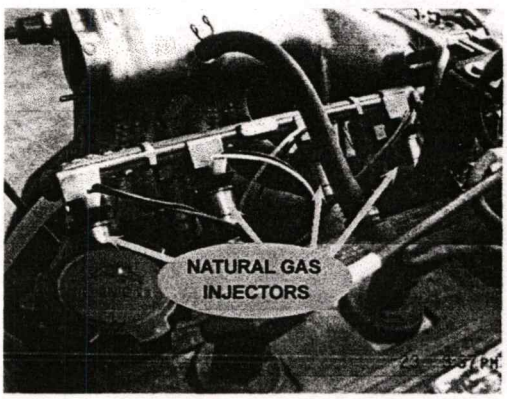


Fig.2. Installation of natural gas injectors.

The experimental was done under same conditions, i.e. to compare the performance and emissions of the natural gas engine and the gasoline engine. The experiment is carried out under part open throttle condition and the value of brake mean effective pressure (BMEP)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

was maintained constant. Comparison of brake mean effective pressure was done based on BMEP 100 and 500 kPa.

RESULTS AND DISCUSSSIONS

For natural gas injection system engine, air-fuel mixture ratio must be adjusted before the experiment is carried out. The lambda (actual air fuel ratio / stoichiometric air fuel ratio) of natural gas injection system engine was adjusted to be close to one of gasoline injection engine as much as possible. The adjustment can be done by increase the injection duration using electronic computer control unit. At the same conditions with gasoline engine, natural gas engine need longer injection duration due to the lower density of gaseous phase of natural gas. Fig. 3 shows the result of lambda adjustment.

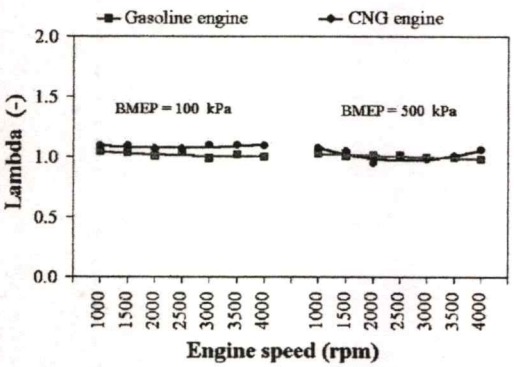


Fig.3. Lambda of natural gas and gasoline injection engine.

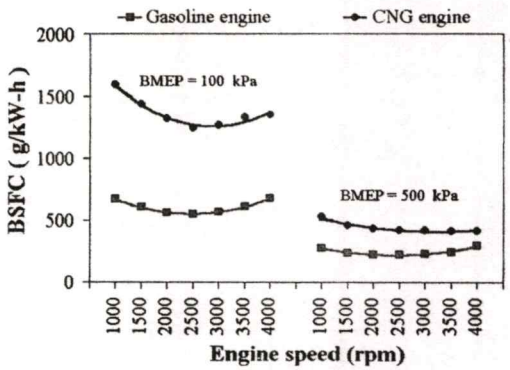


Fig.4. Brake specific fuel consumption of natural gas and gasoline injection engine.

Fig. 4 shows the relationship between brake specific fuel consumption (BSFC) and engine speeds in natural gas engine and gasoline engine. At operating conditions at BMEP 100 kPa. the fuel consumption in natural gas engine is higher than in the gasoline engine at 1,000-1,400 rpm. At engine speed 1,000-2,500 rpm, the brake specific fuel consumption decrease. Brake specific fuel consumption increase with engine speed at 3,000-4,000 rpm. At BMEP 500 kPa brake specific fuel consumption of natural gas engine is little higher. At engine speed 3,000-4,000 rpm. brake specific fuel consumption in gasoline engine increases at the same manner as the operating condition when BMEP is 100 kPa while brake specific fuel consumption in natural gas engine remain unchanged. It was considered that the different of fuel consumption occurs because of the combustion efficiency of natural gas engine is better at high engine speed operation.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

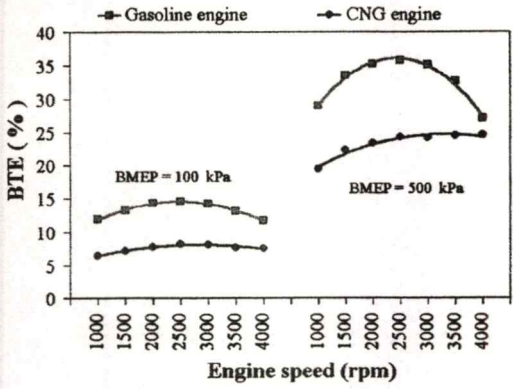


Fig.5. Brake thermal efficiency of natural gas and gasoline injection engine.

Fig. 5 shows the relationship between brake thermal efficiency (BTE) of natural gas and gasoline engine. At BMEP 100 kPa, brake thermal efficiency of natural gas engine is lower than that of gasoline engine at every engine speed. In this operating condition, brake thermal efficiency of natural gas engine changes at each engine speed less than in gasoline injection engine. At BMEP 500 kPa, brake thermal efficiency in natural gas engine is still lower. It is remarkable that at 3,000-4,000 rpm brake thermal efficiency in gasoline injection engine decreases when engine speed increases whereas brake thermal efficiency in natural gas engine increases with engine speed.

This is because the injection of different phase, the gasoline injection engine injects liquid phase while the natural gas engine injects gaseous phase. The injected gasoline should be evaporated which takes time to be homogeneous. The natural gas engine is able to mix with air and need no time for evaporation. At higher engine speed, the intake into combustion chamber is faster and the mixture of gas and air in gasoline engine is not good when compared with the mixture of air and gas in natural gas engine. Therefore the burning efficiency in gasoline engine is not as good as in natural gas engine at high engine speed.

The emissions from gasoline engine and natural gas engine as measured from exhaust of engines are mainly carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO_2) and hydrocarbons (HC). Fig. 6-8 illustrates the volume of emissions of the engine.

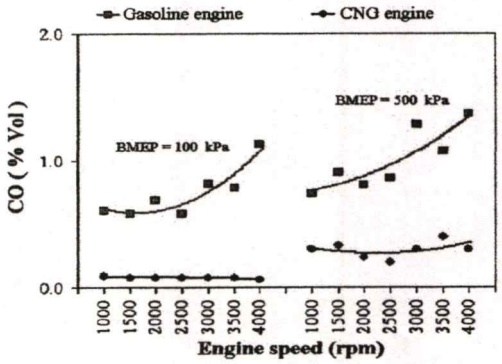


Fig.6. Carbon monoxide of natural gas and gasoline injection engine.

Fig.6 shows emissions of carbon monoxide (CO) in natural gas engine and gasoline engine. At BMEP 100 kPa, carbon monoxide in natural gas engine is lower. carbon monoxide in gasoline engine increases with engine speed whereas carbon monoxide in natural gas engine remains unchanged. At BMEP 500 kPa, carbon monoxide in gasoline engine is higher at higher engine speed as at BMEP 100 kPa while it remains unchanged in natural gas engine. The change occurred in gasoline engine is resulted from the mixing rate in the combustion chamber is faster when engine

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

speed increase and it allows no adequate time for compete reaction. The fuel injected from the injector is still in liquid phase and it requires time to evaporate into vapor for reaction with oxygen in the air from the manifold. This is different from natural gas engine as the fuel injected is gaseous, it requires less time for reaction and the reaction between gas and oxygen is more complete. The result is the level of carbon monoxide remains unchanged when engine speed increases.

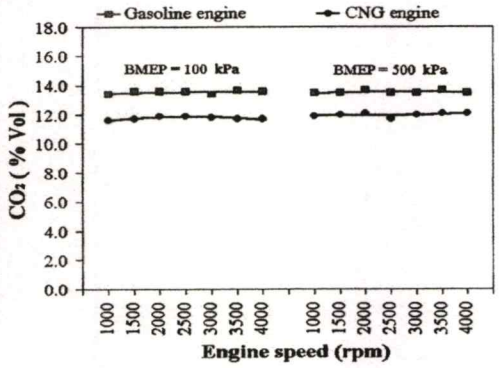


Fig.7. Carbon dioxide of natural gas and gasoline injection engine.

Fig. 7 shows the comparison between carbon dioxide (CO_2) in natural gas engine and gasoline engine at different engine speed. At BMEP 100 kPa, carbon dioxide in natural gas engine is lower than in gasoline engine at every engine speed. At BMEP 500 kPa, carbon dioxide in natural gas engine is still lower than in gasoline engine. This is because the carbon content of natural gas contains less atom which results lower carbon dioxide at combustion.

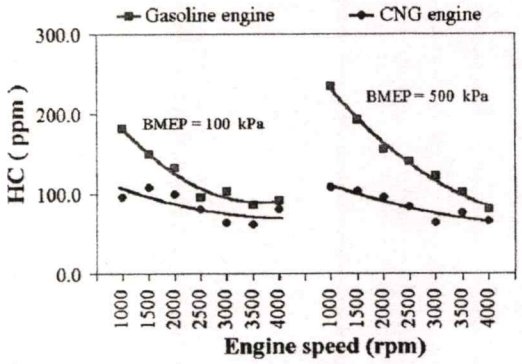


Fig.8. Hydrocarbons of natural gas and gasoline injection engine.

Fig. 8 shows the comparison between hydrocarbons (HC) volume in natural gas engine and gasoline engine at different engine speed. At BMEP 100 kPa, hydrocarbons in natural gas engine are lower than in gasoline engine. However, at BMEP 500 kPa, hydrocarbons in natural gas engine are lower than in gasoline engine at every engine speed and decreases at BMEP 100 kPa. This is because the higher mixing rate of natural gas fuel. Combustion in combustion chamber is better so that the emissions from hydrocarbons in natural gas engine are lower at every engine speed.

CONCLUSION

There is high possibility to use of compressed natural gas in Thailand as alternative fuel for multi point port injection engine. However, it is necessary to increase injection duration of natural gas and adjust spark timing advance to properly meet the length of natural gas combustion. The outcome from the experiment is as follows:

1. The performance of natural gas injection system engine is lower than gasoline injection

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

engine at every operating condition.

2. At higher engine speed, the change in performance of natural gas engine is very limited when compared to gasoline engine.

3. The emissions such as carbon monoxide, carbon dioxide and hydrocarbons, in natural gas engine are lower than in gasoline engine at every engine speed and operating conditions.

REFERENCES

1. Takeshi Kato, Kiyoaki Saeki, Hiroto Nishide andTakashi Yamada . "Development of CNG fueled engine with lean burn for small size commercial van", JSAE Review 22(2001), 2001 pp.365-368

2. John J. Wozniak, Paul Wienhole and Richard Hildebrand. "Advanced Natural Gas Vehicle Development",URL:http://www.iangv.org/html/sources/sources/reports/ngv2000/NGV2000index.pdf.

3. Elizabeth Durell, Jeff Allen, Donald Law and John Heath . "Installation and Development of a Direct Injection Systemfor Bi-Fuel Gasoline and Compressed Natural Gas Engine ", URL:http://www.iangv.org/html/sources/sources/reports/ngv2000/NGV2000index.pdf.

4. Makoto Oguchi and Susumu Maita . "Development of a High-Efficiency Natural Gas Engine ", URL:http://www.iangv.org/html/sources/sources/reports/ngv2000/NGV2000index.pdf.

5. J.B. Heywood. "Internal combustion Engine Fundamentals ", McGRAW-HILL, 1988, Vol. 12, pp.269-285

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข
การคำนวณเลือกใช้มิเตอร์วัดอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเลือกใช้มิเตอร์วัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติก็เป็นอีกส่วนหนึ่งที่สำคัญที่ส่งผลต่อค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้นในการทดลอง มิเตอร์ที่เลือกใช้ก็ควรมีราคาไม่สูงมากและต้องมีความเหมาะสมกับการใช้งาน ดังนั้นจึงมีขั้นตอนการคำนวณเพื่อเลือกใช้ดังนี้

โดยกำหนดให้

- เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v) = 80%
- ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (N) = 6,000 รอบต่อนาที
- ปริมาตรการกระจัด (V_d) = 1,500 cc. (0.0015 m^3)
- เครื่องยนต์เผาไหม้ที่อัตราส่วนสมมูล (ϕ) = 1
- อากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์มีค่าความหนาแน่น (ρ_{air}) = 1.181 kg/m^3
- และให้แก๊สธรรมชาติที่ไหลผ่านมิเตอร์มีความหนาแน่น (ρ_{fuel}) = 1.61225 kg/m^3

จากสมการในหนังสือ Internal Combustion engine fundamental ของ Willard W. Pulkrabek

$$\phi = \frac{(AF)_{stoich}}{(AF)_{actual}} \tag{1}$$

$$\dot{m}_a = \rho_a V_d \eta_v \frac{N}{n} \tag{2}$$

$$\dot{V}_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i} \tag{3}$$

$$(AF)_{actual} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \tag{4}$$

จากสมการที่ (1)

$$1 = \frac{17.2}{(AF)_{actual}}$$

$$(AF)_{actual} = \frac{17.2}{1}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$(AF)_{actual} = 17.2$$

จากสมการที่ (2)

$$\dot{m}_{AIR} = \left(1.181\,\text{kg/m}^3\right)\left(\frac{0.0015\,\text{m}^3}{4}\right)(0.80)\left(\frac{6000\,\text{rpm}}{2}\right)$$

$$\dot{m}_{AIR} = 1.0629\,\text{kg/min}$$

- อัตราการไหลของเชื้อเพลิง

จากสมการที่ (4)

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{\dot{m}_{AIR}}{(AF)_{act}}$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{1.0629\ \text{kg/min}}{17.2}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0.0618\ \text{kg/min}$$

หาอัตราการไหลของเชื้อเพลิงได้จากสมการ (4)

$$\dot{V}_{fuel} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\rho_{fuel}} = \frac{0.0618\ \text{kg/min}}{1.61225\ \text{kg/m}^3}$$

$$\dot{V}_{fuel} = 0.09468\ \text{m}^3/\text{min}$$

$$= (0.09468\ \text{m}^3/\text{min})(1000\ \text{L/m}^3)$$

or $$\dot{V}_{fuel} = 94.678\ \text{L/min}$$

ดังนั้นจึงเลือกใช้ flow meter ของเชื้อเพลิงที่มีอัตราการไหล 100 L/min

เนื่องจากค่าที่อ่านได้จากมิเตอร์วัดอัตราการไหล เป็นค่าของอากาศ ดังนั้นจึงต้องมีการปรับแก้ค่า ซึ่งมี 2 วิธี คือ ใช้การสมการคำนวณหาอัตราการไหลของสารตัวกลางนั้น และอีกวิธีจะใช้กราฟในการปรับแก้ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิธีที่ 1 คำนวณจากสมการ

$$Q_{correction} = Q_{reading} \times \sqrt{\frac{1}{SG}} = Q_{reading} \times \sqrt{\frac{P_1}{P_2}}$$

เมื่อ $Q_{correction}$ = ค่าอัตราการไหลของของไหลที่ปรับค่าแล้ว (L/min)

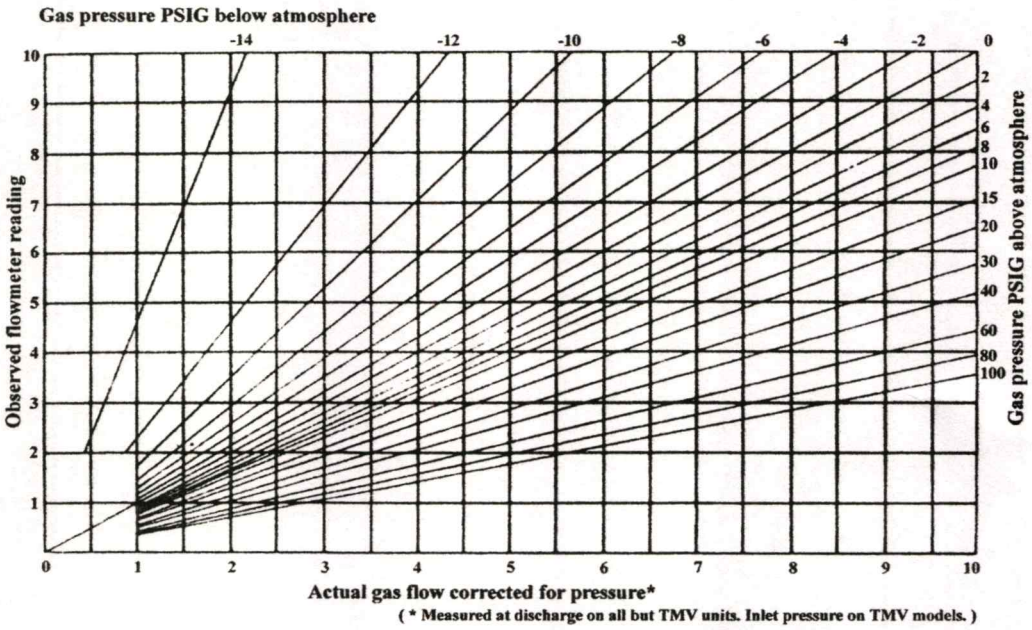
$Q_{reading}$ = ค่าอัตราการไหลที่อ่านได้จากมิเตอร์ (L/min)

SQ = ค่าความถ่วงจำเพาะของของไหล (-)

P_1 = ค่าความดันบรรยากาศ (14.7 PSI)

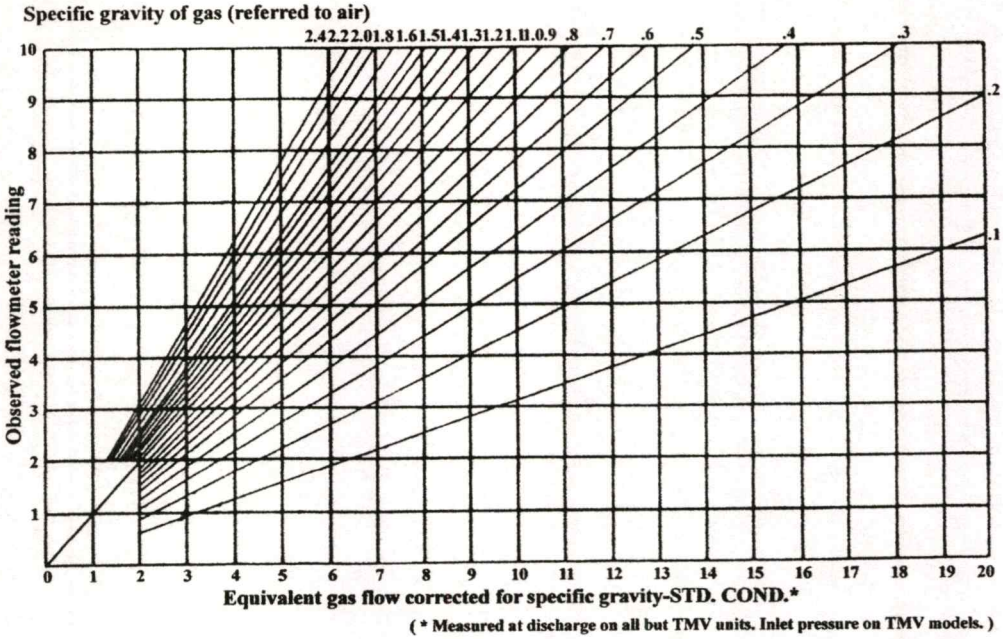
P_2 = ค่าความดันจริง (14.7 PSI + ค่าความดันภายในมิเตอร์)

วิธีที่ 2 ใช้กราฟในการปรับแก้ค่า



รูปที่ ข-1 กราฟปรับแก้ค่าอัตราการไหลภายใต้ค่าความดันของแก๊ส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข-2 กราฟปรับแก้ค่าอัตราการไหลภายใต้ค่าความถ่วงจำเพาะของแก๊ส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

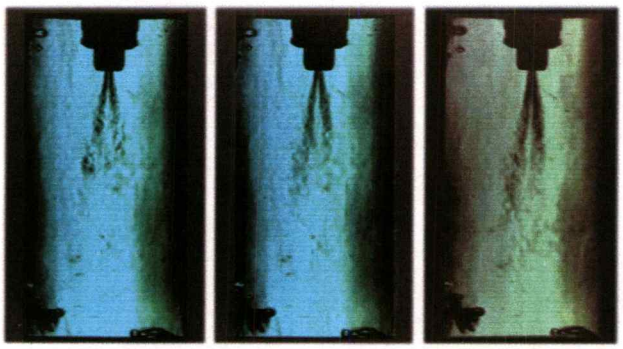
ภาคผนวก ค
วงจรควบคุมการฉีดและวงจรการถ่ายภาพการสเปรย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ง
ภาพถ่ายการสเปรย์ของเชื้อเพลิง

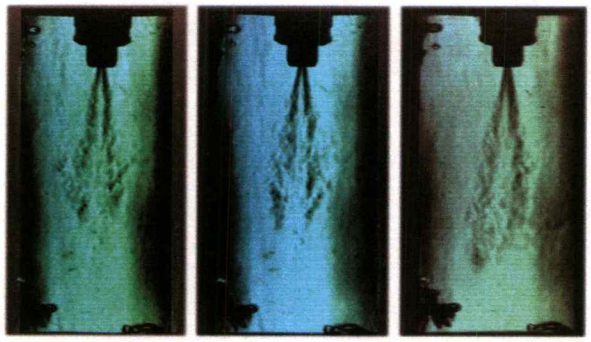
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนนี้เป็นการทดสอบเพื่อศึกษาคุณลักษณะการสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกับน้ำมันเบนซินออกเทน 95 โดยใช้วิธีการถ่ายภาพด้วยวิธี Schlieren ที่ความดันเชื้อเพลิง 2.5 bar และฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้จำลองที่มีความดันเท่ากับความดันบรรยากาศ



0.5 bar 1.5 bar 2.5 bar

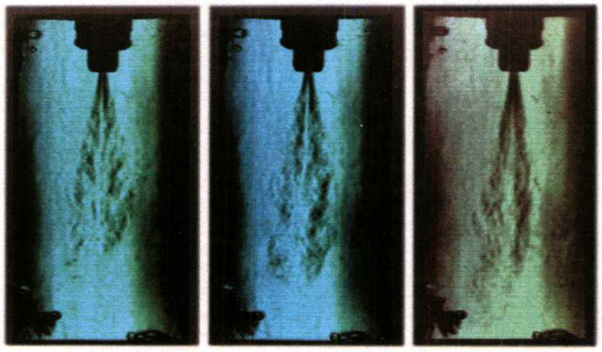
รูปที่ ง-1 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 2 ms



0.5 bar 1.5 bar 2.5 bar

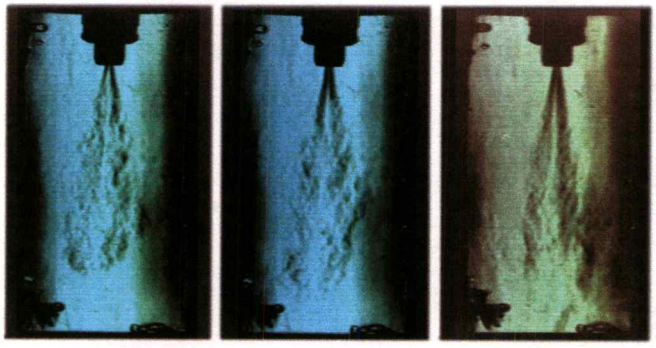
รูปที่ ง-2 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 3 ms

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



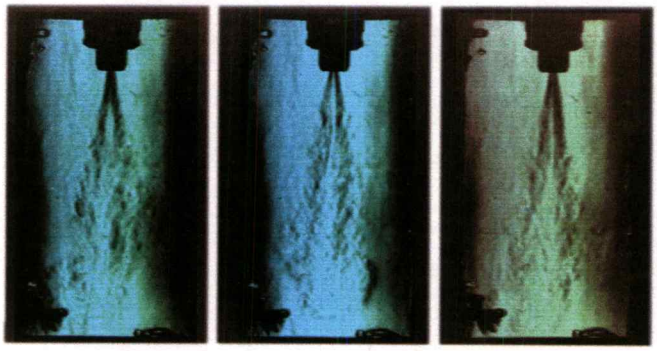
0.5 bar 1.5 bar 2.5 bar

รูปที่ ง-3 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 5 ms



0.5 bar 1.5 bar 2.5 bar

รูปที่ ง-4 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 8 ms

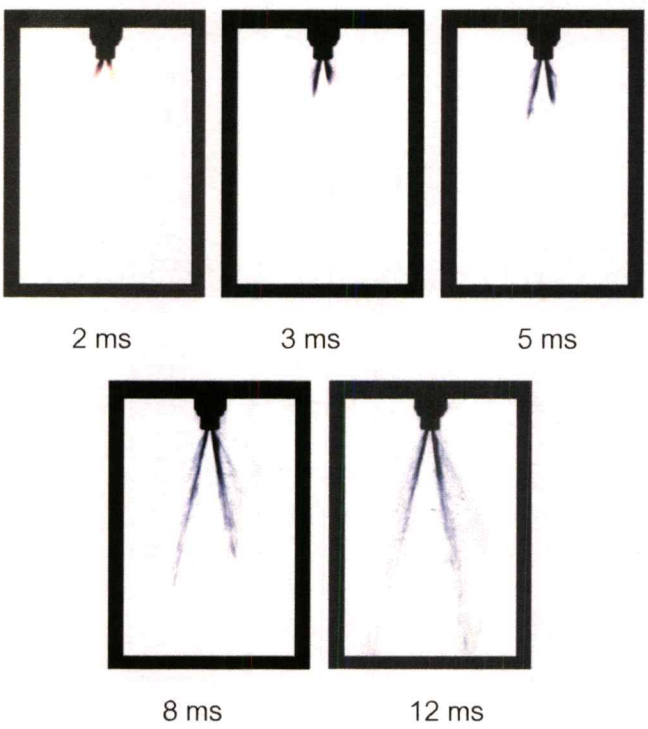


0.5 bar 1.5 bar 2.5 bar

รูปที่ ง-5 สเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันการฉีด 0.5 bar 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากเริ่มฉีดแล้ว 12 ms

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ ง-1- ง-5 แสดงคุณลักษณะการสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดันในการฉีดเท่ากับ 0.5 bar 1.5 bar และ 2.5 bar หลังจากฉีดไปแล้วที่เวลาต่างๆ จากรูปพบว่าระยะทางในการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่แรงดัน 0.5 bar สามารถพุ่งไปได้ไกลน้อยกว่าเมื่อเทียบกับที่ความดัน 1.5 bar และ 2.5 bar ที่แรงดัน 0.5 bar การกระจายตัวของเชื้อเพลิงเมื่อฉีดออกมาแล้วจะมีการกระจายตัวน้อยกว่า ซึ่งการสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ความดันการฉีดเท่ากับ 2.5 bar จะมีคุณลักษณะที่ดีกว่า เนื่องจากแรงดันของเชื้อเพลิงแปรตามค่าความดันของเชื้อเพลิง หากเชื้อเพลิงมีความดันสูง การกระจายตัวของการสเปรย์ก็ดีขึ้น และที่ความดันในการฉีด 2.5 bar เป็นแรงดันที่เหมาะสมในการนำไปใช้งานจริง เนื่องจากหัวฉีดแก๊สธรรมชาติ สามารถทำงานได้ที่แรงดันประมาณนี้ และที่แรงดันนี้การกระจายตัวของเชื้อเพลิงมีความเหมาะสมต่อการผสมคลุกเคล้ากันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ซึ่งจะส่งผลให้เครื่องยนต์มีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น และทำให้เกิดมลพิษน้อยลง



รูปที่ ง-6 สเปรย์ของน้ำมันเบนซินที่ความดันในการฉีด 2.5 bar ที่ระยะเวลาหลังการฉีดต่างๆ

ในรูปที่ ง-6 แสดงคุณลักษณะการสเปรย์ของน้ำมันเบนซินที่แรงดันในการฉีด 2.5 bar จากการทดสอบพบว่าลำในการฉีดแคบกว่าเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติและมีการจับตัวกันเป็นกลุ่มก้อนอีกทั้งยังมีสถานะเป็นของเหลวด้วย ซึ่งหากนำไปผสมกับอากาศจะต้องทำให้เกิดการระเหยตัวก่อนและต้องใช้เวลาในการผสมให้เป็นเนื้อเดียวกันนานขึ้น ซึ่งต่างจากเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มามีสถานะเป็นไอไม่ต้องใช้เวลาในการระเหยตัวอีกแล้ว การระเหยตัวของเชื้อเพลิงจะมีผลต่อเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบสูง ทำให้เชื้อเพลิงไม่สามารถผสมคลุกเคล้ากับอากาศได้หมด มีผลทำให้ไอดีในห้องเผาไหม้มีความหนา บางไม่เท่ากัน และทำให้เครื่องยนต์เผาไหม้ไม่สมบูรณ์ มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูง และยังทำให้เกิดมลพิษเพิ่มขึ้นอีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

นาย สมศักดิ์ เพ็ชร์กุล เกิดเมื่อวันที่ 10 มิถุนายน พ.ศ. 2517 ที่จังหวัดนครศรีธรรมราช สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีจาก มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล ในปี พ.ศ.2541 ในปี พ.ศ. 2542 ได้ทำงานที่ บริษัทบางกอกอีเกิล วิงส์ ในปี พ.ศ. 2543 ได้มาศึกษาต่อที่ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในปี พ.ศ. 2545 ได้ทำงานให้กับบริษัท จาร์ดีนแมทธิวสัน(ประเทศไทย) ในปี พ.ศ. 2546 ได้ทำงานให้กับศูนย์เทคโนโลยีอุตสาหกรรมลาดกระบัง เขียนแผนแม่บท การใช้ การจัดหา และการบำรุงรักษาอากาศยาน ให้กระทรวงทรัพยากรธรรมชาติและสิ่งแวดล้อม และปัจจุบันเป็นอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร สังกัดศูนย์ Advance Flow Technology Engineering Research Center (AFTeR Center)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้