

การศึกษาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางในเครื่องยนต์ เอส ไอ สอง จังหวะ



นายประพันธ์ ดลวิชัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2543

ISBN 974-13-0472-2

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

LEAN BURN LIMIT STUDY IN A TWO STROKE SI ENGINE



PRAPUN DOLWICHAI

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Academic Year 2000

ISBN 974-13-0472-2

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การศึกษาชี้แจงการจัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางในเครื่องยนต์ เอส ไอ สอง
จังหวะ

โดย

นายประพันธ์ ดลวิชัย

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษา

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบริหารธุรกิจ

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(ศาสตราจารย์ ดร.สมศักดิ์ ปัญญาแก้ว)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.วิทยา ยงเจริญ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ เรืออากาศเอก ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฉัตรชัย หงษ์อุเทน)

ประพันธ์ ดลวิชัย : การศึกษาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางในเครื่องยนต์ เอส ไอ สองจังหวะ. (LEAN BURN LIMIT STUDY IN A TWO STROKE SI ENGINE)

อ. ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร ;112 หน้า.

ISBN 974-13-0472-2.

การศึกษาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางในเครื่องยนต์ เอส ไอ สองจังหวะนี้ได้ดำเนินการศึกษาและทดสอบกับเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK ขนาด 356 cc โดยแบ่งงานวิจัยออกเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนที่หนึ่ง ทดสอบสมรรถนะและการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ OEM ด้วยน้ำมันเบนซิน ออกเทน 91 ส่วนที่สอง ทดสอบหาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางของเครื่องยนต์ ในเชิงสมรรถนะและเสถียรภาพที่ส่วนผสมบาง โดยใช้ระบบจ่ายเชื้อเพลิงด้วยหัวฉีด ซึ่งควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยการควบคุมขนาดของ Duty cycle และส่วนที่สาม นำผลทดสอบของส่วนที่หนึ่งและส่วนที่สองมาวิเคราะห์และเปรียบเทียบผลในเชิงสมรรถนะและการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง อีกทั้งยังได้จำลองการใช้เครื่องยนต์เพื่อขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Electric generator) เป็นกรณีศึกษาเพื่อเปรียบเทียบศักยภาพในเชิงการประหยัดเชื้อเพลิง

ผลทดสอบเครื่องยนต์ทั้งหมดถูกแก้ไขตาม AS 2789.1-1985 ก่อนที่นำไปวิเคราะห์และเปรียบเทียบ พบว่าเครื่องยนต์ OEM มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 18.7% และอัตราส่วนเชื้อเพลิงอากาศสมมูลต่ำสุด = 1.31 โดยที่เครื่องยนต์มีเสถียรภาพ ส่วนที่สอง หลังจากใช้ชุดหัวฉีดทำให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 21.68% และอัตราส่วนเชื้อเพลิงอากาศสมมูลต่ำสุด = 0.93 จากผลของทั้งสองส่วน พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นในช่วงตั้งแต่ 2.35% ถึง 75.1% และเครื่องยนต์สามารถจ่ายเชื้อเพลิงได้น้อยลงจาก OEM จากการจำลองการใช้เครื่องยนต์เพื่อขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ตามเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่เครื่องยนต์ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด พบว่าสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้สูงถึง 5.361 kW และเมื่อพิจารณาในเชิงการประหยัดเชื้อเพลิงเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ที่จุดทำงานเดียวกัน พบว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยส่วนผสมบางสามารถให้การประหยัดเชื้อเพลิง ได้ถึง 15.13% เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ OEM โดยที่ กำลังเครื่องยนต์ไม่ลดลงมากนัก

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล ลายมือชื่อนิสิต.....
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....
ปีการศึกษา 2543

4070329121 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: LEAN BURN / INJECTOR / OEM / BSFC / THERMAL EFFICIENCY / 2-STROKE ENGINE

PRAPUN DOLWICHAI : THESIS TITLE. (LEAN BURN LIMIT STUDY IN A TWO

STROKE SI ENGINE) THESIS ADVISOR : ASSIST. PROF. KANIT

WATTANAVICHEN, Ph.D., 112 pp. ISBN 974-13-0472-2.

This work is lean burn limit study in a two stroke SI engine, 356 cc. Daihatsu ZM-9XK. The research has been divided into 3 parts. The first part was the test for OEM performance and fuel consumption using gasoline octane 91. The second part was lean burn limit investigation of engine performance and stability condition. To perform this part, a fuel injection system which fuel is metering by adjusting injector duty cycle. In the third part, analytical results of the first and second parts (performance and fuel consumption) were compared. To demonstrate a potential of fuel economy improvement, a model engine driving electric generator was investigated as a case study.

Test results in the first and second parts were corrected according to AS2789.1-1985 recommendation before analyzed and compared. It was found that OEM engine has maximum thermal efficiency = 18.7% and lowest equivalence ratio = 1.31 without engine unstable condition. The results of testing with injection system show maximum thermal efficiency = 21.68% and lowest equivalence ratio = 0.93. The results of lean burn operation with injector system show that the obtained engine thermal efficiencies improvement ranges between 2.35% to 75.1% and the engine can be operated with leaner mixture than OEM. A case study of engine driving electric generator when operating at maximum engine thermal efficiency shows that the obtained electricity is 5.361 kW. The lean burn engine can improve fuel economy up to 15.13% compared with OEM while decreased power output is acceptable.

DepartmentMechanical engineering..... Student's signature.....

Field of study.....Mechanical engineering..... Advisor's signature.....

Academic year2000.....

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยใคร่ขอกราบขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูงที่ให้คำแนะนำ และช่วยเหลือในด้านต่างๆ ในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จนลุล่วงไปด้วยดี

ขอกราบขอบคุณ รองศาสตราจารย์ นาวาอากาศเอก ดร.วรพจน์ ขำพิศ ที่ให้โอกาสผู้วิจัยได้รับทุน UDC มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ตลอดจนให้โอกาสเป็นอาจารย์พิเศษเพื่อให้มีประสบการณ์ในการสอนเพิ่มเติม ขอขอบคุณ คุณกฤษฎา พุกะทรัพย์ คุณสิทธิโชค ผูกพันธ์ คุณธนกร สุไวยวรรณ และคุณวิสุทธิ กวยรักษา ที่ช่วยในการติดตั้งเครื่องยนต์และการทดสอบ ขอขอบคุณ ผศ.ดร.บุญชัย ไสวรรณวงษ์คุณ คุณเกิร์ก ภิมย์โสภา ที่ให้ความอนุเคราะห์และร่วมสนับสนุนในโครงการวิจัยและพัฒนาอุปกรณ์ควบคุมการทำงานของหัวฉีดของห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายใน ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการที่ให้ความช่วยเหลือและให้คำปรึกษาทางด้านเทคนิคต่างๆเกี่ยวกับเครื่องยนต์ รวมถึงเพื่อนนิสิตปริญญาโทและรุ่นพี่ที่สำเร็จการศึกษาแล้วทุกท่านที่ให้คำปรึกษาและเป็นกำลังใจในระหว่างทำวิทยานิพนธ์ ขอขอบคุณครอบครัวนุแรมรัมย์ ที่อนุเคราะห์ให้ที่พัก ขอขอบคุณ คุณนवलละออง แสงชมภู ที่ช่วยตรวจทานคำผิดและให้กำลังใจผู้วิจัยเสมอมา ขอขอบคุณ คุณอมฤต คุณอุไร จิตระวีง ที่ให้คำปรึกษาและให้ความช่วยเหลือในด้านต่างๆ โดยตลอด ในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จนสำเร็จลุล่วงด้วยดี

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ ที่ให้การสนับสนุนทางด้านการศึกษาและให้กำลังใจเสมอมาจนผู้วิจัยสำเร็จการศึกษา

สถาบันวิจัยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูปภาพ.....	ฐ
สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์.....	ด
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 ทฤษฎีเกี่ยวกับการเผาไหม้.....	4
2.1 การเผาไหม้ของเครื่องยนต์สันดาปภายใน.....	4
2.2 การเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางในเครื่องยนต์สันดาปภายใน.....	5
2.3 ผลกระทบของการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางต่อตัวแปรต่างๆ ในเครื่องยนต์.....	8
2.4 การศึกษา Lean burn limit ในเครื่องจุดระเบิดด้วยประกายไฟ.....	11
2.4.1 Lean flammability limit (LFL).....	11
2.4.2 Lean ignition limit (LIL).....	11
บทที่ 3 ทฤษฎีเครื่องยนต์สองจังหวะ.....	13
3.1 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟสองจังหวะ.....	13
3.2 รูปแบบของการไล่ไอเสีย.....	15
3.3 พารามิเตอร์ของกระบวนการขับไล่ไอเสียในเครื่องยนต์สองจังหวะ.....	17

บทที่ 4 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	19
4.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	19
4.1.1 อุปกรณ์ที่ใช้วัดการสิ้นเปลืองของน้ำมัน.....	19
4.1.2 อุปกรณ์การวัดอัตราการไหลอากาศ.....	21
4.1.3 อุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque) จากเครื่องยนต์.....	21
4.1.4 อุปกรณ์ที่ใช้ในการ metering เชื้อเพลิง.....	22
4.1.5 วงจรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง.....	22
4.1.6 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ.....	24
4.1.7 น้ำมันที่ใช้ทดลอง.....	24
4.2 วิธีการทดสอบ	28
4.2.1 การทดสอบเบื้องต้น.....	25
4.2.2 การทดสอบหาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง.....	26
บทที่ 5 ผลการทดสอบเบื้องต้น.....	27
5.1 ค่าทางสมรรถนะของเครื่องยนต์ OEM.....	27
5.1.1 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency, η_{th}).....	29
5.1.2 ค่าแรงบิดเครื่องยนต์ (Brake torque, T_b).....	29
5.1.3 ค่าการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (Brake specific fuel consumption, Bsfcc).....	30
5.2 ตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์ OEM.....	31
บทที่ 6 การศึกษาการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง.....	33
ค่าทางสมรรถนะของเครื่องยนต์	33
6.1 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	33
6.2 ค่าแรงบิดเครื่องยนต์.....	40

บทที่ 7 การเลือกจุดทำงานที่เหมาะสมและกรณีศึกษาการประยุกต์ใช้งาน.....	52
7.1 การเลือกจุดทำงานที่เหมาะสมเพื่อนำไปใช้งาน.....	52
7.2 พารามิเตอร์การทำงานของเครื่องยนต์.....	55
7.2.1 ค่าส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในรูปของ Equivalence ratio (ϕ).....	55
7.2.2 MBT Spark advance (θ_s).....	57
7.2.3 ค่าควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิง.....	57
7.3 กรณีศึกษาการประยุกต์ใช้งาน.....	66
7.3.1 การประยุกต์ใช้งานกับเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า.....	68
7.3.2 การนำไปใช้งานจริง.....	69
บทที่ 8 สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	70
8.1 สรุปผลการทดสอบ.....	70
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	72
รายการอ้างอิง.....	74
ภาคผนวก.....	76
ภาคผนวก ก การวัดการบริโภคอากาศและเชื้อเพลิง.....	77
ก.1 การวัดการบริโภคอากาศ (Measurement of air supply).....	78
ก.2 การวัดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง.....	81
ภาคผนวก ข วงจรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงแบบ Pulse width Modulation control.....	83
ข.1 การควบคุม Pulse ของวงจร Pulse Width Modulation Control.....	84
ข.2 ความถี่สัญญาณนาฬิกาของระบบ	84
ภาคผนวก ค ข้อมูลการ Calibration หัวฉีด.....	86
ภาคผนวก ง ข้อมูลผลทดสอบเครื่องยนต์ OEM และการศึกษาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง	99
ประวัติผู้วิจัย.....	112

สารบัญตาราง

รายการ	หน้า
5-1 แสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อนร้อยละของเครื่องยนต์ OEM ซึ่งทดสอบตามจุด Matrix ทดสอบรูปที่ 4-8 ซึ่งเครื่องยนต์ยังมีเสถียรภาพ โดยพิจารณาปริมาณ Air flow rate (g/sec)ค่าต่างๆกัน.....	29
5-2 แสดง แรงบิดแก้ไข(Corrected Torque, N-m) ของเครื่องยนต์ OEM ซึ่งทดสอบตามจุด Matrix ทดสอบรูปที่ 4-8 ซึ่งเครื่องยนต์ยังมีเสถียรภาพ โดยพิจารณาปริมาณ Air flow rate (g/sec)ค่าต่างๆกัน	30
5-3 แสดง BSFC (g/kW-hr)ของเครื่องยนต์ OEM ซึ่งทดสอบตามจุด Matrix ทดสอบรูปที่ 4-8 ซึ่งเครื่องยนต์ยังมีเสถียรภาพ โดยพิจารณาปริมาณ Air flow rate (g/sec) ค่าต่างๆกัน.....	31
5-4 แสดง Equivalence ratio ของเครื่องยนต์ OEM โดยทดสอบตาม Matrix ทดสอบรูปที่ 4-8 โดยพิจารณาตามปริมาณ Air flow rate (g/sec) ค่าต่างๆกันทดสอบกับน้ำมันเบนซินออกเทน 91.....	32
6-1 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} และแรงบิดเมื่อส่วนผสมบางลงที่ความเร็วรอบ 2000 Rev/min.....	47
6-2 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} และแรงบิดเมื่อส่วนผสมบางลงที่ความเร็วรอบ 2500 Rev/min.....	48
6-3 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} และแรงบิดเมื่อส่วนผสมบางลงที่ความเร็วรอบ 3000 Rev/min.....	49
6-4 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} และแรงบิดเมื่อส่วนผสมบางลงที่ความเร็วรอบ 3500 Rev/min.....	50
6-5 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} และแรงบิดเมื่อส่วนผสมบางลงที่ความเร็วรอบ 4000 Rev/min.....	51
7-1 แสดงค่า Equivalence ratio ที่นำไปใช้งาน ตามเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่4-9 พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec).....	52
7-2 แสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อน(ร้อยละ)ที่นำไปใช้งาน ตามเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่4-9 พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec).....	53

สารบัญตาราง (ต่อ)

ฎ

รายการ	หน้า
7-3 แสดง Engine brake torque (N-m) ที่นำไปใช้งานตามเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่4-9 พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec).....	53
7-4 แสดงร้อยละที่เพิ่มขึ้นของ Thermal efficiency(η_{th}) ที่ใช้งานเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM โดยเปรียบเทียบจุดต่อจุดตามเมตริกทดสอบรูปที่4-9 พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec).....	54
7-5 แสดงร้อยละที่ลดลงของ Equivalence ratio (ϕ) ที่ใช้งานเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM โดยเปรียบเทียบจุดต่อจุดตามเมตริกทดสอบรูปที่4-9 พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec).....	56
7-6 แสดง MBT spark advance (องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC)ของจุดทำงานตามเงื่อนไข ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9KX 356 cc.....	57
7-7 แสดงค่าควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง duty cyce ความถี่ของ duty cycle และ fuel mass flow ที่จุดทำงานที่ใช้งาน ที่ความเร็วรอบต่างๆ.....	60
7-8 แสดง Approximate Test Performance of Compound-wound DC Generator with Commutating Poles.....	67
7-9 แสดงค่าทางสมรรถนะของเครื่องยนต์ OEM และเครื่องยนต์เมื่อควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยหัวฉีด.....	69
ง-1 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9KX 356 cc :OEM carburetor ที่ 2000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timing = 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC	100
ง-2 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9KX 356 cc :OEM carburetor ที่ 2500 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timing = 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC	100
ง-3 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9KX 356 cc :OEM carburetor ที่ 3000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timing = 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC	100

สารบัญตาราง (ต่อ)

ฎ

รายการ	หน้า
ง-4 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :OEM carburetor ที่ 3500 Rev/min Fuel น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timing = 24.5 องศา เพลาช้อเหวี่ยงก่อน TDC	101
ง-5 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :OEM carburetor ที่ 4000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timing = 24.5 องศา เพลาช้อเหวี่ยงก่อน TDC	101
ง-6 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 2000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91.....	102
ง-7 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 2500 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91.....	103
ง-8 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 3000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91.....	104
ง-9 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 3500 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91.....	105
ง-10 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 4000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91.....	106

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญภาพ

รายการ	หน้า
2-1 แสดงผลของ fuel/air equivalence ratio ต่อ imep, sfc และ fuel conversion efficiency ของเครื่องยนต์ 6 สูบ SI engine ที่ WOT ความเร็วรอบ 1200 Rev/min.....	5
2-2 แสดง Theoretical และ Actual Efficiency limit เมื่อส่วนผสมเปลี่ยนค่าไป.....	6
2-3 แสดงค่าอัตราส่วนความจุความร้อนจำเพาะ ของ อากาศ มีเทน เอทานอล ไอโซออกเทน และโพเพน ในฟังก์ชันของอุณหภูมิ.....	8
2-4 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของ HC,CO และ NO ในไอเสีย ของเครื่องยนต์ เอส ไอ จากการเปลี่ยนแปลงส่วนผสม.....	9
2-5 แสดงการเปลี่ยนแปลงส่วนผสมที่รอบการทำงานต่างๆกันของเครื่องยนต์.....	10
2-6 แสดงแสดงขีดจำกัดการเผาไหม้ สำหรับการทำให้ Lean operation ของเครื่องยนต์ที่ 1200 rpm, Volumetric efficiency 60 %, Methane fuel, 40 mJ spark energy, 2.5 ms spark duration.....	12
2-7 แสดง จุดที่เป็น Lean limit ภายใต้ Ignition limit, Partial-burn limit, และ MBT timing ที่ Equivalence fuel air ratio.....	12
3-1 แสดงช่วงชักแรกของเครื่องยนต์สองจังหวะ.....	14
3-2 แสดงช่วงชักที่สองของเครื่องยนต์สองจังหวะ.....	15
3-3 แสดงหน้าตัดของลักษณะรูปแบบการไล่ไอเสียของเครื่องยนต์ SI สองจังหวะ.....	16
4-1 แสดงหลอดแก้วที่ใช้วัดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง.....	20
4-2 แสดงหลอดแก้วที่ใช้วัดการสิ้นเปลืองน้ำมันหล่อลื่น.....	20
4-3 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการไหลอากาศ.....	21
4-4 แสดงภาพตัดขวางของ Froude Hydraulic Dynamometer: Type G.....	22
4-5 แสดงการติดตั้ง Injector ในระบบจ่ายเชื้อเพลิง.....	23
4-6 แสดงชุดควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงของหัวฉีด.....	23
4-7 แสดงแผนผังของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ.....	24
4-8 แสดง Matrix การทดสอบเครื่องยนต์ OEM สองจังหวะ.....	25
4-9 แสดง Matrix การทดสอบเครื่องยนต์เมื่อประกอบชุดหัวฉีด ของการหาขีด จำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง (Lean burn limit) ของเครื่องยนต์สองจังหวะ.....	26

รายการ	หน้า
5-1 แสดงความสัมพันธ์ของเปอร์เซ็นต์ประสิทธิภาพเชิงความร้อนกับแรงบิดที่แก้ไขตามมาตรฐาน AS2789.1-1985 ของเครื่องยนต์ OEM Daihatsu ZM-9KX 356 cc MBT 24.5 °CA btdc.....	27
5-2 แสดง Engine efficiency MAP ของเครื่องยนต์ OEM (Daihatsu ZM-9KX) โดยแสดงค่า %Thermal efficiency ในฟังก์ชันของแรงบิดและความเร็วรอบเครื่องยนต์ทดสอบกับน้ำมันเบนซินออกเทน 91	28
6-1 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2000 Rev/min.....	35
6-2 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2500 Rev/min.....	36
6-3 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3000 Rev/min.....	37
6-4 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3500 Rev/min.....	38
6-5 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 4000 Rev/min.....	39
6-6 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2000 Rev/min.....	42
6-7 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2500 Rev/min.....	43
6-8 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3000 Rev/min.....	44
6-9 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3500 Rev/min.....	45
6-10 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 4000 Rev/min.....	46

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ต

รายการ	หน้า
7-1 แสดง Engine efficiency MAP ของเครื่องยนต์ Daihatsu ZM-9KX ซึ่งทดสอบ Lean burn โดยใช้ Injector จ่ายเชื้อเพลิง ทดสอบน้ำมันเบนซินออกเทน 91 โดยแสดงค่า % Thermal efficiency ในฟังก์ชันของแรงบิดและความเร็วรอบเครื่องยนต์.....	55
7-2 แสดง Duty cycle ในการควบคุมการฉีดโดยใช้ วงจรควบคุมความ Pulse width ของการฉีด.....	58
7-3 แสดงความถี่ของ Duty cycle ที่ใช้ควบคุมการฉีดของ Injector เมื่อปริมาณอากาศ เข้าเครื่องยนต์เปลี่ยนไปที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ.....	62
7-4 แสดงแนวโน้มของค่าการปิดหัวฉีดเมื่อความต้องการอากาศมากขึ้น ที่ความเร็วรอบ ต่างๆ.....	63
7-5 แสดงแนวโน้มของค่าการเปิดหัวฉีดเมื่อความต้องการอากาศมากขึ้น ที่ความเร็วรอบ ต่างๆ.....	64
7-6 แสดงแนวโน้มของ Clock Speed เมื่อความต้องการอากาศมากขึ้น ที่ความเร็วรอบ ต่างๆ.....	65
ก-1 แสดง Orifice flow meter	79
ก-2 แสดงปรากฏการณ์ Vena contracta.....	80
ข-1 แสดงโปรแกรมการควบคุมการเปิดปิด Injector โดย Pulse Width Modulation Control (0.1 beta).....	85
ค-1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 1.....	87
ค-2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 50.....	88
ค-3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 100.....	.89
ค-4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 150.....	.90
ค-5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 200.....	91

สารบัญภาพ (ต่อ)

ณ

รายการ	หน้า
ค-6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 233.....	92
ค-7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 1.....	93
ค-8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 50.....	94
ค-9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 100.....	95
ค-10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 150.....	96
ค-11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 200.....	97
ค-12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 233.....	98
ง-1 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศ ค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2000 Rev/min.....	107
ง-2 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศ ค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2500 Rev/min.....	108
ง-3 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศ ค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3000 Rev/min.....	109
ง-4 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศ ค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 4500 Rev/min.....	110
ง-5 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศ ค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 4000 Rev/min.....	111

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
λ	Relative air/fuel ratio	
ϕ	Equivalence ratio	
A/F	Air-Fuel ratio	kg air / kg fuel
$(A/F)_s$	Air-Fuel ที่ stoichiometric	kg air / kg fuel
EGR	Exhaust Gas Recycle	
P _b	Brake Power	kW
T _b	Brake Torque	N-m
Cr	Compression ratio	
k	Specific heat ratio	
C _v	Specific heat at constant volume	kJ/(kg-K)
C _p	Specific heat at constant pressure	kJ/(kg-K)
Q _{HV}	Heating value	MJ/kg fuel
ΔH	Head different of airflow through orifice plate	Inch. H ₂ O
m _a	Air mass flow rate	g/sec
m _f	Fuel mass flow rate	g/sec
Bsfc	Brake specific fuel consumption	g/(kW-hr)
θ_s	Spark advance timing	Degree - Crank Angle.
MBT timing	Minimum spark advance for best torque	Degree - Crank Angle
t _c	Clock time	Sec
t _u	เวลาการปิดหัวฉีด	Sec
t _p	เวลาการเปิดหัวฉีด	Sec
t _d	Duty cycle	Sec
T	Temperature	°C
P _{atm}	Atmospheric pressure	mmHg
R	Gas constant	kJ/kg-K

$P_{\text{Generator}}$	กำลังกลที่ส่งถ่ายให้ Generator	Watt
P_{Engine}	กำลังกลจากเครื่องยนต์	Watt
P_{Used}	กำลังไฟฟ้าที่นำไปใช้	Watt
N_{Engine}	ความเร็วรอบเครื่องยนต์	Rev/min
$N_{\text{Generator}}$	ความเร็วรอบ Generator	Rev/min
R_{P_engine}	รัศมี Pulley ของเครื่องยนต์	m
$R_{P_generator}$	รัศมี Pulley ของ Generator	m
η_{th}	Thermal efficiency; Fuel conversion efficiency	
η_{tr}	Trapping efficiency	
η_{sc}	Scavenging efficiency	
η_{ch}	Charging efficiency	
Λ	Delivery ratio	
C	Clock speed	
U	ค่าแสดงการปิดหัวฉีด	
P	ค่าแสดงการเปิดหัวฉีด	
WOT	Wide open throttle	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของวิทยานิพนธ์

ยานพาหนะขนาดเล็กที่ใช้กันในเมืองไทยทุกวันนี้โดยส่วนใหญ่ จะเป็นเครื่องยนต์แบบสอง จังหวะ ตัวอย่างเช่น รถจักรยานยนต์ หรือเครื่องยนต์ที่ใช้ในการเกษตร เช่น เครื่องตัดหญ้า เครื่อง สูบน้ำ หรือแม้กระทั่งรถตุ๊กตุ๊ก ที่มีมากในเขตกรุงเทพมหานคร โดยทั่วไปจะมีการดัดแปลงแก้ไข เพียงให้มีความเหมาะสมกับสภาพพื้นที่ การใช้งานและอาชีพของคนไทย อาทิการนำ LPG มาใช้ เป็นเชื้อเพลิงเป็นต้น แต่ยังไม่มีการศึกษาวิจัยเพื่อปรับปรุงให้เกิดประสิทธิผลด้านการใช้เชื้อเพลิง อย่างเป็นรูปธรรมมาก่อน

จากการศึกษาขบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จากหน่วยงานหรือกลุ่มนักวิจัยจากนานา ประเทศนั้น พบความเห็นตรงกันทั้งทางด้านทฤษฎีและปฏิบัติว่า การเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง (Lean burn) นั้น เป็นอีกวิธีหนึ่งในการที่จะช่วยประหยัดเชื้อเพลิงที่นับวันจะเหลือน้อยลงไปทุกที

เมื่อพิจารณาจาก Ideal cycle ในขบวนการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางนั้น คุณสมบัติของ Burned gas หลังเสร็จสิ้นขบวนการเผาไหม้ในแต่ละรอบการทำงานจะลดลง ซึ่งจะส่งผลต่อคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของ Burned gas และส่งผลต่อตัวแปรต่างๆ ของเครื่องยนต์ เช่น Power out put, Efficiency, Specific fuel consumption (SFC), Emissions ซีดจำกัดต่ำสุดของ เครื่องยนต์ที่สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพภายใต้ Lean burn เรียกว่า ซีดจำกัดการเผาไหม้ ที่ส่วนผสมบาง (Lean burn limit) วิธีการในการหา Lean burn limit เพื่อเป็นข้อมูลในการปรับแต่ง เครื่องยนต์นั้น ทำได้ไม่ง่ายนัก ฉะนั้นสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อทำงานภายใต้การเผาไหม้ในช่วง ระหว่างส่วนผสมเริ่มบางไปจนถึง Lean burn limit จะมีประโยชน์โดยใช้เป็นข้อมูลให้วิศวกรเครื่อง ยนต์สามารถตัดสินใจในการเลือกจุดทำงานภายใต้เงื่อนไขและกำลังที่ต้องการจากเครื่องยนต์ แม้ ช่วงดังกล่าวจะมีการสูญเสียกำลังจากเครื่องยนต์บ้าง แต่สามารถที่จะช่วยประหยัดเชื้อเพลิงได้ อันจะเป็นประโยชน์ยิ่ง

1.2 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 เพื่อหาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง ของเครื่องยนต์ เอส ไอ สองจังหวะ
- 1.2.2 เพื่อศึกษาผลกระทบของ Lean burn ต่อตัวแปรเชิงสมรรถนะของเครื่องยนต์แบบ เอส ไอ สองจังหวะ
- 1.2.3 เพื่อนำข้อมูลที่ได้มาศึกษาหาแนวทางในการควบคุมตัวแปรการทำงานให้ เครื่องยนต์สองจังหวะทำงานที่ Lean burn

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 ศึกษาช่วงการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง และหาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง (Lean burn limit) ของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK
- 1.3.2 ศึกษาตัวแปรการทำงานเช่น Spark timing (Θ_s) ความเร็วรอบ ที่มีผลกระทบต่อการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง ของเครื่องยนต์แบบ เอส ไอ สองจังหวะ
- 1.3.3 ศึกษาผลกระทบของการเผาไหม้แบบส่วนผสมบางต่อตัวแปรเชิงสมรรถนะ อาทิ Brake specific fuel consumption (Bsfc), Brake torque (Tb), Brake power (Pb) ของเครื่องยนต์แบบ เอส ไอ สองจังหวะ
- 1.3.4 นำข้อมูลมาประเมินเพื่อใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบระบบควบคุมส่วนผสม และควบคุมตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์สองจังหวะ

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 ดำเนินการติดตั้งเครื่องยนต์บนแท่นทดสอบ
- 1.4.2 จัดทำอุปกรณ์วัดค่าตัวแปรที่ใช้ทำการทดลอง เช่น ค่าการไหลของอากาศ ค่าการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง และน้ำมันหล่อลื่น
- 1.4.3 ทำการ Calibrate อุปกรณ์ที่จัดทำขึ้น
- 1.4.4 ทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ OEM ตามจุดทดสอบที่กำหนด
- 1.4.5 จัดทำชุดอุปกรณ์ที่สามารถที่จะปรับส่วนผสมได้บางที่สุด และส่วนควบคุม
- 1.4.6 ทำการ Calibrate เพื่อหาตำแหน่งที่ใช้ในการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงให้ได้ตามต้องการ

- 1.4.7 ทำการทดสอบเครื่องยนต์เช่นเดียวกับในข้อ 1.4.4 แต่เปลี่ยนส่วนการจ่ายเชื้อเพลิงที่มากับเครื่องยนต์ OEM มาเป็นชุดที่จัดทำขึ้น โดยในที่นี้ได้จัดทำชุดหัวฉีดซึ่งควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงโดยการป้อนสัญญาณแบบ Pulse ให้กับ Solenoid ของหัวฉีดให้ได้ส่วนผสมที่บางที่สุดโดยที่เครื่องยนต์ยังมีเสถียรภาพอยู่
- 1.4.8 วิเคราะห์ผลกระทบตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์ (Operating parameters) จากการปรับส่วนผสมให้บาง
- 1.4.9 วิเคราะห์ผลของ Lean burn ต่อตัวแปรเชิงสมรรถนะของเครื่องยนต์

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ในงานวิจัยนี้ ทำให้เราทราบขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK ปริมาตรกระบอกสูบ 356 cc ซึ่งสามารถนำไปเป็นข้อมูลในการเลือกสภาวะการทำงานให้เหมาะสมกับการใช้งานจริง ที่สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้มากที่สุด อีกทั้งยังสามารถนำข้อมูลผลกระทบต่างๆที่เกิดขึ้นมาปรับปรุงเพื่อพัฒนาระบบการจ่ายเชื้อเพลิงที่มีประสิทธิภาพและสามารถที่จะลดการสิ้นเปลืองพลังงานเชื้อเพลิง อีกทั้งมลภาวะที่เกิดขึ้นจากการนำ Lean burn มาประยุกต์ใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีเกี่ยวกับการเผาไหม้

2.1 การเผาไหม้ของเครื่องยนต์สันดาปภายใน

การเผาไหม้ เป็นขบวนการ Oxidation ระหว่างโมเลกุลของเชื้อเพลิง กับ Oxygen โดยเงื่อนไขขีดจำกัดของการเกิด Oxidation คือ สัดส่วนผสม, ลักษณะการผสมและ Activated energy

การเผาไหม้ที่ถือว่าเป็นเป็นการเผาไหม้แบบส่วนผสมบางนั้นเราจะพิจารณาจากค่าอัตราส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ค่าซึ่งใช้บ่งบอกคือ อัตราส่วนเชื้อเพลิงอากาศสมมูล [1] (Fuel air equivalence ratio, ϕ) นั่นคือ

$$\phi = \frac{(F/A)_{\text{actual}}}{(F/A)_s} \quad (2-1)$$

ค่าที่ใช้แสดงว่า การเผาไหม้นั้นอยู่ที่สภาวะส่วนผสมเป็นสัดส่วนเท่าใดเทียบกับส่วนผสมเชิงทฤษฎี อีกค่าหนึ่งที่นิยมใช้ ซึ่งเป็นส่วนกลับของ ϕ คือ ค่าอัตราส่วนเชื้อเพลิงอากาศสมมูลสัมพัทธ์ (Relative air/fuel ratio, λ) จะได้ว่า

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/F)_{\text{actual}}}{(A/F)_s} \quad (2-2)$$

นั่นคือ $\phi < 1.0 : \lambda > 1.0$ ส่วนผสมจะเป็นส่วนผสมบาง (Lean mixture)

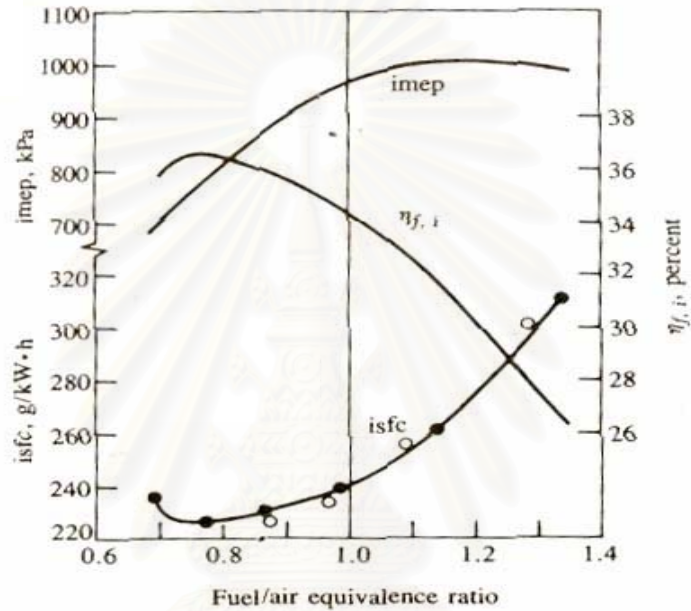
$\phi = 1.0 : \lambda = 1.0$ ส่วนผสมจะเท่ากับทางทฤษฎี (Stoichiometric mixture)

$\phi > 1.0 : \lambda < 1.0$: ส่วนผสมจะเป็นส่วนผสมหนา (Rich mixture)

การเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง (Lean burn) เมื่อพิจารณาในแง่ของการประหยัดพลังงานแล้ว ถือว่ามีประโยชน์อย่างยิ่งในการศึกษา แต่พิจารณาโดยรวมของการเผาไหม้ภายใต้ส่วนผสมบางนั้นจะมีทั้งข้อดีและข้อเสียดังจะกล่าวในหัวข้อถัดไป

2.2 การเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางในเครื่องยนต์สันดาปภายใน

ก่อนหน้าปี ค.ศ. 1908 การเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางได้แสดงให้เห็นแล้วว่าสามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th})[11] โดยในทางทฤษฎีแล้วทราบว่า กำลังจากเครื่องยนต์, การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและEmissions เป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนอากาศและเชื้อเพลิงแสดงดังรูปที่ 2-1, 2-2 และ 2-4



รูปที่ 2-1 แสดงผลของ fuel/air equivalence ratio ต่อ imep, sfc และ fuel conversion efficiency ของเครื่องยนต์ 6 สูบ SI engine ที่ WOT ความเร็วรอบ 1200 Rev/min[1]

จากรูปที่ 2-1 พบว่าเมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงอากาศหนาขึ้น ความดันเฉลี่ยในกระบอกสูบสูงขึ้น โดยค่าสูงสุดอยู่ในช่วงส่วนผสมหนาเล็กน้อย (ϕ ระหว่าง 1.0 – 1.1) [1] เนื่องด้วยการแตกตัวที่อุณหภูมิสูงเมื่อมีการเผาไหม้ ทำให้มีโมเลกุลของออกซิเจนใน Burned gases เมื่อส่วนผสมเท่ากับทางทฤษฎี จึงสามารถเพิ่มเชื้อเพลิงไปได้อีกโดยจะมีการเผาไหม้บางส่วน (Partially burned) ทำให้อุณหภูมิและจำนวนโมลของ Burned gases ในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้นซึ่งจะให้กำลังและความดันเฉลี่ยในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น และประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงลดลงโดยประมาณตาม $1/\phi$ [1] ซึ่งแสดงให้เห็นว่า การลดลงของเปอร์เซ็นต์ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสัมพันธ์กับการที่ส่วนผสมหนาขึ้น

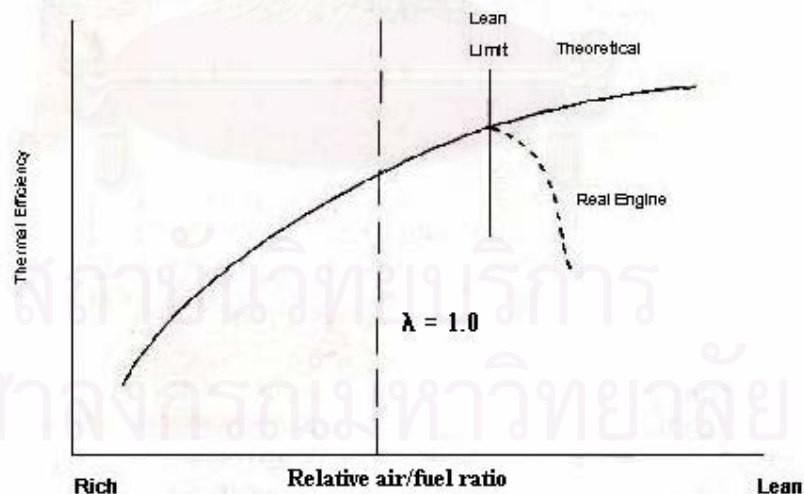
แต่ส่วนผสมบางลงหรือ $\phi < 1$ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้น ซึ่งมีความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงกับการลดลงของ ϕ [1] เนื่องจากการเผาไหม้ของส่วนผสมบางนั้นจะให้ผลการเผาไหม้ที่อุณหภูมิต่ำกว่า และมีการแตกตัวของ CO_2 และ H_2O น้อยกว่า ดังนั้นพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงซึ่งถูกปล่อยเป็นพลังงานสัมผัส (sensible energy) จะถูกปล่อยในสัดส่วนที่มากขึ้นใกล้กับจุดศูนย์ตายบนของลูกสูบ เป็นผลให้ส่วนของพลังงานของเชื้อเพลิงที่ถูกปล่อยในสัดส่วนที่มากขึ้นนี้ถูกถ่ายเทเป็นงานไปยังลูกสูบในช่วงการขยายตัว และสัดส่วนของพลังงานเชื้อเพลิงที่ถูกปล่อยไปสู่ระบบไอเสียจึงลดลง

เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพเชิงความร้อนในทางทฤษฎีแล้ว จะอ้างอิงตาม Standard Otto cycle กับที่เกิดขึ้นจริงในเครื่องยนต์เมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงอากาศบางลงแสดงในรูปที่ 2-2 และในทางทฤษฎีหาได้จากสมการที่ (2-3)

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{Cr^{k-1}} \quad (2-3)$$

โดย Cr คือ อัตราส่วนกำลังอัด (Compression ratio)

k คืออัตราส่วนค่าความร้อนจำเพาะ (Specific heat ratio), C_p / C_v



รูปที่ 2-2 แสดง Theoretical และ Actual Efficiency limit เมื่อส่วนผสมเปลี่ยนค่าไป [11]

จากสมการ(2-3) พบว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน เป็นฟังก์ชันของสองตัวแปรคือ อัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์ และค่าอัตราส่วนค่าความร้อนจำเพาะ โดยกำลังทั้งหมดที่ได้ของ

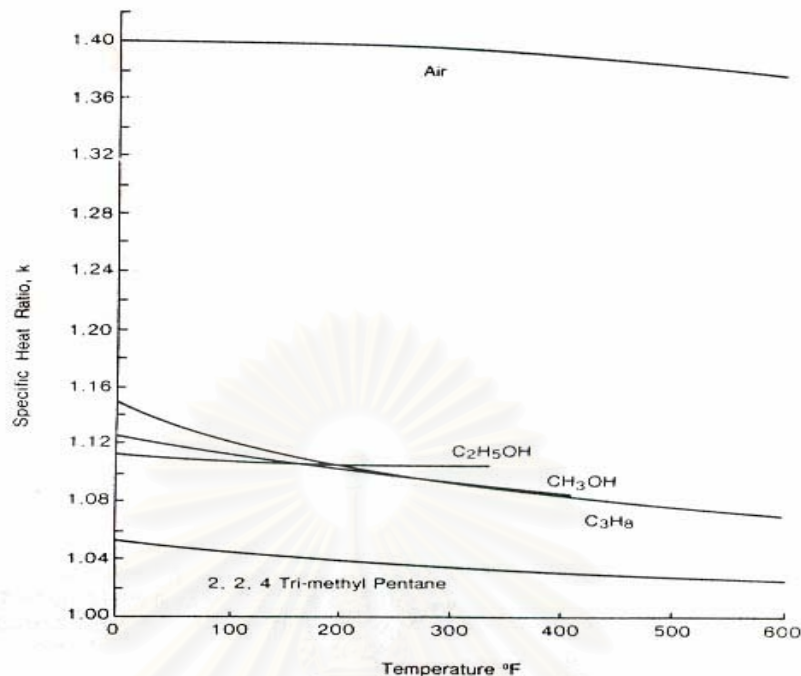
เครื่องยนต์สันดาปภายในสามารถหาได้จากค่าความดันที่เพิ่มขึ้นในระบบสูบสัมพันธ์กับพลังความร้อนที่ปลดปล่อยออกมาจากการเผาไหม้

ใน Ideal Otto Cycle ผลของการเพิ่มของอุณหภูมิ Burn gas, T_3 , ต่อ C_p และ Dissociation ทำให้ η_{th} ลดลง อย่างไรก็ตามในการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางเราพบว่า Burned gas มีอุณหภูมิต่ำลงทำให้อัตราส่วนความร้อนจำเพาะเพิ่มขึ้น ขณะที่ dissociation และ heat losses ลดลง จึงเข้าชายเหตุผลข้างต้นในการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน อีกทั้งสามารถลดโอกาสในการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน ซึ่งเป็นสารพิษที่จะออกมาจากการเผาไหม้อีกด้วย

การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง มีหลักการหลักๆ สามประการได้แก่

1. เพิ่มอัตราส่วนความร้อนจำเพาะจากการลดอุณหภูมิ
2. ลดการสูญเสียจากการแตกตัว (Dissociation losses) เนื่องจากการ Dissociation ของผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ ต้องใช้พลังงานในการแตกตัว จึงเกิดการดึงพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้มาใช้ (Absorption energy) อาทิเช่น CO_2 แตกตัวเป็น CO และ O_2
3. ลดการสูญเสียความร้อนจากความร้อนถ่ายเท (Heat transfer) ให้กับผนังห้องเผาไหม้ (Combustion chamber wall)

อนึ่งอัตราส่วนความร้อนจำเพาะของส่วนผสมและ Burned gas จะขึ้นกับชนิดของเชื้อเพลิงที่ใช้ ดังแสดงในรูปที่ 2-3 ซึ่งโดยแสดงค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิงต่างชนิดกัน กับอากาศเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนไป นอกจากนี้การเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางยังมีปริมาณ Oxygen สูง ซึ่งเป็นการเพิ่มการเกิดขบวนการ Oxidation เนื่องจากมีโอกาสเกิดการชนกันระหว่างโมเลกุลเชื้อเพลิงกับ Oxygen มากขึ้น [11]



รูปที่ 2-3 แสดงค่าอัตราส่วนความจุความร้อนจำเพาะ ของ อากาศ, มีเทน เอทานอล ไอโซออกเทน และโพเพน ในฟังก์ชันของอุณหภูมิ [11]

2.3 ผลกระทบของการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางต่อตัวแปรต่างๆ ในเครื่องยนต์

Ignition Delay และ Flame propagation คุณสมบัติทั้งสองนี้มีความสำคัญในการศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์ที่เผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง โดยจาก Ideal Otto cycle ที่ช่วงขบวนการที่สมมุติให้เป็น Constant volume combustion นั้นจะเป็นไปได้น้อยลงเมื่อส่วนผสมบางขึ้น[11] ซึ่งเป็นผลให้เครื่องยนต์ไม่มีเวลาพอที่จะเกิด Initiate combustion และการลามของ Flame ให้ทันเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ผลโดยตรงจากการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางคือ

1. Ignition Delay มากขึ้น
2. Flame speed ลดลง

ซึ่งเหตุทั้งสองทำให้เป็นการยากในการที่จะจัดการเผาไหม้ให้สมบูรณ์

จากการที่ส่วนผสมบางทำให้ Ignition Delay มากขึ้น ทำให้สามารถเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดได้โดยไม่ให้เกิด Knock หรือเป็นการเพิ่ม Knock limit โดยการเพิ่มของอัตราส่วนกำลังอัดนั้นในทางทฤษฎีจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย

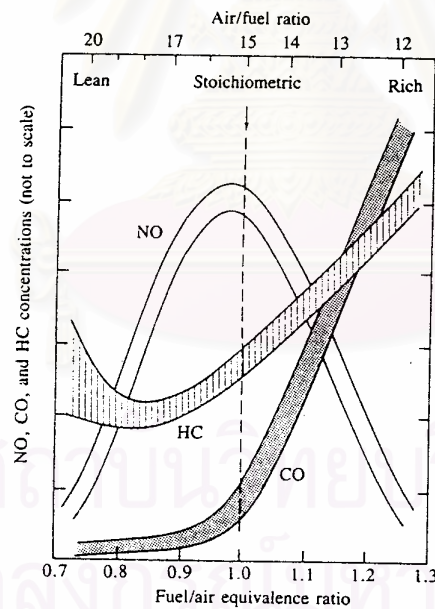
ความเร็วของ Flame ในการลามไปสู่ Unburned mixture จะขึ้นอยู่กับอัตราการส่งถ่ายพลังงานจาก Burned gases ไปยัง Unburned gases ซึ่งเป็นฟังก์ชันของการส่งถ่ายมวลและ

ความร้อนผ่าน Flame front โดยการถ่ายโอนความร้อนของ Unburned gases จะเพิ่มขึ้นตามความแตกต่างของอุณหภูมิของ Combustion products กับ Unburned mixture โดยรวมแล้วปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายโอนความร้อนคือ

- Flame front area
- Gas emissivities
- Heat losses ในห้องเผาไหม้
- Mixture Turbulence

โดยในส่วนของ Mixture Turbulence ที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ทำให้ Flame speed และอัตราการเพิ่มของความดันเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลดีในการ Operate เครื่องยนต์ที่ส่วนผสมบาง ในการเพิ่ม Turbulence จะให้การเพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่าง Flame front กับ Unburned mixture โดยการเพิ่มรอยย่น ซึ่งจะทำให้ Flame front กระจายตัวได้ดีขึ้น

มลภาวะที่เกิดจากการเผาไหม้ที่มีผลกระทบต่อมนุษย์ได้แก่ HC, CO และ NO_x โดยสารมลภาวะดังกล่าวจะมีค่าเปลี่ยนไปของส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของ HC, CO และ NO ในไอเสียของเครื่องยนต์ เอส ไอ จากการเปลี่ยนแปลงส่วนผสม [1]

เมื่อพิจารณาในส่วนของการ Formation ของสารออกไซด์ของไนโตรเจน หรือ NO_x โดยจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของการเผาไหม้ โดยจากรูปที่ 2-4 จะพบว่าค่าสูงสุดอยู่ที่ส่วน

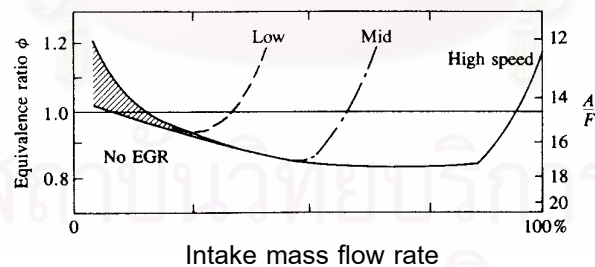
ผสมบางเล็กน้อย ส่วน CO จะลดลงเมื่อส่วนผสมบางลง ซึ่งสัมพันธ์กับการลดลงของอุณหภูมิ Flame ที่ลดลงจากการที่ส่วนผสมบางลง ในส่วนของ HC ช่วงแรกที่ส่วนผสมบาง HC จะลดลงด้วย แต่เมื่อส่วนผสมบางมากขึ้นจนเกิด Misfire และ การลามของ Flame ไม่ประสบผล ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ HC จึงจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว

ผลกระทบโดยตรงจากส่วนผสมของไอดี โดยจากการทำงานที่สภาวะต่างๆของเครื่องยนต์ ไม่ว่าจะเป็นภาระการทำงานต่ำ (Light load) รวมทั้งรอบเดินเบา (Idle) ภาระการทำงานปานกลาง (middle load) และที่ภาระการทำงานสูง (High load) หรือที่ WOT จะมีการใช้เชื้อเพลิงที่ต่างกัน โดย

(ก) ที่ภาระการทำงานต่ำหรือรอบเดินเบา จะมีการใช้เชื้อเพลิงที่ส่วนผสมหนา ทั้งนี้เนื่องจากต้องการ Compensate จากการที่ Flame speed ที่ช้า ที่รอบการทำงานต่ำ ซึ่งมีค่า mixture motion ของส่วนผสมต่ำ หรือ ผลเนื่องจากการเชื้อเพลิงกลายเป็นไอได้น้อย การระเหยของเชื้อเพลิงในกระบอกสูบจึงเป็นไปได้น้อย เมื่อเทียบกับที่รอบการทำงานที่สูงกว่า

(ข) ภาระการทำงานปานกลาง หรือ Part-throttle operation ส่วนผสมสามารถที่จะปรับให้บางที่สุดได้ เพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดการเผาไหม้แค่บางส่วน (Partial burning) หรือการไม่ติดไฟ (misfire) ภายในกระบอกสูบ

(ค) ภาระการทำงานสูง หรือ WOT (Wide open throttle) ส่วนผสมจะเป็นแบบหนา ทั้งนี้เนื่องจากการทำงานที่ภาระการทำงานสูงโดยส่วนใหญ่ต้องการที่รักษา Power output สูงสุดไว้ จึงจำเป็นต้องจ่ายเชื้อเพลิงหนากว่าปกติ ดังแสดงในกราฟที่ 2-5



รูปที่ 2-5 แสดงการเปลี่ยนแปลงส่วนผสมที่รอบการทำงานต่างๆกันของเครื่องยนต์ [1]

ส่วนผสมของไอดีที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์นั้น มีผลต่อมลภาวะเช่นกันโดยจะขึ้นกับลักษณะการกระจายตัวของ Mixture ว่า Uniform หรือไม่ และส่วนผสมที่ส่งเข้ากระบอกสูบแต่ละชุดไม่ต่างกันมาก ซึ่งทำให้เครื่องยนต์ไม่มีเสถียรภาพอยู่ โดยในการศึกษาที่ส่วนผสมบางนั้น การที่จะให้ได้

ผลของมลภาวะที่ต่ำสุดและส่วนผสมที่บางที่สุดนั้นยังขึ้นกับวิธีการปรับขนาดของ Fuel droplets ในการจ่ายเชื้อเพลิงอีกด้วย

2.4 การศึกษา Lean burn limit ในเครื่องจุดระเบิดด้วยประกายไฟ

ในการศึกษา Lean limit โดยทั่วไปจะมีการศึกษาอยู่ 2 ประการคือ Lean flammability limit (LFL), Lean ignition limit (LIL)

2.4.1 Lean flammability limit (LFL) จะขึ้นกับคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่ใช้ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิและความดัน โดยเป็นส่วนผสมที่บางที่สุดที่ Flame สามารถที่รักษาการลาม (propagation) อยู่ได้โดยอิสระจาก Ignition source ภายใน combustion vessel geometry ในเครื่องยนต์จริงๆ ตัวแปรที่มีผลกระทบซึ่งไม่สามารถที่ตัดผลทิ้งได้คือ

- ผลของ Ignition source
- รูปร่างของห้องเผาไหม้ (Combustion chamber geometry)
- Wall quenching
- Mixture motion

2.4.2 Lean ignition limit (LIL) คือ ค่าพลังงานจากภายนอกที่ต่ำสุดที่จ่ายให้กับ Critical volume ให้ส่วนผสมของ volume นั้นมีการจุดระเบิด โดยพลังงานของการจุดระเบิดนั้นจะเปลี่ยนตามค่าต่างๆ อันได้แก่ ชนิดของเชื้อเพลิง, ความเร็วของ mixture, อุณหภูมิของ Mixture, ความดันที่เขี้ยวหัวเทียน (Spark discharge) โดยตัวแปรของ Ignition system ที่มีผลต่อ Lean ignition limit คือ Spark duration, Rate of energy release, Electrode material และความกว้างของ Gap หัวเทียน

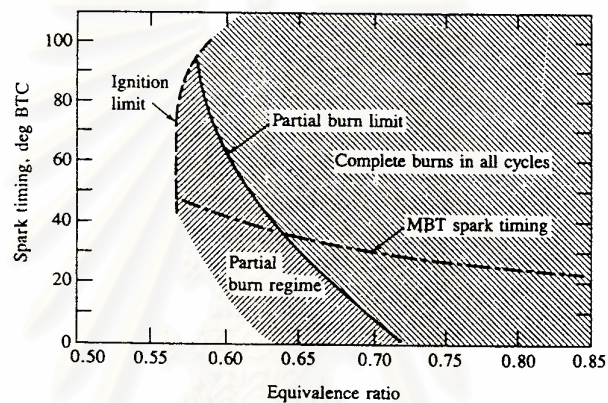
ค่าของ LFL และ LIL จะเบนค่าไปในทิศทางเดียวกัน พลังงานที่จ่ายจากหัวเทียนต้องเพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากการยากที่พลังงานจะเพียงพอในการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางที่จะรักษาการลามของ Flame ได้ โดยถ้าหากส่วนผสมบางกว่า LFL หัวเทียนต้องจ่ายพลังงานออกมามากขึ้นจึงจะสามารถเกิดการเผาไหม้ได้

ในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์นั้น รูปที่ 2-6 แสดงช่วงของการเผาไหม้ออกเป็น 3 ช่วงคือ ช่วงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ (Complete combustion) ทั่วๆรอบเครื่องยนต์, ช่วงการเผาไหม้แค่บางส่วน (Partial-burn) และจะแสดง MBT timing line ภายใต้อัตรา Equivalence fuel air ratio ในช่วง

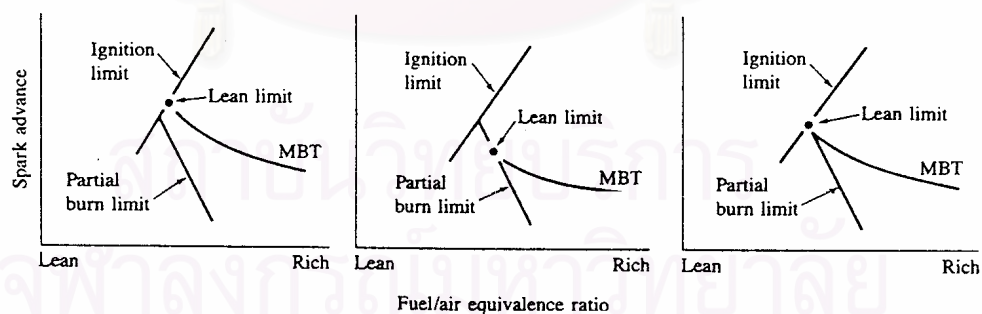
ที่ส่วนผสมบาง ซึ่งจากรูปที่ 2-6 สามารถที่จะทดสอบภายใต้เงื่อนไขเป็นไปได้อย่างสามทาง ซึ่งแสดงในรูปที่ 2-7 ซึ่ง Quader ได้แสดงเงื่อนไขทั้ง 3 ทางในการหา Lean limit ในรูปที่ 2-7 คือ

1. Lean limit ภายใต้เงื่อนไขของ Ignition timing จะแสดงในรูปแรกของรูปที่ 2-7
2. Lean limit ภายใต้เงื่อนไขของ Partial-burn limit จะแสดงในรูปสองของรูปที่ 2-7
3. Lean limit ภายใต้เงื่อนไขของ MBT timing จะแสดงดังรูปที่สามของรูปที่ 2-7

เมื่อพิจารณาจากกราฟจะพบว่าเงื่อนไขที่ 1 และ 3 จะสามารถที่จะ Operate จนกระทั่งถึง Ignition limit line ได้ แต่เงื่อนไขที่สองไม่สามารถทำให้ถึงได้ที่ MBT ซึ่งจะขึ้นกับเครื่องยนต์ การออกแบบระบบจุดระเบิด และเงื่อนไขการทำงาน (Operating condition)



รูปที่ 2-6 แสดงขีดจำกัดการเผาไหม้ สำหรับการทำให้ Lean operation ของเครื่องยนต์ ที่ 1200 rpm, Volumetric efficiency 60 %, Methane fuel, 40 mJ spark energy, 2.5 ms spark duration [1]



รูปที่ 2-7 แสดงจุดที่เป็น Lean limit ภายใต้ Ignition limit, Partial-burn limit, และ MBT timing ที่ Equivalence fuel air ratio [1]

บทที่ 3

ทฤษฎีเครื่องยนต์สองจังหวะ

คาร์ล เบนซ์ (Carl Benz) ได้สร้างและพัฒนาเครื่องยนต์สองจังหวะมาใช้งานเป็นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1879 โดยส่วนใหญ่แล้ว เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟแบบสองจังหวะ (Two stroke spark ignition engine) จะมีใช้ในเครื่องยนต์สูบเดียว เช่น ในเครื่องมือมอเตอร์ไซค์ขนาดเล็ก เครื่องตัดหญ้า เครื่องสูบน้ำ ฯลฯ ส่วนที่เป็นเครื่องยนต์ สองสูบ ที่มีใช้กันในเมืองไทย พบกันมากในเครื่องยนต์ตุ๊กตุ๊ก โดยทั่วไปแล้วเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ชนิดสองจังหวะนั้น มีอัตราส่วนกำลังอัดประมาณ 6.5 – 11 ต่อ 1 ความเร็วรอบ 4000-6000 รอบต่อนาที และมีอัตราส่วนกำลังต่อน้ำหนักในช่วง 2.5-6 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์

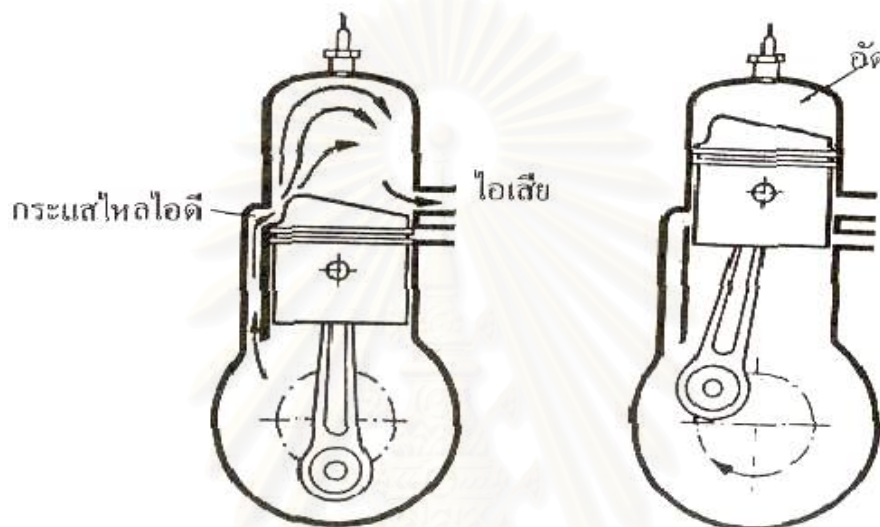
3.1 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟแบบสองจังหวะ

เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟสองจังหวะ หรือเรียกอีกอย่างว่าเครื่องยนต์เบนซินสองจังหวะนั้นมีการทำงานให้ลูกสูบขึ้นลงเพียง 2 ช่วงชักเท่านั้นในหนึ่งกลวัฏของเครื่องยนต์ ซึ่งเริ่มจากการเคลื่อนที่ขึ้นของลูกสูบและจะต้องสัมพันธ์กับห้องเพลาค้อเหวี่ยงซึ่งทำหน้าที่เป็นปั๊มให้เกิดการไหลวนของไอดีและไอเสียถ่ายเทในห้องสูบ โดยการให้ห้องเพลาค้อเหวี่ยงเป็นตัวปั๊มไอดีได้ถูกพัฒนาขึ้นโดย โจเซฟ เดย์ (Joseph Day) ซึ่งมีรายละเอียดการทำงานดังนี้

3.1.1 ลูกสูบเคลื่อนที่จากตำแหน่งศูนย์ตายล่าง (Bottom Dead center, BDC) สู่อำแหน่งศูนย์ตายบน (Top dead center, TDC) พิจารณาการทำงานออกเป็นสองส่วนดังแสดงในรูปที่ 3-1 คือ

- (1) กระบวนการในห้องเพลาค้อเหวี่ยง หลังจากที่หัวลูกสูบปิดช่องส่งถ่ายไอดี (Inlet port) ความดันในห้องเพลาค้อเหวี่ยง (Crankcase) จะลดลง เนื่องจากปริมาตรในห้องเพลาค้อเหวี่ยงเพิ่มขึ้น โดยจะต่ำกว่าความดันบรรยากาศประมาณ 0.2 – 0.4 บาร์ เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่เลยขอบล่างของช่องไอดี เหตุที่ความดันในห้องเพลาค้อเหวี่ยงต่ำกว่าความดันบรรยากาศทำให้ Mixture ของอากาศกับเชื้อเพลิง ไหลเข้าในห้องเพลาค้อเหวี่ยงเพื่อปั๊มเข้าบรรจุในกระบอกสูบในกลวัฏที่จะตามมา ซึ่งเรียกขั้นตอนนี้ว่า ขั้นตอนการเตรียมบรรจุสูบ (Pre-induction phase)

- (2) กระบวนการในห้องเผาไหม้ ขณะที่ลูกสูบเริ่มเคลื่อนที่ขึ้น ช่องไอดีก็จะเปิด ทำให้ Mixture ในห้องเพลลาข้อเหวี่ยงซึ่งมีความดันสูงไหลเข้าบรรจุในระบบดูดสูบ ซึ่งเป็นขั้นตอนของการใส่ (Intake) ภายหลังจากที่ลูกสูบปิดของไอเสีย (Exhaust port) ก็เริ่มการอัด (Compression) และ Mixture จะจุดระเบิดด้วยประกายไฟจากหัวเทียน ก่อนที่ลูกสูบเคลื่อนที่ถึง TDC

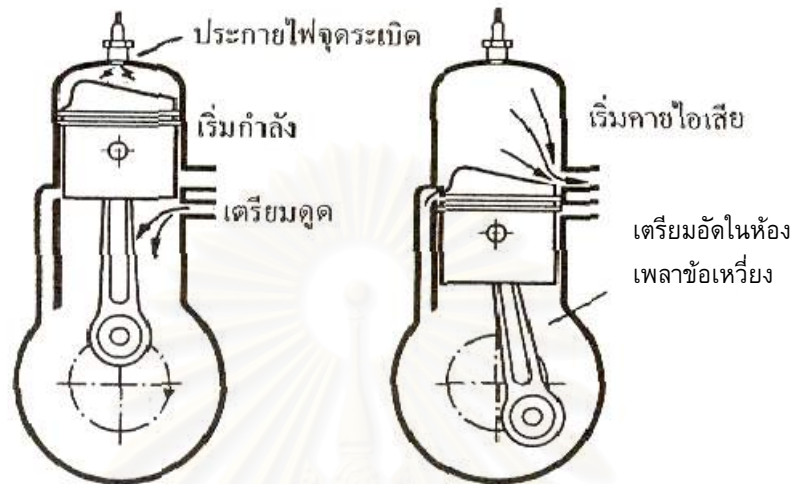


รูปที่ 3-1 แสดงช่วงชักแรกของเครื่องยนต์สองจังหวะ[13]

- 3.1.2 ลูกสูบเคลื่อนที่จากตำแหน่งศูนย์ตายบน (Top dead center, TDC) สู่ตำแหน่งศูนย์ตายล่าง (Bottom Dead center, BDC) แบ่งทำงานออกเป็นสองส่วนเช่นกันดังแสดงในรูปที่ 3-2 คือ

- (1) กระบวนการในห้องเผาไหม้ เมื่อเกิดการเผาไหม้ ความดันในระบบดูดสูบจะสูงมาก และดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลง เป็นการจ่ายกำลัง (Power) ของเครื่องยนต์ และก่อนที่ลูกสูบเคลื่อนที่ถึง BDC ช่องไอเสียจะถูกเปิดออกโดยหัวลูกสูบและตามด้วยช่องถ่ายไอดี ทำให้ไอเสียไหลออกจากห้องสูบ และในขณะเดียวกันไอดีที่ดันจากห้องเพลลาข้อเหวี่ยง จะช่วยดันให้ไอเสียถ่ายเทออกจนหมด
- (2) กระบวนการในห้องเพลลาข้อเหวี่ยง ภายหลังจากที่ลูกสูบเคลื่อนที่ลง จนกระทั่งลูกสูบปิดช่องไอดี ทำให้ไอดีในห้องเพลลาข้อเหวี่ยงถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นประมาณ 0.5 – 0.6

บาร์จากความดันบรรยากาศเป็นการเริ่มต้นการอัดหรือเตรียมอัด(Pre-compression) ให้ไอดีมีความดันเพื่อบรรจุสูบและขับไล่ไอเสียในเวลาเดียวกัน



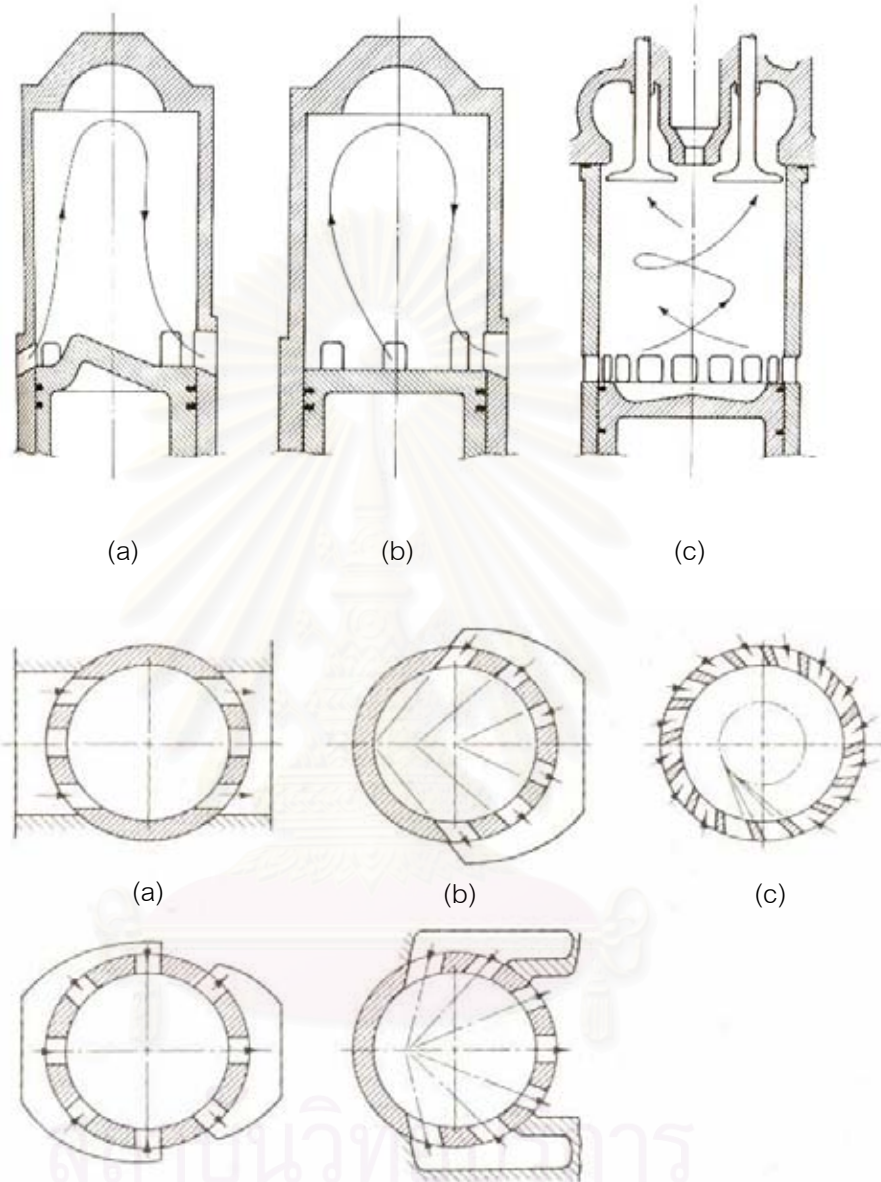
รูปที่ 3-2 แสดงช่วงชักที่สองของเครื่องยนต์สองจังหวะ[13]

3.2 รูปแบบของการไล่อะไอเสีย

รูปแบบการไล่อะไอเสียจำแนกตามลักษณะการไหลของไอดีที่เข้าไปไล่อะไอเสียดังแสดงไว้ในรูปที่ 3-3 สามารถแบ่งได้เป็น

- (1) แบบเข้าและออกด้านตรงข้ามกัน (Cross scavenged) โดยไอดีและไอเสียอยู่ตรงข้ามกันของปลายหนึ่งของกระบอกสูบ ดังแสดงในรูปที่ 3-3 (a)
- (2) แบบเข้าและออกด้านเดียวกัน (Loop scavenged) โดยไอดีจะไล่อะไอเสียออกเป็นวงหรือออกทางเดียวกันซึ่งไอดีและไอเสียจะอยู่ด้านเดียวกันที่ปลายหนึ่งของกระบอกสูบ ดังแสดงในรูปที่ 3-3 (b)
- (3) แบบเข้าและออกทางเดียว (Uniflow scavenged) เป็นการไหลของไอดีเข้าไปไล่อะไอเสียในทางเดียวโดยช่องไอดีและไอเสียหรือวาล์วไอเสียจะอยู่ด้านเดียวกันที่ปลายด้านหนึ่งของกระบอกสูบที่ ดังแสดงในรูป 3-3 (c)

โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นชนิดที่แบบเข้าและออกด้านตรงข้ามกัน (Cross scavenged)



รูปที่ 3-3 แสดงหน้าตัดของลักษณะรูปแบบการไหลไอเสียของเครื่องยนต์ SI สองจังหวะ[1]

3.3 พารามิเตอร์ของกระบวนการขับไล่ไอเสียในเครื่องยนต์สองจังหวะ

พารามิเตอร์ที่ใช้อธิบายกระบวนการขับไล่ไอเสียของเครื่องยนต์สองจังหวะได้แก่

- (1) อัตราการส่งเข้า (Delivery ratio, Λ) เป็นพารามิเตอร์ที่ใช้เปรียบเทียบมวลของอากาศหรือสารผสม ที่ใช้จริงกับที่ต้องการสำหรับกระบวนการบรรจุไอดีในอูดมคติ (reference mass) โดยมวลอ้างอิงถูกกำหนดให้เป็น Displacement volume คูณด้วยความหนาแน่นอากาศหรือ mixture ที่สภาวะบรรยากาศ (Ambient condition) แต่ในบางครั้งอาจใช้มวลที่เก็บกักไว้ในกระบอกสูบ (Trapped cylinder mass) ดังสมการ (3-1)

$$\Lambda = \frac{\text{mass of delivered air (or mixture) per cycle}}{\text{reference mass}} \quad (3-1)$$

- (2) ประสิทธิภาพการกักเก็บ (Trapping efficiency, η_{tr}) เป็นพารามิเตอร์ที่แสดงถึงส่วนของอากาศหรือ mixture ที่ถูกส่งเข้าไปในกระบอกสูบและถูกเก็บไว้ในกระบอกสูบ ดังสมการ (3-2)

$$\eta_{tr} = \frac{\text{mass of delivered air (or mixture) retrained}}{\text{mass of delivered air (or mixture)}} \quad (3-2)$$

- (3) ประสิทธิภาพการไล่ไอเสีย (Scavenging efficiency, η_{sc}) เป็นพารามิเตอร์แสดงด้วยการที่ไอดีไปแทนที่ Burned gases ในกระบอกสูบ ดังสมการ (3-3)

$$\eta_{sc} = \frac{\text{mass of delivered air (or mixture) retrained}}{\text{mass of trapped cylinder charge}} \quad (3-3)$$

- (4) ความบริสุทธิ์ของสารในกระบอกสูบ (Purity) เป็นพารามิเตอร์ที่แสดงถึงระดับของการเจือจางของส่วนผสมที่ยังไม่เผาไหม้ในกระบอกสูบด้วย Burned gases ดังสมการ (3-4)

$$\text{Purity} = \frac{\text{mass of air in trapped cylinder charge}}{\text{mass of trapped cylinder charge}} \quad (3-4)$$

- (5) ประสิทธิภาพการบรรจุ (Charging efficiency, η_{ch}) เป็นพารามิเตอร์ที่แสดงว่า ปริมาตรของกระบอกสูบได้ถูกบรรจุด้วยอากาศหรือ mixture ได้มากน้อยเพียงใด ดังสมการ(3-5)

$$\eta_{ch} = \frac{\text{mass of delivered air (or mixture)retrained}}{\text{displaced volume} \times \text{ambient density}} \quad (3-5)$$

จากสมการความสัมพันธ์ข้างต้นจะได้ว่าประสิทธิภาพการบรรจุ ประสิทธิภาพการเก็บกัก และอัตราส่วนการส่งเข้ามีความสัมพันธ์กันดังสมการที่ (3-6)

$$\eta_{ch} = \Lambda \eta_r \quad (3-6)$$

และเมื่อพิจารณามวลอ้างอิงในการหาอัตราส่วนการส่งเข้าเป็นมวลที่ถูกเก็บกักในกระบอกสูบ จะได้ว่า

$$\eta_{sc} = \Lambda \eta_r \quad (3-7)$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 4

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

4.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

ในงานวิจัย ได้จัดแบ่งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองออกเป็น 6 ส่วนคือ

- 4.1.1 อุปกรณ์ที่ใช้วัดการเปลี่ยนแปลงของน้ำมัน
- 4.1.2 อุปกรณ์การวัดอัตราการไหลอากาศ
- 4.1.3 อุปกรณ์ที่ใช้วัดแรงบิด (Torque) จากเครื่องยนต์
- 4.1.4 อุปกรณ์ที่ใช้ในการ metering เชื้อเพลิง
- 4.1.5 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ
- 4.1.6 น้ำมันที่ใช้ทดสอบ

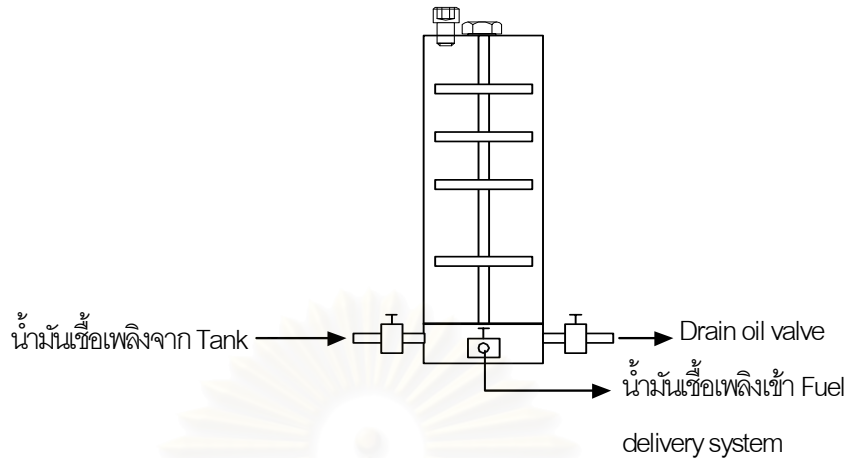
4.1.1 อุปกรณ์ที่ใช้วัดการเปลี่ยนแปลงของน้ำมัน

แบ่งส่วนการวัดการเปลี่ยนแปลงน้ำมันออกเป็นสองส่วนคือ

- 4.1.1.1 น้ำมันเชื้อเพลิง
- 4.1.1.2 น้ำมันหล่อลื่น

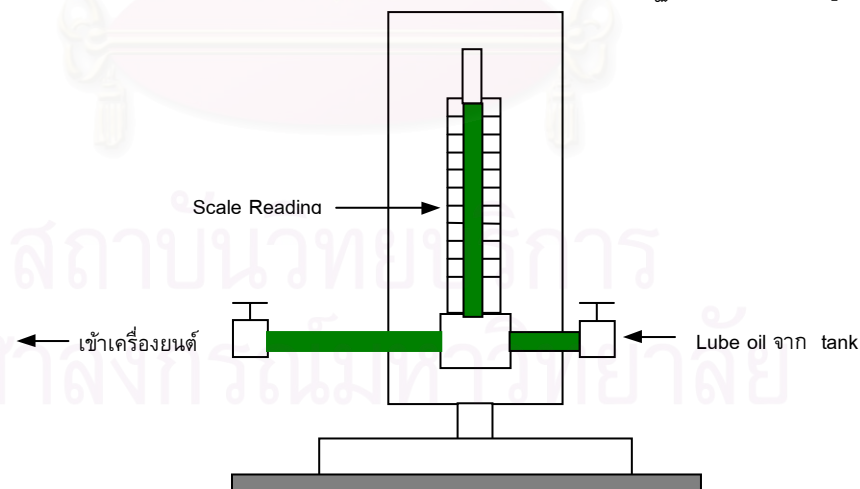
4.1.1.1 อุปกรณ์ที่ใช้วัดการเปลี่ยนแปลงน้ำมันเชื้อเพลิง ยี่ห้อ Wargrave Berks ของ Print partners ltd. ประกอบด้วย หลอดแก้ว และสเกลวัดแบ่งเป็น 3 ช่วงการวัด คือ ที่ 1/8 , 1/16 และ 1/32 Pints¹ (liquid) โดยมีทางเข้าหลอดแก้วหนึ่งทาง แต่ออกจะมีสองทาง โดยทางที่หนึ่งเข้าเครื่องยนต์และอีกทางไว้สำหรับกรณีที่ ต้องการถ่ายน้ำมัน เหนือหลอดแก้วจะมีวาล์วสำหรับเปิดปิดอากาศที่เข้าหลอดแก้วขณะวัดการเปลี่ยนแปลงน้ำมันเชื้อเพลิงดังแสดงในรูปที่ 4-1

¹ 1 Pints ในสารที่มีสถานะเป็นของเหลว จะมีค่าเท่ากับ 473.2 ลูกบาศก์เซนติเมตร



รูปที่ 4-1 แสดงหลอดแก้วที่ใช้วัดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

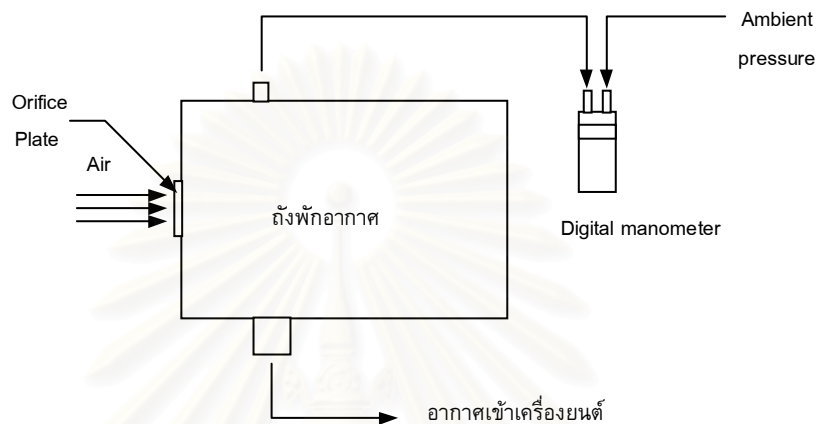
4.1.1.2 อุปกรณ์ที่ใช้วัดการสิ้นเปลืองน้ำมันหล่อลื่น ใช้หลักการในการวัดเช่นเดียวกับอุปกรณ์วัดการสิ้นเปลืองของน้ำมันเชื้อเพลิง แต่เนื่องจากการสิ้นเปลืองน้ำมันหล่อลื่นจะม่น้อยมากเมื่อเทียบกับการสิ้นเปลืองของน้ำมันเชื้อเพลิง ฉะนั้นจึงได้จัดทำเครื่องมือวัดการสิ้นเปลืองน้ำมันหล่อลื่นขึ้นมาใหม่ โดยใช้ท่อสายยางขนาดเล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 mm แทนหลอดแก้ว โดยใช้หลอดแก้วประคองให้ท่อสายยางอยู่ในแนวตั้ง และใช้สเกลไม้บรรทัดเพื่อใช้แทนช่วงปริมาตร โดยได้ทำการ calibration scale เทียบกับหลอดตวงปริมาตรมาตรฐาน ดังแสดงในรูปที่ 4-2



รูปที่ 4-2 แสดงหลอดแก้วที่ใช้วัดการสิ้นเปลืองน้ำมันหล่อลื่น

4.1.2 อุปกรณ์การวัดอัตราการไหลอากาศ

การวัดปริมาณอากาศที่เครื่องยนต์นำไปใช้ในการเผาไหม้ ในการทดลองนี้ได้ใช้ Orifice plate เส้นผ่านศูนย์กลาง 0.81 นิ้ว ติดตั้งบนถังพักอากาศ จากการใช้สมการของ Stolz² โดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การไหลเท่ากับ 0.598089 หรือประมาณ 0.6 ดังแสดงในรูปที่ 4-3



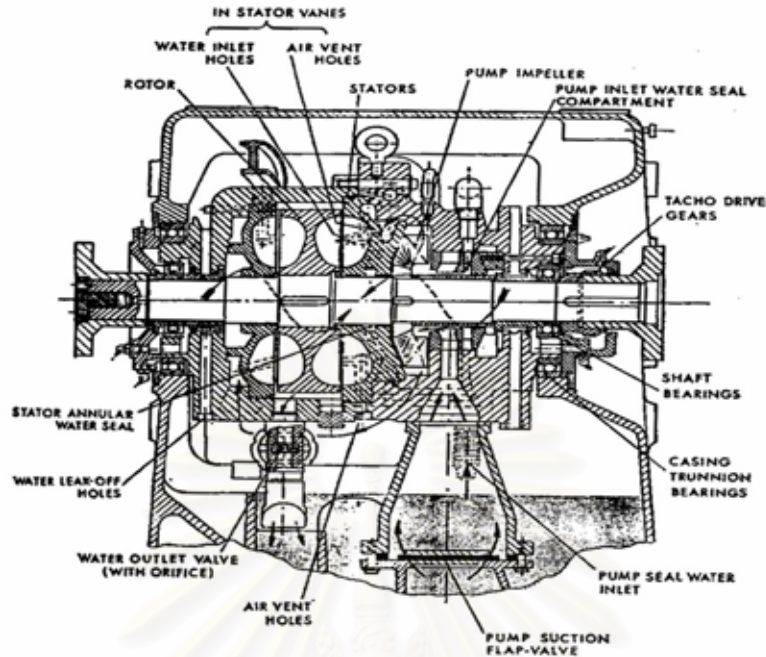
รูปที่ 4-3 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการไหลอากาศ

ขั้นตอนในการคำนวณค่า Mass air flow ได้แสดงขั้นตอนในภาคผนวก ก

4.1.3 อุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque) จากเครื่องยนต์

ใช้ Froude Hydraulic Dynamometer Size DPX 2 ซึ่งเป็น Dynamometer ชนิด Absorption dynamometer แบบ Fluid friction dynamometer ของ Redman Heenan Froude Limited. Worcesster England โดยมีระยะแขนสมดุล dynamometer = 0.3525 เมตร ภาพตัดขวาง (Section) ของชุด Dynamometer แสดงไว้ในรูปที่ 4-4

² British Standard, BS 1042, 1992 (ISO 5167-1, 1991), Section 1.1, PP22



รูปที่ 4-4 แสดงภาพตัดขวางของ Froude Hydraulic Dynamometer: Type G.[5]

4.1.4 อุปกรณ์ที่ใช้ในการ metering เชื้อเพลิง

ในการทดลองครั้งนี้มีอุปกรณ์หลักที่ใช้ในการ metering เชื้อเพลิง ดังนี้

4.1.4.1 Carburetor เป็น OEM Carburetor ที่ติดตั้งกับเครื่อง Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc ใช้ Butterfly valve ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง = 3 cm. ช่วยในการควบคุมปริมาณอากาศ โดยเชื้อเพลิงจะถูกดูดผ่านนมหนูจ่ายเชื้อเพลิงด้วยสูญญากาศที่เกิดจากการไหลของอากาศผ่านคอคออด

4.1.4.2 Injector ที่ใช้ทดสอบ ยี่ห้อ Nippon Denso รุ่น A46-00 โดยได้นำมาแทนที่ OEM Carburetor เพื่อเพิ่มพิสัยในการลดเชื้อเพลิงดังแสดงในรูปที่ 4-5 โดยมีค่าความดันในการฉีดประมาณ 2.5 – 3 บาร์ และควบคุมปริมาณอากาศด้วย Butterfly valve ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง = 5 cm. ประกอบเข้าเป็นชุดหัวฉีดดังแสดงในรูปที่ 4-5 การจ่ายเชื้อเพลิงควบคุมด้วยวงจรควบคุมที่พัฒนาขึ้นโดยห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายใน

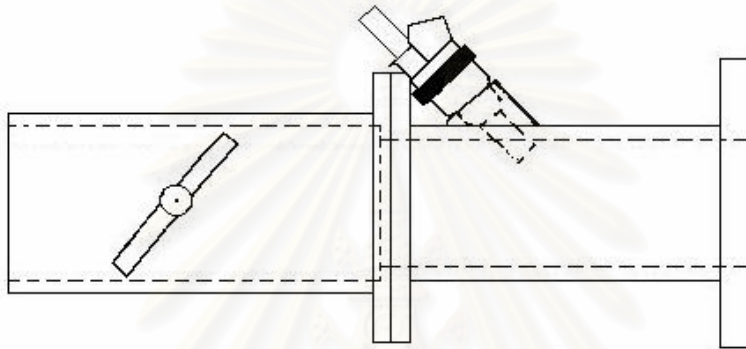
4.1.5 วงจรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง

วงจรที่ใช้ควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงเป็น Microprocessor ตระกูล 8051 หรือ MCS51 ของ Intel ร่วมกับวงจรอิเล็กทรอนิกส์ ทำหน้าที่เป็น Pulse width Modulation control (0.1Beta) Interface ร่วมกับเครื่องคอมพิวเตอร์โดยผ่าน Serial port ด้วย RS232 และใช้โปรแกรม Visual

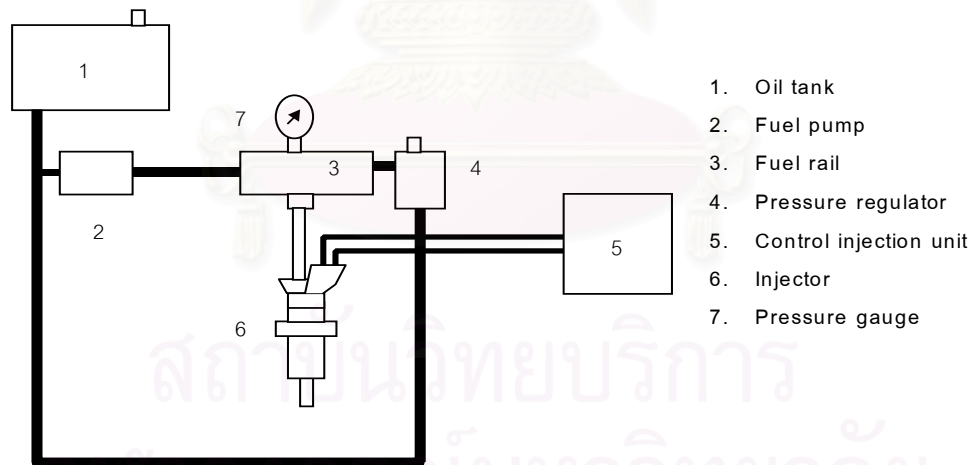
Basic ในการแสดงหน้าตาต่างของการควบคุมการทำงานของหัวฉีด เวลาของการเปิดปิดของหัวฉีด ได้แสดงหลักการคำนวณในภาคผนวก ข

กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับอุปกรณ์มีรายละเอียดดังนี้

- 1.) Injector pump แรงดันไฟฟ้า 12 โวลต์ 2.5 แอมป์
- 2.) วงจรในส่วนของภาค Digital แรงดันไฟฟ้า 12 โวลต์ 2 แอมป์
- 3.) วงจรในส่วนของภาค Injector แรงดันไฟฟ้า 9 โวลต์ 2.5 แอมป์



รูปที่ 4-5 แสดงการติดตั้ง Injector ในระบบจ่ายเชื้อเพลิง



รูปที่ 4-6 แสดงชุดควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงของหัวฉีด

4.1.6 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

เครื่องยนต์ = Daihatsu รุ่น ZM-9XK

ชนิดเครื่องยนต์ = สองจังหวะ

จำนวนกระบอกสูบ = 2 สูบ
 ปริมาตรกระบอกสูบ = 356 cc
 Bore = 61.5 mm
 Stroke = 60 mm
 Clearance Volume = 45 cc
 Compression ratio = 8 : 1
 ชนิดของจ่ายเชื้อเพลิง : คาร์บูเรเตอร์
 ระบบจุดระเบิด : Ignition coil & Mechanical distributor
 ในการทดสอบปรับเกียร์ไว้ที่เกียร์ 4 อัตราทดเกียร์เป็น 1 ต่อ 1

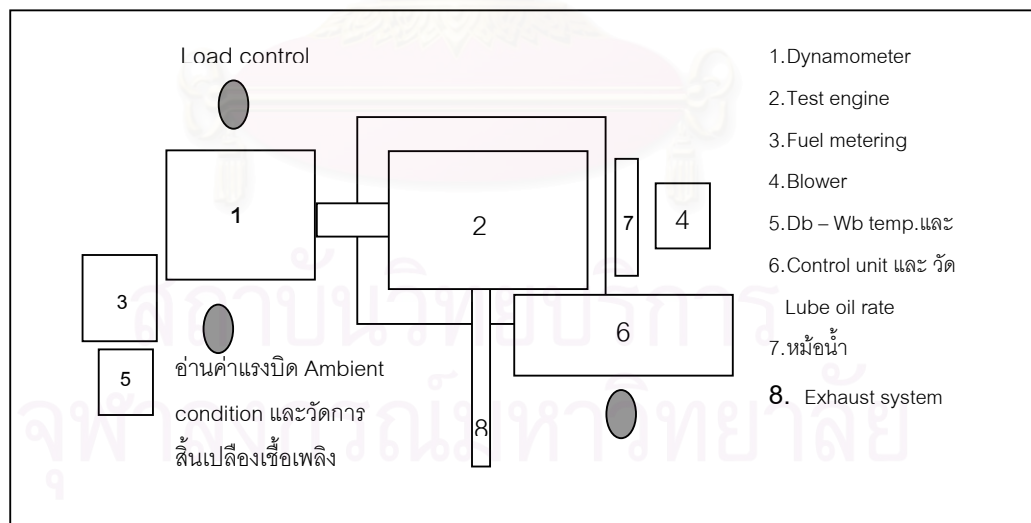
4.1.7 น้ำมันที่ใช้ทดลอง

น้ำมันที่ใช้ในการทดลองแบ่งเป็น 2 ส่วนคือ

4.1.7.1 น้ำมันเชื้อเพลิง ใช้ น้ำมันเบนซินมาตรฐานของ ปตท. ค่าออกเทน 91

4.1.7.2 น้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์สองจังหวะ ใช้ PTT HI-SPEED (2T) ของ ปตท. มาตรฐานระดับ JASO FC API TC

4.2 วิธีการทดสอบ

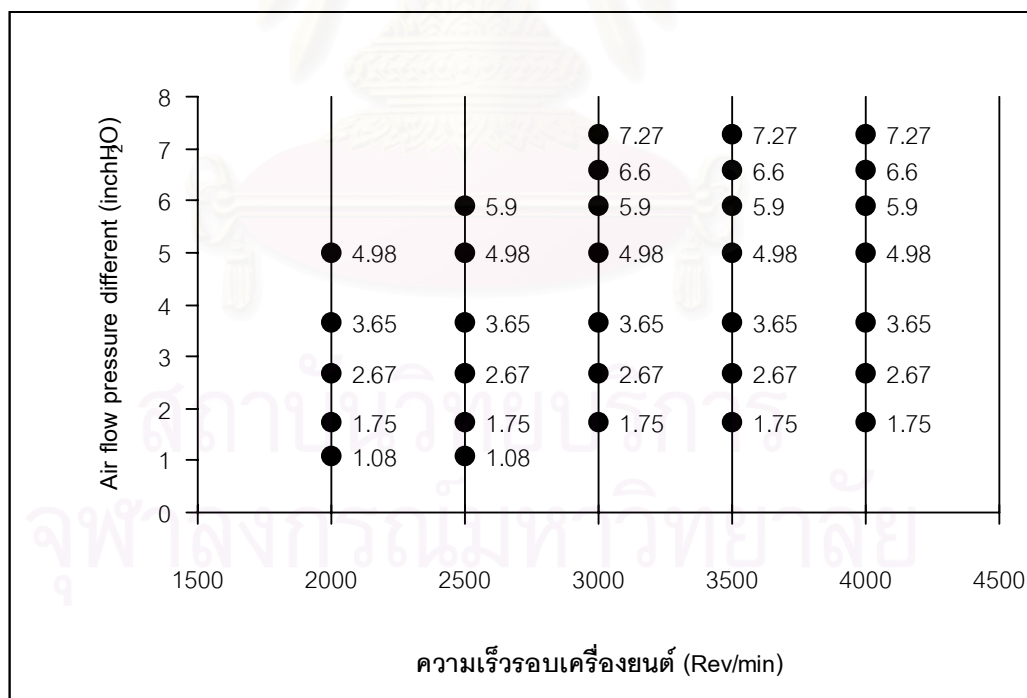


รูปที่ 4-7 แสดงแผนผังของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

การศึกษานี้จะเริ่มจากการทดสอบสมรรถนะเบื้องต้นของ OEM engine แล้วจึงดำเนินการทดสอบเพื่อวิเคราะห์ขีดจำกัดของการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางของเครื่องยนต์ Daihatsu สองสูบ สองจังหวะ ปริมาตรกระบอกสูบ 356 cc รุ่น ZM-9XK โดยการทดสอบกระทำทุกจุดของเมตริก ระหว่างค่าความแตกต่างความดันในการวัดค่าการไหลของมวลอากาศที่เข้าเครื่องยนต์และความเร็วรอบเครื่องยนต์ดังแสดงในรูปที่ 4-8

4.2.1 การทดสอบเบื้องต้น

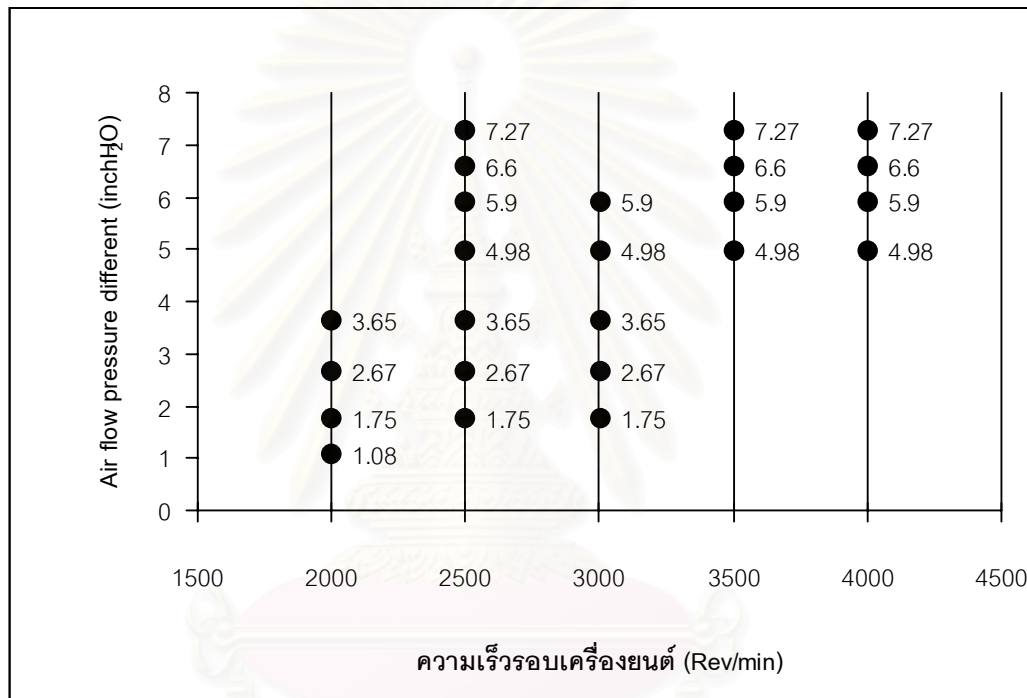
จะเป็นการทดสอบโดยใช้ระบบการจ่ายน้ำมันด้วย OEM Carburetor ซึ่งเป็นระบบเดิมของเครื่องยนต์ ตามเมตริกทดสอบในรูปที่ 4-8 โดยทำการ Fix Lube oil ตามที่ปรับตั้งมากับเครื่องยนต์ OEM เมื่อปรับองศาการจุดระเบิดไปที่ตำแหน่ง Spark advance timing 24.5 องศาตามเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC ในการทดสอบค่าสมรรถนะที่ทำการบันทึกคือ แรงบิด, ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิง พร้อมกับค่าตัวแปรการทำงาน (Operating variable) ที่เกี่ยวข้อง อาทิ อุณหภูมิบรรยากาศทั้งกระเปาะแห้งและเปียก ความดันบรรยากาศ ความดันตกคร่อมของการไหลอากาศที่ผ่าน Orifice plate ตลอดจนอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น เมื่อสถานะของเครื่องยนต์มีเสถียรภาพแล้วจึงเกตปริมาณควันจากไอเสีย



รูปที่ 4-8 แสดง Matrix การทดสอบเครื่องยนต์ OEM สองจังหวะ

4.2.2 การทดสอบหาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง

ทำการทดลองเช่นเดียวกับข้างต้น แต่จะเปลี่ยนระบบการจ่ายเชื้อเพลิงใหม่ จาก OEM carburetor มาเป็นระบบหัวฉีด (Injection system) ซึ่งควบคุมการทำงานผ่านวงจรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง โดยการทดสอบจะแปรค่าส่วนผสมประมาณ 4 - 5 ค่าโดยสิ้นสุดค่าสุดท้ายซึ่งเป็นจุดที่เครื่องยนต์ยังสามารถรักษาความมีเสถียรภาพอยู่ได้ โดยจุดทดสอบแสดงดังรูปที่ 4-9



รูปที่ 4-9 แสดง Matrix การทดสอบเครื่องยนต์เมื่อประกอบชุดหัวฉีด ของการหาขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง (Lean burn limit) ของเครื่องยนต์สองจังหวะ

จากเมตริกทดสอบรูปที่ 4-8 และรูปที่ 4-9 ได้ทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบสูงสุด 4000 Rev/min ทั้งนี้เนื่องจากขีดจำกัดของเครื่องยนต์และ Dynamometer ที่ใช้ในการทดสอบหนึ่งเมื่อประเมินการใช้เครื่องยนต์ขับเคลื่อนรถยนต์พบว่าช่วงที่ทำการทดสอบนั้นอยู่ในช่วงความเร็วที่ใช้งานจริง จึงถือช่วงความเร็วในเมตริกดังกล่าวครอบคลุมจุดที่ควรพิจารณาแล้ว

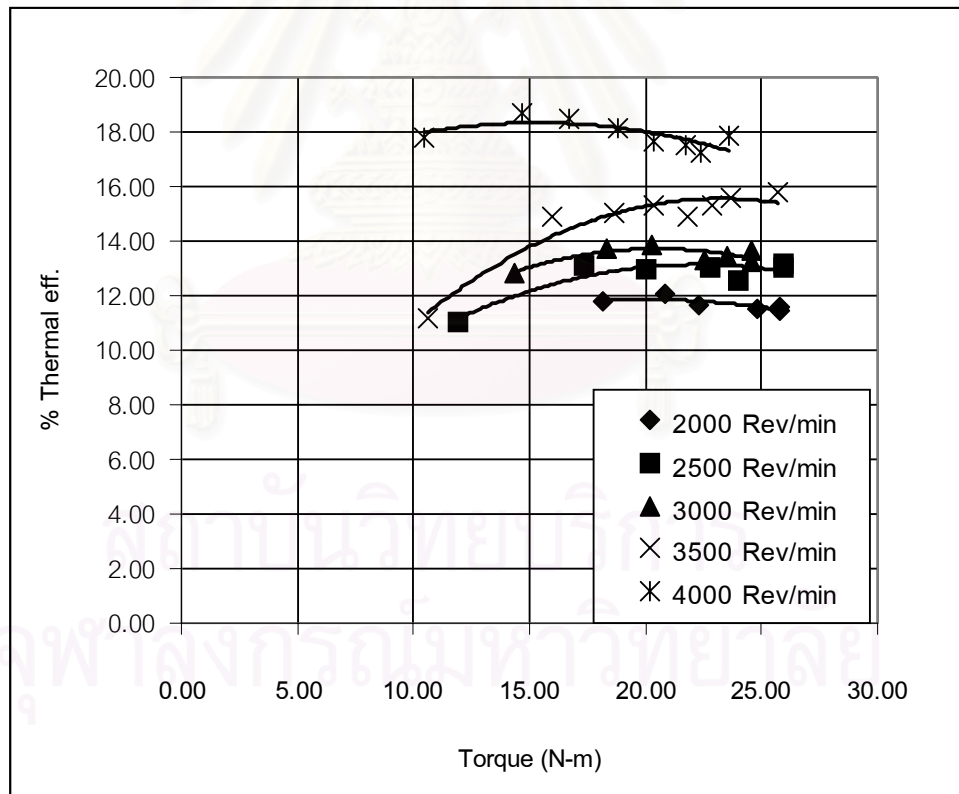
บทที่ 5

ผลการทดสอบเบื้องต้น

ผลการทดสอบเบื้องต้น

5.1 ค่าทางสมรรถนะของเครื่องยนต์ OEM

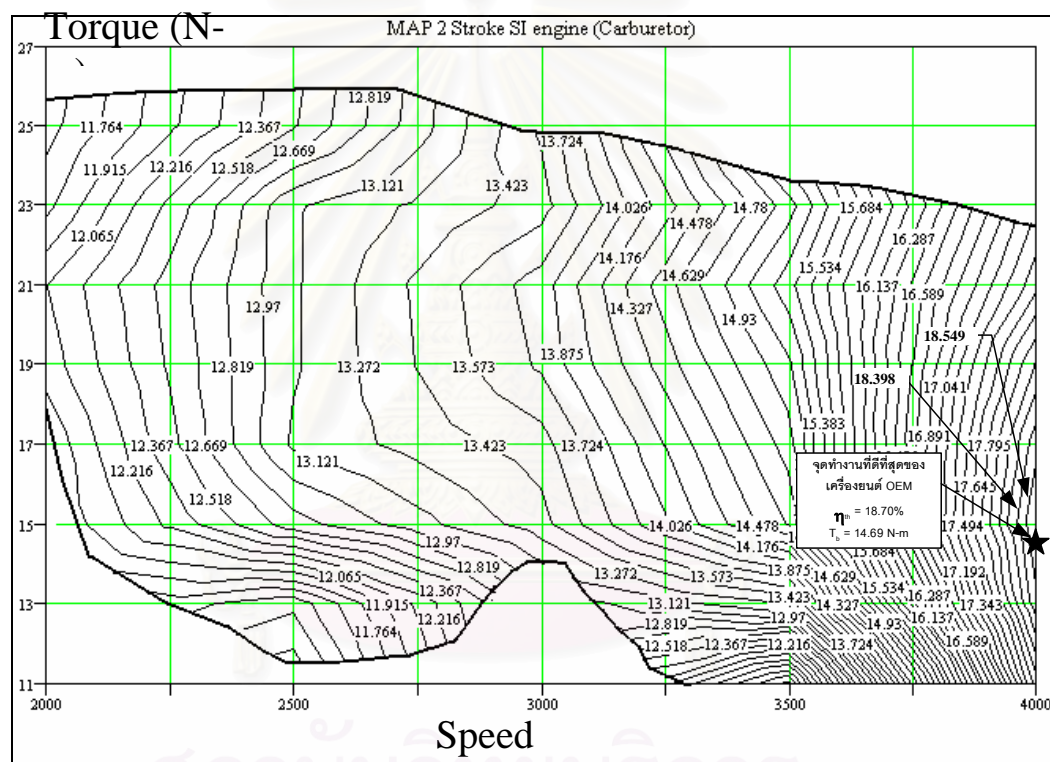
ผลการทดสอบเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc ณ จุดทำงานตามเมตริกทดสอบในรูปแบบที่ 4-8 พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดมีค่าประมาณ 19% ณ จุดทำงานที่แรงบิด 15 N-m ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4000 Rev/min และพบแรงบิดสูงสุด 26 N-m ณ ความเร็วรอบ 2500 Rev/min ซึ่งในการทดสอบ MBT spark advance ที่ 24.5 องศาเฟลาข้อเหวี่ยงก่อนถึง TDC ดังแสดงในรูปแบบที่ 5-1



รูปที่ 5-1 แสดงความสัมพันธ์ของเปอร์เซ็นต์ประสิทธิภาพเชิงความร้อนกับแรงบิดที่แก้ไขตามมาตรฐาน AS2789.1-1985 ของเครื่องยนต์ OEM Daihatsu ZM-9XK 356 cc MBT 24.5 °CA btcd

ผลจากทดสอบตาม Matrix ทดสอบในรูป 4-8 สามารถนำผลที่ได้มาแสดงในรูปของแผนภูมิสมรรถนะตามขั้นตอนในเอกสารอ้างอิง [14] ดังแสดงในรูปที่ 5-2 ซึ่งเป็นแผนภูมิแสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ณ จุดสมรรถนะต่างๆของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ เป็นแผนภูมิหลายมิติบางครั้งเรียกว่า Contour map บนแกนของแรงบิดและความเร็วรอบเครื่องยนต์

จากแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ OEM พบว่าจุดทำงานที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์นี้ในเชิงประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด เกิดเมื่อแรงบิด 14.67 N-m ที่ความเร็วรอบ 4000 Rev/min ซึ่งได้ค่าสูงสุด 18.70% โดยแสดงสัญลักษณ์รูปดาวในแผนภูมิสมรรถนะเครื่องยนต์



รูปที่ 5-2 แสดง Engine efficiency MAP ของเครื่องยนต์ OEM (Daihatsu ZM-9XK) โดยแสดงค่า %Thermal efficiency ในฟังก์ชันของแรงบิดและความเร็วรอบเครื่องยนต์ ทดสอบกับน้ำมันเบนซินออกเทน 91

5.1.1 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency, η_{th})

ผลการทดสอบเบื้องต้นตามเมตริกทดสอบรูปที่ 4-8 พบว่าประสิทธิภาพสูงสุดมีค่าประมาณ 19 % ที่แรงบิด 15 N-m ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4000 Rev/min ซึ่งค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ตามเมตริกทดสอบดังกล่าวได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-1

ตารางที่ 5-1 แสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อนร้อยละของเครื่องยนต์ OEM ซึ่งทดสอบตามจุด

Matrix ทดสอบรูปที่ 4-8 ซึ่งเครื่องยนต์ยังมีเสถียรภาพ โดยพิจารณา

ปริมาณ Air flow rate (g/sec)ค่าต่างๆกัน

Speed (rev/min) \ m_{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	11.78	11.02	-	-	-
6.38	12.06	13.12	12.83	11.15	17.80
7.88	11.66	12.94	13.70	14.87	18.70
9.22	11.51	13.06	13.85	15.04	18.48
10.76	11.48	12.54	13.32	15.31	18.12
11.72	-	13.04	13.47	14.90	17.63
12.39	-	-	13.64	15.29	17.52
13.00	-	-	-	15.58	17.23
η (WOT)	11.59	13.17	13.27	15.81	17.89
m_{air} (g/sec) (WOT)	10.79	11.81	13.00	13.98	13.81

5.1.2 ค่าแรงบิดเครื่องยนต์ (Brake torque, T_b)

จากผลการทดสอบเบื้องต้น พบว่าแรงบิดเครื่องยนต์ OEM สูงสุด 26 N-m ณ ความเร็วรอบ 2500 Rev/min ซึ่งค่าแรงบิดที่แก้ไข (Corrected torque) ตามเมตริกทดสอบรูปที่ 4-8 ได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-2

ตารางที่ 5-2 แสดง แรงบิดแก้ไข(Corrected Torque, N-m) ของเครื่องยนต์ OEM ซึ่งทดสอบตามจุด Matrix ทดสอบรูปที่ 4-8 โดยพิจารณาปริมาณ Air flow rate (g/sec)ค่าต่างๆ กัน

Speed (rev/min) m _{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	18.16	11.88	-	-	-
6.38	20.83	17.34	14.35	10.62	10.42
7.88	22.30	20.00	18.31	16.00	14.69
9.22	24.80	22.77	20.30	18.68	16.69
10.76	25.75	23.99	22.50	20.36	18.84
11.72	-	25.92	23.54	21.84	20.35
12.39	-	-	24.54	22.85	21.75
13.00	-	-	-	23.64	22.35
Tb (WOT)	25.75	25.94	24.58	25.74	23.56
m _{air} (g/sec) (WOT)	10.79	11.81	13.00	13.98	13.81

5.1.3 ค่าการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (Bake specific fuel consumption, Bsfc)

ค่าการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เป็นค่าที่เป็นส่วนกลับกับประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่านี้นำมาพิจารณาในเชิงการประหยัดเชื้อเพลิง จึงได้แสดงค่าเพื่อเปรียบเทียบผลในหัวข้อถัดไป ซึ่งจากผลการทดสอบเบื้องต้น พบว่าค่าการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของเครื่องยนต์ OEM ต่ำสุดคือ 442.82 g/kW-hr ซึ่งเป็นจุดเดียวกับที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด โดยค่าการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะตลอดช่วงการทดสอบอยู่ระหว่าง 442.82 – 742.51 g/kW-hr ซึ่งค่าผลทดสอบตามเมตริกทดสอบรูปที่ 4-8 ได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-3

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-3 แสดง Bsf (g/kW-hr) ของเครื่องยนต์ OEM ซึ่งทดสอบตามจุด Matrix ทดสอบรูปที่ 4-8 ซึ่งเครื่องยนต์ยังมีเสถียรภาพ โดยพิจารณาปริมาณ Air flow rate (g/sec) ค่าต่างๆกัน

Speed (rev/min) \ m _{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	694.43	742.51	-	-	-
6.38	678.65	623.39	637.90	733.60	459.71
7.88	701.63	632.07	597.27	550.31	437.51
9.22	710.68	626.48	590.64	543.91	442.82
10.76	712.98	652.39	614.04	534.41	451.55
11.72	-	627.66	607.37	549.08	464.13
12.39	-	-	599.95	535.05	467.02
13.00	-	-	-	525.14	474.90
SFC (WOT)	705.94	621.25	616.60	517.51	457.34
m _{air} (g/sec) (WOT)	10.79	11.81	13.00	13.98	13.81

5.2 ตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์ OEM

ตัวแปรการทำงานที่ศึกษาอันได้แก่ Equivalence ratio, MBT spark advance, รอบเครื่องยนต์ จากผลการทดสอบเบื้องต้นของเครื่องยนต์ Daihatsu ZM-9XK 356 cc ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่ 4-8 พบว่าส่วนผสมอยู่ในช่วงหนาทลอดเวลา คือที่ค่า Equivalence ratio อยู่ในช่วงระหว่าง $\phi = 1.3$ ถึง $\phi = 2.19$ โดยเฉพาะที่ Load ต่ำๆ (ปริมาณมวลอากาศต่ำ) หรือที่รอบเครื่องยนต์ต่ำ อีกทั้งที่รอบและ Load สูงใกล้ Full Load เครื่องยนต์ต้องการเชื้อเพลิงที่สูงกว่าทางทฤษฎีหรือหนาขึ้น ค่า Equivalence ratio (ϕ) ตามจุดทดสอบที่เครื่องยนต์ต้องการ แสดงไว้ในตารางที่ 5-4 ซึ่งในการทดสอบ MBT spark advance ที่ 24.5 องศาเฟลาข้อเหวี่ยงก่อนถึง TDC

ตารางที่ 5-4 แสดง Equivalence ratio ของเครื่องยนต์ OEM โดยทดสอบตาม Matrix ทดสอบ
รูปที่ 4-8 โดยพิจารณาตามปริมาณ Air flow rate (g/sec) ค่าต่างๆกัน ทดสอบ
กับน้ำมันเบนซินออกเทน 91

Speed (rev/min) m _{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	2.19	1.87	-	-	-
6.38	1.87	1.79	1.87	1.86	1.31
7.88	1.76	1.74	1.74	1.70	1.36
9.22	1.61	1.65	1.73	1.66	1.36
10.76	1.46	1.55	1.61	1.56	1.36
11.72	-	1.47	1.58	1.53	1.39
12.39	-	-	1.53	1.48	1.42
13.00	-	-	-	1.44	1.39
ϕ (WOT)	1.46	1.47	1.50	1.44	1.35
m _{air} (g/sec) (WOT)	10.79	11.81	13.00	13.98	13.81

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 6

การศึกษาการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง

ค่าทางสมรรถนะของเครื่องยนต์

6.1 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency, η_{th})

ผลการทดสอบการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางลงของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK พบว่าเมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงอากาศบางลงซึ่งในวิทยานิพนธ์นี้จะแสดงในค่าของ Equivalence ratio (ϕ) ส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) สูงขึ้นตามที่กล่าวมาในบทที่ 2 ซึ่งรูปที่ 6-1 ถึง 6-5 แสดงผลแนวโน้มของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเมื่อส่วนผสมบาง โดยสรุปในแต่ละรูปได้ดังนี้

จากรูปที่ 6-1 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 2000 Rev/min พบแนวโน้มโดยทั่วไปว่าที่ค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มมากขึ้นเมื่อส่วนผสมบางลง โดยค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่พบนั้นคือ $\eta_{th}=21.49\%$ เกิดขึ้นเมื่อ $m_{air}=6.38$ g/sec เมื่อส่วนผสมมีค่า $\phi=0.93$ ซึ่งค่าดังกล่าวนับว่าสูงกว่าค่าสูงสุดที่เครื่องยนต์ OEM ทำได้ ณ ความเร็วรอบเดียวกันถึง 78.27% อย่างไรก็ตามในบางค่า m_{air} ยังพบว่าการลดส่วนผสมให้บางเกินกว่าค่า Optimum นั้นจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดต่ำลง

จากรูปที่ 6-2 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 2500 Rev/min พบแนวโน้มโดยทั่วไปว่าที่ค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มมากขึ้นเมื่อส่วนผสมบางลง โดยค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่พบนั้นคือ $\eta_{th}=18.36\%$ เกิดขึ้นเมื่อ $m_{air}=6.38$ g/sec เมื่อส่วนผสมมีค่า $\phi=1.30$ ซึ่งค่าดังกล่าวนับว่าสูงกว่าค่าสูงสุดที่เครื่องยนต์ OEM ทำได้ ณ ความเร็วรอบเดียวกันถึง 39.91% อย่างไรก็ตามในบางค่า m_{air} ยังพบว่าการลดส่วนผสมให้บางเกินกว่าค่า Optimum นั้นจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดต่ำลง

จากรูปที่ 6-3 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 3000 Rev/min พบแนวโน้มโดยทั่วไปว่าค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มมากขึ้นเมื่อส่วนผสมบางลง โดยค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่พบนั้นคือ $\eta_{th}=15.129\%$

เกิดขึ้นเมื่อ $m_{air}=7.88$ g/sec เมื่อส่วนผสมมีค่า $\phi=1.25$ ซึ่งค่าดังกล่าวนับว่าสูงกว่าค่าสูงสุดที่เครื่องยนต์ OEM ทำได้ ณ ความเร็วรอบเดียวกันถึง 10.36% อย่างไรก็ตามในบางค่า m_{air} ยังพบว่า การลดส่วนผสมให้บางเกินกว่าค่า Optimum นั้นจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดต่ำลง

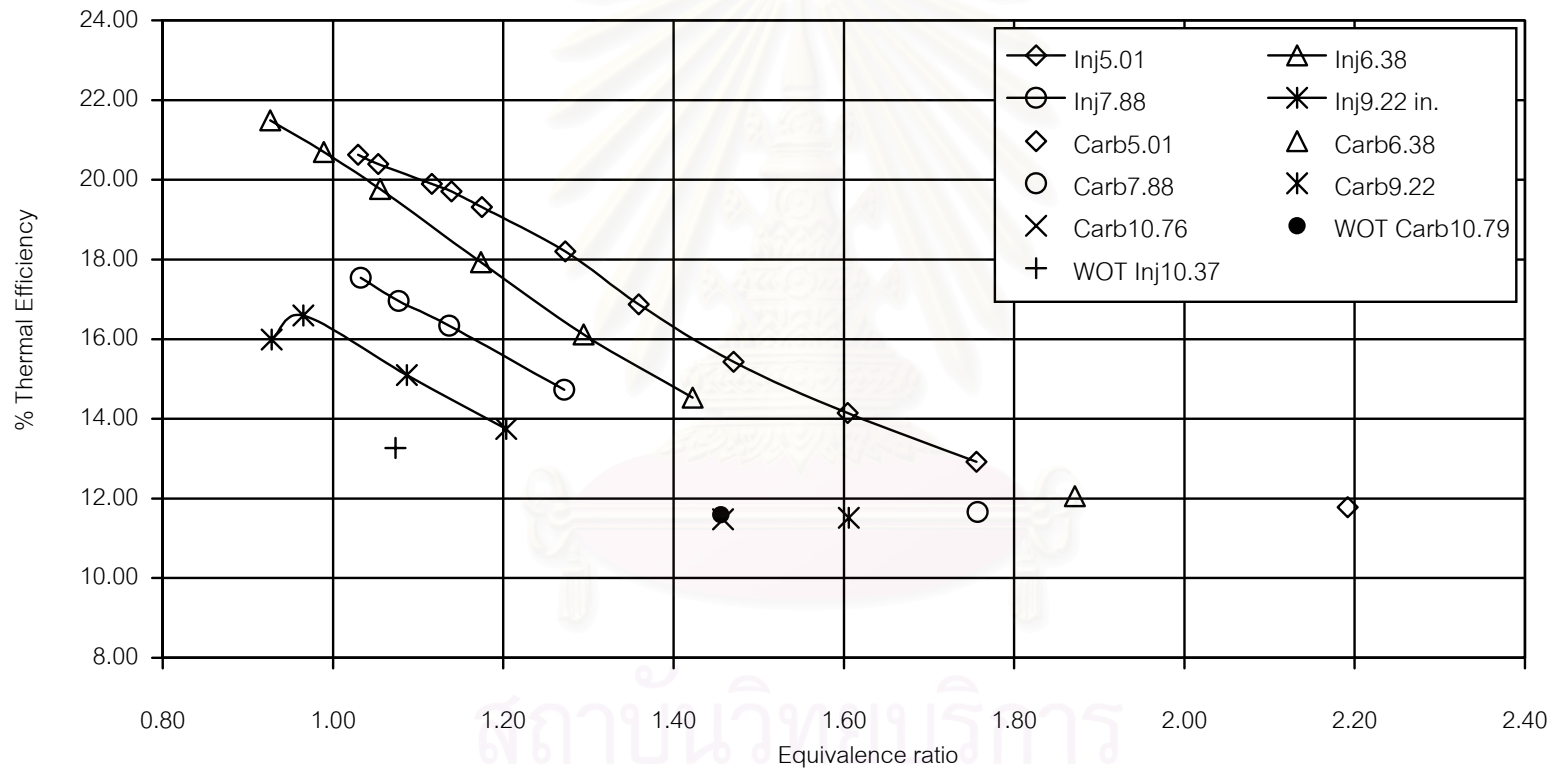
จากรูปที่ 6-4 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 3500 Rev/min พบแนวโน้มโดยทั่วไปว่าค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มมากขึ้นเมื่อส่วนผสมบางลง โดยค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่พบนั้นคือ $\eta_{th}=17.82\%$ เกิดขึ้นเมื่อ $m_{air}=12.39$ g/sec เมื่อส่วนผสมมีค่า $\phi=0.96$ ซึ่งค่าดังกล่าวนับว่าสูงกว่าค่าสูงสุดที่เครื่องยนต์ OEM ทำได้ ณ ความเร็วรอบเดียวกันถึง 16.53% อย่างไรก็ตามในบางค่า m_{air} ยังพบว่า การลดส่วนผสมให้บางเกินกว่าค่า Optimum นั้นจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดต่ำลง

จากรูปที่ 6-5 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 4000 Rev/min พบแนวโน้มโดยทั่วไปว่าค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มมากขึ้นเมื่อส่วนผสมบางลง โดยค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่พบนั้นคือ $\eta_{th}=21.68\%$ เกิดขึ้นเมื่อ $m_{air}=10.76$ g/sec เมื่อส่วนผสมมีค่า $\phi=0.99$ ซึ่งค่าดังกล่าวนับว่าสูงกว่าค่าสูงสุดที่เครื่องยนต์ OEM ทำได้ ณ ความเร็วรอบเดียวกันถึง 19.67% อย่างไรก็ตามในบางค่า m_{air} ยังพบว่า การลดส่วนผสมให้บางเกินกว่าค่า Optimum นั้นจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดต่ำลง

ร้อยละที่เพิ่มขึ้นของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเมื่อส่วนผสมบางลงเมื่อเทียบค่าประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องยนต์ OEM ที่แต่ละความเร็วรอบที่แต่ละ Air mass flow rate (m_{air}) ตามเมตริกทดสอบรูปที่ 4-9 ได้แสดงไว้ในตารางที่ 6-1 ถึง 6-5

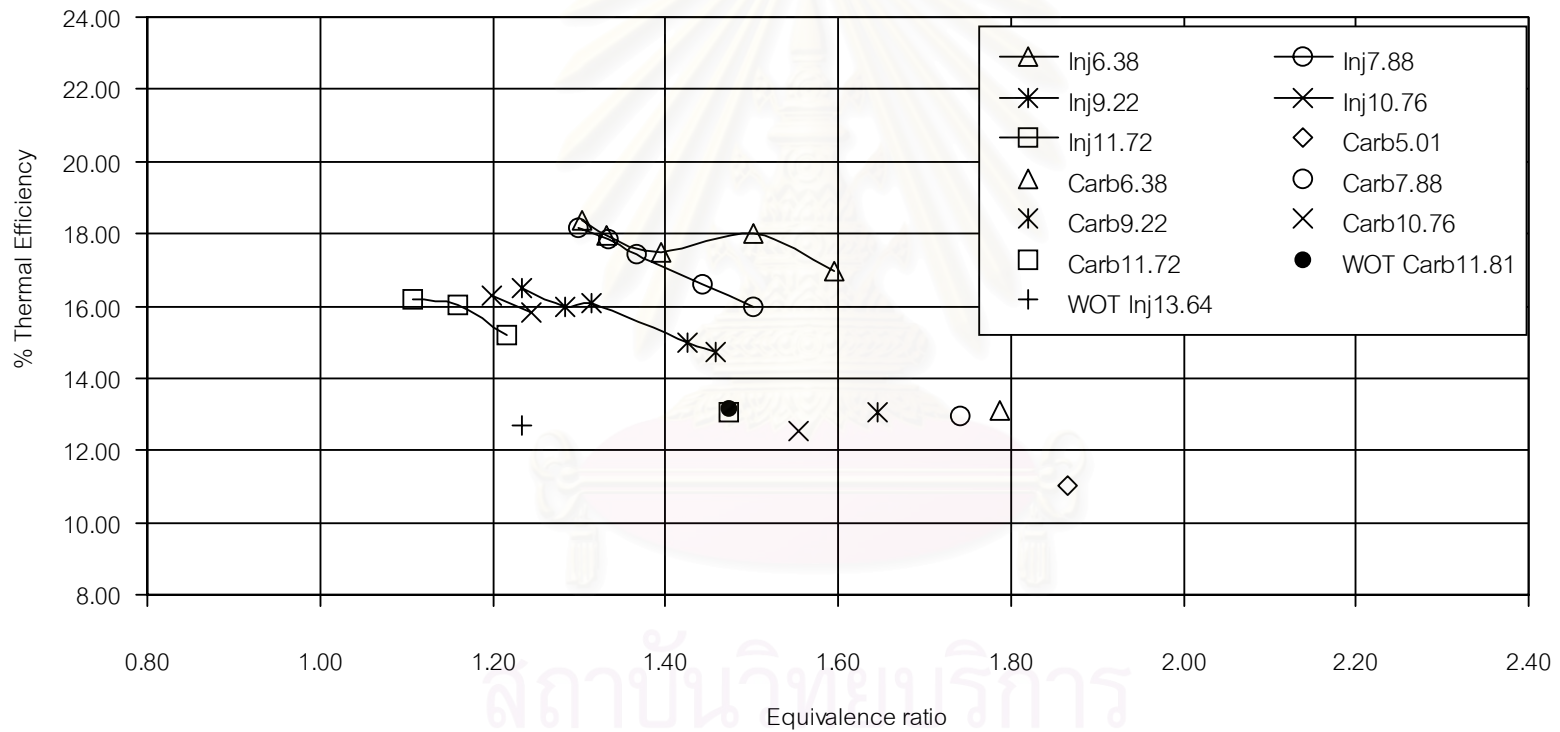
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 6-1 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2000 Rev/min



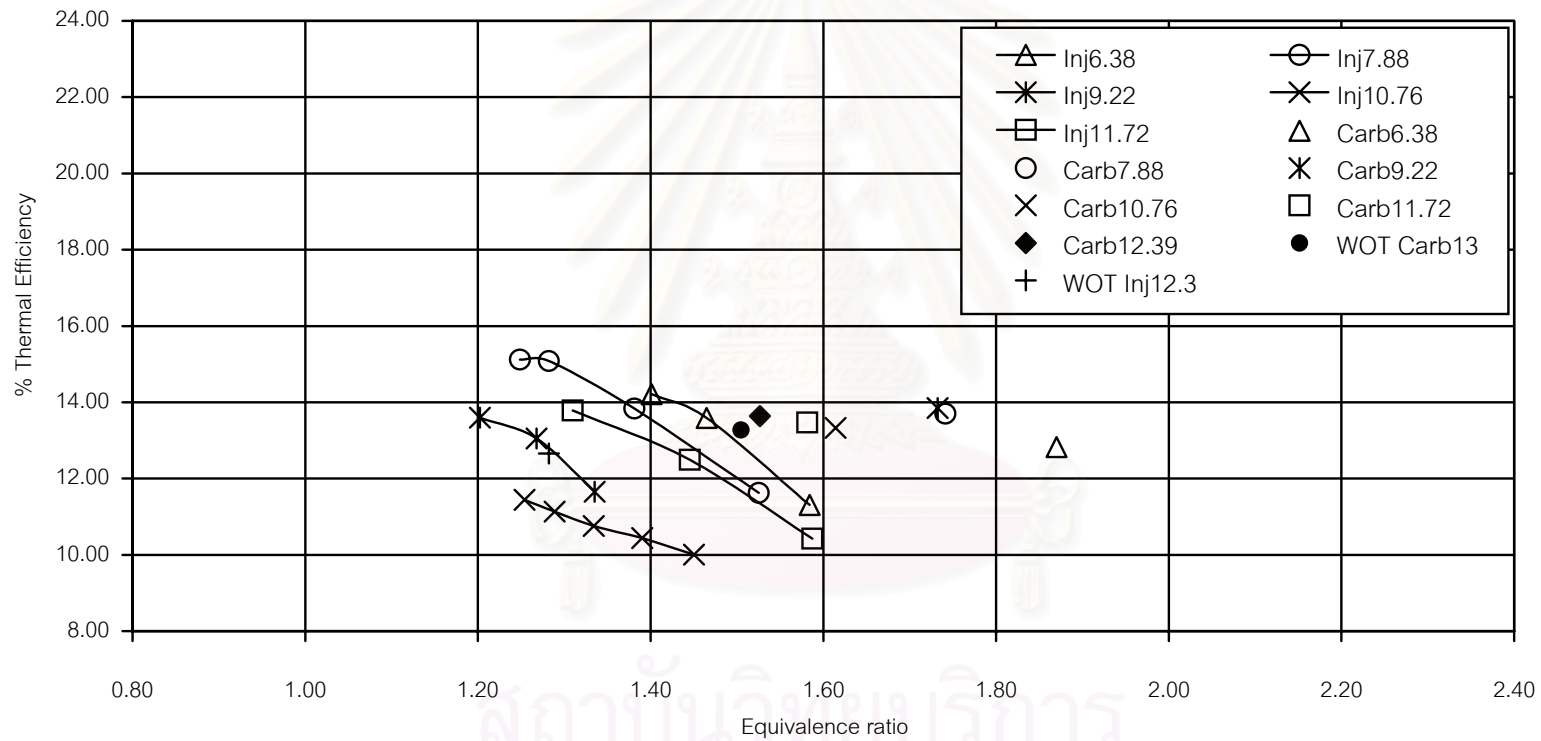
หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

รูปที่ 6-2 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2500 Rev/min



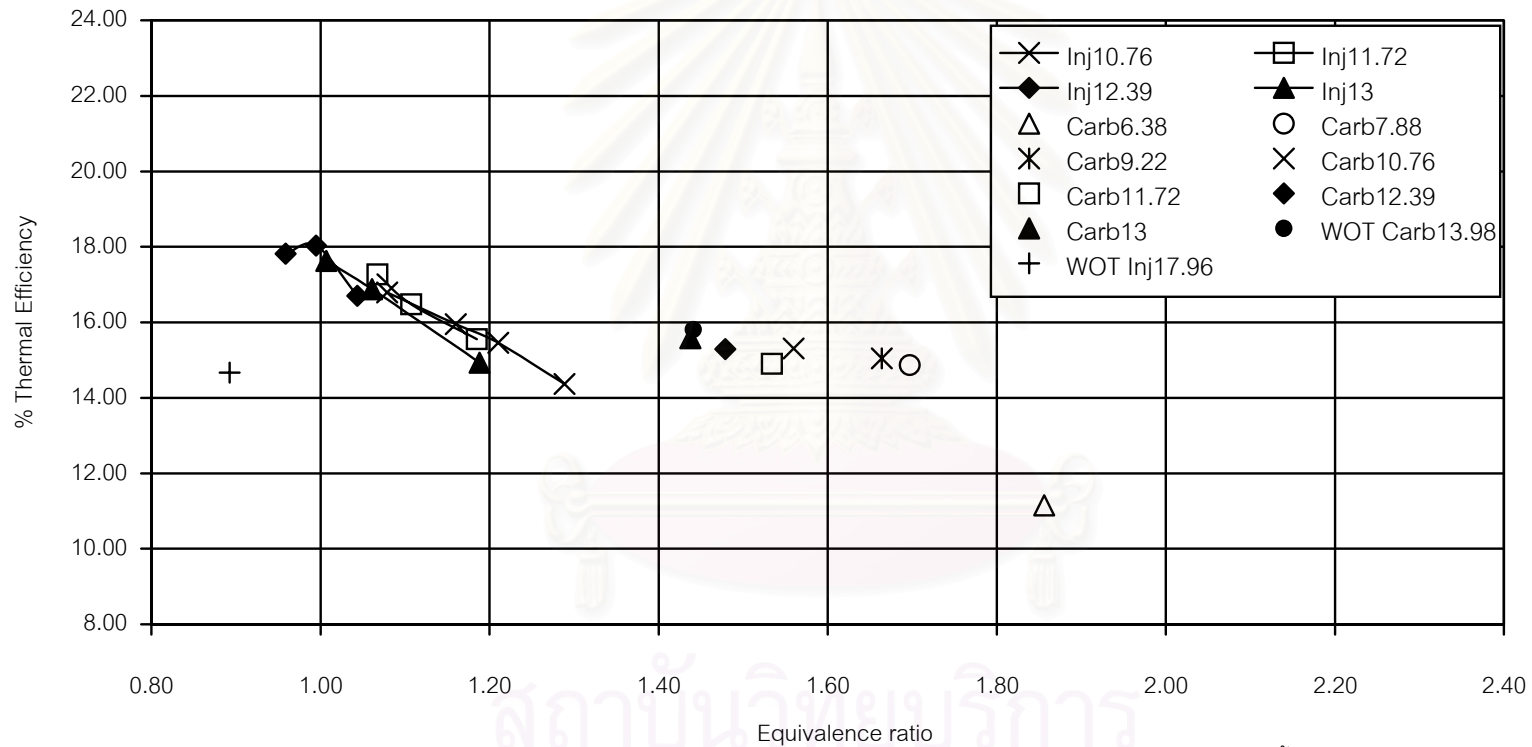
หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

รูปที่ 6-3 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3000 Rev/min



หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

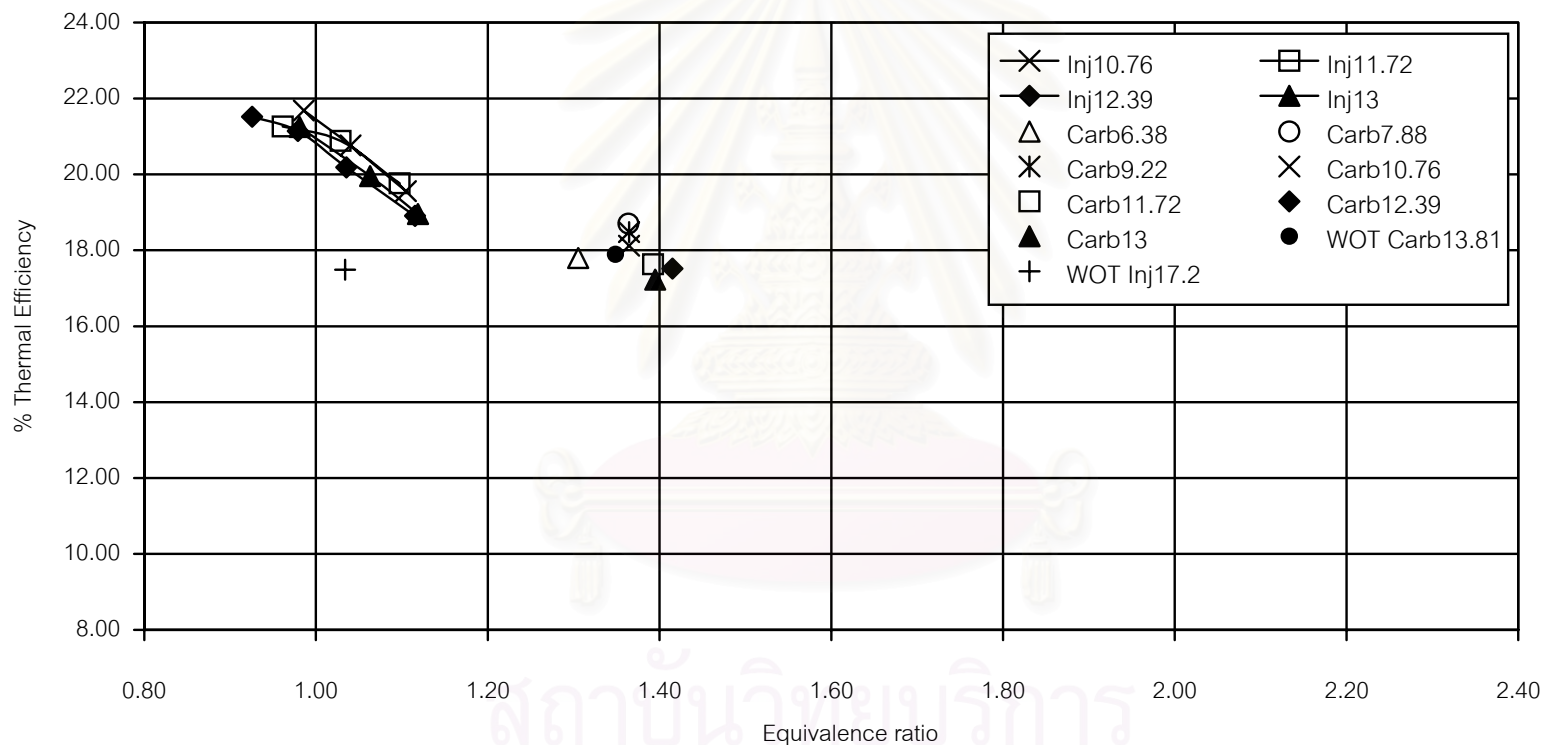
รูปที่ 6-4 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ 3500 Rev/min



หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec

WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

รูปที่ 6-5 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่ค่าอัตราไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 4000 Rev/min



หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

6.1.2 ค่าแรงบิดเครื่องยนต์ (Brake torque, T_b)

ผลการทดสอบการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางลงของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK พบว่าเมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงอากาศบางลง ซึ่งในวิทยานิพนธ์นี้แสดงในค่าของ Equivalence ratio (Φ) ส่งผลให้แรงบิดเครื่องยนต์ (T_b) ลดลง ซึ่งรูปที่ 6-6 ถึง 6-10 แสดงผลแนวโน้มของแรงบิดเมื่อส่วนผสมบางลง โดยสรุปในแต่ละรูปดังนี้

จากรูปที่ 6-6 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 2000 Rev/min พบแนวโน้มโดยทั่วไปว่า ที่ค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้ส่วนผสมหนาขึ้นจนถึงค่าแรงบิดสูงสุดที่ค่า Φ ค่าหนึ่ง จากนั้นการเพิ่มส่วนผสมให้หนาขึ้นอีกจะทำให้แรงบิดที่ได้คงที่หรือเริ่มลดลง โดยจุดทำงานที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่านี้มีแรงบิดลดลงกว่าเครื่องยนต์ OEM ณ ค่า m_{air} เดียวกันราว 12.86%

จากรูปที่ 6-7 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 2500 Rev/min พบว่าแนวโน้มโดยทั่วไปเหมือนรูปที่ 6-6 โดยจุดทำงานที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่านี้มีแรงบิดสูงกว่าเครื่องยนต์ OEM ณ ค่า Air mass flow rate (m_{air}) เดียวกันราว 0.73% อย่างไรก็ตามได้สังเกตเห็นว่าเมื่อส่วนผสมบางลงแรงบิดในช่วง ภาวะการทำงานต่ำๆ ให้ค่าแรงบิดสูงกว่า OEM เล็กน้อยและเมื่อภาวะการทำงานมากขึ้นแรงบิดที่ได้มีค่าใกล้เคียงกันกับผลทดสอบ OEM ทั้งนี้ น่าจะเป็นเพราะการจ่ายเชื้อเพลิงของระบบคาร์บูเรเตอร์ของเครื่องยนต์ OEM ให้ค่าเชื้อเพลิง ณ จุดดังกล่าวหนาเกินไป จนทำให้ได้แรงบิดที่ได้ต่ำกว่าค่าสูงสุด

จากรูปที่ 6-8 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 3000 Rev/min พบว่าแนวโน้มโดยทั่วไปว่า ที่ค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้ส่วนผสมหนาขึ้นจนถึงค่าแรงบิดสูงสุดที่ค่า Φ ค่าหนึ่ง จากนั้นการเพิ่มส่วนผสมให้หนาขึ้นจะทำให้แรงบิดที่ได้คงที่หรือเริ่มลดลง โดยจุดทำงานที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่านี้มีแรงบิดลดลงกว่าเครื่องยนต์ OEM ณ ค่า m_{air} เดียวกันราว 22.59%

จากรูปที่ 6-9 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 3500 Rev/min พบว่าแนวโน้มโดยทั่วไปว่า ที่ค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้ส่วนผสมหนาขึ้นจนถึงค่าแรงบิดสูงสุดที่ค่า Φ ค่าหนึ่ง จากนั้นการเพิ่มส่วนผสมให้

หนาขึ้นจะทำให้แรงบิดที่ได้คงที่หรือเริ่มลดลง โดยจุดทำงานที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่านี้อาจมีแรงบิดลดลงกว่าเครื่องยนต์ OEM ณ ค่า m_{air} เดียวกันราว 20.55%

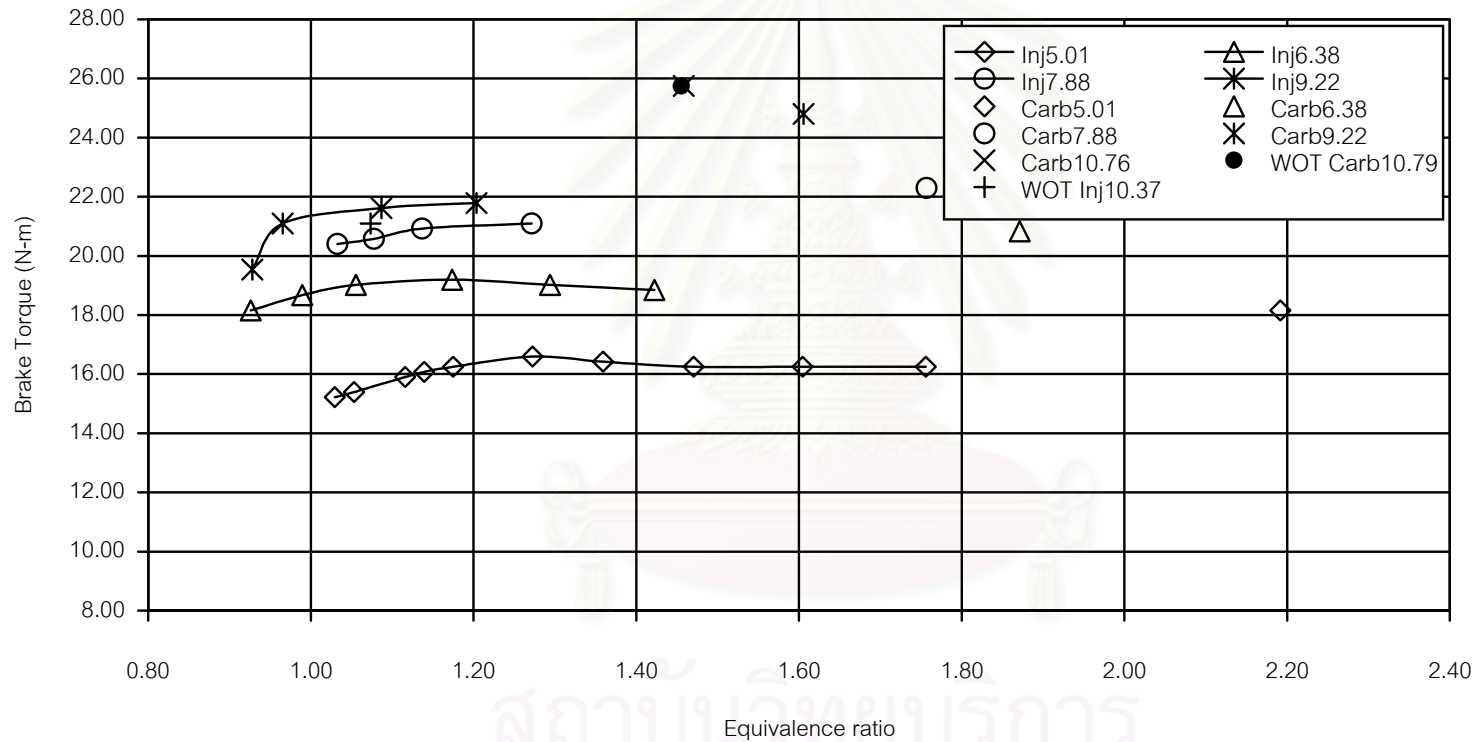
จากรูปที่ 6-10 เป็นผลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 4000 Rev/min พบว่า แนวโน้มโดยทั่วไปว่า ที่ค่า Air mass flow rate (m_{air}) คงที่ ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้ส่วนผสมหนาขึ้นจนถึงค่าแรงบิดสูงสุดที่ค่า ϕ ค่าหนึ่ง จากนั้นการเพิ่มส่วนผสมให้หนาขึ้นจะทำให้แรงบิดที่ได้คงที่หรือเริ่มลดลง โดยจุดทำงานที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่านี้อาจมีแรงบิดลดลงกว่าเครื่องยนต์ OEM ณ ค่า m_{air} เดียวกันราว 12.80%

ร้อยละที่ลดลงของแรงบิดเมื่อส่วนผสมบางลงแต่ละความเร็วรอบเมื่อเทียบกับค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ OEM ที่แต่ละ Air mass flow rate (m_{air}) และตามเมตริกทดสอบรูปที่ 4-9 ได้แสดงไว้ในตารางที่ 6-1 ถึง 6-5



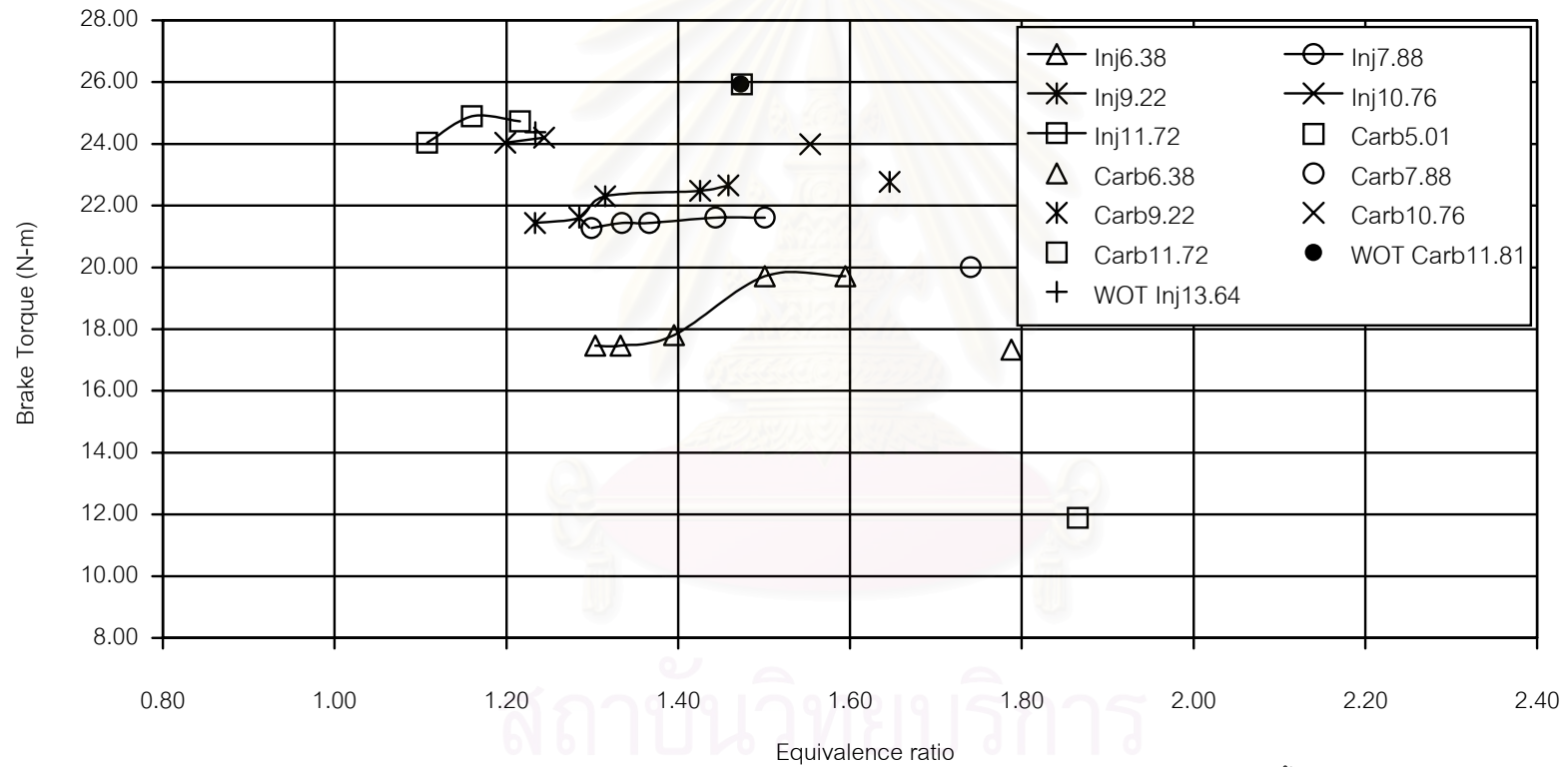
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 6-6 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake Torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2000 Rev/min



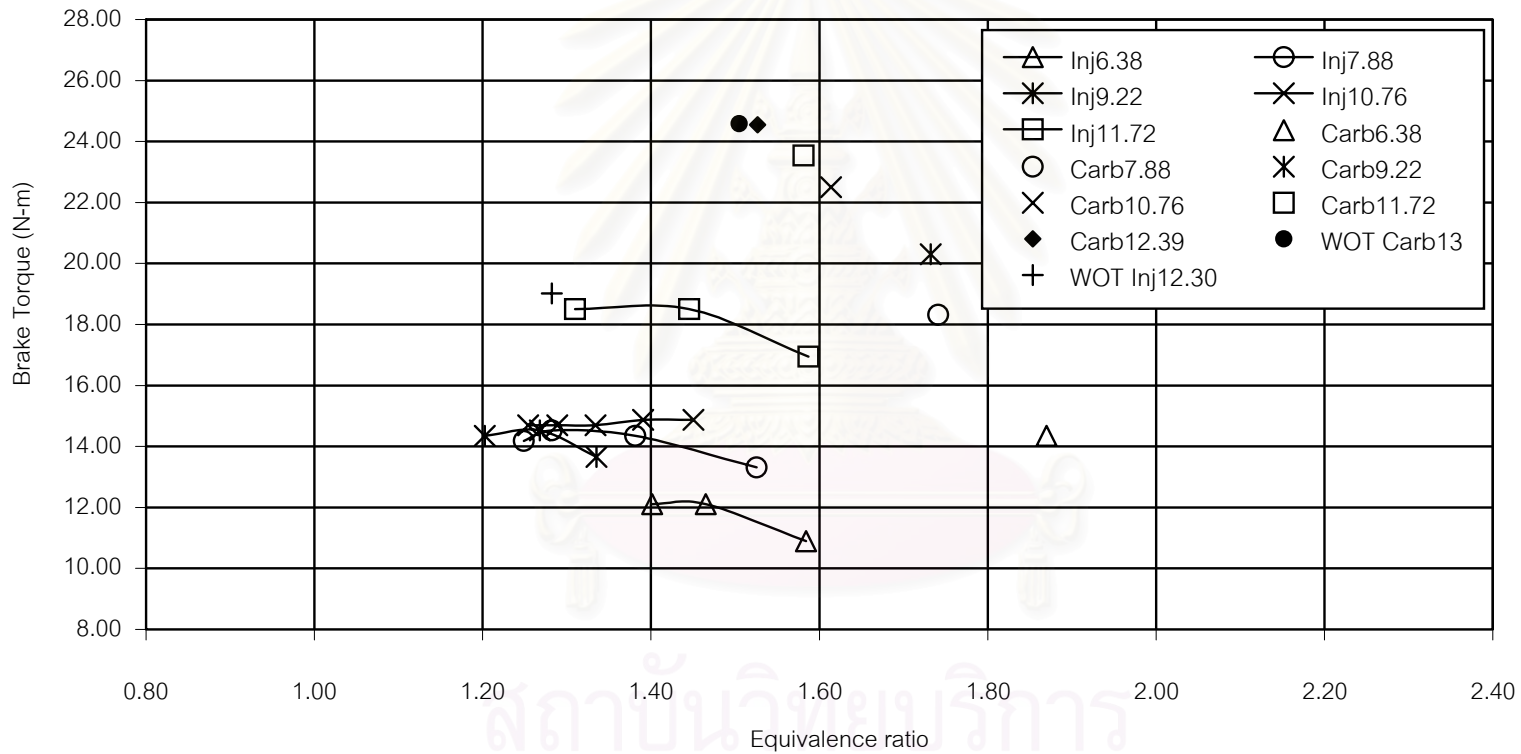
หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

รูปที่ 6-7 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2500 Rev/min



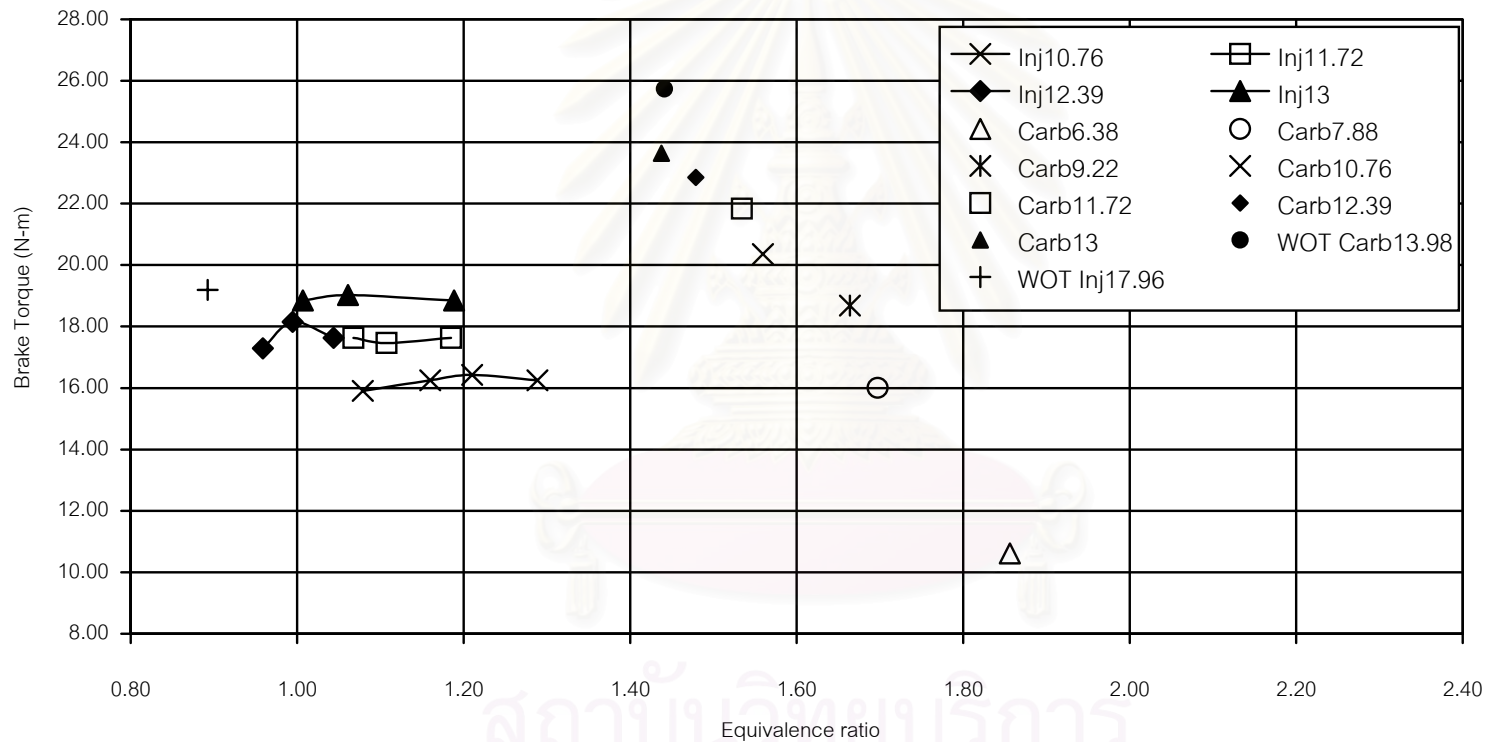
หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

รูปที่ 6-8 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3000 Rev/min



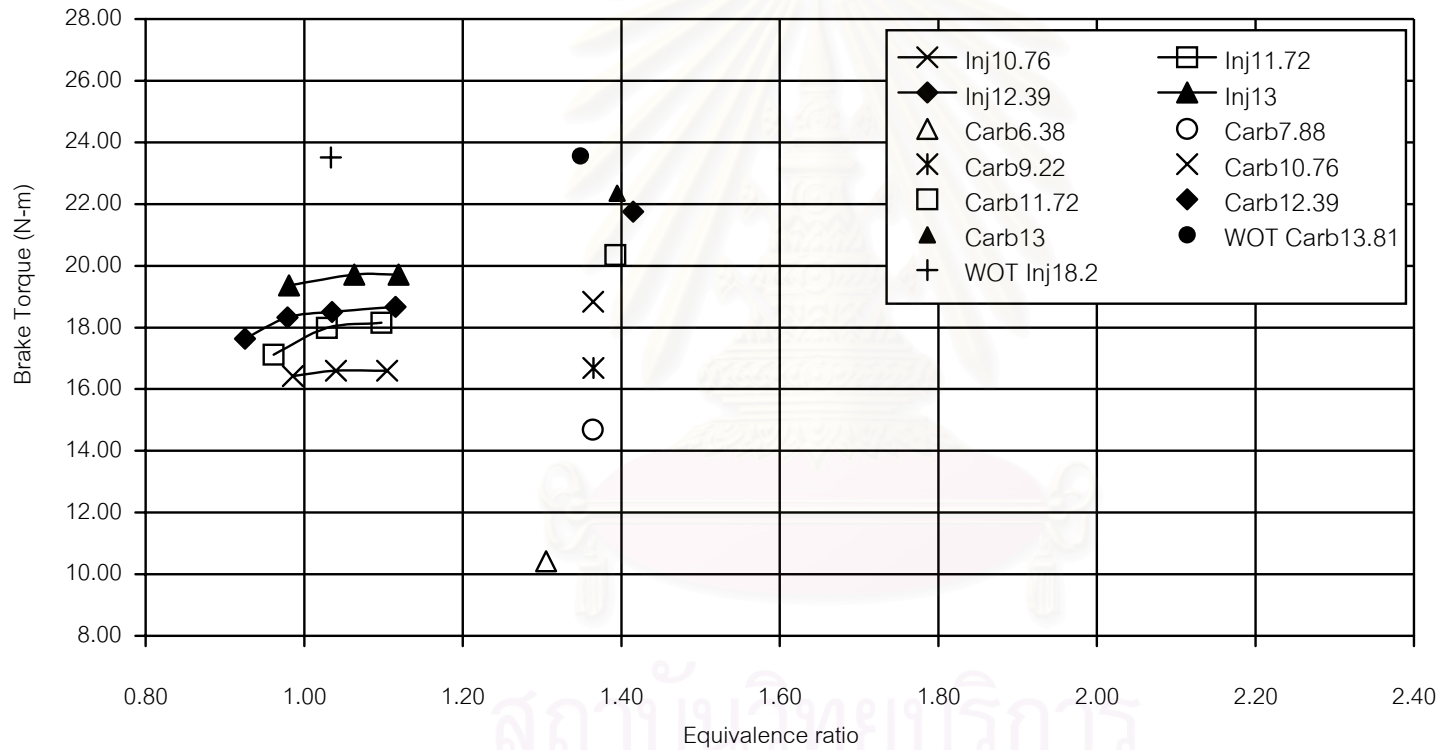
หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

รูปที่ 6-9 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3500 Rev/min



หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

รูปที่ 6-10 แสดงผลของ Equivalence ratio ต่อ Engine brake torque ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 4000 Rev/min



หมายเหตุ :Inj5.01 = การทดสอบโดยใช้ชุดหัวฉีดที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec :Carb5.01 = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ $m_{air} = 5.01$ g/sec
 WOT Inj = การทดสอบโดยชุดหัวฉีดที่ WOT : WOT Carb = การทดสอบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์จ่ายเชื้อเพลิงที่ WOT

ตารางที่ 6-1 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} , แรงบิดและ BSFC เมื่อส่วนผสมบางลงเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากเครื่องยนต์ OEM ที่ความเร็วรอบ 2000 Rev/min

Air mass flow rate (g/sec)	OEM				LBT				MBT Timing (°CA BTDC)	% Improve Torque	% Improve η_{th}	% Improve BSFC
	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kWh)	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kWh)				
5.01	2.19	18.16	11.78	694.43	1.76	16.25	12.92	633.19	37	-10.48	9.69	-8.82
					1.60	16.25	14.14	578.58	37	-10.48	20.04	-16.68
					1.47	16.25	15.43	530.30	37	-10.48	30.97	-23.64
					1.36	16.43	16.87	484.93	37	-9.53	43.23	-30.17
					1.27	16.60	18.21	449.41	37	-8.58	54.55	-35.28
					1.17	16.25	19.31	423.69	37	-10.48	63.93	-38.99
					1.14	16.08	19.70	415.24	37	-11.43	67.27	-40.20
					1.12	15.91	19.89	411.27	37	-12.39	68.88	-40.77
					1.05	15.39	20.40	401.12	37	-15.24	73.15	-42.24
					1.03	15.22	20.63	396.60	37	-16.20	75.13	-42.89
6.38	1.87	20.83	12.06	678.65	1.42	18.85	14.53	563.09	33	-9.54	20.48	-17.03
					1.29	19.02	16.12	507.68	33	-8.71	33.63	-25.19
					1.17	19.19	17.93	456.34	33	-7.88	48.67	-32.76
					1.06	19.02	19.77	413.93	33	-8.71	63.90	-39.01
					0.99	18.67	20.70	395.27	33	-10.37	71.64	-41.76
					0.93	18.15	21.49	380.69	33	-12.86	78.21	-43.90
7.88	1.76	22.30	11.66	701.63	1.27	21.09	14.73	555.55	35	-5.40	26.31	-20.82
					1.14	20.92	16.34	500.75	35	-6.18	40.13	-28.63
					1.08	20.58	16.95	482.56	35	-7.73	45.41	-31.22
					1.03	20.40	17.54	466.43	35	-8.50	50.44	-33.52
9.22	1.61	24.80	11.51	710.68	1.20	21.79	13.75	595.26	33	-12.16	19.42	-16.24
					1.09	21.61	15.10	541.86	33	-12.86	31.18	-23.75
					0.97	21.09	16.59	493.06	33	-14.95	44.17	-30.62
					0.93	19.54	15.99	511.81	33	-21.23	38.89	-27.98
WOT	1.46	25.75	11.59	705.94	1.07	21.09	13.26	616.82	35	-18.08	14.45	-13.49

หมายเหตุ

OEM = OEM test LBT = Lean burn test

Air flow ที่ WOT ของ OEM = 10.79 g/sec

Air flow ที่ WOT ของ LBT = 10.37 g/sec

%Improve torque = %การลดลงของแรงบิดเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

% Improve η_{th} = %การเพิ่มขึ้นของ Thermal efficiency เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

%Improve BSFC = %การลดลงของ BSFC เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-2 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} , แรงบิดและ BSFC เมื่อส่วนผสมบางลงเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากเครื่องยนต์ OEM ที่ความเร็วรอบ 2500 Rev/min

Air mass flow rate (g/sec)	OEM				LBT				MBT Timing (°CA BTDC)	% Improve Torque	% Improve η_{th}	% Improve BSFC
	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kW-hr)	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kW-hr)				
6.38	1.79	17.34	13.12	623.39	1.59	19.71	16.94	482.97	35	13.69	37.21	-22.53
					1.50	19.71	18.00	454.51	35	13.69	33.38	-27.09
					1.40	17.81	17.50	467.56	35	2.72	36.88	-25.00
					1.33	17.46	17.96	455.60	35	0.73	39.96	-26.92
					1.30	17.46	18.36	445.56	35	0.73	21.79	-28.53
7.88	1.74	20.00	12.94	632.07	1.50	21.61	15.98	512.04	35	8.04	23.48	-18.99
					1.44	21.61	16.62	492.38	35	7.06	28.42	-22.10
					1.37	21.44	17.41	469.86	35	7.17	34.57	-25.66
					1.33	21.44	17.83	458.98	35	7.17	37.76	-27.38
					1.30	21.27	18.16	450.47	35	6.31	40.36	-28.73
9.22	1.65	22.77	13.06	626.48	1.46	22.65	14.74	555.08	37	-0.52	12.86	-11.40
					1.43	22.48	14.96	546.79	37	-1.28	14.57	-12.72
					1.32	22.30	16.10	508.24	37	-2.04	23.27	-18.87
					1.28	21.61	15.97	512.43	37	-5.08	22.26	-18.21
					1.23	21.44	16.50	495.87	37	-5.84	26.34	-20.85
10.76	1.55	23.99	12.54	652.39	1.24	24.21	15.83	516.87	30	0.90	26.23	-20.77
					1.20	24.03	16.31	501.67	30	0.17	30.06	-23.10
11.72	1.47	25.92	13.04	627.66	1.22	24.72	15.18	538.98	30	-4.62	16.41	-14.13
					1.16	24.90	16.03	510.54	30	-3.96	22.90	-18.66
					1.11	24.03	16.20	505.15	30	-7.29	24.21	-19.52
WOT	1.47	25.94	13.17	621.25	1.23	24.38	12.67	645.89	30	-6.01	-3.82	3.97

หมายเหตุ

OEM = OEM test LBT = Lean burn test

Air flow ที่ WOT ของ OEM = 11.81 g/sec

Air flow ที่ WOT ของ LBT = 13.64 g/sec

%Improve torque = %การลดลงของแรงบิดเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

% Improve η_{th} = %การเพิ่มขึ้นของ Thermal efficiency เทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

%Improve BSFC = %การลดลงของ BSFC เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-3 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} , แรงบิดและ BSFC เมื่อส่วนผสมบางลงเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากเครื่องยนต์ OEM ที่ความเร็วรอบ 3000 Rev/min

Air mass flow rate (g/sec)	OEM				LBT				MBT Timing (°CA BTDC)	% Improve Torque	% Improve η_{th}	% Improve BSFC
	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kW-hr)	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kW-hr)				
6.38	1.87	14.35	12.83	637.90	1.58	10.89	11.31	723.41	33	-24.09	-11.82	13.40
					1.46	12.10	13.59	602.05	33	-15.65	5.95	-5.62
					1.40	12.10	14.21	575.84	33	-12.26	10.78	-9.73
7.88	1.74	18.31	13.70	597.27	1.53	13.31	11.62	703.90	37	-27.31	-15.15	17.85
					1.38	14.35	13.84	591.36	37	-21.64	1.00	-0.99
					1.28	14.52	15.08	542.44	37	-20.70	10.11	-9.18
					1.25	14.18	15.12	541.18	37	-22.59	10.36	-9.39
9.22	1.73	20.30	13.85	590.64	1.34	13.66	11.65	702.13	35	-32.72	-15.88	18.87
					1.27	14.52	13.05	627.05	35	-28.46	-5.81	6.16
					1.20	14.35	13.59	601.86	35	-29.31	-1.86	1.90
10.76	1.61	22.50	13.32	614.04	1.45	14.87	10.01	817.50	35	-33.92	-24.89	33.14
					1.39	14.87	10.44	783.82	35	-33.92	-21.66	27.65
					1.33	14.70	10.75	760.96	35	-34.69	-19.31	23.93
					1.29	14.70	11.13	735.05	35	-34.69	-16.46	19.71
					1.25	14.70	11.44	715.15	35	-34.69	-14.14	16.47
11.72	1.58	23.54	13.47	607.37	1.59	16.94	10.42	785.14	35	-28.02	-22.64	29.27
					1.45	18.50	12.49	654.88	35	-21.41	-7.25	7.82
					1.31	18.50	13.79	593.41	35	-21.41	2.35	-2.30
WOT	1.50	24.58	13.27	616.60	1.28	19.02	12.66	646.24	35	-22.63	-4.59	4.81

หมายเหตุ

OEM = OEM test LBT = Lean burn test

Air flow ที่ WOT ของ OEM = 13.00 g/sec

Air flow ที่ WOT ของ LBT = 12.30 g/sec

%Improve torque = %การลดลงของแรงบิดเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

% Improve η_{th} = %การเพิ่มขึ้นของ Thermal efficiency เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

%Improve BSFC = %การลดลงของ BSFC เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-4 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} , แรงบิดและ BSFC เมื่อส่วนผสมบางลงเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากเครื่องยนต์ OEM ที่ความเร็วรอบ 3500 Rev/min

Air mass flow rate (g/sec)	OEM				LBT				MBT Timing (°CA BTDC)	% Improve Torque	% Improve η_{th}	% Improve BSFC
	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kW-hr)	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kW-hr)				
10.76	1.56	20.36	15.31	534.41	1.29	16.25	14.36	569.72	30	-20.17	-6.20	6.61
					1.21	16.43	15.45	529.40	30	-19.33	0.95	-0.94
					1.16	16.25	15.96	512.80	30	-20.17	4.21	-4.04
					1.08	15.91	16.79	487.33	30	-21.87	9.66	-8.81
11.72	1.53	21.84	14.90	549.08	1.18	17.64	15.56	525.97	30	-19.24	4.39	-4.21
					1.11	17.46	16.48	496.44	30	-20.03	10.60	-9.59
					1.07	17.64	17.27	473.84	30	-19.24	15.88	-13.70
12.39	1.48	22.85	15.29	535.05	1.04	17.64	16.70	489.94	30	-22.82	9.21	-8.43
					0.99	18.15	18.04	453.64	30	-20.55	17.95	-15.22
					0.96	17.29	17.82	459.15	30	-24.34	16.53	-14.18
13	1.44	23.64	15.58	525.14	1.19	18.85	14.93	547.93	33	-20.27	-4.16	4.34
					1.06	19.02	16.88	484.84	33	-19.54	8.31	-7.67
					1.01	18.85	17.62	464.25	33	-20.27	13.12	-11.60
WOT	1.44	25.74	15.81	517.51	0.89	19.19	14.66	557.95	33	-25.44	-7.25	7.81

หมายเหตุ

OEM = OEM test LBT = Lean burn test

Air flow ที่ WOT ของ OEM = 13.98 g/sec

Air flow ที่ WOT ของ LBT = 17.96 g/sec

%Improve torque = %การลดลงของแรงบิดเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

% Improve η_{th} = %การเพิ่มขึ้นของ Thermal efficiency เทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

%Improve BSFC = %การลดลงของ BSFC เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-5 แสดงร้อยละที่เปลี่ยนแปลงของ η_{th} , แรงบิดและ BSFC เมื่อส่วนผสมบางลงเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากเครื่องยนต์ OEM ที่ความเร็วรอบ 4000 Rev/min

Air mass flow rate (g/sec)	OEM				LBT				MBT Timing (°CA BTDC)	% Improve Torque	% Improve η_{th}	% Improve BSFC
	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kWh-hr)	ϕ	Torque (N-m)	η_{th}	BSFC (g/kWh-hr)				
10.76	1.36	18.84	18.12	451.55	1.10	16.60	19.56	418.39	30	-11.88	7.93	-7.34
					1.04	16.60	20.77	394.00	30	-11.88	14.61	-12.75
					0.99	16.43	21.68	377.32	30	-12.80	19.67	-16.44
11.72	1.39	20.35	17.63	464.13	1.10	18.15	19.76	414.05	30	-10.77	12.09	-10.79
					1.03	17.98	20.88	391.87	30	-11.62	18.44	-15.57
					0.96	17.12	21.27	384.72	30	-15.87	20.64	-17.11
12.39	1.42	21.75	17.52	467.02	1.12	18.67	18.91	432.73	30	-14.15	7.92	-7.34
					1.04	18.50	20.18	405.42	30	-14.94	15.20	-13.19
					0.98	18.33	21.14	386.97	30	-15.74	20.69	-17.14
					0.93	17.64	21.52	380.18	30	-18.92	22.84	-18.60
13	1.39	22.35	17.23	474.90	1.12	19.71	18.96	431.62	33	-11.80	10.03	-9.11
					1.06	19.71	19.95	410.08	33	-11.80	15.81	-13.65
					0.98	19.36	21.25	385.10	33	-13.34	23.32	-18.91
WOT	1.35	23.56	17.89	457.34	1.03	23.51	17.49	467.81	30	-0.20	-2.24	2.29

หมายเหตุ

OEM = OEM test LBT = Lean burn test

Air flow ที่ WOT ของ OEM = 13.81 g/sec

Air flow ที่ WOT ของ LBT = 18.20 g/sec

%Improve torque = %การลดลงของแรงบิดเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

% Improve η_{th} = %การเพิ่มขึ้นของ Thermal efficiency เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

%Improve BSFC = %การลดลงของ BSFC เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ณ m_{air} เดียวกัน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 7

การเลือกจุดทำงานที่เหมาะสมและกรณีศึกษาการประยุกต์ใช้งาน

7.1 การเลือกจุดทำงานที่เหมาะสมเพื่อนำไปใช้งาน

ในวิทยานิพนธ์นี้กำหนดเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่เหมาะสมเพื่อนำไปใช้งาน โดยเลือกข้อมูลตามจุดเมตริกทดสอบ ที่ให้ **ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด** เพื่อให้เกิดประสิทธิผลในเชิงการประหยัดพลังงานจากการใช้งานสูงสุด

จากข้อมูลค่าสมรรถนะเมื่อส่วนผสมบางของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK ในรูปที่ 6-1 ถึง 6-5 ซึ่งแสดงผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Thermal efficiency และรูปที่ 6-6 ถึง 6-10 ซึ่งแสดงผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Engine brake torque โดยมีเงื่อนไขในการเลือกข้อมูลคือเลือกจุดที่ให้ **ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด** ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่ 4-9 โดยแสดงค่า Equivalence ratio ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูง ค่าแรงบิดเครื่องยนต์ที่นำไปใช้งานไว้ในตารางที่ 7-1 ถึง 7-3 ตามลำดับ

ตารางที่ 7-1 แสดง ค่า Equivalence ratio ที่นำไปใช้งาน ตามเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่ **ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด** ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่ 4-9 พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec)

Speed (rev/min) \ m_{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	1.03	-	-	-	-
6.38	0.93	1.30	1.40	-	-
7.88	1.03	1.30	1.25	-	-
9.22	0.97	1.23	1.20	-	-
10.76	-	1.20	1.25	1.08	0.99
11.72	-	1.11	1.31	1.07	0.96
12.39	-	1.12	-	0.99	0.93
13.00	-	1.03	-	1.01	0.98

ตารางที่ 7-2 แสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อน(ร้อยละ)ที่นำไปใช้งาน ตามเงื่อนไขการ
เลือกจุดทำงานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่ 4-9
พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec)

Speed (rev/min) m _{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	20.63	-	-	-	-
6.38	21.49	18.36	14.21	-	-
7.88	17.54	18.16	15.12	-	-
9.22	16.59	16.50	13.59	-	-
10.76	-	16.31	11.44	16.79	21.68
11.72	-	16.20	13.79	17.27	21.27
12.39	-	15.30	-	18.04	21.52
13.00	-	15.84	-	17.62	21.25

ตารางที่ 7-3 แสดง Engine brake torque (N-m) ที่นำไปใช้งานตามเงื่อนไขการเลือกจุด
ทำงานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ตามจุดเมตริกทดสอบรูปที่ 4-9
พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec)

Speed (rev/min) m _{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	15.22	-	-	-	-
6.38	18.15	17.46	12.10	-	-
7.88	20.40	21.27	14.18	-	-
9.22	21.09	21.44	14.35	-	-
10.76	-	24.03	14.70	15.91	16.43
11.72	-	24.03	18.50	17.64	17.12
12.39	-	24.21	-	18.15	17.64
13.00	-	24.38	-	18.85	19.36

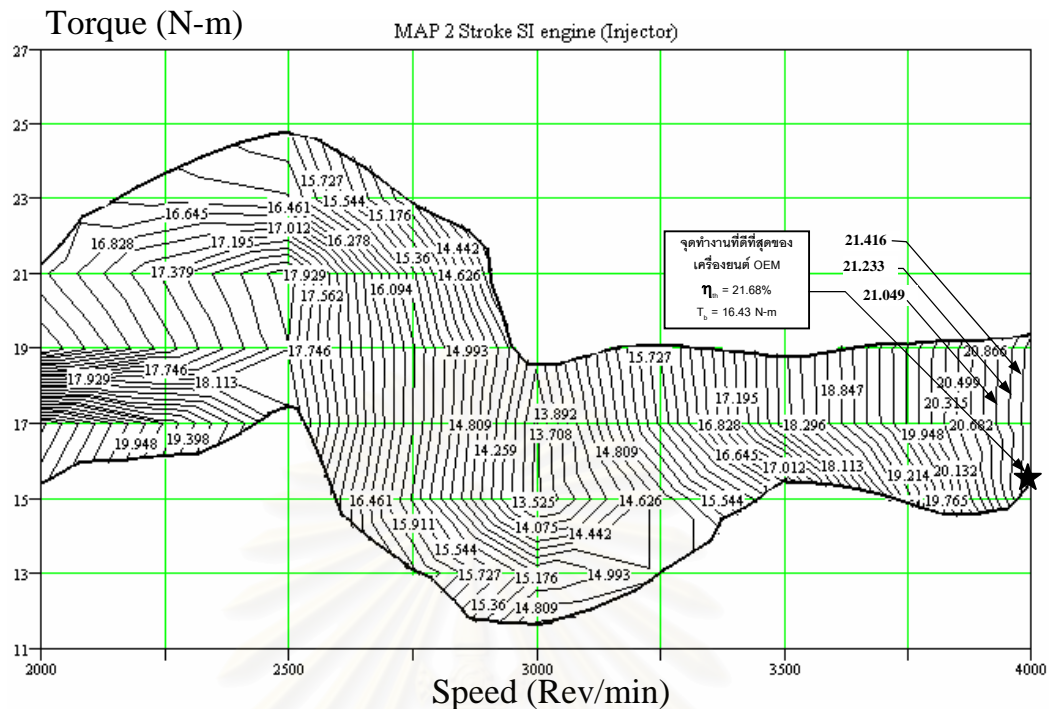
จากตารางที่7-2 เมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนกับเครื่องยนต์ OEM แสดงไว้ในตารางที่7-4 ซึ่งพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นในช่วง 2.35% ถึง 75.10%

ตารางที่7-4 แสดงร้อยละที่เพิ่มขึ้นของ Thermal efficiency (η_{th}) ที่ใช้งานเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM โดยเปรียบเทียบจุดต่อจุดตามเมตริกทดสอบรูปที่4-9 พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec)

Speed (rev/min) \ m _{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	75.10	-	-	-	-
6.38	78.27	39.91	10.78	-	-
7.88	50.42	40.32	10.36	-	-
9.22	44.10	26.34	-1.86	-	-
10.76	-	30.04	-14.14	9.66	19.67
11.72	-	24.25	2.35	15.88	20.64
12.39	-	-	-	17.97	22.84
13.00	-	-	-	13.12	23.32

จากตารางที่7-2และ7-3 เขียนแสดงในรูปของแผนภูมิสมรรถนะ ตามขั้นตอนในอ้างอิง [14] ดังแสดงในรูปที่7-1

จากแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อทดสอบโดยใช้วงจรรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงของหัวฉีดในรูปที่ 7-1 พบว่าจุดทำงานที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์ที่ควบคุมการทำงานตามจุดทำงานที่เลือกด้วยเงื่อนไขที่ต้องการประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดจากการลดส่วนผสมให้บางลงด้วยอุปกรณ์หัวฉีดที่ทดสอบนี้ พบว่าเครื่องยนต์ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 21.68% แรงบิด 16.43 N-m ที่ความเร็วรอบ 4000 Rev/min โดยแสดงสัญลักษณ์รูปดาวในแผนภูมิสมรรถนะเครื่องยนต์



รูปที่ 7-1 แสดง Engine efficiency MAP ของเครื่องยนต์ Daihatsu ZM-9XK ซึ่งทดสอบ Lean burn โดยใช้ Injector จ่ายเชื้อเพลิง ทดสอบน้ำมันเบนซินออกเทน 91 โดยแสดงค่า % Thermal efficiency ในฟังก์ชันของแรงบิดและความเร็วรอบเครื่องยนต์

7.2 พารามิเตอร์การทำงานของเครื่องยนต์

ค่าพารามิเตอร์การทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งประกอบไปด้วย ค่าส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในรูปของ Equivalence ratio (ϕ), Spark advance timing (θ_s), ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และค่าการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงของหัวฉีด ตามจุดทำงานที่เลือกในหัวข้อ 7.1 แสดงค่าดังนี้

7.2.1 ค่าส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศในรูปของ Equivalence ratio (ϕ)

จากข้อมูลผลทดสอบที่เลือกจุดทำงานตามเงื่อนไข Thermal efficiency สูงสุด โดย ϕ มีค่าระหว่าง 0.93 ถึง 1.40 ดังแสดงในตารางที่ 7-1 ซึ่งค่า Equivalence ratio มีค่าลู่เข้าหาค่าทางทฤษฎี นั่นคือ Equivalence ratio $\phi = 1.0$ และเมื่อเปรียบเทียบผลปริมาณเชื้อเพลิงจุดต่อจุดระหว่างเครื่องยนต์ OEM กับเครื่องยนต์ที่ลดส่วนผสมให้บางลง เมื่อใช้ชุดควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงพบว่าที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำๆ ค่าการลดส่วนผสมลงมีค่าลดสูงที่สุดดังแสดงไว้ในตารางที่ 7-5

ตารางที่ 7-5 แสดงร้อยละที่ลดลงของ Equivalence ratio (ϕ) ที่ใช้งานเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM โดยเปรียบเทียบจุดต่อจุดตามเมตริกทดสอบรูปที่4-9
พิจารณาตามปริมาณ Air mass flow rate (g/sec)

Speed (rev/min) \ m _{air} (g/sec)	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	-53.03	-	-	-	-
6.38	-50.50	-27.10	-25.07	-	-
7.88	-41.23	-25.35	-28.28	-	-
9.22	-39.59	-25.07	-30.59	-	-
10.76	-	-22.85	-22.31	-30.82	-27.76
11.72	-	-24.87	-17.18	-30.41	-30.96
12.39	-	-	-	-33.06	-34.60
13.00	-	-	-	-29.96	-29.69

จากตารางที่7-5 พบว่าร้อยละที่ลดลงของ Equivalence ratio อยู่ในช่วงตั้งแต่ 17.18% ถึง 53.03% โดยที่รอบและภาระการทำงานต่ำจะสามารถลดส่วนผสมได้คิดเป็นร้อยละสูงสุด

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.2.2 MBT spark advance (θ_s)

ในการทดสอบการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง ทุกจุดทดสอบได้ปรับองศาการจุดระเบิดไว้ที่ MBT spark advance โดยจากเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด พบว่าค่า MBT spark advance โดยรวมแล้วสูงกว่าที่ทดสอบ OEM ซึ่งแสดงค่า MBT spark advance ของจุดทำงานไว้ในตารางที่ 7-6

ตารางที่ 7-6 แสดง MBT spark advance (องศาเพลนซ์ก่อน TDC) ของจุดทำงานตามเงื่อนไข ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9KX 356 cc

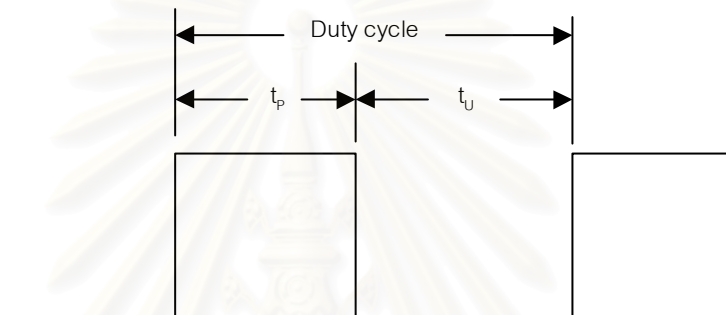
Speed (rev/min) m _{air} (g/sec)	Speed (rev/min)				
	2000	2500	3000	3500	4000
5.01	37	-	-	-	-
6.38	33	35	33	-	-
7.88	35	37	37	-	-
9.22	33	30	35	-	-
10.76	-	30	35	30	30
11.72	-	30	35	30	30
12.39	-	30	-	30	30
13.00	-	30	-	33	33

7.2.3 ค่าควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิง

การควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงผ่านหัวฉีดด้วยชุดวงจรควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงของหัวฉีดที่พัฒนาขึ้นโดยห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายในนั้น จำเป็นต้องมีข้อมูลความต้องการเชื้อเพลิงเบื้องต้นตามจุดทำงานของเครื่องยนต์ก่อน และทำการ Calibrate การฉีดเชื้อเพลิงด้วยการควบคุมขนาดของ Duty cycle ของการฉีดของหัวฉีด ซึ่งการควบคุมของวงจรที่พัฒนาขึ้นนี้ต้องอาศัย Combination ระหว่าง 3 ค่า คือ Clock speed (C), ค่าการเปิดหัวฉีด (P), ค่าการปิดหัวฉีด (U) ดังแสดงในภาคผนวก ข โดยคำนึงถึงรูปแบบการฉีดของ Spray และความสามารถในการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงในท่อไอดีที่ออกแบบไว้เป็นสำคัญ

จากเงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด พารามิเตอร์ทั้งสามค่าที่ประสบความสำเร็จและใช้ในการควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงตามเมตริกทดสอบรูปที่ 4-9 ได้แสดงไว้ในตารางที่ 7-7 ซึ่งประกอบด้วย ค่าพารามิเตอร์ทั้งสามค่า โดยคำนวณมาอยู่ในรูปเวลาของการเปิดปิดหัวฉีด และค่าความถี่ของการเปิดปิด หรือค่าความถี่ของ Duty cycle โดยวิธีการคำนวณแสดงในภาคผนวก ข

การควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงโดยสร้าง Duty cycle จากการกำหนดความกว้างของ Pulse width ดังแสดงในรูปที่ 7-2 เมื่อ t_p และ t_u คือ เวลาการเปิดและปิดของหัวฉีดตามลำดับ



รูปที่ 7-2 แสดง Duty cycle ในการควบคุมการฉีดโดยใช้ วงจรควบคุมความ Pulse width ของการฉีด

ในการทดสอบได้ควบคุมค่า Clock speed ให้คงที่และใช้ค่าควบคุมการเปิดและปิดหัวฉีดในการปรับปริมาณเชื้อเพลิง โดยหากว่าปรับค่าทั้งสองแล้ว ปริมาณเชื้อเพลิงไม่พอหรือรูปแบบของ Spray ไม่เอื้อต่อการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง จึงทำการเปลี่ยนค่าไป ให้มีค่ามากขึ้น โดยกราฟแนวโน้มในการควบคุมค่าต่างๆ แสดงในรูปที่ 7-3 ถึง 7-6

จากรูปที่ 7-3 เป็นความสัมพันธ์ความถี่ของ Duty cycle กับ Load ของเครื่องยนต์ที่อยู่ในรูปของปริมาณอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ พบว่าเมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงขึ้น แนวโน้มที่ต้องการความถี่ Duty cycle สูงขึ้น และในช่วงเครื่องยนต์ Load ต่ำ โดยพิจารณาจากค่า Air flow pressure drop แนวโน้มค่อนข้างคงที่ในแต่ละความเร็วรอบ แต่เมื่อปริมาณ Load สูงขึ้นพบว่าเครื่องยนต์ต้องการความถี่ของ Duty cycle สูงขึ้น ฉะนั้นในช่วงดังกล่าว หากพิจารณาความถี่ของ Duty cycle ในการออกแบบวงจรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง แทนที่จะใช้การปรับขนาดของ Duty cycle ด้วยค่าตัวแปรทั้งสามค่า คือ Clock speed ,ค่าการเปิดและค่าการปิดของหัวฉีด ซึ่งคำนวณได้จากภาคผนวก ข ซึ่งพบว่าความถี่ของ Duty cycle นั้นคือส่วนกลับของ Duty cycle หากว่าใช้ความถี่ของ Duty cycle ในการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง จะช่วยลดความยุ่ง

ยากในการปรับค่าเชื้อเพลิง แต่ทั้งนี้รูปแบบของ Spray ก็ยังคงมีส่วนสำคัญซึ่งจะต้องหาค่าความถี่
ที่ให้รูปแบบของ Spray เหมาะสม



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-7 แสดงค่าควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง duty cycle ความถี่ของ duty cycle และ fuel mass flow ที่จุดทำงานที่ใช้งาน ที่ความเร็วรอบต่างๆ

Air flow Pressure Drop ΔH (inch H ₂ O)		Speed 2000 Rev/min								
		Control Variable			Clock time			Duty cycle	Freq. Of Duty	Fuel mass flow
		C	P	U	t _c (Sec)	t _p (sec)	t _u (sec)	t _b (Sec)	cycle (Hz)	(g/sec)
1.08	100	100	50	1.168E-06	1.810E-04	2.394E-04	1.75E-04	5.708E+03	0.35	
1.75	100	100	50	1.168E-06	1.810E-04	2.394E-04	1.75E-04	5.708E+03	0.40	
2.67	100	60	50	1.168E-06	2.278E-04	2.394E-04	1.28E-04	7.783E+03	0.55	
3.65	100	55	50	1.168E-06	2.338E-04	2.394E-04	1.23E-04	8.154E+03	0.58	
WOT 4.62	100	30	50	1.168E-06	2.628E-04	2.394E-04	9.34E-05	1.070E+04	0.76	
Air flow Pressure Drop ΔH (inch H ₂ O)		Speed 2500 Rev/min								
		Control Variable			Clock time			Duty cycle	Freq. Of Duty	Fuel mass flow
		C	P	U	t _c (Sec)	t _p (sec)	t _u (sec)	t _b (Sec)	cycle (Hz)	(g/sec)
1.75	100	85	100	1.168E-06	1.986E-04	1.810E-04	2.16E-04	4.628E+03	0.57	
2.67	100	45	100	1.168E-06	2.453E-04	1.810E-04	1.69E-04	5.905E+03	0.70	
3.65	100	35	100	1.168E-06	2.570E-04	1.810E-04	1.58E-04	6.342E+03	0.77	
4.98	100	25	100	1.168E-06	2.686E-04	1.810E-04	1.46E-04	6.849E+03	0.88	
5.9	100	20	100	1.168E-06	2.745E-04	1.810E-04	1.40E-04	7.135E+03	0.88	
6.6	100	15	120	1.168E-06	2.803E-04	1.577E-04	1.58E-04	6.342E+03	0.94	
7.27	100	20	210	1.168E-06	2.745E-04	5.256E-05	2.69E-04	3.723E+03	0.92	
WOT 8.0	100	1	110	1.168E-06	2.967E-04	1.694E-04	1.30E-04	7.713E+03	1.15	
Air flow Pressure Drop ΔH (inch H ₂ O)		Speed 3000 Rev/min								
		Control Variable			Clock time			Duty cycle	Freq. Of Duty	Fuel mass flow
		C	P	U	t _c (Sec)	t _p (sec)	t _u (sec)	t _b (Sec)	cycle (Hz)	(g/sec)
1.75	100	40	50	1.168E-06	2.511E-04	2.394E-04	1.05E-04	9.513E+03	0.61	
2.67	100	35	50	1.168E-06	2.570E-04	2.394E-04	9.93E-05	1.007E+04	0.67	
3.65	100	25	50	1.168E-06	2.686E-04	2.394E-04	8.76E-05	1.142E+04	0.71	
4.98	200	20	125	4.144E-07	9.739E-05	5.388E-05	6.01E-05	1.664E+04	0.92	
5.9	200	20	40	4.144E-07	9.739E-05	8.911E-05	2.49E-05	4.021E+04	0.96	
WOT 6.5	200	15	30	4.144E-07	9.947E-05	9.325E-05	1.86E-05	5.362E+04	1.07	

หมายเหตุ C = Clock speed
P = ค่าการเปิดหัวฉีด
U = ค่าการปิดหัวฉีด
Freq. = Frequency (Hz)

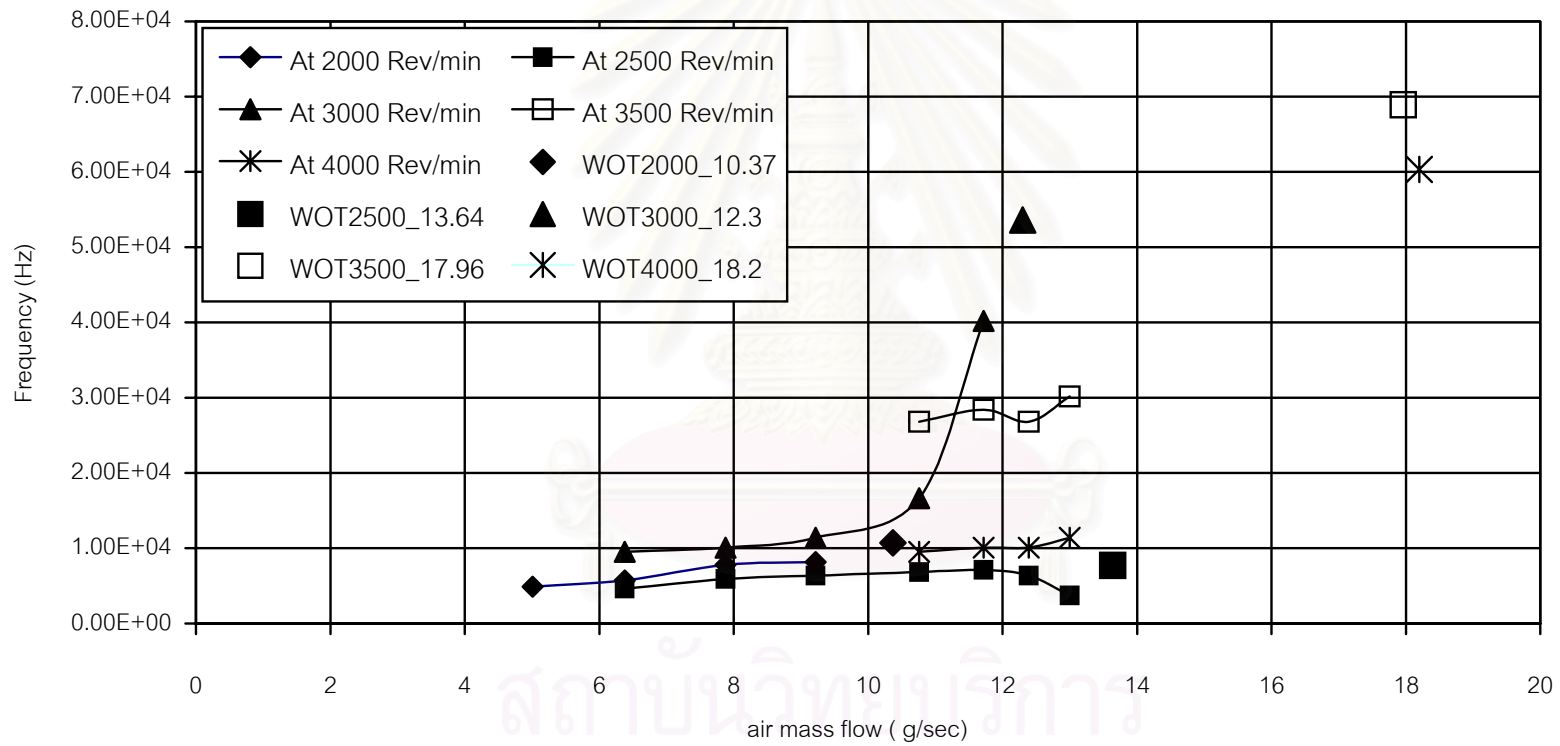
ตารางที่ 7-7 (ต่อ) แสดงค่าควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง duty cycle ความถี่ของ duty cycle และ mass flow ที่จุดทำงานที่ใช้งาน ที่ความเร็วรอบต่างๆ

Air flow Pressure Drop ΔH (inch H_2O)	Speed 3500 Rev/min									
	Control Variable			Clock time			Duty cycle	Freq. Of Duty	Fuel mass flow	
	C	P	U	t_c (Sec)	t_p (sec)	t_u (sec)	t_b (Sec)	cycle (Hz)	(g/sec)	
4.98	200	40	50	4.144E-07	8.911E-05	8.496E-05	3.73E-05	2.681E+04	0.79	
5.9	200	35	50	4.144E-07	9.118E-05	8.496E-05	3.52E-05	2.839E+04	0.85	
6.6	200	40	50	4.144E-07	8.911E-05	8.496E-05	3.73E-05	2.681E+04	0.81	
7.27	200	29	51	4.144E-07	9.366E-05	8.455E-05	3.32E-05	3.016E+04	0.89	
WOT 13.86	200	10	25	4.144E-07	1.015E-04	9.532E-05	1.45E-05	6.894E+04	1.09	
Air flow Pressure Drop ΔH (inch H_2O)	Speed 4000 Rev/min									
	Control Variable			Clock time			Duty cycle	Freq. Of Duty	Fuel mass flow	
	C	P	U	t_c (Sec)	t_p (sec)	t_u (sec)	t_b (Sec)	cycle (Hz)	(g/sec)	
4.98	100	30	60	1.168E-06	2.628E-04	2.278E-04	1.05E-04	9.513E+03	0.72	
5.9	100	25	60	1.168E-06	2.686E-04	2.278E-04	9.93E-05	1.007E+04	0.77	
6.6	100	25	60	1.168E-06	2.686E-04	2.278E-04	9.93E-05	1.007E+04	0.78	
7.27	100	15	60	1.168E-06	2.803E-04	2.278E-04	8.76E-05	1.142E+04	0.87	
WOT 14.42	200	10	30	4.144E-07	1.015E-04	9.325E-05	1.66E-05	6.032E+04	1.28	

หมายเหตุ C = Clock speed
P = ค่าการเปิดหัวฉีด
U = ค่าการปิดหัวฉีด
Freq. = Frequency (Hz)

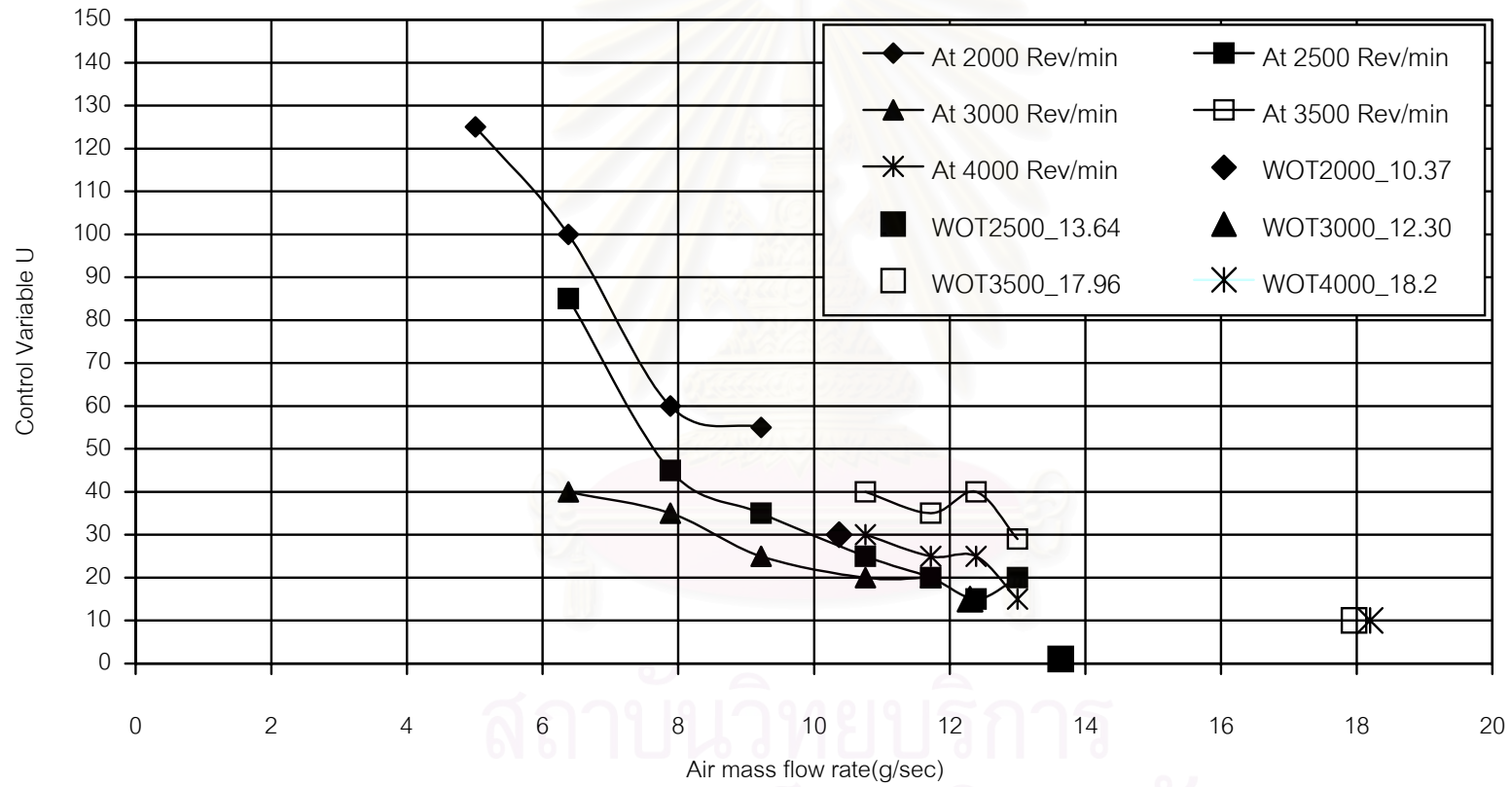
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่7-3 แสดงความถี่ของ Duty cycle ที่ใช้ควบคุมการฉีดของ Injector เมื่อปริมาณอากาศเข้าเครื่องยนต์เปลี่ยนไป ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ



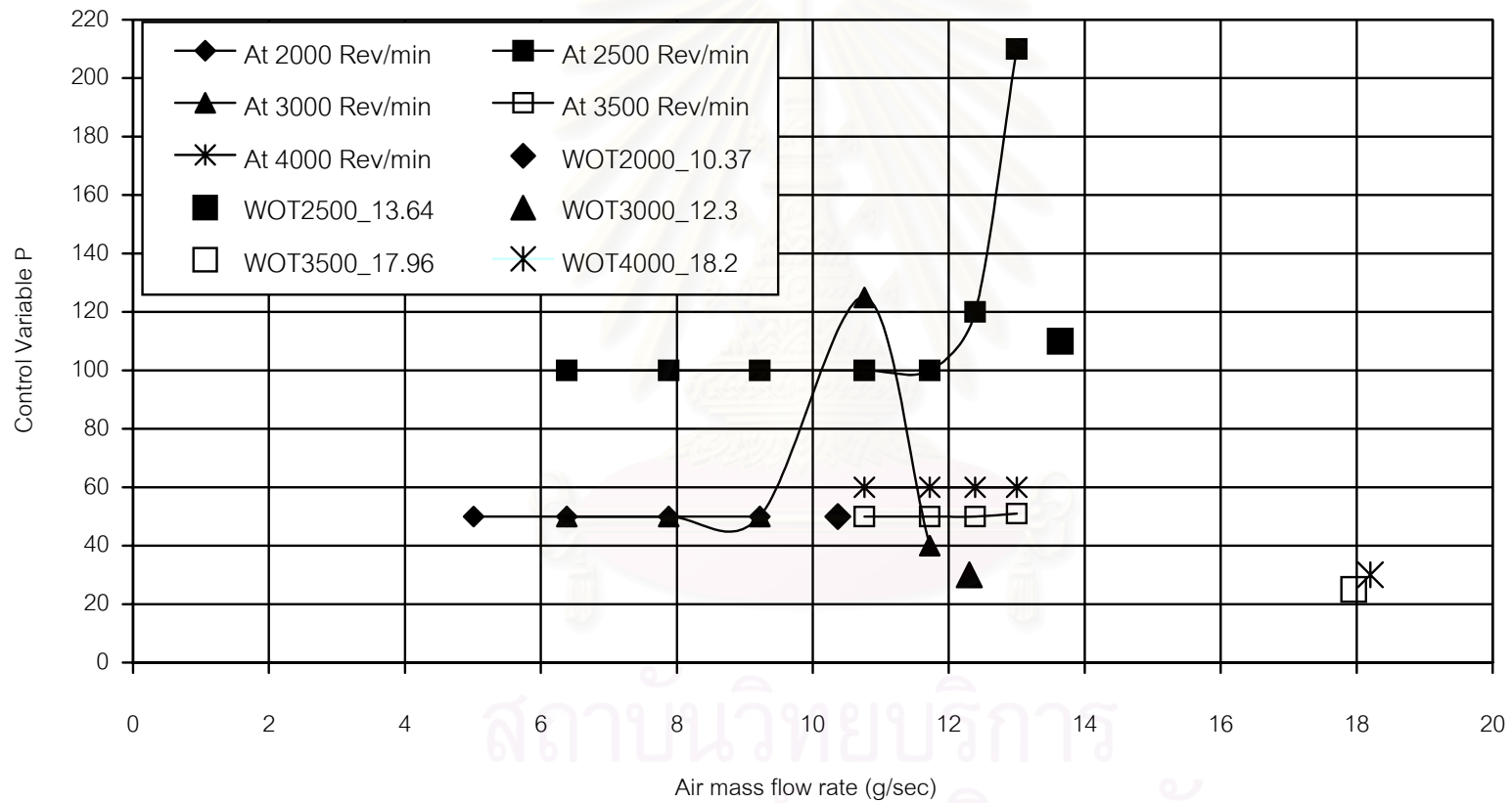
หมายเหตุ WOT2000_10.37 = ค่าการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 Rev/min ที่ WOT : air mass flow rate 10.37 g/sec

รูปที่ 7-4 แสดงแนวโน้มของค่าการปิดหัวฉีดเมื่อความต้องการอากาศมากขึ้น ที่ความเร็วรอบต่างๆ



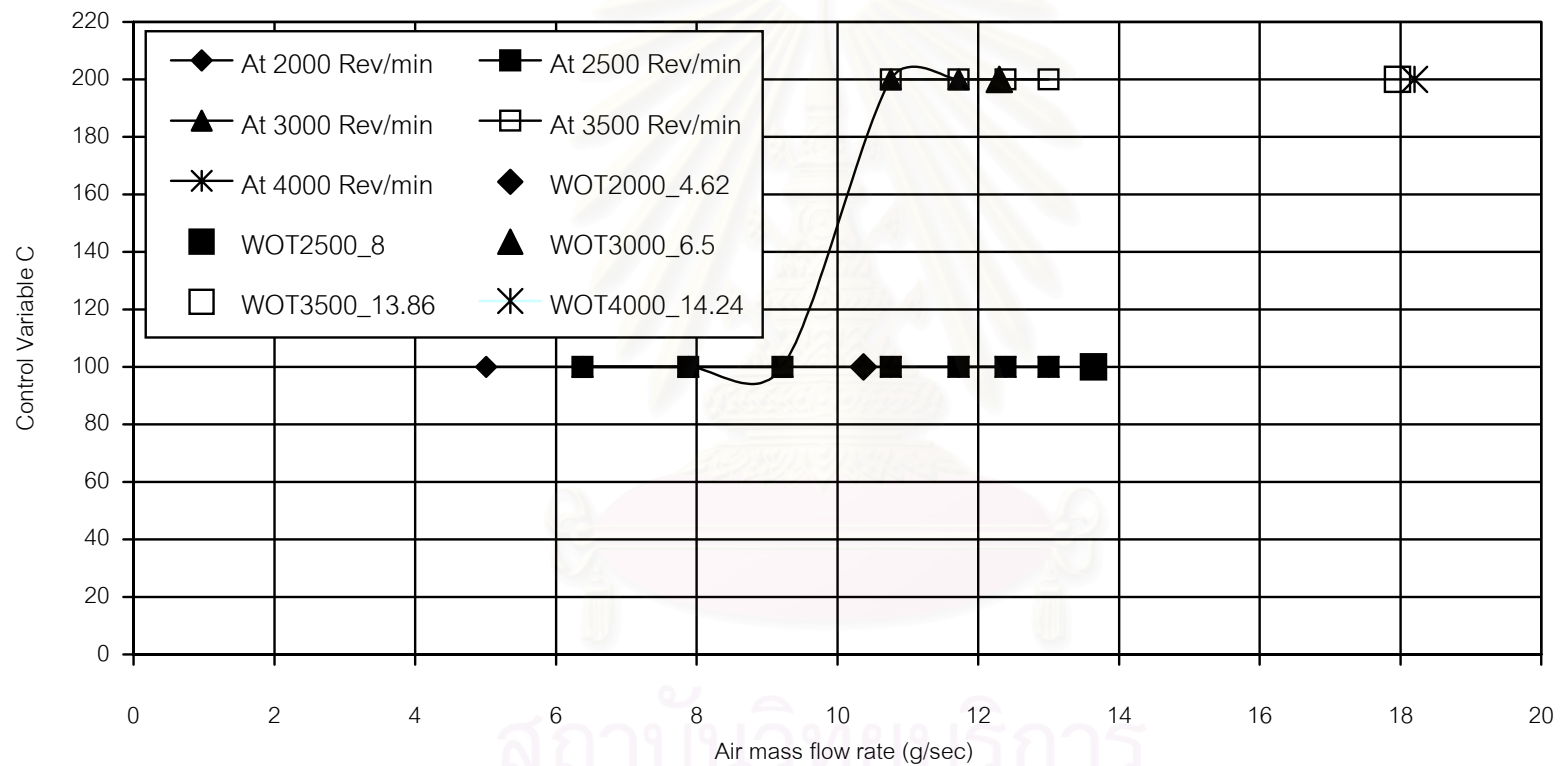
หมายเหตุ WOT2000_10.37 = ค่าการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 Rev/min ที่ WOT : air mass flow rate 10.37 g/sec

รูปที่7-5 แสดงแนวโน้มของค่าการเปิดหัวฉีดเมื่อความต้องการอากาศมากขึ้น ที่ความเร็วรอบต่างๆ



หมายเหตุ WOT2000_10.37 = ค่าการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 Rev/min ที่ WOT : air mass flow rate 10.37 g/sec

รูปที่ 7-6 แสดงแนวโน้มของ Clock Speed เมื่อความต้องการอากาศมากขึ้น ที่ความเร็วรอบต่างๆ



หมายเหตุ WOT2000_10.37 = ค่าการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 Rev/min ที่ WOT : air mass flow rate 10.37 g/sec

7.3 กรณีศึกษาการประยุกต์ใช้งาน

แรงบิดที่ส่งออกจากเครื่องยนต์สามารถที่จะนำมาใช้ประโยชน์ได้หลายลักษณะแล้วแต่โอกาสและลักษณะงานที่จะนำไปใช้ อาทิเช่น ขับเคลื่อนรถยนต์, ขับ Pump สูบน้ำ, ขับเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า หรือ Generator ฯลฯ แต่จากผลการทดสอบเบื้องต้นโดยใช้ชุดหัวฉีดสำหรับการจ่ายเชื้อเพลิงแทน Carburetor ที่เครื่องยนต์ OEM นั้นมีขีดจำกัดการใช้งาน โดยเฉพาะในช่วง Transient ของเครื่องยนต์เช่น การเปลี่ยนรอบเครื่องยนต์หรือปริมาณอากาศ ซึ่งค่าดังกล่าวเกี่ยวข้องกับความต้องการเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ ซึ่งชุดดังกล่าวยังต้องการพัฒนาเพื่อผนวกระบบควบคุมแบบส่งข้อมูลย้อนกลับ (Feed back control) ในการควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงให้ได้ตามความต้องการที่แท้จริงของเครื่องยนต์ อย่างไรก็ตามหากนำเครื่องยนต์ไปประยุกต์ใช้ขับอุปกรณ์อื่นที่ทำงานโดยความเร็วรอบการทำงานคงที่ ชุดเครื่องมือที่จัดทำขึ้นก็สามารถใช้งานได้ดี และสามารถช่วยประหยัดเชื้อเพลิงได้สูงกว่าในเครื่องยนต์ OEM ดังจะยกตัวอย่างการใช้งานในเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า (Electric generator) เป็นกรณีศึกษา

ในการศึกษาเริ่มพิจารณาจาก Engine Performance MAP ของเครื่องยนต์ของทั้ง OEM และเครื่องยนต์ประกอบชุดหัวฉีดควบคุมการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง เพื่อเลือกจุดทำงานที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์ทั้งสองในการนำไปใช้งาน จากการที่เครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า (Electric generator) ทำงานที่รอบคงที่ ซึ่งง่ายในการควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงโดยหัวฉีดให้เครื่องยนต์มีกำลังเพียงพอในการขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า ในการส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังเครื่องกำเนิดไฟฟ้านั้นมี Assumption คือ

- การส่งกำลังจากเครื่องยนต์ขับไปยังเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยสายพาน โดยกำหนดให้สายพานทำงานที่ 100% Load จะได้ประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลัง = 95 % [9]
- กำหนดให้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ใช้เป็นแบบ Compound-wound DC Generator with commutating Poles โดยทำงานที่ Full load ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้า = 82% ทำงานที่ความเร็วรอบ 1750 Rev/min ขนาดกำลังไฟฟ้าที่ใช้ 5 kW [9] ดังแสดงไว้ในตารางที่ 7-8

ตารางที่ 7-8 แสดง Approximate Test Performance of Compound-wound DC Generator
with Commutating Poles [9]

KW	Rpm	Volts	Amperes	Efficiencies, percent		
				1/4 load	1/2 load	Full load
5	1,750	125	40	77.0	80.5	82.0
10	1,750	125	80	80.0	83.0	85.0
25	1,750	125	200	84.0	86.5	88.0
50	1,750	125	400	83.0	86.0	88.0
100	1,750	125	800	87.0	88.5	90.0
200	1,750	125	1,600	88.0	90.5	91.0
400	1,750	125	1,600	91.7	91.9	91.7
1,000	1,750	125	4,000	92.1	92.6	92.1

กำลังกลจากเครื่องยนต์ ใช้ขับเคลื่อนเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า นั้นกำลังไฟฟ้าที่ได้ต้องต่ำกว่า กำลังกลที่ถ่ายให้ เนื่องจากเกิดกำลังสูญเสียในเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า[9] โดยประกอบด้วย 2 ส่วนคือ การสูญเสียทางไฟฟ้า (Electrical losses) ซึ่งได้แก่ Core loss, Copper loss และ Stray loss และการสูญเสียทางกล (Mechanical losses) ประกอบด้วย Windage loss และ Friction loss ดังนั้นเมื่อเราทราบกำลังที่ส่งออกจากเครื่องยนต์ ตามจุดทำงานต่างๆ ใน Performance MAP ของเครื่องยนต์ ซึ่งสามารถที่จะนำมาใช้งานในการผลิตกระแสไฟฟ้า ตามสมการ (7-2) จาก Assumption ที่กำหนด กำลังที่ Generator ได้รับจากเครื่องยนต์หาได้จาก

$$P_{\text{Generator}} = 0.95 \times P_{\text{Engine}} \quad (7-1)$$

กำลังไฟฟ้าที่จะนำไปใช้งาน

$$\begin{aligned} P_{\text{Used}} &= 0.82 \times P_{\text{Generator}} \\ &= 0.82 \times 0.95 \times P_{\text{Engine}} \end{aligned} \quad (7-2)$$

เมื่อ P_{Engine} กำลังจากเครื่องยนต์, (Watt,W)

$P_{\text{Generator}}$ กำลังที่ส่งถ่ายให้ Generator, (Watt,W)

P_{Used} กำลังไฟฟ้าที่นำไปใช้งาน, (Watt,W)

โดยสมการที่ (7-1) เป็นสมการที่บ่งบอกขนาดของกำลังทางกล ที่เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า ต้องได้รับถ่ายกำลังจากเครื่องขับ (Drive engine) ในขณะที่สมการที่ (7-2) บ่งบอกถึงขนาดของ กำลังไฟฟ้าที่สามารถนำไปใช้งานได้ ซึ่งโดยปรกติทั่วไปของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรงทำงานที่ ความเร็วรอบคงที่ เพื่อเป็นการเปรียบเทียบการใช้งานของเครื่องยนต์ OEM กับเมื่อเครื่องยนต์

ประกอบชุดหัวฉีด จะพิจารณาจากการเปลี่ยนแปลงเชื้อเพลิงต่อ Power output หรือ BSFC ตามกรณีศึกษาที่กำหนด

โดยกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์หาได้จากสมการที่ (7-3) และหาขนาดของเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าจากสมการที่ (7-2)

$$P_{\text{Engine}} = \frac{2\pi \times N \times T_b}{60} \quad (7-3)$$

เมื่อ T_b = แรงบิดจากเครื่องยนต์ (N-m)

N = รอบเครื่องยนต์ขั้ว Generator (Rev/min)

เนื่องจากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าทำงานที่ความเร็วรอบคงที่ เพื่อให้ได้ความเร็วรอบของเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าได้ตาม Specification จึงต้องทดความเร็วรอบให้ได้ ซึ่งทำได้โดยเปลี่ยนขนาดของ Pulley ให้ได้ตามความเร็วรอบที่เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าทำงาน โดยหาได้จากสมการ (7-4)

$$R_{P_{\text{generator}}} = \frac{N_{\text{Engine}} R_{P_{\text{engine}}}}{N_{\text{Generator}}} \quad (7-4)$$

เมื่อ $R_{P_{\text{generator}}}$ = รัศมี Pulley ของ Generator (m)

$R_{P_{\text{engine}}}$ = รัศมี Pulley ของ Engine (m)

$N_{\text{Generator}}$ = รอบการทำงานของ Generator (Rev/min)

N_{Engine} = รอบการทำงานของ Engine (Rev/min)

7.3.1 การประยุกต์ใช้งานกับเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า

ขั้นตอนการศึกษา

1. เลือกจุดทำงานที่เครื่องยนต์ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้วงจรควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงจากแผนภูมิสมรรถนะรูปที่ 7-1
2. หาค่าทางสมรรถนะที่จุดทำงานเดียวกับข้อ 1 จากแผนภูมิสมรรถนะเครื่องยนต์ OEM รูปที่ 5-2
3. คำนวณขนาดของกำลังไฟฟ้าที่ได้จากเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าโดยตัดการสูญเสียที่กล่าวมาข้างต้น
4. ประเมินเปรียบในเชิงการประหยัดเชื้อเพลิง

ข้อมูลที่ได้จากแผนภูมิสมรรถนะรูปที่ 7-1 และ 5-2 แสดงในตารางที่ 7-9 โดยเลือกจุดทำงานตามเงื่อนไขประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด เมื่อนำมาคำนวณกำลังจากเครื่องยนต์และกำลังจาก

เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าและค่าในเชิงการประหยัดเชื้อเพลิงจากการขับเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าขนาดที่เท่ากัน โดยได้กำลังไฟฟ้า 5.361 กิโลวัตต์ ดังตารางที่ 7-9

ตารางที่ 7-9 แสดงค่าทางสมรรถนะของเครื่องยนต์ OEM และเครื่องยนต์เมื่อควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยหัวฉีด

Engine	Speed(Rev/min)	Tb (N-m)	% η_{th}	BSFC(g/kW-hr)	P _{engine} (W)	P _{used} (W)
OEM	4000	16.43	18.4	444.66	6882	5361
Injector	4000	16.43	21.68	377.39	6882	5361

จากผลการเลือกจุดทำงานที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์เมื่อควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยหัวฉีด เทียบกับจุดที่เครื่องยนต์ OEM จากตารางที่ 7-9 พบว่าจุดทำงานดังกล่าวสามารถที่ประหยัดเชื้อเพลิงได้ร้อยละ 15.13%

เมื่อพิจารณาจากแผนภูมิสมรรถนะรูปที่ 5-2 และรูปที่ 7-1 พบว่าให้ค่าจุดทำงานที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดเกิดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เดียวกันคือ 4000 Rev/min โดยแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ช่วงจควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงสูงกว่าเล็กน้อย นั่นคือในการประยุกต์ใช้งานของเครื่องยนต์ที่ควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงของหัวฉีดกับการขับเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้านั้นจะให้ค่ากำลังไฟฟ้าไม่ต่างกันมาก

7.3.2 การนำไปใช้งานจริง

ในการนำไปใช้งานจริงนั้น ความเร็วรอบเครื่องยนต์จากที่กล่าวมาข้างต้นโดยส่วนใหญ่จะสูงกว่าความเร็วรอบของเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า ฉะนั้นจึงต้องมีการลดความเร็วรอบเพื่อให้ได้ความเร็วรอบตามต้องการ ซึ่งมีวิธีการส่งกำลังจากเครื่องยนต์หลายอย่าง อาทิเช่น

1. การต่อตรงกับเครื่องขับ ซึ่งในกรณีนี้เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าที่ความเร็วรอบการทำงานที่ความเร็วรอบเดียวกับเครื่องเครื่องยนต์ขับ ทั้งนี้เครื่องขับอาจใช้การทดเกียร์ก่อนต่อเข้ากับแกนเพลลาของเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า
2. การใช้ Pulley ทดรอบ ในกรณีเครื่องยนต์ขับจะวางตัวแนวขนานกับเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้า ซึ่งสามารถเลือกขนาดของ Pulley ตามความเร็วรอบที่ทำงาน โดยคำนวณขนาด Pulley ที่ใช้ตามสมการที่(7-4)

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

ในงานวิจัยได้บรรลุวัตถุประสงค์ ดังต่อไปนี้

1. ได้ผลค่าขีดจำกัดการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบาง ของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK ที่สามารถทำงานได้โดยที่เครื่องยนต์มีเสถียรภาพ
2. ได้ผลการศึกษาจากผลกระทบของ Lean burn ต่อตัวแปรเชิงสมรรถนะของเครื่องยนต์ ทั้งค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน, แรงบิด
3. ได้นำข้อมูลผลการทดสอบของเครื่องยนต์ OEM ไปใช้เป็นข้อมูลเบื้องต้นในการควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงให้กับเครื่องยนต์โดยใช้ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยหัวฉีด
4. ได้สาธิตการศึกษาการเลือกจุดบนแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์เพื่อนำไปใช้งาน โดยจำลองการใช้เครื่องยนต์ขับเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าเป็นกรณีศึกษา
5. ได้สาธิตแนวทางในการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK ให้สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้โดยที่เครื่องยนต์สามารถให้ Power output ที่ยังคงสามารถนำไปใช้งานได้

8.1 สรุปผลงานวิจัย

จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK ในเครื่องยนต์ OEM พบว่าสามารถปรับปริมาณเชื้อเพลิงให้เครื่องยนต์ทำงานอย่างมีเสถียรภาพได้ในช่วงแคบๆ โดยจากผลทดสอบได้ค่าส่วนผสมต่ำสุด Equivalence ratio $\phi = 1.31$ ซึ่งถือเป็นส่วนผสมที่หนากว่าทางทฤษฎี (Stoichiometric) เมื่อใช้วงจรควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงของหัวฉีดแล้วสามารถปรับสัดส่วนผสมได้ต่ำลง โดยที่ส่วนผสมที่บางที่สุดเท่าที่ทำได้มีค่า Equivalence ratio ต่ำสุด $\phi = 0.93$

จากการทดสอบการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางพบว่าเครื่องยนต์ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น โดยได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 21.68% แรงบิด 16.43 N-m ที่ความเร็วรอบ 4000 Rev/min ในขณะที่เครื่องยนต์ OEM ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่ 18.7% แรงบิด 14.69 N-m ที่ความเร็วรอบ 4000 Rev/min ร้อยละที่เพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เหนือกว่าเครื่องยนต์ OEM แตกต่างกันตามจุดทำงาน โดยเฉพาะที่ภาระการทำงานต่ำ

(พิจารณาจากปริมาณอากาศ)คิดเป็นร้อยละที่เพิ่มขึ้นสูงกว่าที่ภาระการทำงานอื่นของเครื่องยนต์ (ตั้งข้อมูลปรากฏในตารางที่6-1 ถึง6-5)

การทดสอบเมื่อส่วนผสมบางลง แรงบิดจากผลทดสอบลดลงเกือบทุกๆ ความเร็วรอบ โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำเปอร์เซ็นต์การลดลงไม่สูงมากนักเมื่อเทียบกับที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงในการควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงให้เครื่องยนต์ทำงานได้ภายใต้ส่วนผสมที่บาง อย่างไรก็ตามที่ความเร็วเครื่องยนต์ 2500 Rev/min และ Air mass flow rate (m_{air}) ช่วงระหว่าง 6.38 ถึง 7.88 g/sec พบว่าการลดส่วนผสมให้บางลงกว่า OEM นั้นให้แรงบิดสูงขึ้น

เมื่อพิจารณามลภาวะจากเครื่องยนต์ด้วยการตรวจพินิจพบว่าเครื่องยนต์ OEM มีปริมาณควันขาวจากไอเสีย ซึ่งสังเกตพบว่ามีอยู่ในระดับที่สูง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์เมื่อใช้วงจรควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยหัวฉีดแล้วพบว่าปริมาณควันขาวที่สังเกตได้อยู่ในระดับที่ต่ำกว่ามาก

ตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์เมื่อทำการทดสอบให้ส่วนผสมที่บางขึ้นเพื่อรักษาเสถียรภาพของเครื่องยนต์พบว่า MBT Spark advance มากขึ้น เพื่อให้กระบวนการเผาไหม้มีเวลาเพียงพอให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ เนื่องจากการที่ส่วนผสมของ Mixture charge บางนั้นทำให้ Flame speed ของการเผาไหม้ช้าลง จึงจำเป็นต้องจุดระเบิดก่อน TDC มากขึ้น

การนำชุดหัวฉีดไปใช้งานจริงนั้น ยังต้องเพิ่มระบบควบคุมแบบ Feed back ข้อมูลการทำงานมาเป็นตัวแปรในการจ่ายเชื้อเพลิง ให้เหมาะสมกับความต้องการที่แท้จริงของเครื่องยนต์เนื่องจากเครื่องยนต์โดยทั่วไป ความต้องการเชื้อเพลิงในช่วงภาระการทำงานต่างๆ ไม่เหมือนกัน เช่นภาระการทำงานต่ำ เครื่องยนต์ต้องการส่วนผสมที่หนาเพื่อแก้ปัญหา Cold start condition ช่วงการทำงานปานกลางหรือ Part load ซึ่งเป็นช่วงที่เครื่องยนต์โดยส่วนใหญ่ทำงานในช่วงนี้โดยจากรูปที่ 2-5 เครื่องยนต์สามารถทำงานในช่วงที่ส่วนผสมบางได้ โดยถือว่าเป็นช่วง Best economy และในรอบการทำงานสูงหรือ Full load เครื่องยนต์ต้องการส่วนผสมที่หนาขึ้นเพื่อรักษากำลัง Output ของเครื่องยนต์

ฉะนั้นในการทดลองจึงทำการทดลองในช่วงที่ Load ไม่สูงมากนักเพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ที่ส่วนผสมบาง (Lean mixture) โดยตัวแปรที่ใช้ในการนำมาคิดในการจ่ายเชื้อเพลิงอาทิเช่น ความเร็วรอบเครื่องยนต์, Load เครื่องยนต์ (วัดจากปริมาณอากาศที่เข้าเครื่องยนต์ ซึ่งมีอุปกรณ์ที่ใช้หลายชนิด อาทิเช่น Hot wire เป็นต้น หรือค่าความดันในท่อร่วมไอดี (Intake

manifold)) เป็นต้น โดยค่าดังกล่าวเมื่อนำมาเป็นข้อมูลในการควบคุมปริมาณการจ่ายของเชื้อเพลิงได้ ทั้งนี้ต้องออกแบบระบบการรับส่งข้อมูลเพื่อประมาณค่าที่ถูกต้องในการจ่ายเชื้อเพลิง เพื่อเป็นการประหยัดเชื้อเพลิง ไม่ให้จ่ายเกินจากความต้องการที่แท้จริงของเครื่องยนต์

จากกรณีศึกษาการจำลองนำเครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK ใช้ขับเคลื่อนผลิตกระแสไฟฟ้า (Electric generator) โดยใช้เงื่อนไขการเลือกจุดทำงานที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สูงสุด พบว่าจากการคำนวณกำลังไฟฟ้าที่ได้สูงถึง 5.361 กิโลวัตต์ เมื่อพิจารณาให้เครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบ 4000 Rev/min เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ OEM ที่จุดเดียวกันบนแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์แล้วคำนวณเปรียบเทียบการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่อ Power output หรือ Bsfค พบว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานที่ส่วนผสมบาง มี Bsfค ลดลงจาก OEM 15.13% นั่นแสดงให้เห็นว่า หากทราบและเลือกใช้งานที่จุดทำงานที่เครื่องยนต์ทำงานได้ให้ประสิทธิภาพสูงสุดแล้ว จะช่วยประหยัดเชื้อเพลิงได้โดยกำลังที่ได้ไม่ต่ำมากนัก

จากการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงโดยใช้การควบคุมความกว้างของ Pulse แสดงการเปิดปิดหัวฉีดหรือควบคุมขนาดของ Duty cycle นั้นพบว่าสามารถใช้งานได้ แต่ไม่ได้ครบทุกจุดการทำงานของเครื่องยนต์ OEM ซึ่งไม่ทราบลักษณะของ Spray pattern ที่เหมาะกับการทำงานของเครื่องยนต์ โดยการควบคุมปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงได้แนวทางจากการ Calibration ค่าพารามิเตอร์ในการเปิดปิดหัวฉีด และเมื่อพิจารณาจากผลทดสอบพบว่าเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ Load ไม่สูงมากแนวโน้มของความถี่ของ Duty cycle ค่อนข้างคงที่ในแต่ละความเร็วรอบ แต่เมื่อ Load สูงขึ้นความถี่ของ Duty cycle ที่ใช้สูงขึ้น แต่ทั้งนี้โดยรวมแล้วชุดหัวฉีดช่วยให้เครื่องยนต์ OEM จ่ายเชื้อเพลิงได้น้อยลงโดยที่ Power output ไม่ลดลงมากนัก

8.2 ข้อเสนอแนะ

ข้อเสนอแนะของงานวิจัยแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ส่วนแรกเกี่ยวกับการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ควรทดลองเสร็จในวันเดียวกันเพื่อได้ผลทดสอบที่มีความสอดคล้องกัน

ส่วนที่สองเกี่ยวกับการใช้ชุดหัวฉีดกับเครื่องยนต์ที่ใช้งานได้จริง ควรนำระบบควบคุมแบบส่งข้อมูลย้อนกลับหรือ Feed back control เพื่อใช้ควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงที่เครื่องยนต์ต้องการจริงๆ ที่สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ต่างๆ อาทิเช่น ปริมาณอากาศเข้าเครื่องยนต์ เพื่อทราบว่าเครื่องยนต์ขณะนั้นมี Load มากเพียงใดและควรเพิ่มวงจรควบคุม Spark timing เพื่อปรับให้

เหมาะสมกับสภาวะการทำงานเช่น ส่วนผสมเชื้อเพลิงบางลงหรือรอบเครื่องยนต์สูงขึ้นระบบต้องปรับ Spark timing ให้สูงขึ้นตามเงื่อนไขที่เคยทดสอบไว้

ส่วนที่สามเกี่ยวกับลักษณะการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง โดยจากงานวิจัยทดสอบในลักษณะควบคุมขนาดของ Duty cycle ด้วยตัวแปร 3 ค่าคือ Clock speed (C), ค่าการเปิดหัวฉีด (P) และค่าการปิดหัวฉีด (U) ซึ่งในทางปฏิบัติเป็นการยากในการควบคุม แต่จากภาคผนวก ข ที่เกี่ยวกับการคำนวณเวลาในการเปิด ปิด ของหัวฉีดซึ่งคือขนาดของ Duty cycle พบว่าค่าทั้งสามเป็นค่าที่ขึ้นต่อกันถ้าหากว่านำค่าทั้งสามมาเขียนในรูปของความถี่ของ Duty cycle ซึ่งแสดงดังสมการ (8-1)

$$\text{Freq} = \frac{1}{\text{Duty cycle}} \quad (8-1)$$

เมื่อ $\text{Duty cycle} = t_p + t_u$ (8-2)

โดยที่ค่า P เป็นฟังก์ชันของ t_p , U เป็นฟังก์ชันของ t_u และ C เป็นฟังก์ชันของทั้ง t_p และ t_u นั่นคือผลรวมของเวลาการเปิดและปิดหัวฉีด คือ Duty cycle นั่นเอง ซึ่งสามารถเขียนความถี่ของ Duty cycle ในรูปของตัวแปรทั้งสามได้ดังสมการ (8-3)

$$\text{Freq} = \frac{1}{7.53535 \times (255 - C) \times [511 - (U + P)]} \quad (8-3)$$

ซึ่งสามารถพิสูจน์ได้ตามภาคผนวก ข โดยจากตารางที่ 7-6 และรูปที่ 7-3 ช่วงที่เครื่องยนต์มี Load สูงขึ้นความถี่ของ Duty cycle สูงขึ้น หากว่าใช้สมการ (8-3) จะทำให้การควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงซึ่งใช้ตัวแปรเพียงหนึ่งตัวในการควบคุมมีความสะดวก แต่ทั้งนี้ที่ลืมนไม่ได้คือรูปร่างลักษณะของ Spray pattern ที่เหมาะสมที่เครื่องยนต์สามารถใช้งานได้ซึ่งมีส่วนที่ต้องพิจารณาด้วย อีกทั้งหากรวมข้อเสนอแนะส่วนที่สองร่วมด้วย คาดว่าเครื่องยนต์สามารถใช้งานได้โดยเครื่องยนต์มีเสถียรภาพและประหยัดเชื้อเพลิงมากขึ้น

รายการอ้างอิง

- [1] John B. Heywood. Internal combustion engine fundamental. Singapore : McGraw-Hill, 1988.
- [2] Desmond E Winterbone. Advanced thermodynamics for engineers. Great Britain : JW Arrowsmith Ltd., 1997.
- [3] Crouse-Anglin. Automotive mechanics. 10th edition. Singapore : McGraw-Hill, 1993.
- [4] Ken layne. Automotive engine performance. 2nd edition. New Jersey : Regents/Prentics Hall, 1995.
- [5] A.B. Greene and G.G. Lucas. Testing of internal combustion engines. 2nd edition. Great Britain : The English University Press Ltd., 1969.
- [6] Thomas D. Gillespie. Fundamentals of vehicle dynamics. 4th edition. The United States of America : Society of Automotive Engineers, 1992.
- [7] BOSCH. Automotive Electric / Electronic System. Stuttgart : Robert Bosch GmbH, 1988.
- [8] Mark. Standard handbook for mechanical engineers. 10th edition. Singapore : McGraw-Hill, 1987.
- [9] Frank M. White. Fluid mechanic. 3rd edition. Singapore : McGraw-Hill, 1994.
- [10] British Standard. BS1042 Section1.1 Measurement of fluid flow in closed conduits. Specification for square-edged orifice plate, nozzle, and Venturi tube inserted in circular cross-section conduits running full, 22. BIS standard, 1992.
- [11] Geoff J. Germane and Carl G. Wood. Lean combustion in spark ignition internal combustion engines-A review. SAE paper 831694, 1983.
- [12] The standards association of Australia. AS2789.1-1985. North Sydney : 1985.
- [13] เขียวชัย บุญยะกุล. เครื่องยนต์เบนซิน. 2,000 เล่ม. พิมพ์ครั้งที่1. บริษัท ส.เอเชียเพรส จำกัด : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี(ไทย-ญี่ปุ่น), 2542.
- [14] กฤษฏา พุกะทรัพย์. แบบจำลองทั่วไป ของเครื่องยนต์สำหรับการทำนายอัตราการผลิตน้ำมันเชื้อเพลิง. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2541.
- [15] Ralph D. Nine, Nigel N. Clark, Brian E. Mace and Laila ElGazzar. Hydrocarbon speciation of a lean burn spark ignition engine. SAE paper 972971, 1997.

- [16] K.S. Varde, N. Patro and Ken Drouillard. Lean burn Natural gas fueled S.I. engine and exhaust emissions. SAE paper 952499, 1995.
- [17] Per Tunestal, Albert T. Lee, Mark Wilcutts and J. Karl Hedrick. Lean-limit control of a spark ignition engine using IMEP-based incomplete combustion detection. University of California : Berkeley.
- [18] Romco J. Dejong. An investigation of lean combustion in a spark ignition natural gas engine. Master thesis Department of Mechanical and Aerospace engineering West Virginia University,1996.
- [19] Mark Archer, Greg Bell. Synerjec injection system-An emissions solution for both 2- and 4-stroke small vehicle engines. SAE paper 2001-01-0011, 2001.
- [20] Nigel N. Clark, Gregory E. Mott, Chistopher M. Atkinson, Remco J. dejong, Richard J. Atkinson, Tim Latvakosky and Michael L. Traver. Effect of fuel composition on the operation of a lean burn natural gas engine. SAE paper 952560,1995.



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

การวัดการบริโภคอากาศและเชื้อเพลิง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การวัดการบริโภคอากาศและเชื้อเพลิง

ก. 1 การวัดการบริโภคอากาศ (Measurement of air supply)

อากาศที่ผสมกับเชื้อเพลิงเพื่อให้เกิดการสันดาป ขึ้นอยู่กับรอบและภาระการทำงานของเครื่องยนต์ ในการทดลองใช้วิธีการวัดโดยใช้ Flow meter แบบ Orifice air flow meter ดังแสดงในรูปที่ ก-1 โดยถังพักจะต้องมีขนาดที่ใหญ่พอที่จะลดการกระเพื่อมของอากาศ ซึ่งขนาดของปริมาตรถังพักที่น้อยที่สุดคำนวณได้จากสมการ

$$V_{\text{Tank}} = \frac{4.57 \times 10^6 \times d^4 E^2}{N_{\text{min}}^2 n V_s} \quad (\text{ก-1})$$

โดย d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่น Orifice (m)

E = ค่าคงที่ = 1 ในเครื่องยนต์ 2 จังหวะ

= 2 ในเครื่องยนต์ 4 จังหวะ

n = จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์

V_s = ปริมาตรแทนที่ของเครื่องยนต์ทั้งหมด (m^3)

N_{min} = ความเร็วรอบเพลาช้อเหวี่ยงที่ต่ำสุด (Rad/sec)

โดยปริมาณอากาศได้จากสมการ

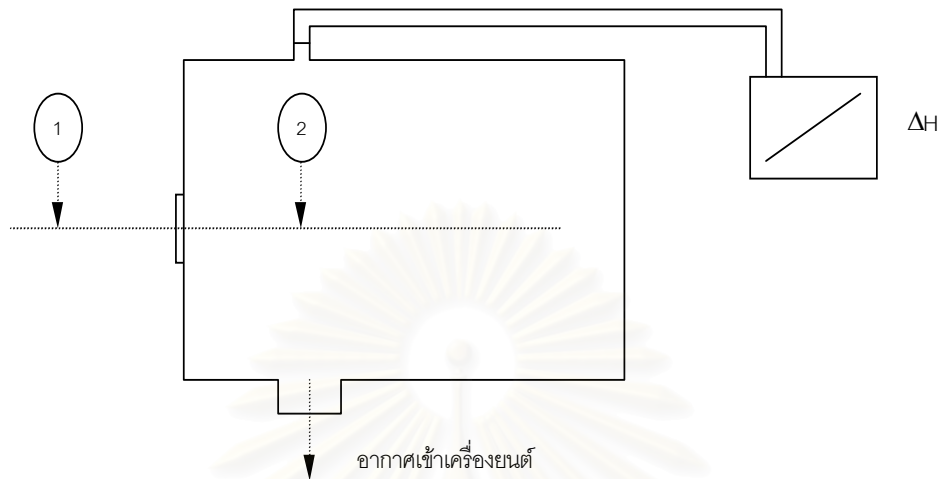
$$m_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} Q_{\text{air}} \quad (\text{ก-2})$$

โดย m_{air} คือ Mass air flow rate (kg/sec.)

ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3) = $1.182 \text{ kg}/\text{m}^3$

Q_{air} คือ อัตราการไหลของมวลอากาศ ($\text{m}^3/\text{sec.}$)

การไหลคิดเป็นการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible flow) หรือพิจารณาให้ความหนาแน่นของอากาศคงที่ ซึ่งมีขั้นตอนในการหาปริมาณอากาศดังนี้



รูปที่ ก-1 แสดง Orifice flow meter

จากรูปที่ ก-1 ที่สภาวะการไหลของอากาศ 1 ไป 2 จากสมการเบอร์นูลลี จะได้ว่า

$$\frac{P_1}{\gamma_{\text{air}}} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma_{\text{air}}} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (\text{ก-3})$$

โดย P_1, P_2 คือความดันที่สภาวะที่ 1 และ 2 ตามลำดับ (N/m^2)

v_1, v_2 คือความเร็วที่สภาวะที่ 1 และ 2 ตามลำดับ (N/m^2)

Z_1, Z_2 คือระดับของสภาวะที่ 1 และ 2 ตามลำดับ เทียบกับระดับอ้างอิง (Datum) (m)

γ_{air} คือ Specific weight ของอากาศ ($\text{kg/m}^2\text{-sec.}^2$) = $\rho_{\text{air}}g = 1.182 \times 9.81$
 $\text{kg/m}^2\text{-sec.}^2$

g คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/sec.^2) = 9.81 m/sec.^2

โดยมี Assumption คือ

1. ที่สภาวะ 1 คิดว่ามวลอากาศมีความเร็วต่ำคิดให้ค่าเป็นศูนย์
2. ที่สภาวะทั้ง 1 และ 2 อยู่ในระดับเดียวกันนั่นคือ $Z_1 = Z_2$

จากสมการ (ก-2) จะได้ว่า

$$\frac{P_1}{\gamma_{\text{air}}} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma_{\text{air}}} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2$$

$$\begin{aligned} \therefore v_2^2 &= 2g \frac{(P_1 - P_2)}{\gamma_{\text{air}}} ; \gamma_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} g \\ \therefore v_2^2 &= -2g \frac{\Delta P}{\rho_{\text{air}} g} = -\frac{2\Delta P}{\rho_{\text{air}}} ; \Delta P \text{ มีค่าลบเสมอเนื่องจาก } P_2 < P_1 \\ \therefore v_2 &= \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{\text{air}}}} \quad (\text{ก-4}) \end{aligned}$$

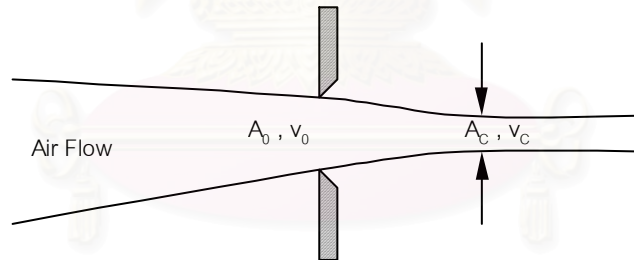
เมื่อคิดการไหลแบบคงตัว จะได้ว่า

$$Q = AV \quad (\text{ก-5})$$

ให้ A คือ พื้นที่หน้าตัดของ Orifice Plate (m^2)

V คือ ความเร็วที่ down stream (m/s)

แต่การไหลที่ผ่าน Orifice จะเกิดปรากฏการณ์ที่เรียกว่า Vena Contracta ซึ่งจะได้ว่า ค่าการไหลตามความเป็นจริงจำต้องน้อยกว่า หรืออีกนัยหนึ่งคือ สามารถคิดในรูปของ flow อากาศที่ผ่าน Orifice แสดงดังรูป



รูปที่ ก-2 แสดงปรากฏการณ์ Vena contracta

เมื่อ v_0, v_c คือความเร็วของอากาศที่ตำแหน่ง Orifice plate และตำแหน่งคอขวดตามลำดับ

A_0, v_0 คือพื้นที่หน้าตัดที่อากาศไหลผ่านที่ตำแหน่ง Orifice plate และตำแหน่งคอขวดตามลำดับ

จากสมการ (ก-4) จะได้ว่า

$$\begin{aligned} Q_{\text{air}} &= A_c v_c \\ &= C_D A_0 v_0 \quad (\text{ก-6}) \end{aligned}$$

เมื่อ C_D คือสัมประสิทธิ์การไหล (Discharge coefficient)

จากสมการ (ก-1) จะได้ว่า

$$\dot{m}_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} C_D A_0 v_0$$

แทนค่า v_0 ด้วย v_2 จากสมการ(ก-3) จะได้ว่า

$$\dot{m}_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} C_D A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{\text{air}}}}$$

ค่า ΔP หาได้จากการวัดผลต่างความดันด้วย Manometer ได้ค่าในรูปของ mmH₂O ซึ่ง

$$\Delta P = \rho_{\text{H}_2\text{O}} g \Delta h$$

โดย $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ คือความหนาแน่นของน้ำ มีค่าเท่ากับ 997 kg/m³

$$\dot{m}_{\text{air}} = C \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{\text{air}}}} \quad (\text{ก-7})$$

$$\text{เมื่อ } C = \rho_{\text{air}} C_D A_0$$

โดยค่า C_D สามารถหาค่าได้จากสมการของ Stolz [10] ซึ่งได้เท่ากับ 0.5998975

ก.2 การวัดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

ในการทดสอบได้ใช้หลอดแก้วซึ่งมีปริมาตรระบุ ให้สามารถอ่านค่าได้ และจับเวลาที่เครื่องยนต์บริโภคเชื้อตามปริมาตรที่สนใจ โดยช่วงปริมาตรของหลอดแก้วที่ใช้เป็น 1/32 , 1/16 , 1/8 Prints.ตามลำดับ สองช่วงแรกระบุปริมาตร 1/32 Prints 2 ช่วง ดังแสดงในรูปที่ 4-1 ซึ่งอัตราการบริโภคเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์หาได้จาก

$$m_f = \rho_f Q_f \quad (\text{ก-8})$$

ขณะทำการวัดการไหลของเชื้อเพลิง ต้องให้เครื่องยนต์บริโภคเชื้อเพลิงอย่างคงที่หรือ Steady ซึ่งจะได้ว่า

$$Q_f = \frac{V}{t} \quad (\text{ก-9})$$

- เมื่อ Q_f คืออัตราการไหลของเชื้อเพลิง (Prints./sec)
 V คือปริมาตรของช่วงหลอดแก้วที่ใช้วัดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (Prints.)
 t คือเวลาที่เครื่องยนต์บริโภคเชื้อเพลิงไปเป็นปริมาตร V Prints. (sec)
 ρ_f คือค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (m^3/kg)

จากสมการ(ก-8) จะได้ว่า

$$m_f = \frac{\rho_f V}{t} \quad (\text{ก-10})$$

อัตราส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิง พิจารณาจากสมการ (ก-7) และ (ก-10) สมการของส่วนผสมอากาศกับเชื้อเพลิงจะเป็น

$$A/F = \frac{C \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{\text{air}}}}}{\rho_f \frac{V}{t}} \quad (\text{ก-11})$$

สถาบันวิทยบริการ
 จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ข

วงจรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงแบบ

Pulse width Modulation control

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วงจรควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงแบบ Pulse width Modulation control

ข.1 การควบคุม Pulse ของวงจร Pulse Width Modulation Control

วงจรที่ใช้ควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงเป็นแบบ Pulse width Modulation control (0.1Beta) ซึ่งใช้ Microprocessor ตระกูล 8051 หรือ MCS51 ของ Intel ผ่านทาง Serial RS232 เข้าเครื่องคอมพิวเตอร์ และใช้โปรแกรม Visual Basic ในการแสดงหน้าต่างของการควบคุมการทำงานของหัวฉีด

การควบคุมค่าพารามิเตอร์ในการจ่ายเชื้อเพลิง พารามิเตอร์ในการควบคุมความกว้างของ Pulse นั้นมีอยู่ 3 ค่าได้แก่

1. ควบคุมช่วงการเปิดของหัวฉีด จากรูปที่ ข1 ใช้ Period Length ในการเพิ่มค่าช่วงการฉีด ซึ่งใช้สัญลักษณ์ P แทนค่าการเปิด
2. ควบคุมช่วงการปิดของหัวฉีด จากรูปที่ ข1 ใช้ Up Period Length ในการเพิ่มค่าช่วงการปิดหัวฉีดซึ่งใช้สัญลักษณ์ U แทนค่าการเปิด
3. ควบคุมความถี่ของการฉีด จากรูปที่ ข1 ใช้ Clock speed ในการเพิ่มและลดค่า ซึ่งใช้สัญลักษณ์ C แทนค่าการเปิด

โดย Clock speed เป็นฟังก์ชันของค่าควบคุมการเปิด(P) และค่าการปิด (U) โดยมีความสัมพันธ์ในระดับของเวลาในการเปิดปิดของ Injector

ข.2 ความถี่สัญญาณนาฬิกาของระบบ

Oscillator Freq = 11.059 Mhz

คิดเป็น Oscillator Time = $1/(11.059 \times 10^6)$ Sec

เวลา 1 CPU Cycle = $1/12 * \text{Oscillator Time}$

= $(1/12) * 1/(11.059 \times 10^6)$

= 7.535340748109 nanosec

จากรูปที่ 4-9 สามารถหาค่าตัวแปรดังกล่าวข้างต้นในรูปของเวลาได้ดังนี้

ค่าที่ได้จากการตั้ง Clock Speed คิดอยู่ในรูปของ Clock Time สมมุติให้ค่า Clock Speed ที่ตั้งเป็น C ซึ่งมีจากรูปที่ ข-1 มีพิสัย [1-240] เวลาที่ได้จาก Clock Speed ถือเป็น Clock Time ดังนี้

$$t_c = (255 - C) \times (1\text{CPU Cycle}) \quad (\text{ข-1})$$

เมื่อ t_c = Clock time

เมื่อได้ค่า Clock Time แล้วเวลาช่วงการเปิดและช่วงการปิดของ Injector จึงคำนวณได้จาก ค่าที่ได้จากการตั้ง Up Period หรือเวลาการเปิด Injector สมมุติให้ค่า Up Period เป็น P ซึ่งมีจากรูปที่ ข-1 มีพิสัย[1-240]

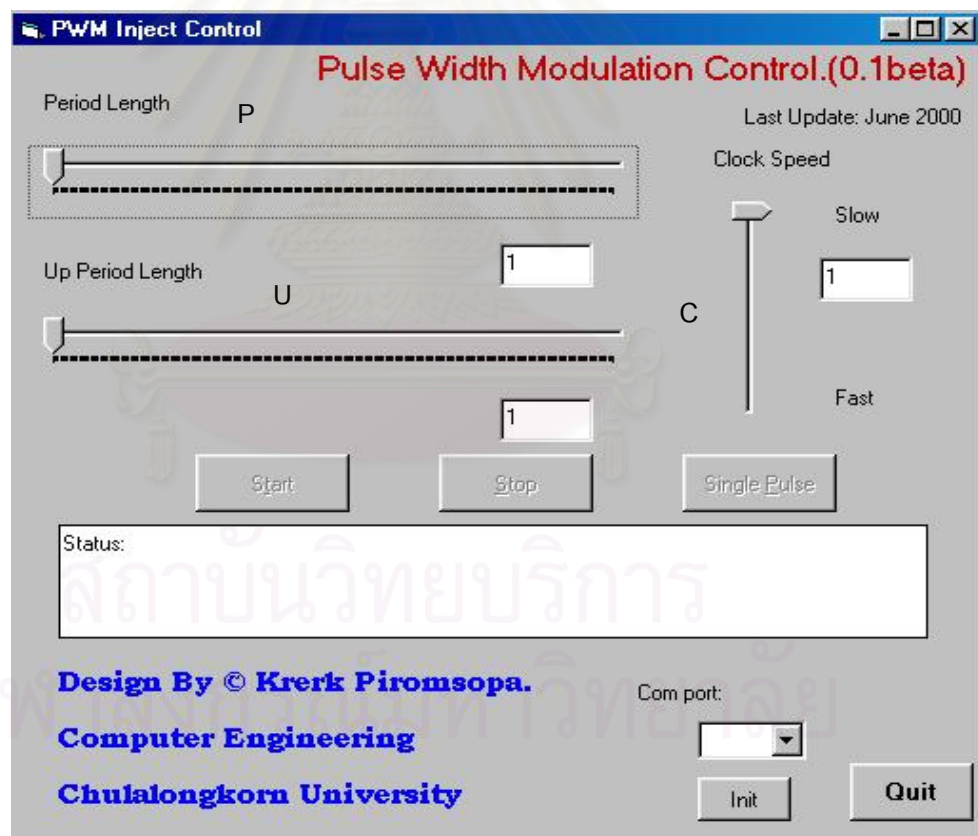
$$t_p = (255 - P) \times t_c \quad (ข-2)$$

เมื่อ t_p = ค่าแสดงการเปิดหัวฉีด

ค่าที่ได้จากการตั้ง Down Period หรือเวลาการปิด Injector สมมุติให้ค่า Down Period เป็น U ซึ่งมี Range เป็น [1-240]

$$t_u = (255 - U) \times t_c \quad (ข-3)$$

เมื่อ t_u = ค่าแสดงการปิดหัวฉีด



รูปที่ ข1 แสดงโปรแกรมการควบคุมการเปิดปิด Injector โดย Pulse Width Modulation Control (0.1 beta)

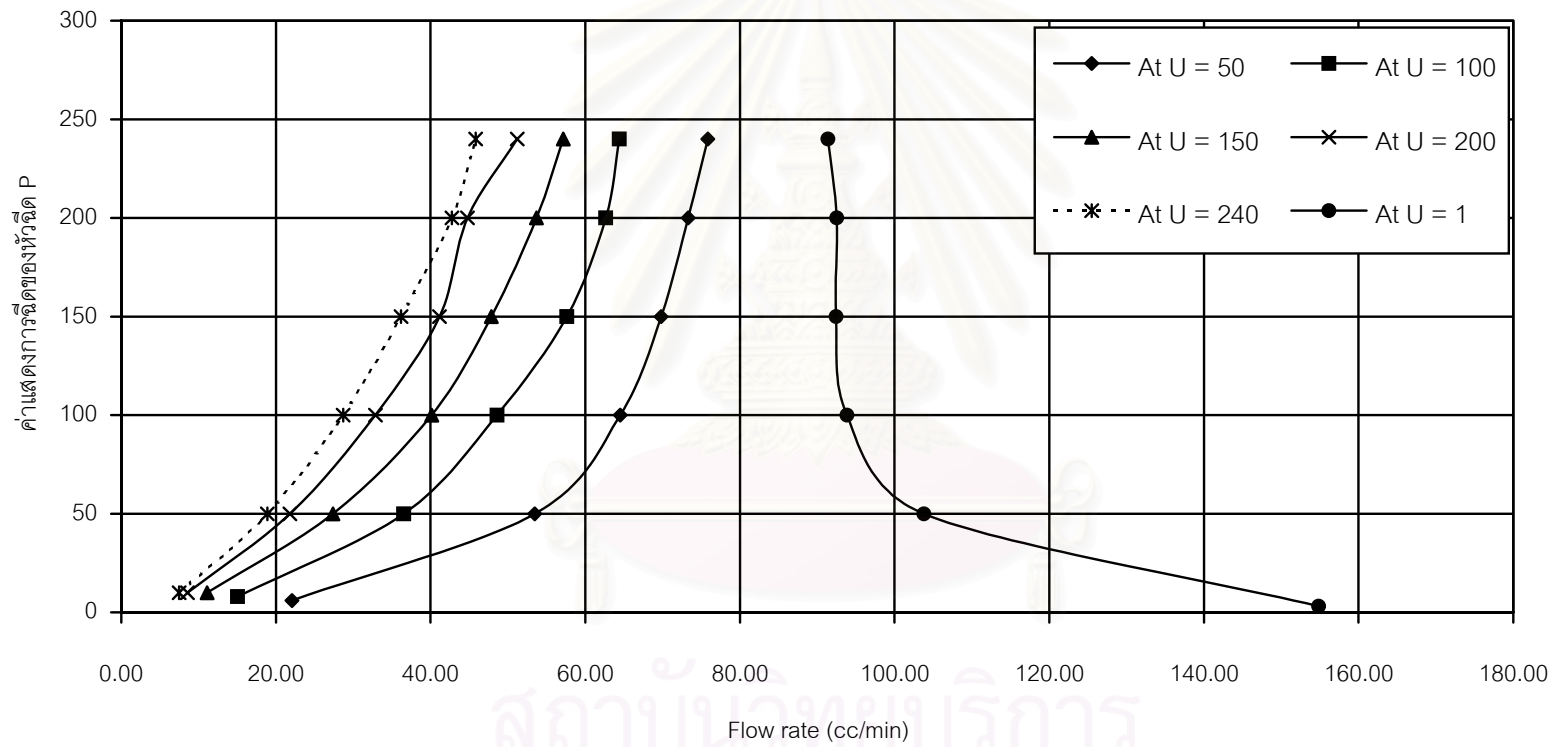


ภาคผนวก ค

แสดงกราฟการทำ Injector Calibration

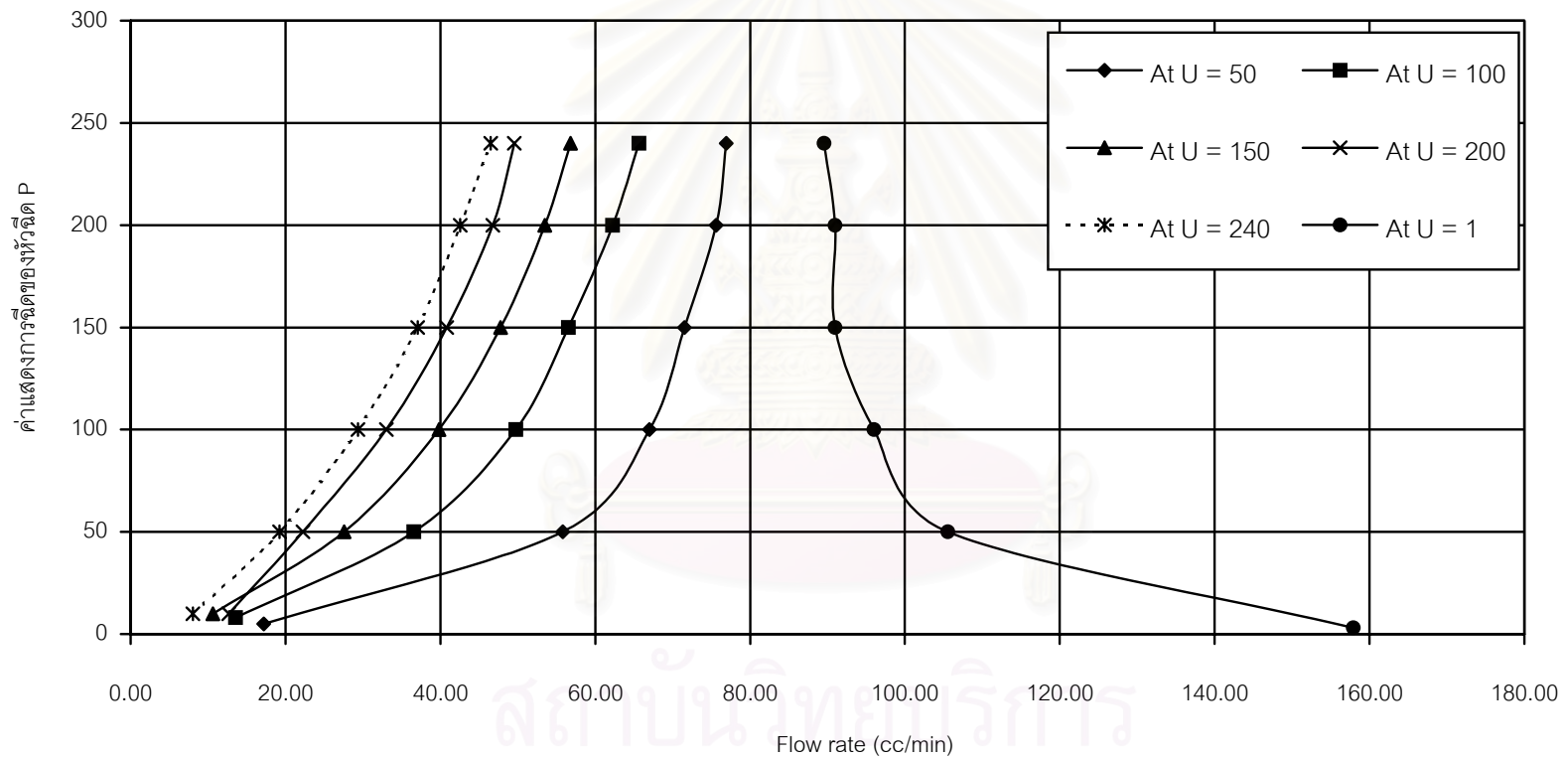
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ ค-1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 1



หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

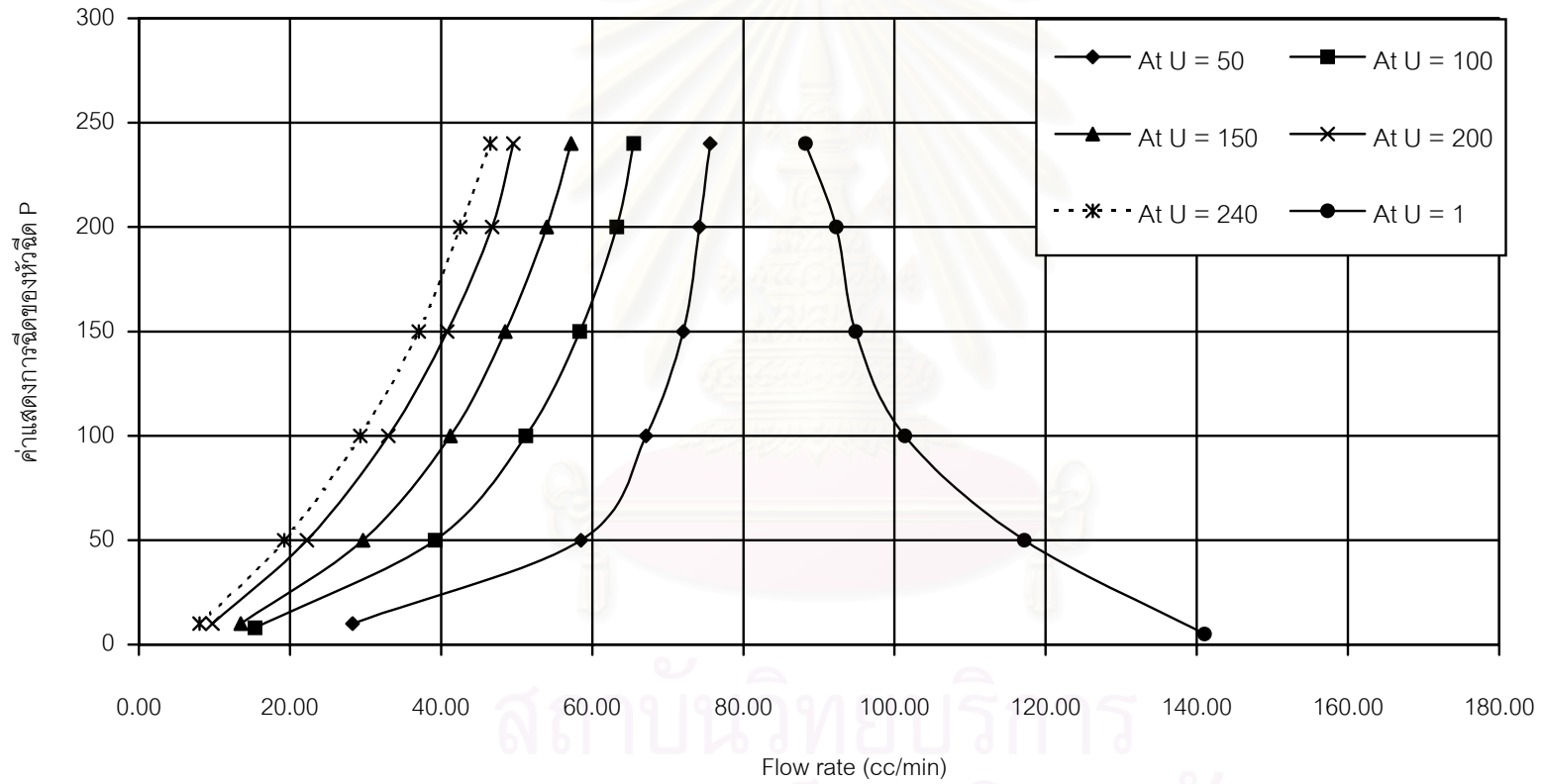
รูปที่ ค-2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 50



หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

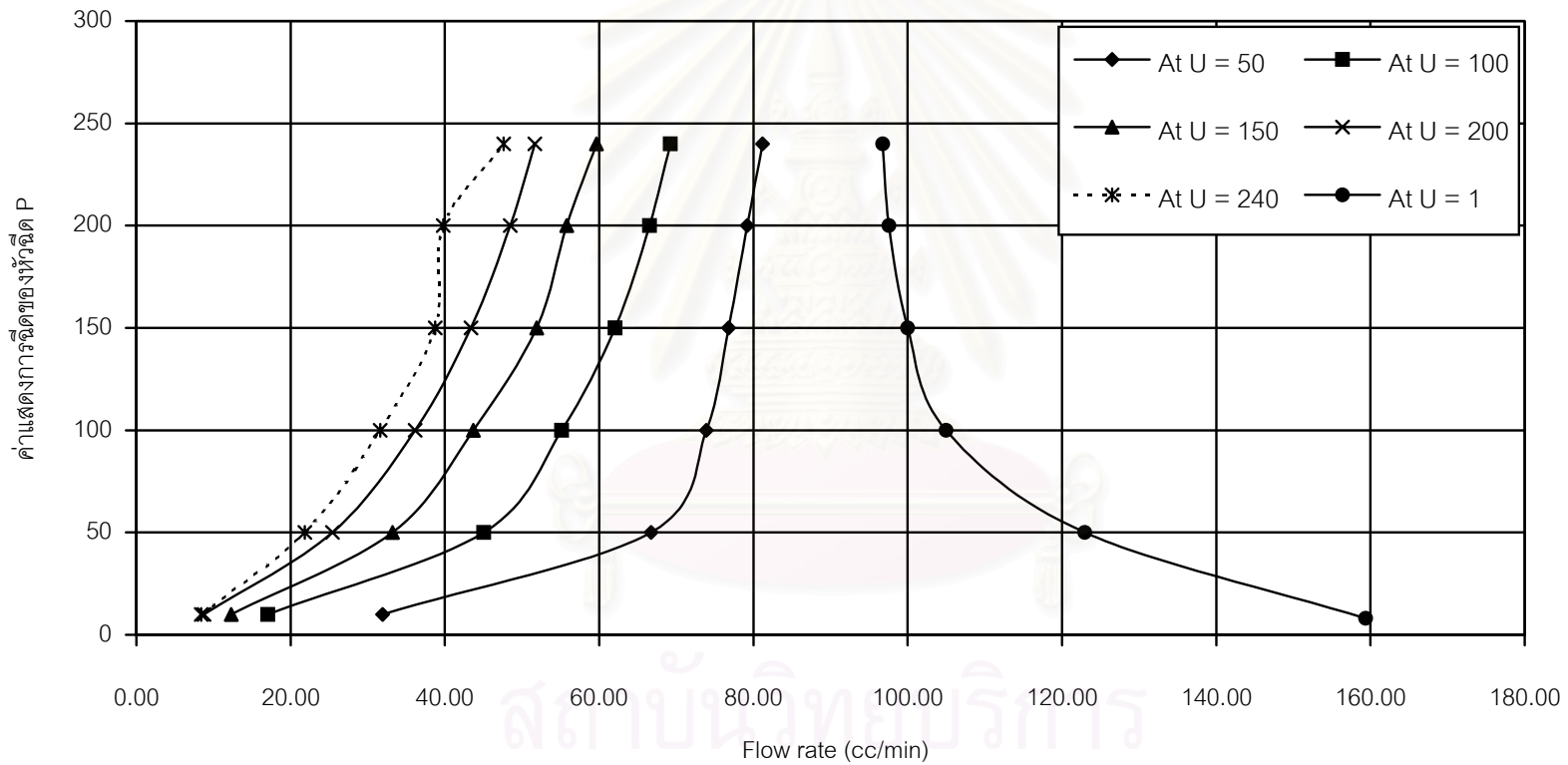
รูปที่ ค-3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P)

ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 100



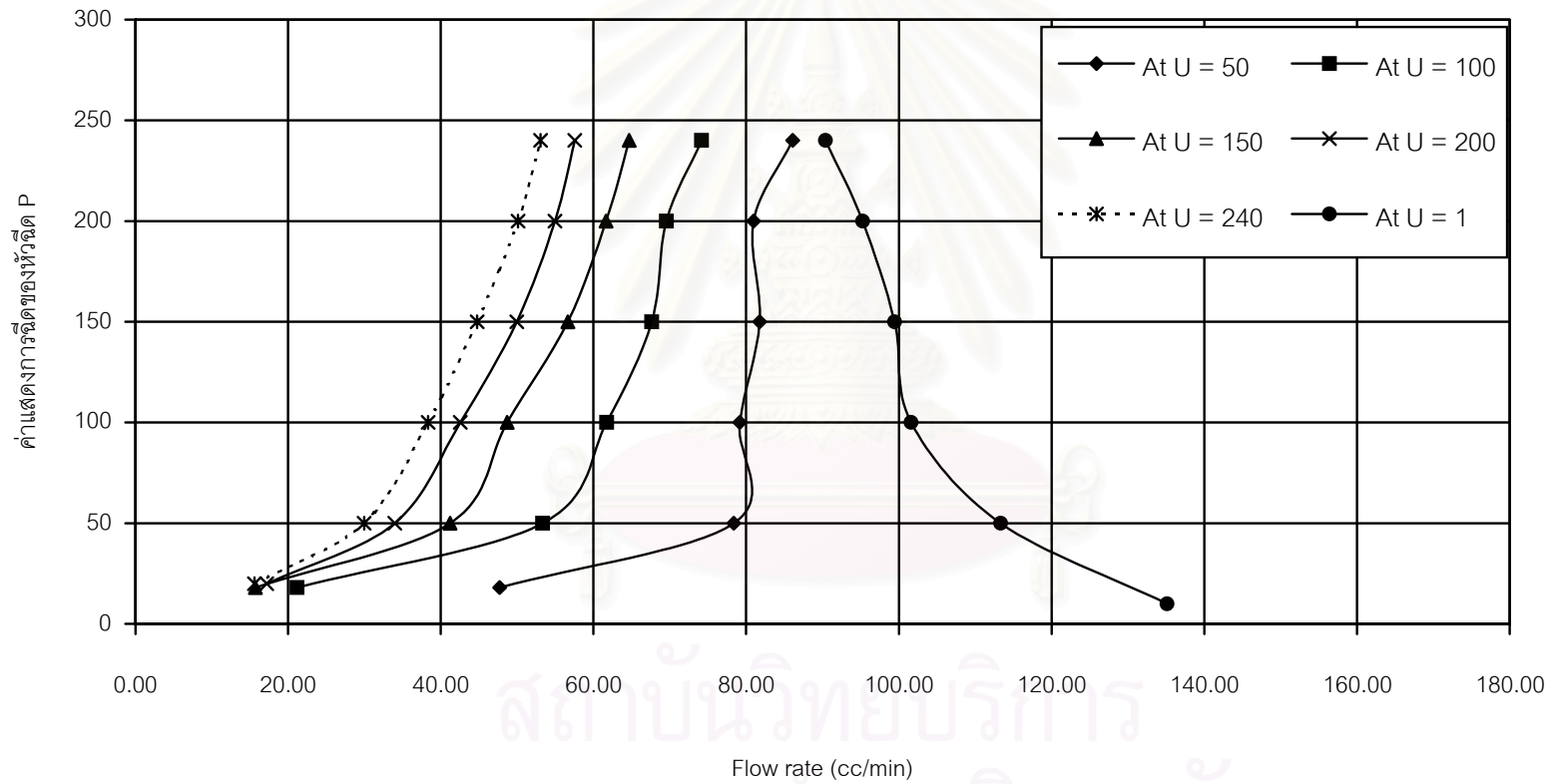
หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 150



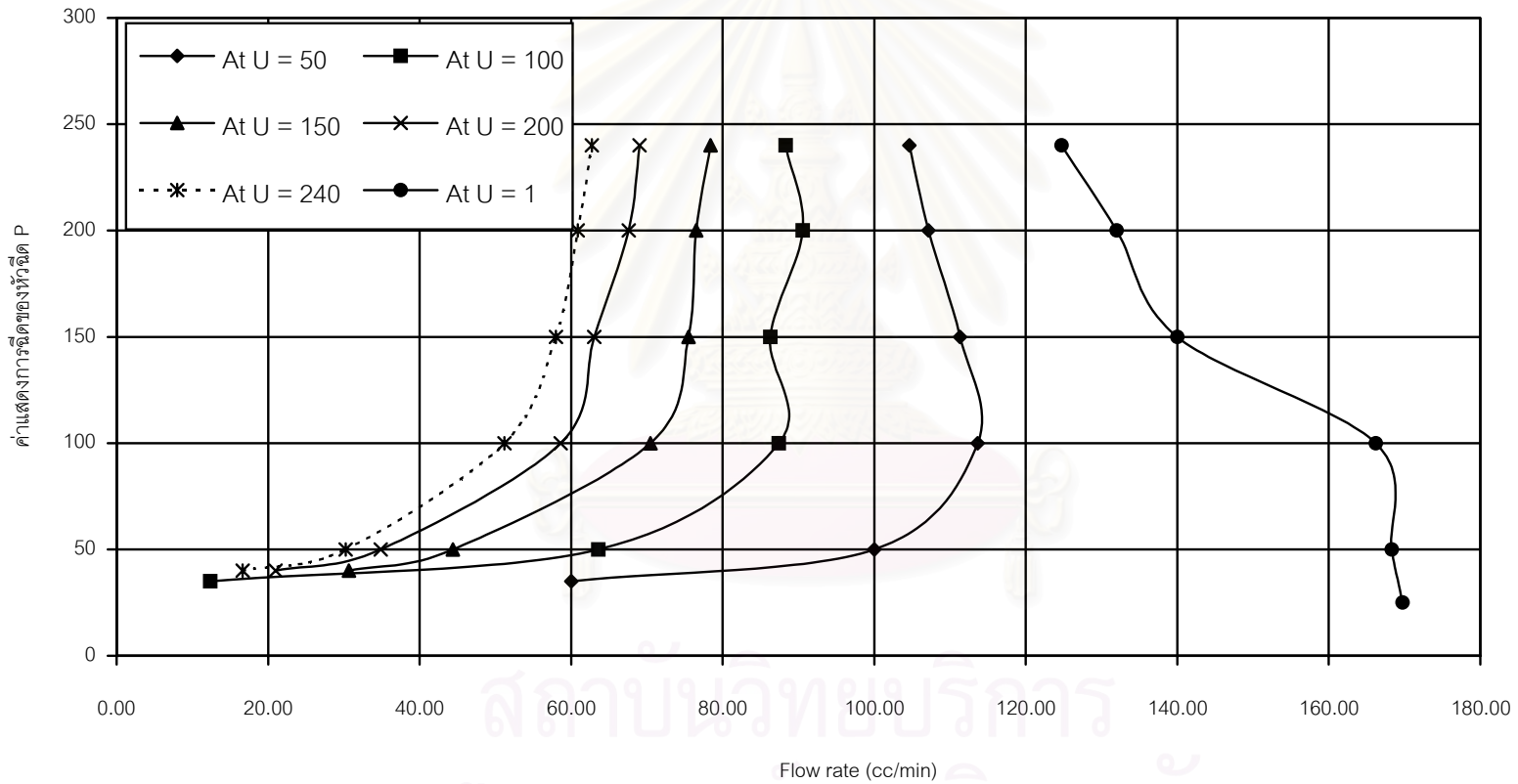
หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 200



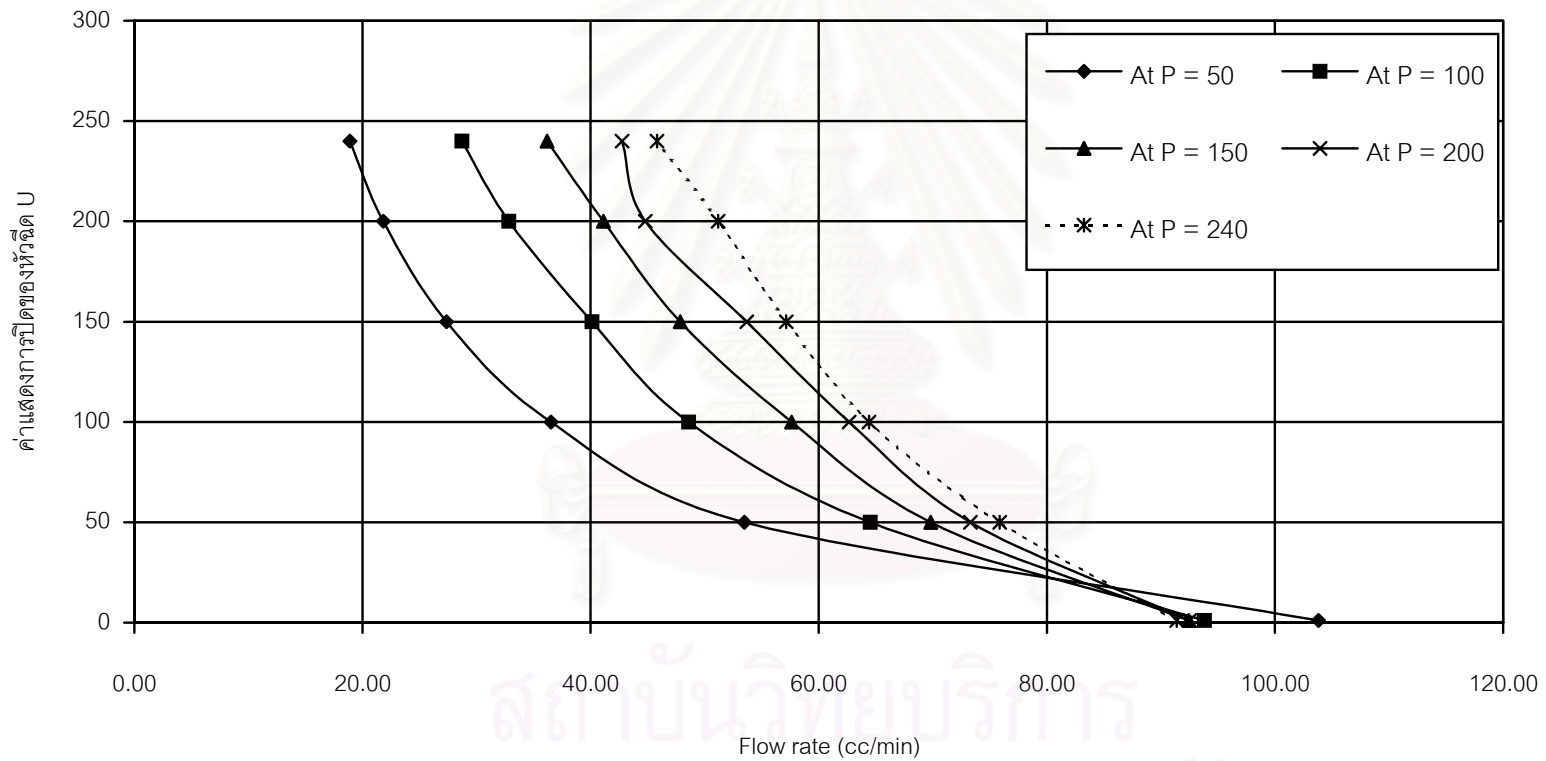
หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการฉีดของหัวฉีด (P) ที่ค่าแสดงการปิดหัวฉีด (U) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 233



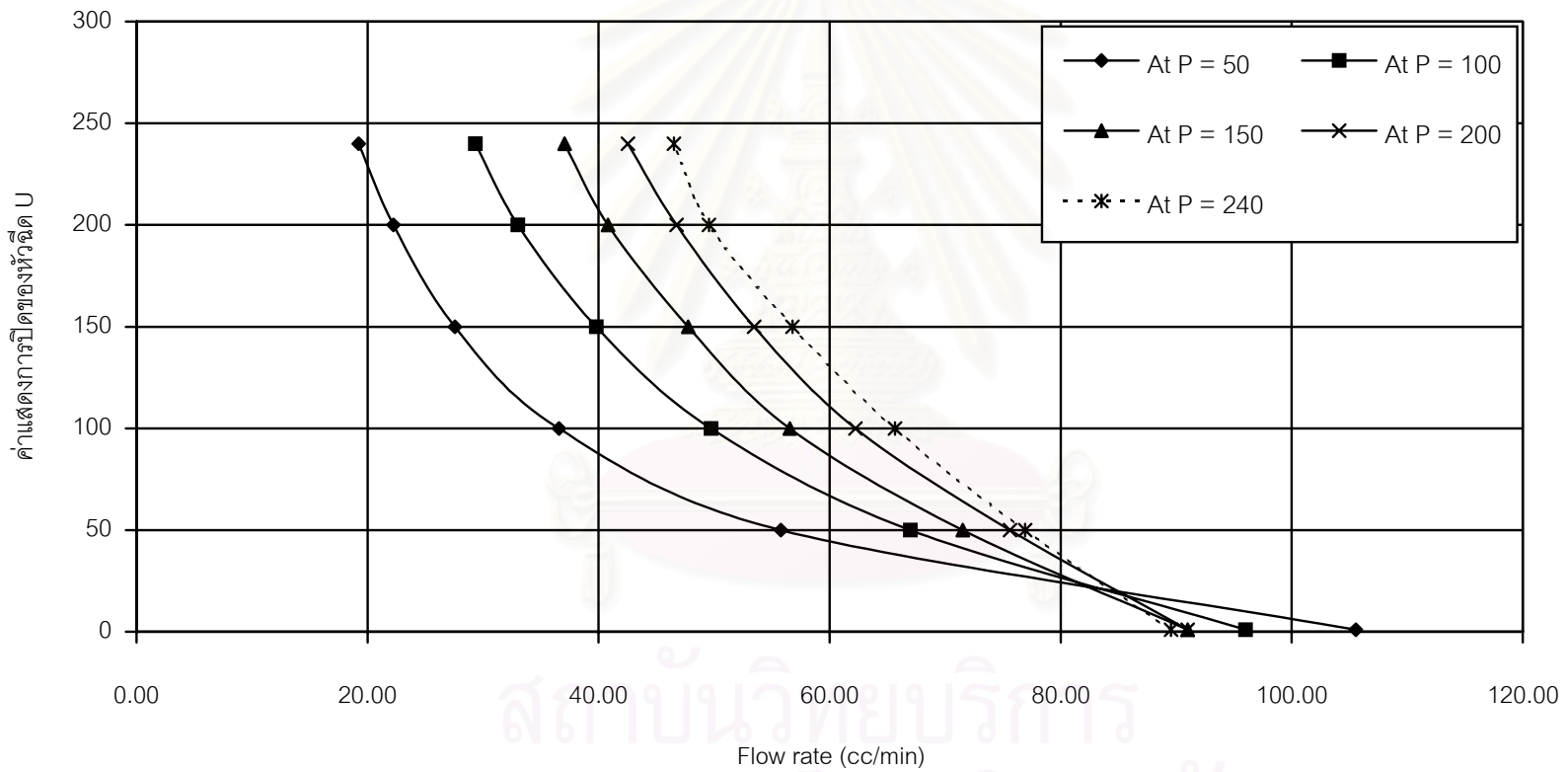
หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 1



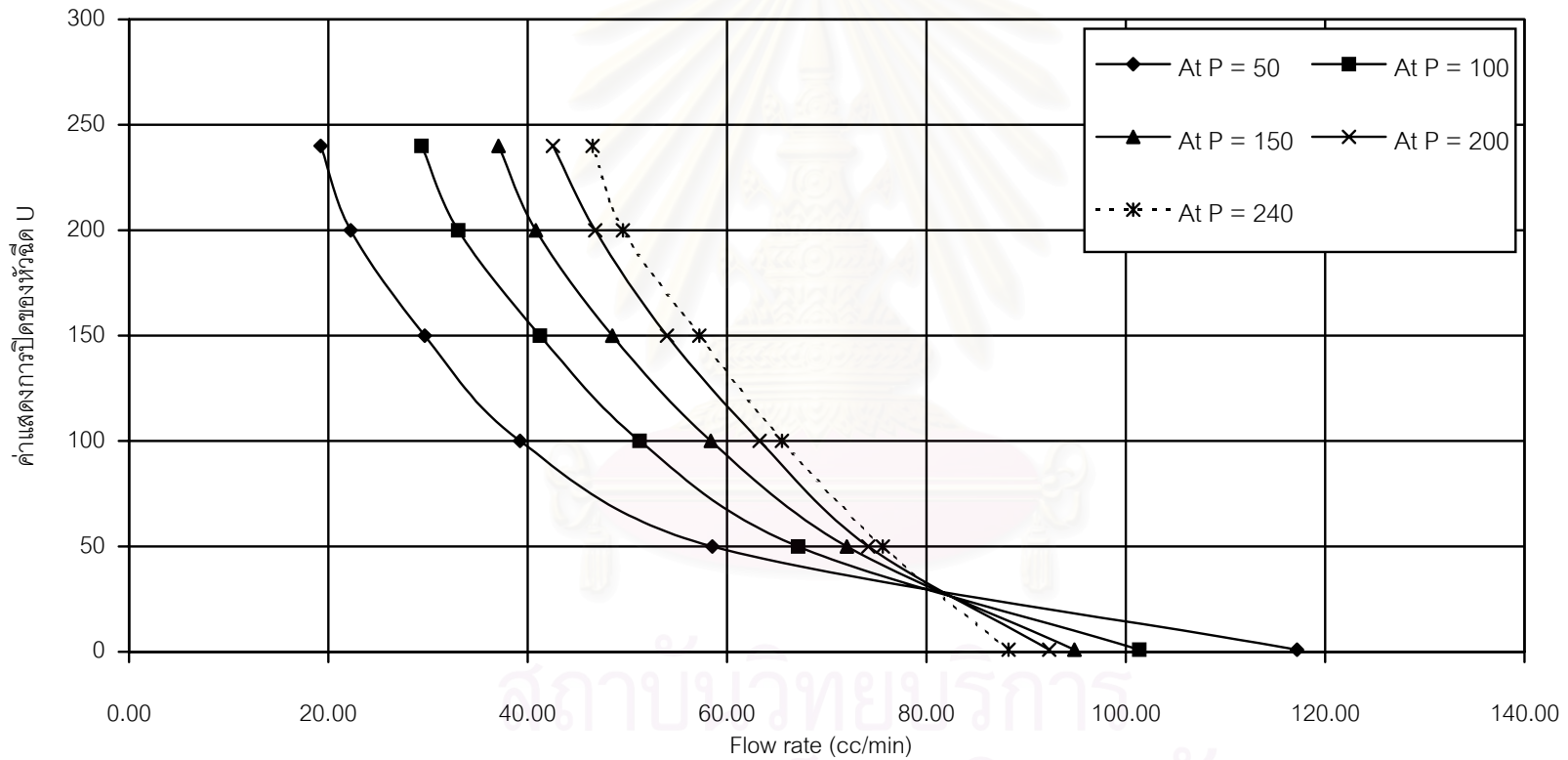
หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 50



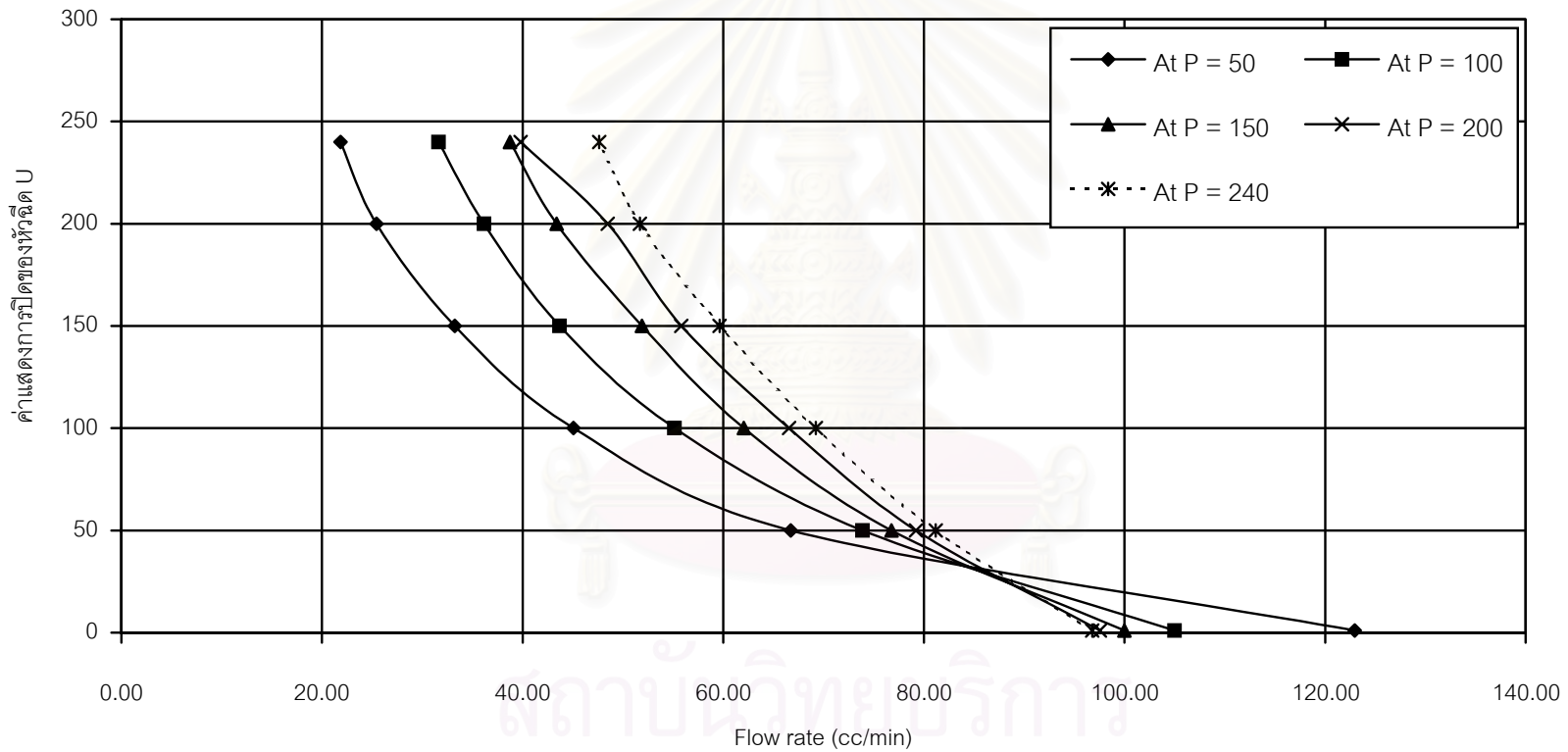
หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 100



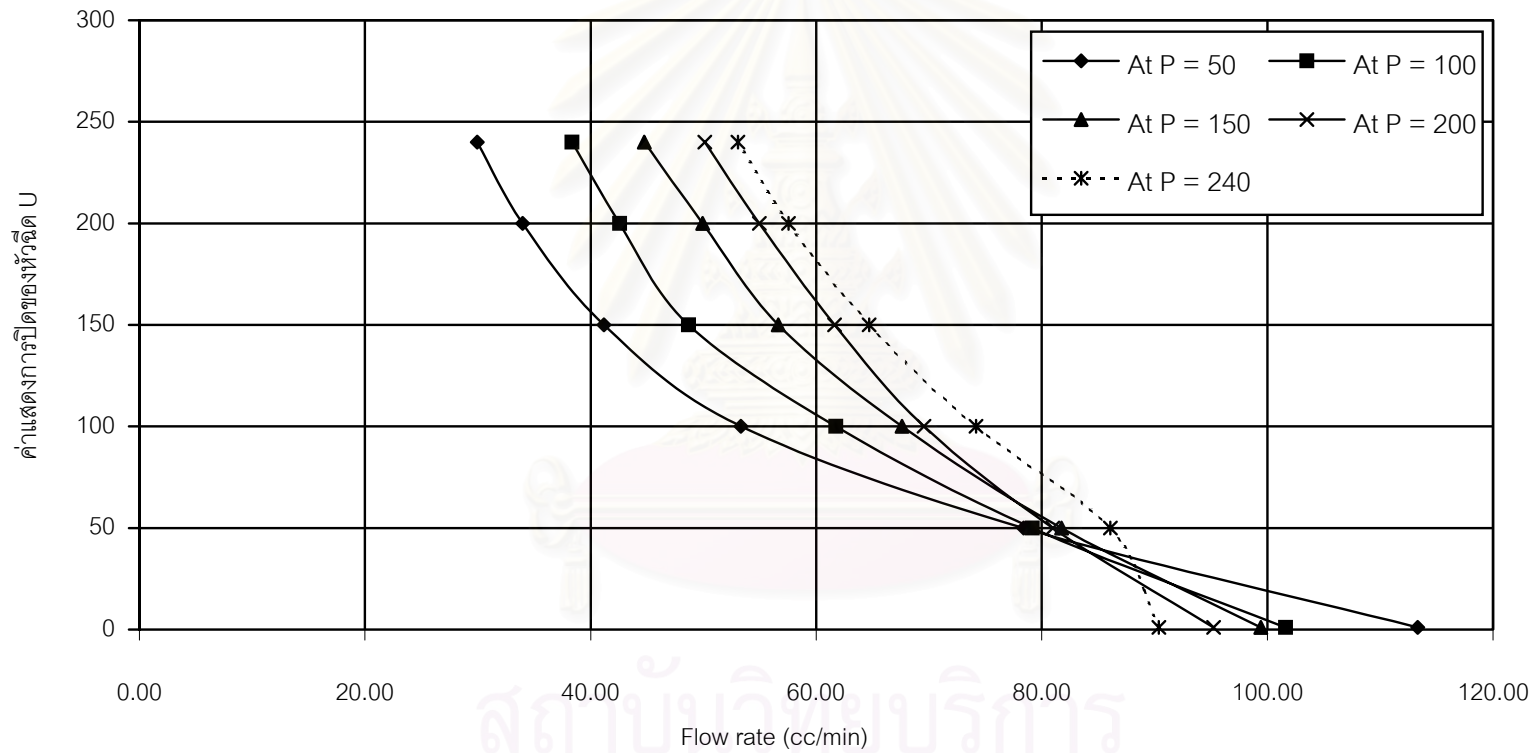
หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 150



หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

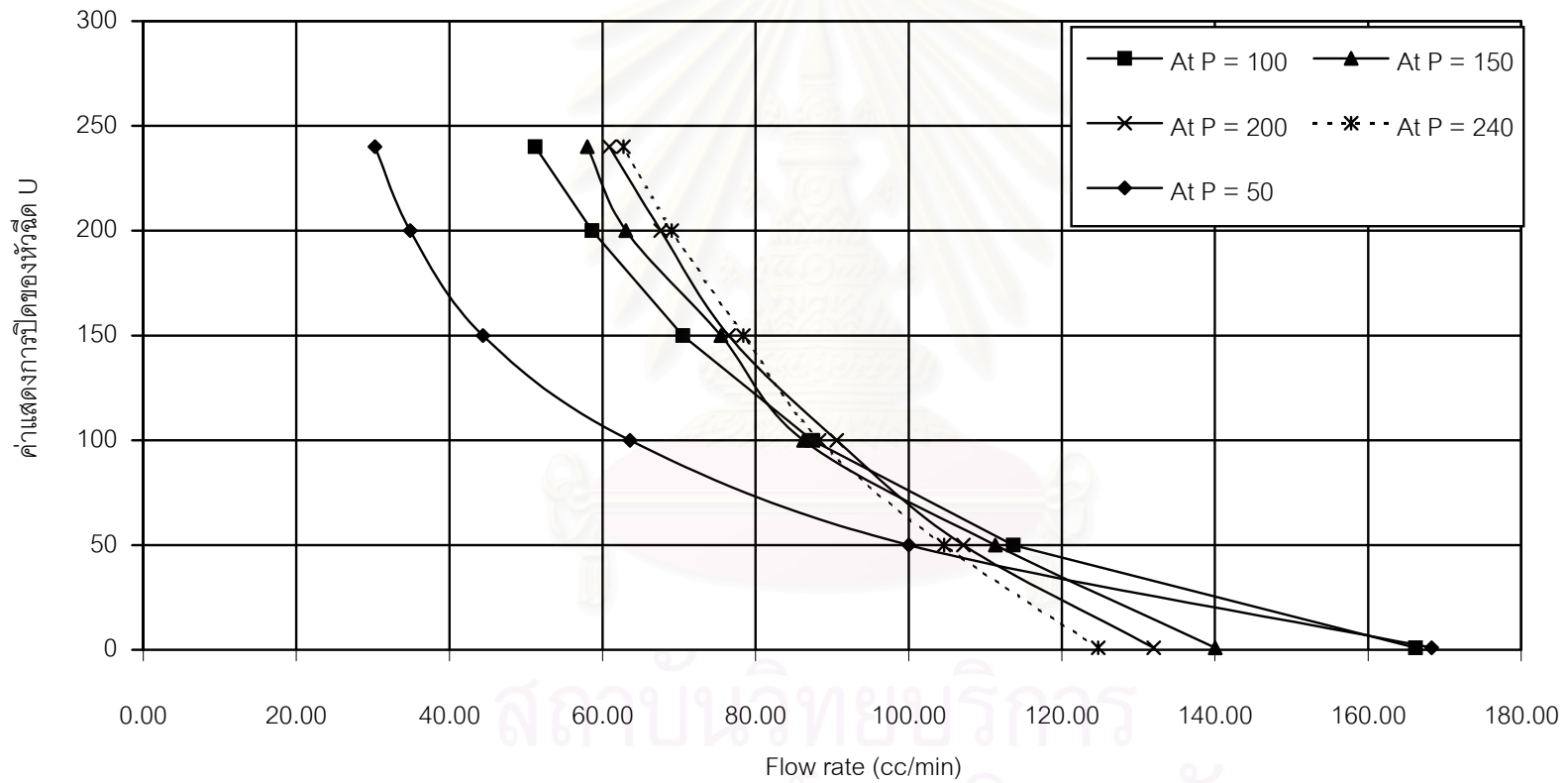
รูปที่ ค-11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U) ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 200



หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed

รูปที่ ค-12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Flow rate (cc/min) ต่อค่าแสดงการปิดของหัวฉีด (U)

ที่ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด (P) ที่ค่าต่างๆที่ Clock speed = 233



หมายเหตุ : P = ค่าแสดงการเปิดของหัวฉีด U = ค่าแสดงการปิดของหัวฉีด C = Clock speed



ภาคผนวก ง

ข้อมูล

ผลทดสอบเครื่องยนต์ OEM

ผลทดสอบเครื่องยนต์เมื่อประกอบชุดหัวฉีด

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-1 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :OEM carburetor ที่ 2000 Rev/min
Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timig 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC

Speed (Rev/min)	Air flow P diff. (Inch H ₂ O)	Fuel consumption 50 cc (sec)				Ambient condition			Torque (N-m)
		T1	T2	T3	Tavg	Tdb (°C)	Twb (°C)	Patm (mmHg)	
1300	idle	93.5	94	94.6	94.03	30.9	26.1	765.8	1.8
2000	1.08	48.6	49	49.2	48.93	31.2	26.3	765.5	18.3
2000	1.75	43.6	43.8	43.5	43.63	31.2	26.7	765.5	21
2000	2.67	39.3	39	40	39.43	31.8	26.2	765.5	22.5
2000	3.65	34.9	34.7	35.4	35.00	31.2	26.4	765.5	25
2000	4.98	33.5	33.4	33.9	33.60	32.1	27.1	765.5	26

ตารางที่ ง-2 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :OEM carburetor ที่ 2500 Rev/min
Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timig 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC

Speed (Rev/min)	Air flow P diff. (Inch H ₂ O)	Fuel consumption 50 cc (sec)				Ambient condition			Torque (N-m)
		T1	T2	T3	Tavg	Tdb (°C)	Twb (°C)	Patm (mmHg)	
1300	idle	95.1	95	95.8	95.30	32.2	30.2	763	2
2500	1.08	55.9	56.2	55.7	55.93	32.2	27.4	763	12
2500	1.75	45.9	45.7	45.4	45.67	32	27.2	763	17.5
2500	2.67	39.2	39	38.9	39.03	32.2	27.8	763	20.2
2500	3.65	34.7	34.5	34.6	34.60	32.4	27	763	23
2500	4.98	31.4	31.5	31.7	31.53	32.3	28.2	763	24.5
2500	5.9	30.4	30.4	30.2	30.33	32.7	27	763	26.2

ตารางที่ ง-3 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :OEM carburetor ที่ 3000 Rev/min
Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timig 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC

Speed (Rev/min)	Air flow P diff. (Inch H ₂ O)	Fuel consumption 50 cc (sec)				Ambient condition			Torque (N-m)
		T1	T2	T3	Tavg	Tdb (°C)	Twb (°C)	Patm (mmHg)	
1300	idle	101	99.3	100.2	100.17	32.6	29.2	762.5	2
3000	1.75	44.9	45.1	44.8	44.93	32.6	27.4	762.5	14.5
3000	2.67	37.6	37.6	37.6	37.60	32.4	27.2	762.5	18.5
3000	3.65	34.4	34.2	34.3	34.30	32.2	27	762.5	20.5
3000	4.98	29.4	30	29.9	29.77	32.8	28	762.5	23
3000	5.90	28.6	29	28.7	28.77	32.9	27.4	762.5	23.8
3000	6.60	28.1	28	27.7	27.93	32.6	27.2	762.5	24.8
3000	7.27	26.9	27.2	27.3	27.13	32.2	29.4	762.5	25.1

ตารางที่ ง-4 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :OEM carburetor ที่ 3500 Rev/min

Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timig 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC

Speed (Rev/min)	Air flow P diff. (Inch H ₂ O)	Fuel consumption 50 cc (sec)				Ambient condition			Torque (N-m)
		T1	T2	T3	Tavg	Tdb (^o C)	Twb (^o C)	Patm (mmHg)	
1300	idle	102.2	101.9	102.9	102.33	30.5	27.2	764	1.8
3500	1.75	45.3	45.5	45	45.27	30.2	27.6	764	10.8
3500	2.67	40	39.9	40.2	40.03	30.2	26.9	764	16.1
3500	3.65	34.6	34.5	35	34.70	30.4	26.9	764	18.8
3500	4.98	32.6	32.4	32.2	32.40	30.6	27.2	764	20.5
3500	5.90	29.4	29.3	29.5	29.40	30.9	26.8	764	22
3500	6.60	28.7	29.1	28.7	28.83	30.4	26.4	764	23
3500	7.27	28.5	28.2	28.5	28.40	30.6	27	764	23.8

ตารางที่ ง-5 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :OEM carburetor ที่ 4000 Rev/min

Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91 Spark timig 24.5 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน TDC

Speed (Rev/min)	Air flow P diff. (Inch H ₂ O)	Fuel consumption 50 cc (sec)				Ambient condition			Torque (N-m)
		T1	T2	T3	Tavg	Tdb (^o C)	Twb (^o C)	Patm (mmHg)	
1300	idle	104.5	105.5	105.5	105.17	30.8	26.9	764	1.8
4000	1.75	64.4	64.4	64.3	64.37	30.8	26.9	764	10.5
4000	2.67	47.9	47.9	48.2	48.00	31	27.8	764	14.8
4000	3.65	41.6	41.8	41.8	41.73	30.4	26.7	764	16.8
4000	4.98	36.4	36.1	36.3	36.27	31.6	27	764	19
4000	5.90	32.7	32.8	32.5	32.67	31	27	764	20.5
4000	6.60	30.4	30.2	30.5	30.37	30.6	27	764	21.9
4000	7.27	28.9	29.3	29	29.07	30.6	26.8	764	22.5

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-6 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 2000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91

Air Flow (in. H ₂ O)	Speed (Rev/min)	Advance timing (°CA BTDC)	Fuel consumption 1/32 Pints. (Sec)				Lube oil consumption 1 cc (sec)			Cooling condition		Ambiern condition			Tb (kg)	Injection control variable		
			T1	T2	T3	Tavg	Tl1	Tl2	Tlavg	Tin (°C)	Tout (°C)	Tdb (°C)	Twb (°C)	Pa (mmHg)		C	U	P
1.08	2000	37	17.75	17.63	17.81	17.73	61.01	61.05	61.03	56.20	50.40	30.60	28.80	764.5	4.70	100	50	50
	2000	37	19.38	19.43	19.4	19.40				57.20	51.20	30.80	27.10	764.5	4.70	100	60	50
	2000	37	21.19	21.22	21.1	21.17				58.40	52.00	30.80	27.20	764.5	4.70	100	70	50
	2000	37	22.88	23	22.84	22.91				60.20	53.40	31.10	27.60	764.5	4.75	100	80	50
	2000	37	24.25	24.57	24.56	24.46				61.00	54.50	31.00	27.40	764.5	4.80	100	90	50
	2000	37	26.35	26.56	26.56	26.50				60.90	54.40	31.20	27.60	764.5	4.70	100	100	50
	2000	37	27.22	27.35	27.41	27.33				60.90	54.30	31.60	27.50	764.5	4.65	100	105	50
	2000	37	27.99	27.75	27.93	27.89				61.00	54.70	31.60	27.40	764.5	4.60	100	110	50
	2000	37	29.56	29.59	29.53	29.56				58.70	52.50	31.60	28.00	764.5	4.45	100	120	50
2000	37	30.03	30.15	30.53	30.24	57.50	51.50	31.80	27.20	764.5	4.40	100	125	50				
1.75	2000	33	17.2	17.1	17.28	17.19	61.01	61.05	61.03	59.10	53.30	31.00	26.90	764.5	5.45	100	50	50
	2000	33	18.78	19	18.91	18.90				60.70	54.50	31.00	27.60	764.5	5.50	100	60	50
	2000	33	20.66	20.75	21.09	20.83				61.40	55.20	31.30	26.70	764.5	5.55	100	70	50
	2000	33	23.38	23.15	23	23.18				62.10	55.80	31.40	27.00	764.5	5.50	100	80	50
	2000	33	24.84	24.66	24.66	24.72				60.80	54.90	31.60	27.60	764.5	5.40	100	90	50
	2000	33	26.59	26.29	26.32	26.40				59.40	53.60	31.50	27.50	764.5	5.25	100	100	50
2.67	2000	35	15.5	15.65	15.56	15.57	61.01	61.05	61.03	59.40	53.50	31.60	27.60	764.5	6.10	100	40	50
	2000	35	17.44	17.44	17.37	17.42				60.60	54.50	31.60	27.60	764.5	6.05	100	50	50
	2000	35	18.25	18.38	18.5	18.38				60.70	54.70	31.80	28.20	764.0	5.95	100	55	50
	2000	35	19.34	19.06	19.12	19.17				61.20	55.10	31.80	27.80	764.5	5.90	100	60	50
3.65	2000	33	14.12	14.03	14.06	14.07	61.01	61.05	61.03	60.30	54.30	31.80	28.20	764.0	6.30	100	30	50
	2000	33	15.53	15.56	15.65	15.58				60.80	54.70	31.80	27.20	764.0	6.25	100	40	50
	2000	33	17.54	17.53	17.56	17.54				61.50	55.00	31.80	27.60	764.0	6.10	100	50	50
	2000	33	18.06	18.22	18.46	18.25				60.20	54.40	32.00	26.80	764.0	5.65	100	55	50
WOT																		
4.62	2000	35	14.01	13.97	14.09	14.02	61.01	61.05	61.03	58.40	52.80	32.00	27.80	764.0	6.10	100	30	50

หมายเหตุ °CA BTDC = มุมองศาเฟลาข้อเหวี่ยงก่อน Top dead center

ตารางที่ ง-7 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 2500 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91

AirFlow (in.H ₂ O)	Speed (Rev/min)	Advance timing (°CA BTDC)	Fuel consumption 1/32 Pintr. (Sec)				Lube oil consumption 1 cc (sec)			Cooling condition		Ambiern condition			Tb (kg)	Injection control variable		
			T1	T2	T3	Tavg	Tl1	Tl2	Tlavg	Tin (°C)	Tout (°C)	Tdb (°C)	Twb (°C)	Pa (mmHg)		C	U	F
1.75	2500	35	15.29	15.34	15.33	15.32	26.34	27.14	26.74	60.00	54.20	30.60	25.40	765.00	5.70	100	50	100
	2500	35	16.13	16.31	16.29	16.24				60.20	54.50	31.20	24.40	765.00	5.70	100	60	100
	2500	35	17.69	17.25	17.53	17.49				58.50	52.90	31.00	27.20	765.00	5.15	100	70	100
	2500	35	18.26	18.19	18.35	18.27				59.60	53.60	31.20	25.00	765.00	5.05	100	80	100
	2500	35	18.81	18.72	18.76	18.76				60.70	54.70	31.10	26.10	765.00	5.05	100	85	100
2.67	2500	35	13.25	13.1	13.19	13.18	29.75	28.50	29.13	61.80	56.00	31.60	25.90	765.00	6.25	100	30	100
	2500	35	13.61	13.72	13.72	13.68				62.90	56.70	31.60	26.40	765.00	6.25	100	35	100
	2500	35	14.6	14.44	14.49	14.51				63.20	57.10	31.60	25.90	765.00	6.20	100	40	100
	2500	35	14.81	14.91	14.83	14.85				61.80	55.70	31.40	26.10	765.00	6.20	100	45	100
	2500	35	15.18	15.4	15.24	15.27				63.20	56.90	31.40	25.90	765.00	6.15	100	50	100
3.65	2500	37	11.53	11.65	11.61	11.60	29.21	28.94	29.08	59.20	53.80	29.60	24.00	769.00	6.55	100	15	100
	2500	37	11.88	11.94	11.88	11.90				59.60	53.20	29.00	23.40	769.00	6.50	100	20	100
	2500	37	12.82	12.94	12.88	12.88				58.80	52.50	29.00	24.00	769.00	6.45	100	25	100
	2500	37	13.1	13.22	13.18	13.17				56.40	50.20	28.60	25.20	769.00	6.25	100	30	100
	2500	37	13.81	13.72	13.73	13.75				57.90	51.70	28.60	24.40	769.00	6.20	100	35	100
4.97	2500	30	11.63	11.81	11.67	11.70	29.21	28.94	29.08	60.70	54.20	31.10	25.80	766.00	7.00	100	20	100
	2500	30	12	12.16	12.11	12.09				61.20	54.40	31.00	26.00	766.00	6.95	100	25	100
5.9	2500	30	10.85	11.06	10.95	10.95	29.11	29.54	29.33	59.60	53.20	30.50	26.60	766.00	7.15	100	10	100
	2500	30	11.54	11.41	11.48	11.48				60.10	53.50	29.80	25.40	766.00	7.20	100	15	100
	2500	30	12.06	11.95	12.02	12.01				59.00	52.80	30.50	26.40	766.00	6.95	100	20	100
6.6	2500	30	10.22	10.16	10.18	10.19	29.35	28.81	29.08	59.80	53.40	31.10	25.80	766.00	7.25	100	1	120
	2500	30	10.4	10.69	10.56	10.55				59.50	53.10	31.00	25.80	766.00	7.20	100	5	120
	2500	30	10.91	10.93	10.94	10.93				59.20	52.90	31.20	26.20	765.50	7.10	100	10	120
	2500	30	11.35	11.28	11.28	11.30				59.00	52.80	31.80	27.50	765.00	7.00	100	15	120
7.27	2500	30	10.91	10.82	10.85	10.86	28.84	29.15	29.00	62.10	54.90	32.40	28.40	765.00	7.30	100	5	210
	2500	30	11.03	11.15	10.99	11.06				61.10	54.70	31.10	26.40	765.00	7.25	100	10	210
	2500	30	11.64	11.22	11.42	11.43				61.60	55.20	30.80	27.60	764.50	7.15	100	15	210
	2500	30	11.53	11.69	11.59	11.60				60.40	54.10	31.40	26.30	764.50	7.05	100	20	210
WOT																		
8	2500	30	9.25	9.31	9.27	9.28	28.54	28.94	28.74	75.50	70.40	31.50	25.60	764.50	7.05	100	1	110

หมายเหตุ °CA BTDC = มุมองศาเฟลาข้อเหวี่ยงก่อน Top dead center

ตารางที่ ง-8 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 3000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91

Air Flow (in. H ₂ O)	Speed (Rev/min)	Advance timing (°CA BTDC)	Fuel consumption 1/32 Pints. (Sec)				Lube oil consumption 1 cc (sec)			Cooling condition		Ambiern condition			Tb (kg)	Injection control variable		
			T1	T2	T3	Tavg	TI1	TI2	TIavg	Tin (°C)	Tout (°C)	Tdb (°C)	Twb (°C)	Pa (mmHg)		C	U	P
1.75	3000	33	15.36	15.62	15.33	15.44	31.87	31.06	31.47	65.40	61.10	32.20	27.20	764.00	3.15	100	30	50
	3000	33	16.57	16.78	16.73	16.69				67.40	63.30	31.80	26.80	764.00	3.50	100	35	50
	3000	33	17.53	17.38	17.45	17.45				67.70	63.80	31.50	25.90	764.00	3.50	100	40	50
2.67	3000	37	12.84	13	13.1	12.98	28.31	27.95	28.13	63.50	59.70	32.00	27.30	764.00	3.85	100	20	50
	3000	37	14.22	14.44	14.34	14.33				66.10	62.00	32.40	27.70	763.50	4.15	100	25	50
	3000	37	15.57	15.22	15.53	15.44				68.20	64.00	32.20	26.60	763.50	4.2	100	30	50
	3000	37	15.78	15.93	15.85	15.85				64.70	60.20	32.00	27.10	763.50	4.1	100	35	50
3.65	3000	35	12.78	12.55	12.72	12.68	25.97	27.09	26.53	64.80	61.10	32.70	28.40	763.00	3.95	100	15	50
	3000	35	13.41	13.41	13.25	13.36				65.50	61.10	32.40	27.00	763.00	4.20	100	20	50
	3000	35	14.22	14.06	13.97	14.08				64.80	60.70	32.70	27.30	763.00	4.15	100	25	50
4.97	3000	35	10.03	10.12	9.87	10.01	48.15	48.36	48.26	66.20	61.90	30.00	25.80	770.50	4.30	200	5	125
	3000	35	10.41	10.56	10.34	10.44				64.30	60.20	29.80	24.80	770.50	4.30	200	10	125
	3000	35	10.62	10.71	10.75	10.69				63.40	59.30	30.00	24.00	770.00	4.25	200	15	125
	3000	35	11.09	11.13	11.06	11.09				63.00	28.80	30.00	25.20	770.00	4.25	200	20	125
	3000	35	11.66	11.5	11.53	11.56				63.00	28.80	30.00	25.20	770.00	3.95	200	20	125
5.9	3000	35	9.03	9.28	9.12	9.14	46.70	46.60	46.65	66.90	62.10	29.60	26.10	770.50	4.90	200	10	40
	3000	35	10.06	10	10.06	10.04				68.30	63.20	29.60	24.00	770.50	5.35	200	15	40
	3000	35	11.09	11	11.15	11.08				67.20	62.40	29.80	24.40	770.50	5.35	200	20	40
WOT																		
6.5	3000	35	9.78	9.91	10	9.90	42.12	41.22	41.67	67.00	61.40	28.60	25.00	770.50	5.50	200	15	30

หมายเหตุ °CA BTDC = มุมองศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน Top dead center

ตารางที่ ง-9 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 3500 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91

AirFlow (in.H ₂ O)	Speed (Rev/min)	Advance timing (°CA BTDC)	Fuel consumption 1/32 Pints. (Sec)				Lube oil consumption 1 cc (sec)			Cooling condition		Ambiern condition			Injection control variable			
			T1	T2	T3	Tavg	Tl1	Tl2	Tlavg	Tin (°C)	Tout (°C)	Tdb (°C)	Twb (°C)	Pa (mmHg)	Tb (kg)	C	U	P
4.97	3500	30	11.25	11.38	11.15	11.26	46.13	45.37	45.75	60.70	54.20	31.10	25.80	766.00	4.70	200	25	50
	3500	30	11.94	11.97	12.06	11.99				61.20	54.40	31.00	26.00	766.00	4.75	200	30	50
	3500	30	12.56	12.53	12.44	12.51				61.20	54.40	31.00	26.00	766.00	4.70	200	35	50
	3500	30	13.32	13.47	13.56	13.45				61.20	54.40	31.00	26.00	766.00	4.60	200	40	50
5.9	3500	30	11.31	11.13	11.28	11.24	45.82	49.54	47.68	59.80	53.20	30.50	26.60	766.00	5.10	200	25	50
	3500	30	12.06	12.02	12	12.03				60.10	53.50	29.80	25.40	766.00	5.05	200	30	50
	3500	30	12.4	12.53	12.5	12.48				59.00	52.80	30.50	26.40	766.00	5.10	200	35	50
6.6	3500	30	12.16	12.1	11.94	12.07	46.84	49.16	48.00	59.80	53.40	31.10	25.80	766.00	5.10	200	30	50
	3500	30	12.75	12.69	12.54	12.66				59.50	53.10	31.00	25.80	766.00	5.25	200	35	50
	3500	30	13.12	13.09	13.19	13.13				59.20	52.90	31.20	26.20	765.50	5.00	200	40	50
7.27	3500	33	10.25	9.97	10.07	10.10	31.32	32.00	31.66	62.10	54.90	32.40	28.40	765.00	5.45	200	20	50
	3500	33	11.2	11.47	11.25	11.31				61.10	54.70	31.10	26.40	765.00	5.50	200	25	51
	3500	33	12	11.88	11.87	11.92				61.60	55.20	30.80	27.60	764.50	5.45	200	29	51
WOT																		
13.86	3500	33	9.81	9.78	9.62	9.74	18.18	18.65	18.42	73.40	68.20	32.20	27.40	765.50	5.55	200	10	25

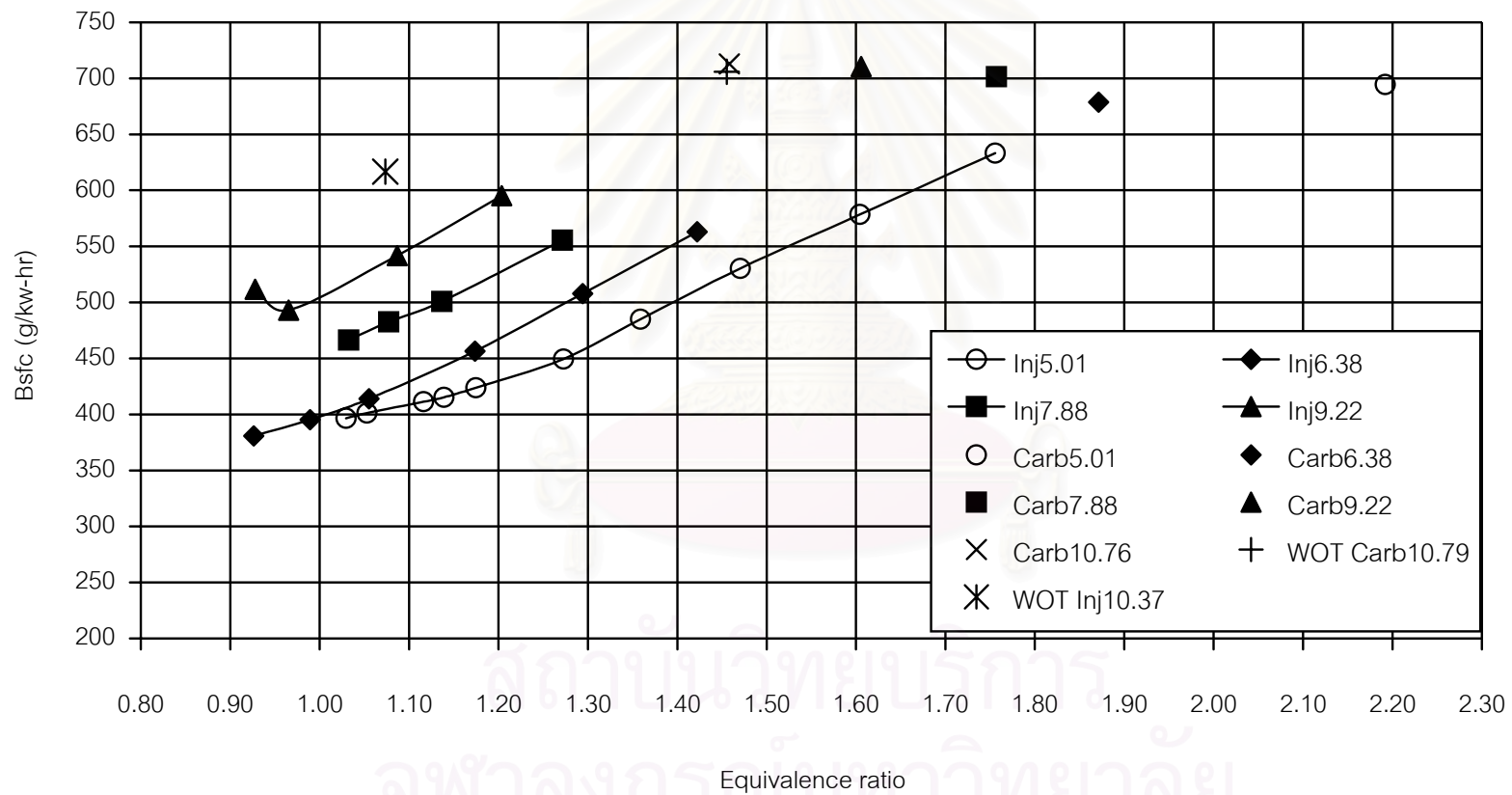
หมายเหตุ °CA BTDC = มุมองศาเพลาข้อเหวี่ยงก่อน Top dead center

ตารางที่ ง-10 แสดงผลการทดสอบ เครื่องยนต์ Daihatsu รุ่น ZM-9XK 356 cc :Injection control injector ที่ 4000 Rev/min Fuel : น้ำมันเบนซินออกเทน 91

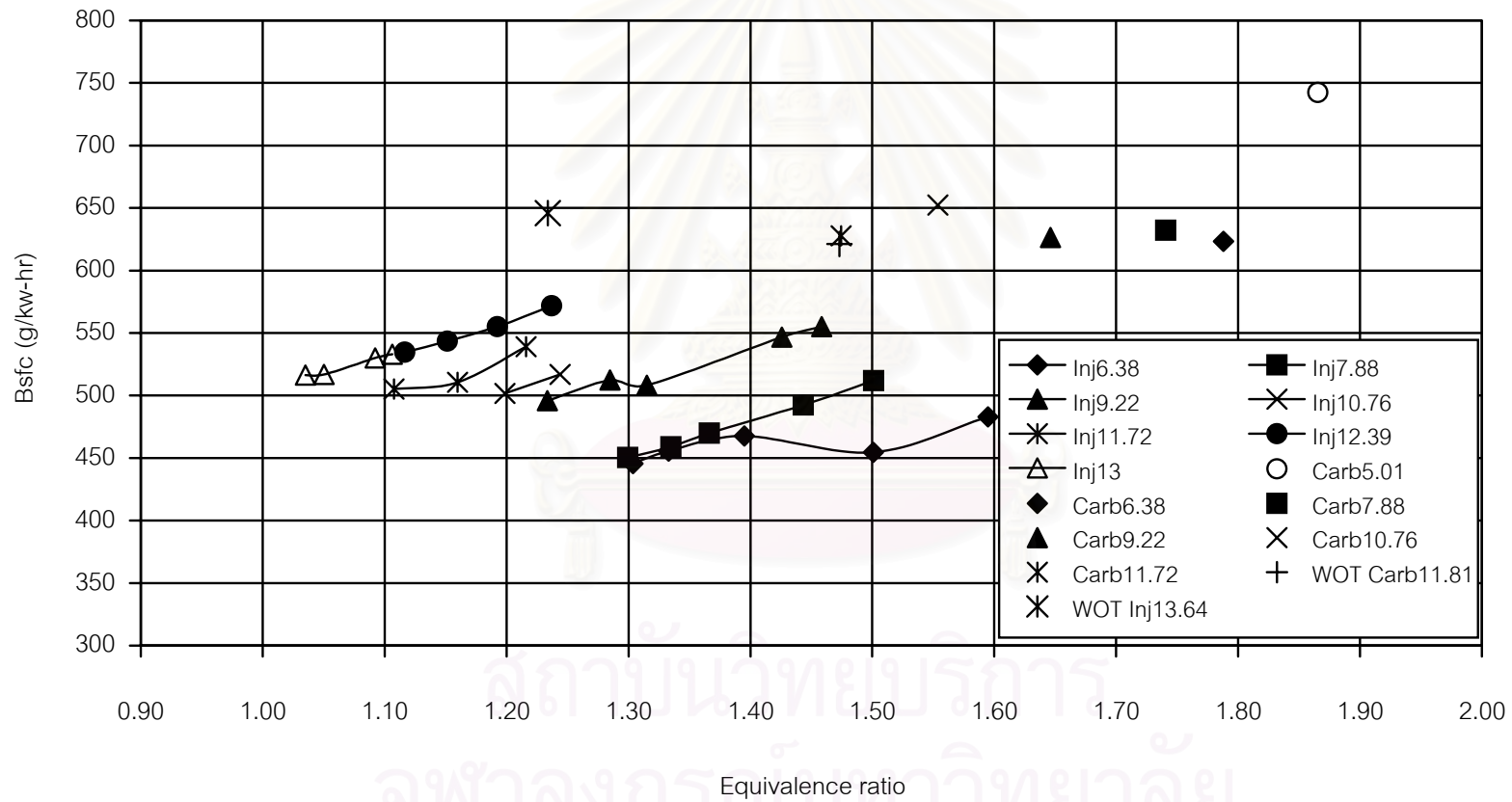
Air Flow (in. H ₂ O)	Speed (Rev/min)	Advance timing (°CA BTDC)	Fuel consumption 1/32 Pints. (Sec)				Lube oil consumption 1 cc (sec)			Cooling condition		Ambiern condition			Tb (kg)	Injection control variable		
			T1	T2	T3	Tavg	Tl1	Tl2	Tlavg	Tin (°C)	Tout (°C)	Tdb (°C)	Twb (°C)	Pa (mmHg)		C	U	P
4.97	4000	30	13.19	12.97	13.25	13.14	17.22	17.41	17.32	83.30	78.00	33.90	28.50	764.50	4.80	100	20	60
	4000	30	13.85	13.93	14.07	13.95				84.20	78.40	34.00	27.00	764.50	4.80	100	25	60
	4000	30	14.66	14.78	14.72	14.72				83.50	78.20	34.20	26.30	764.50	4.75	100	30	60
5.9	4000	30	12.13	12.12	12.16	12.14	17.88	18.19	18.04	85.50	79.30	33.40	26.40	764.50	5.25	100	15	60
	4000	30	12.78	12.97	13.09	12.95				86.90	80.90	33.10	26.70	764.50	5.20	100	20	60
	4000	30	13.88	13.87	13.81	13.85				86.30	80.50	33.40	26.70	764.50	4.95	100	25	60
6.6	4000	30	11.18	11.28	11.41	11.29	21.47	23.62	22.55	83.40	78.20	32.80	26.40	765.00	5.40	100	10	60
	4000	30	12.06	12.15	12.28	12.16				83.20	77.60	33.10	26.60	765.00	5.35	100	15	60
	4000	30	12.97	12.87	12.75	12.86				83.60	78.00	33.00	26.60	765.00	5.30	100	20	60
	4000	30	13.53	13.41	13.88	13.61				82.90	77.30	33.00	26.40	765.00	5.10	100	25	60
7.27	4000	33	10.57	10.88	10.72	10.72	21.87	21.00	21.44	80.70	74.90	32.30	28.20	765.00	5.70	100	6	60
	4000	33	11.12	11.34	11.4	11.29				83.00	77.40	32.80	26.60	765.00	5.70	100	10	60
	4000	33	12.25	12.29	12.16	12.23				83.20	77.40	32.60	26.60	765.00	5.60	100	15	60
WOT																		
14.24	4000	30	8.22	8.28	8.38	8.29	16.62	16.41	16.52	79.10	73.40	32.20	27.30	765.50	6.80	200	10	30

หมายเหตุ °CA BTDC = มุมองศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อน Top dead center

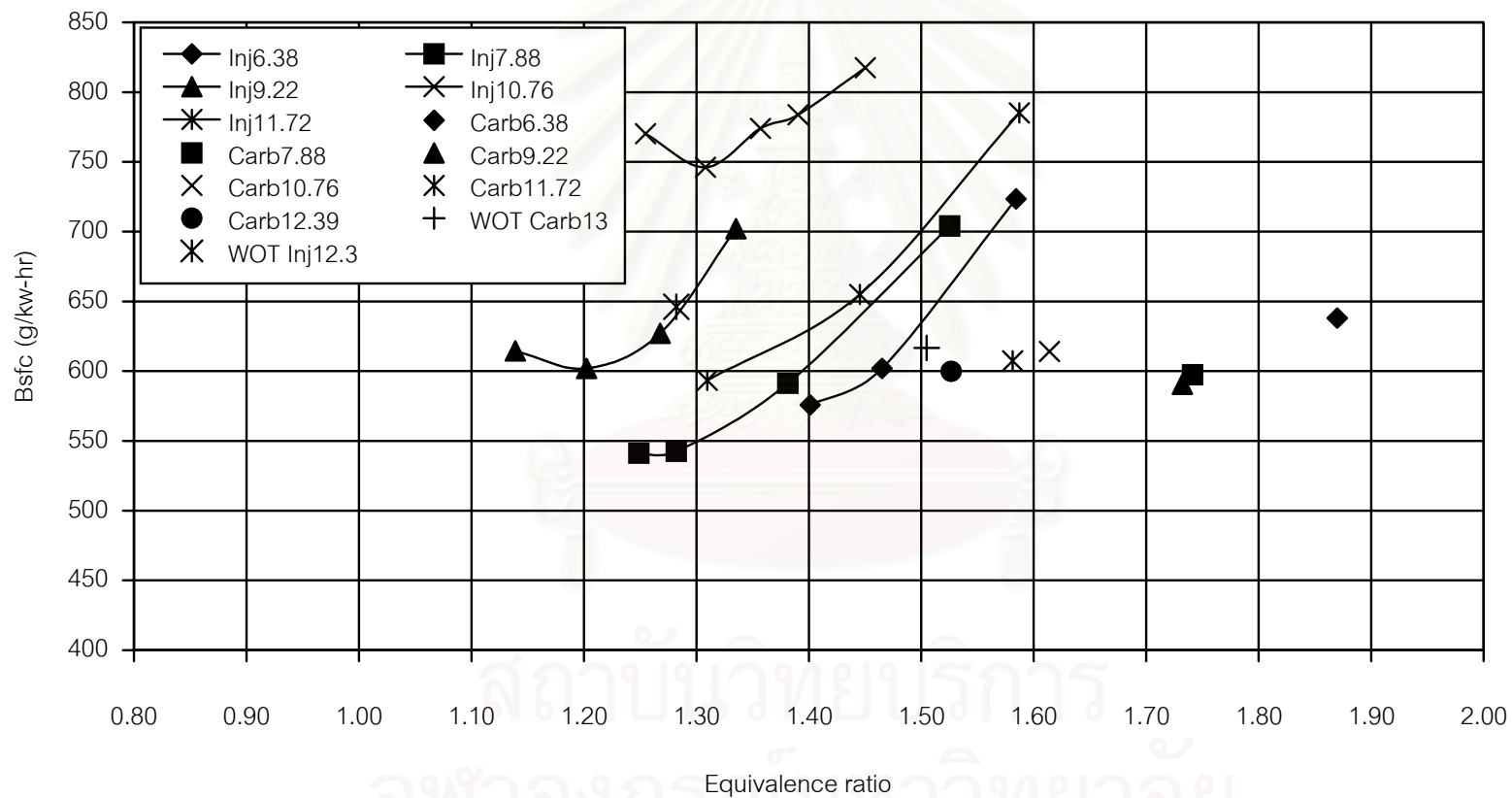
รูปที่ ง-1 ผลของ Equivalence ratio ต่อค่า Bsfic (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec)
 ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2000 Rev/min



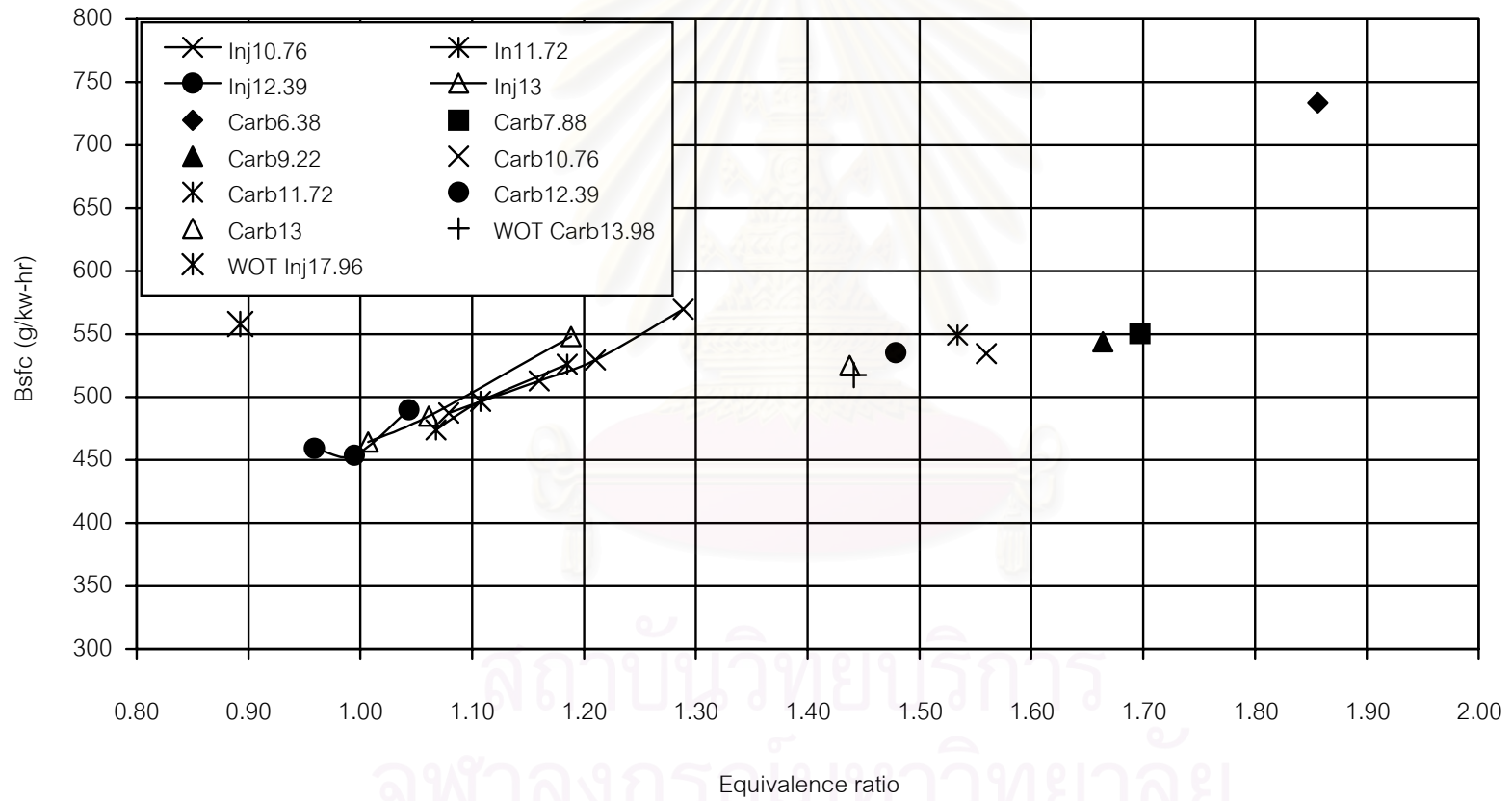
รูปที่ ง-2 แสดง bsfc เมื่อเปลี่ยนค่า Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2500 Rev/min



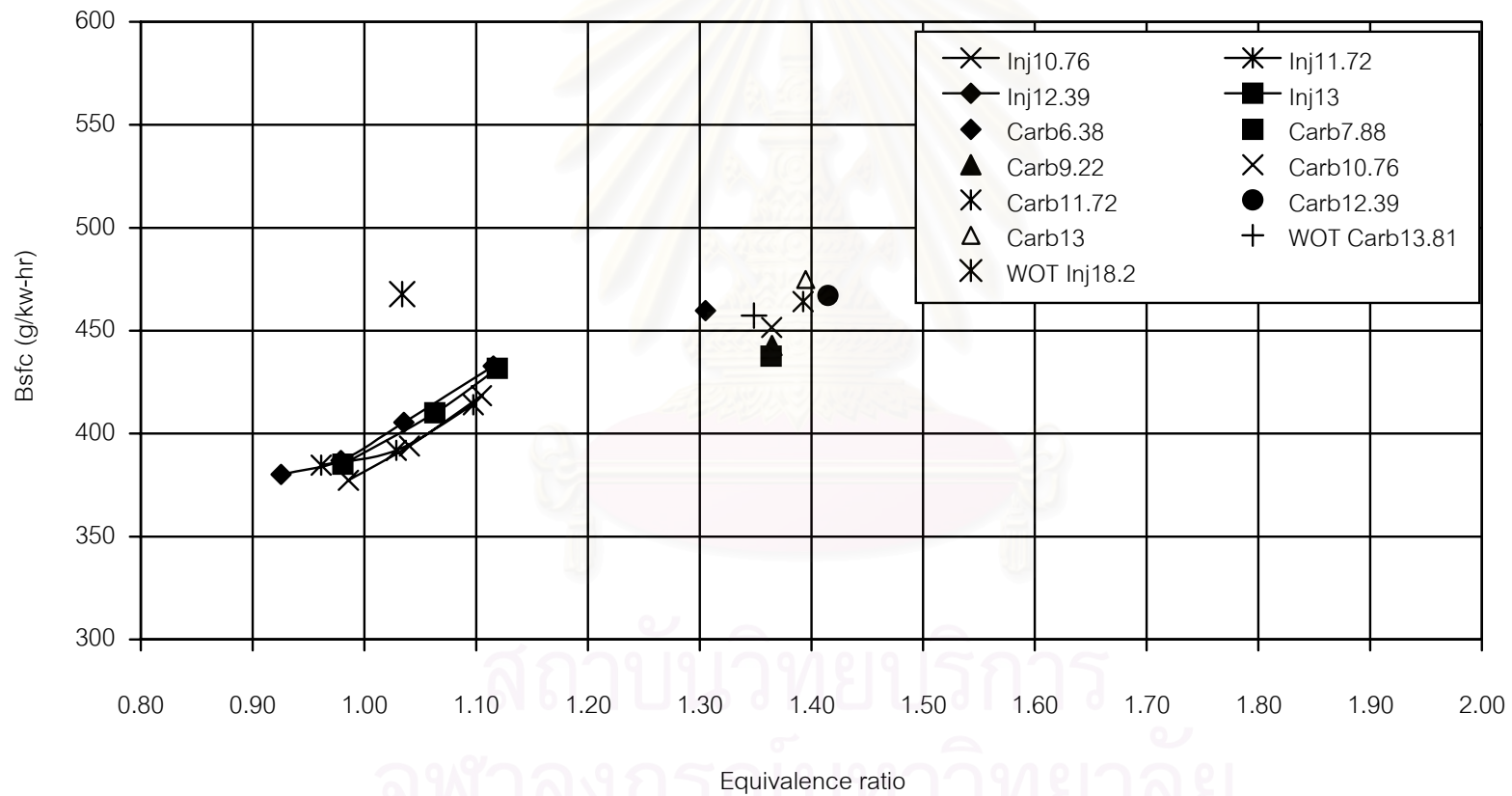
รูปที่ ง-3 แสดง bsfc เมื่อเปลี่ยนค่า Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3000 Rev/min



รูปที่ ง-4 แสดง bsfc เมื่อเปลี่ยนค่า Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตรากรไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3500 Rev/min



รูปที่ ง-5 แสดง bsfc เมื่อเปลี่ยนค่า Equivalence ratio ต่อค่า Bsfc (g/kW-hr) ที่ค่าอัตราการไหลของอากาศค่าต่างๆ (m_{air} , g/sec) ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 4000 Rev/min



ประวัติผู้วิจัย

นาย ประพันธ์ ดลวิชัย เกิดเมื่อวันที่ 4 เดือนตุลาคม พุทธศักราช 2517 ที่ อำเภอกุฉินารายณ์ จังหวัดกาฬสินธุ์ สำเร็จการศึกษาปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เมื่อปีการศึกษา 2539 เข้าศึกษาในหลักสูตรวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2540



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย