

อิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่อพฤติกรรมของเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง



นางสาวเยาวลักษณ์ ถมป์รัมย์

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต


สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2549

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

THE INFLUENCE OF ENGINE PARAMETERS ON LPG-DIESEL DUAL FUEL ENGINE OPERATION



Miss Yaowalak Thompat

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

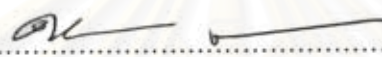
Chulalongkorn University

Academic Year 2006

Copyright of Chulalongkorn University


หัวข้อวิทยานิพนธ์	อิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่อพฤติกรรมของเครื่องยนต์ดีเซลระบบ เชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง
โดย	นางสาวเยาวลักษณ์ ถมบัวม
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร


คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยรับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต



..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร.ดิเรก ลาวัณย์ศิริ)

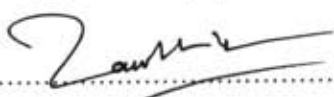
คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ สถาพร สุปรีชากร)


..... อาจารย์ที่ปรึกษา
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร)


..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฉัตรชัย หงษ์อุเทน)


..... กรรมการ
(ดร.บุญรอด สัจกุลนุกิจ)


..... กรรมการ
(Zaw Hein Kyaw, Ph.D.)

4670449321 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: DUAL FUEL ENGINE /LPG /DDF/INJECTION TIMING/IDI

YAOWALAK THOMPAT : THE INFLUENCE OF ENGINE PARAMETERS ON LPG-DIESEL
DUAL FUEL ENGINE OPERATION. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. KANIT
WATTANAVICHIEEN, Ph.D., 346 pp.

The optimum of LPG equivalence ratio and injection timing are investigated on a LPG-Diesel Dual Fuel Engine(LPG-DDF) which simple modified by installing a gas mixer at the end of the air intake pipe. The engine is tested at full load and part load (25%,50%,75%, 100% of full load) at three constant speed(1400, 1700, 2100 rev/min) then varied the LPG volume flow rate from minimum flow rate to the maximum flow rate that can be added to the engine without knocking. The test results show that the diesel consumption can be decreased by increasing LPG flow rate especially at low load but the specific total energy consumption(bstec) is still higher than diesel mode. For running at high load, it seems to be that adding high LPG flow rate causes engine knock but the obtained specific total energy conversion efficiency is equal or slightly higher diesel mode. The effects of injection timing is also investigated by testing the engine at retarded, advanced, OEM injection timing of diesel pilot with constant LPG flow rate. The optimum injection timing is based on the engine speed and load, then the optimum parameters map are plotted.

The specific total energy conversion efficiency of LPG-DDF at low load is still lower than diesel engine although the LPG flow rate and the diesel pilot injection timing are optimized adjusted. But in the view of specific total fuels cost, the LPG-Diesel Dual Fuels Engine can be saved our fuels cost.



Department...Mechanical Engineering..... Student's signature.....
Field of study...Mechanical Engineering..... Advisor's signature...*Kanit Wattanavichien*..
Academic year.....2006.....

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบพระคุณท่านอาจารย์คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ เป็นอย่างสูงที่ได้ให้โอกาสผู้เขียนได้ศึกษาวิทยานิพนธ์ในหัวข้อที่น่าสนใจยิ่งนี้ ทั้งได้ติดตามความคืบหน้าตลอดช่วงการทดลอง พร้อมให้คำแนะนำที่มีประโยชน์ต่อการทำวิทยานิพนธ์กระทั่งวิทยานิพนธ์สำเร็จลงด้วยดี

ขอบคุณ บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัดที่ได้สนับสนุน เครื่องยนต์พร้อมชิ้นส่วน ค่าใช้จ่ายต่างๆในการวิจัย และคำแนะนำเชิงเทคนิคต่างๆเกี่ยวกับเครื่องยนต์

ขอบคุณเจ้าหน้าที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คุณณอม ชุตม, ที่ได้อำนวยความสะดวกด้านสถานที่ ขอขอบคุณพนักงานฝ่ายธุรการทุกท่านที่อำนวยความสะดวกด้านเอกสารต่างๆ

ขอบคุณ Mr. Phan Minh Duc นิสิตปริญญาเอก ห้องปฏิบัติการเครื่องยนต์สันดาปภายใน ที่ได้ให้ความช่วยเหลือผู้เขียนในการติดตั้งเครื่องยนต์และตั้ง alignment บนแท่น
ขอบคุณ บิว, Jack, เอก, กอล์ฟ, น้องวัช, น้องป๊อป, น้องบอย, น้องกิม, น้องปู ฯลฯ สมาชิกห้องปฏิบัติการเครื่องยนต์สันดาปภายในทุกคน ที่ได้ช่วยเหลือในการติดตั้ง ร่วมทดสอบ และช่วยขนส่งชิ้นส่วน เครื่องยนต์และเชื้อเพลิงที่ใช้ตลอดการทดลอง แล้วก็ขอบคุณหุ่ยส์ด้วย

สุดท้ายผู้เขียนกราบขอบพระคุณคุณพ่อคุณแม่ ที่ได้คอยให้กำลังใจและสนับสนุนทุนทรัพย์ตลอดช่วงการศึกษา และขอบคุณญาติพี่น้องทุกคนที่ได้ให้กำลังใจผู้เขียนตลอดมา

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง(ต่อ)

2.3 ก๊าซหุงต้ม.....	26
2.3.1 ข้อมูลทั่วไป	26
2.3.2 นิยามและค่าคุณสมบัติของก๊าซหุงต้ม	27
2.3.2.1 ก๊าซหุงต้มเมื่ออยู่ในสถานะเป็นของเหลว	27
2.3.2.2 คุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซหุงต้ม เมื่ออยู่ในสถานะ เป็นก๊าซ	27

บทที่ 3 ทบทวนวรรณกรรม

3.1 สรุปรายงานการศึกษาการใช้ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ CI	31
3.1.1 ข้อมูลเบื้องต้น.....	31
3.1.2 ลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดระบบเชื้อเพลิงคู่	31
3.1.2.1 ช่วงก่อนการ pilot	32
3.1.2.2 เมื่อเกิดการ pilot.....	32
3.1.2.3 การจุดระเบิด.....	32
3.1.3 ปัญหาที่พบจากการใช้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่.....	37
3.1.3.1 ที่สภาวะภาระต่ำ (low load)	37
3.1.3.2 ที่สภาวะภาระปานกลาง (medium load)	39
3.1.3.3 ที่สภาวะภาระสูงถึงสูงสุด (high load).....	40
3.1.4 การเกิด Knock ในเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ระบบเชื้อเพลิงคู่.....	41
3.2 รายงานการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่างๆที่มีต่อเครื่องยนต์ระบบ เชื้อเพลิงคู่.....	43
3.2.1 อิทธิพลของอุณหภูมิไอดี (Intake charge temperature)	43
3.2.2 อิทธิพลของอัตราส่วนการอัด (Compression ratio).....	46
3.2.3 อิทธิพลของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล (Pilot injection timing).....	46
3.2.4 อิทธิพลของปริมาณดีเซล (Pilot diesel quantity)	49
3.2.5 อิทธิพลของรูปทรงห้องเผาไหม้	52
3.2.6 อิทธิพลของปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซและอัตราส่วนสมมูลรวม (total equivalent ratio, ϕ)	53

บทที่ 3 ทบทวนวรรณกรรม(ต่อ)

3.3 ความสำคัญของช่วงขีดจำกัดการลุกติดไฟและความเร็วเปลวไฟต่อการเผาไหม้ ในเครื่องยนต์.....	59
3.4 สรุปพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และ การปรับปรุงสมรรถนะ.....	62

บทที่ 4 วิธีการดำเนินการวิจัยและอุปกรณ์ 64

4.1 อุปกรณ์และการติดตั้ง	65
4.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ	65
4.1.2 ไดนาโมมิเตอร์(Dynamometer)	66
4.1.3 ชุดอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์	69
4.1.4 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงในการทดสอบสมรรถนะ	71
4.1.5 การวัดอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม	72
4.1.6 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ	74
4.1.7 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	75
4.1.8 อุปกรณ์วัดความดัน.....	77
4.1.9 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)....	79
4.2 วิธีการทดสอบสมรรถนะ(Engine Performance Test)	79
4.2.1 การทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม	80
4.2.1.1 ทดสอบสมรรถนะตามมาตรฐาน European Stationary Cycle (ESC Test Cycle)	80
4.2.2 การทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล (Injection Timing)	83

บทที่ 5 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์..... 87

5.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม..	87
5.1.1 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	87
5.1.2 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	100
5.1.3 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	112
5.1.4 สรุปอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่เหมาะสม ณ จุดทำงานต่างๆ.....	125

บทที่ 5 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์(ต่อ)

5.1.4.1 เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวม จำเพาะ	125
5.1.4.2 เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยน พลังงานจำเพาะเบรค.....	126
5.2 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูล ของก๊าซหุงต้ม	127
5.2.1 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	128
5.2.2 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	142
5.2.3 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	154
5.2.4 สรุปอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่เหมาะสม ณ จุดทำงานต่างๆ	165
5.2.4.1 เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าต้นทุนเชื้อเพลิง รวมจำเพาะ.....	165
5.3 ผลการทดสอบสมรรถนะเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล (injection timing)	167
5.3.1 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	168
5.3.1.1 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.00 \leq Q_{min} \leq 1.25$ lit/min ที่ 1400 rpm	168
5.3.1.2 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.75 \leq Q_{min} \leq 2.00$ lit/min ที่ 1400 rpm	176
5.3.1.3 ผลการทดสอบ เมื่อ $2.25 \leq Q_{max} \leq 2.50$ lit/min ที่ 1400 rpm	184
5.3.2 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	191
5.3.2.1 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.00 \leq Q_{min} \leq 1.25$ lit/min ที่ 1700 rpm	191
5.3.2.2 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min ที่ 1700 rpm	197

บทที่ 5 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์(ต่อ)	
5.3.2.3 ผลการทดสอบ เมื่อ $2.25 \leq Q_{max} \leq 2.50$ lit/min ที่ 1700 rpm	205
5.3.3 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	213
5.3.3.1 ผลการทดสอบเมื่อ $1.00 \leq Q_{min} \leq 1.25$ lit/min ที่ 2100 rpm	214
5.3.3.2 ผลการทดสอบเมื่อ $1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min ที่ 2100 rpm	222
5.3.3.3 ผลการทดสอบเมื่อ $2.25 \leq Q_{max} \leq 2.50$ lit/min ที่ 2100 Rpm	230
5.3.4 สรุปจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมที่จุดทำงานต่างๆ.....	238
บทที่ 6 สรุปผล และข้อเสนอแนะ	241
6.1 สรุปผล.....	241
6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อเนื่อง.....	243
รายการอ้างอิง	244
บรรณานุกรม	247
ภาคผนวก	248
ภาคผนวก ก มาตรฐาน ISO 2046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบ.....	249
ภาคผนวก ข การวัดอัตราการไหลของอากาศ.....	265
ภาคผนวก ค มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle[26].....	270
ภาคผนวก ง Material Safety Data Sheet of LPG.....	274
ภาคผนวก จ รายละเอียดการคำนวณค่า correction factors.....	280
ภาคผนวก ฉ การออกแบบ mixer.....	282
ภาคผนวก ช ผลการทดสอบ.....	303
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	346

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
2-1 แสดงการเปรียบเทียบค่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงชนิดต่างๆ	30
4-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ(ข้อมูลจากผู้ผลิต)	66
4-2 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์	69
4-3 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์	71
4-4 แสดงจุดทดสอบที่ได้จากการประยุกต์ใช้มาตรฐาน ESC Test Cycle	81
4-5 แสดงรายละเอียดจุดทดสอบที่ใช้ในการศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม	82
4-6 แสดงข้อมูล แสดงจำนวนแผ่นชิมรองเรือน้ำมันที่ใช้ในการปรับ injection timing.....	84
4-7 แสดงจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบอิทธิพลขององศาการฉีดน้ำมันดีเซล	85
4-8 สรุปช่วงอัตราการไหลที่ใช้ในการศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล	85
ช-1 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	304
ช-2 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	306
ช-3 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	308
ช-4 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 100% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	310
ช-5 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	312
ช-6 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	314
ช-7 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	316
ช-8 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 100% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	318
ช-9 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	320

ตาราง

ช-10 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load
ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm.....322

ช-11 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load
ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm.....324

ช-12 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 100% load
ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm.....326

ช-13 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล ที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 1400 rpm, OEM setting.....328

ช-14 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 1400 rpm, retarded injection timing (std-2)330

ช-15 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 1400 rpm, advanced injection timing332

ช-16 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 1700 rpm, OEM setting(std)334

ช-17 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 1700 rpm, retarded inj. timing (std-2)336

ช-18 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 1700 rpm, advanced inj. timing (std+2)338

ช-19 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 2100 rpm, OEM setting(std)340

ช-20 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 2100 rpm, retarded inj. timing(std-2)342

ช-21 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ
ความเร็วรอบ 2100 rpm, advanced inj. timing(std+2)344

สารบัญภาพ

ภาพประกอบ	หน้า
2-1 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างวัฏจักรออตโตและวัฏจักรดีเซล	11
2-2 แสดงค่ากำลังเบรคของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟขนาด 8 สูบ, WOT ที่ความเร็วรอบ 1200 ถึง 4200 rpm ที่ตำแหน่ง Spark Timing ต่างๆ	12
2-3 แสดงอิทธิพลของค่าอัตราส่วนสมมูลต่อค่า imep, sfc และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยน เชื้อเพลิง ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ 6 สูบ, WOT ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min	13
2-4 แสดงค่าขีดจำกัดของอัตราส่วนสมมูล(ส่วนผสมบาง) ของเครื่องยนต์จุดระเบิด ด้วยประกายไฟ ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min	13
2-5 แสดงลักษณะจำลองห้องเผาไหม้ที่ TDC	14
2-6 แสดงอิทธิพลของค่าอัตราส่วนการอัดต่อ imep และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยน เชื้อเพลิงในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm, WOT	15
2-7 แสดงค่าทั่วไปของอัตราส่วนสมมูลที่เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดต้องการ (typical mixture requirement)	16
2-8 แสดงค่า $P_p, P_b, P_r, fmep, isfc, bsfc$, ประสิทธิภาพเชิงกล ที่สัมพันธ์กับความเร็วรอบ ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟขนาด 3.8 dm ³ , 6 สูบ, WOT	16
2-9 แสดงลักษณะภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์แบบ DI แบบทั่วไป a) และแบบ M b)	18
2-10 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และช่วงการเผาไหม้แบบต่างๆ (SOI: Start of injection, EOI: End of injection)	19
2-11 แสดงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่มีห้องเผาไหม้ช่วย (a) แบบ pre chamber type (b) แบบ Swirl chamber type	20
2-12 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [4] (ก) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรู ติดไว้ ตรงกลาง (ข) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่ฉีดเชื้อเพลิงเข้าผนัง (ค) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน....	21

ภาพประกอบ

2-13	แผนภูมิแสดงปัจจัยที่เพิ่มประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวนซึ่งเป็นฟังก์ชันของ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือภาวะ	23
2-14	แสดงค่า P_i , P_b , imep, bmep, isfc, bsfc ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด	
	a) แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ขนาด 8.4 dm^3 , 6 สูบ,	
	b) แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมขนาด 1.8 dm^3 , 4 สูบ	24
3-1	แสดงบริเวณต่างๆของ Charge ภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดเชื้อเพลิงคู่	33
3-2	แสดงแผนผังกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DDF	35
3-3	แสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณความดันในกระบอกสูบ (แนวเส้นทึบ) และผลจากการทดสอบที่อัตราส่วนสมมูลรวมเท่ากับ 0.77 (สี่เหลี่ยม) และ 0.435 (สามเหลี่ยม) ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง(DI) ที่ใช้มีเทนเป็นเชื้อเพลิง	36
3-4	แสดงผลการคำนวณอัตราการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ ที่อัตราส่วนสมมูล a) 0.43 และ b) 0.77	36
3-5	แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรก และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงคู่ที่ $\frac{1}{4}$ load	38
3-6	แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรก และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงคู่ที่ 50% load	39
3-7	แสดงอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรก และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม(IDI)ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงคู่ ที่ภาวะสูงสุด (100% load)	40
3-8	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันกับมุมเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อเกิดการน็อก	42
3-9	การแปรผันของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเปลี่ยนแปลงค่าคุณนุสมบัติของก๊าซผสม ที่ภาวะต่ำ	44
3-10	อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ที่สภาวะภาวะสูง	45

ภาพประกอบ

3-11 แสดงอิทธิพลของอุณหภูมิของ charge ที่มีผลต่อการลามของเปลวไฟในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงร่วม	45
3-12 เปรียบเทียบค่า knock torque limit ของเครื่องยนต์ดีเซล แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราส่วนการอัด 22, 20 และ 18	46
3-13 เปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์เชิงปริมาตรของคาร์บอนมอนนอกไซด์ที่จังหวะการฉีดดีเซลที่ต่างกัน ที่อัตราส่วนสมมูลรวมเดียวกัน ปริมาณดีเซลเท่ากัน.....	47
3-14 เปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ที่จังหวะการฉีดดีเซลที่ต่างกัน เมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซต่างชนิดกัน	47
3-15 แสดงปริมาณ UHC, CO, NOx และประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่ภาระต่ำ	48
3-16 แสดงค่า knock torque limit ที่ลดลงเมื่อฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นที่ภาระสูง	49
3-17 เปรียบเทียบปริมาณการเกิดมลพิษ (UHC, CO) ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่ปริมาณดีเซลต่างกัน เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ	49
3-18 เปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่ปริมาณการฉีดดีเซลต่างกันเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ	50
3-19 แสดงค่า imep เมื่อ vary ปริมาณน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนผสมที่เท่ากัน.....	51
3-20 แสดงค่า knock torque limit ที่ลดลงเมื่อเพิ่มปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระสูง	51
3-21 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวมที่ให้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกและปริมาณ Methane Unconverted ค่อนข้างคงที่แม้ใช้ ปริมาณน้ำมันดีเซลต่างกัน	52
3-22 แสดงระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดที่แปรเปลี่ยนไปตลอดช่วงค่าอัตราส่วนสมมูลรวมที่ปริมาณดีเซลต่างๆกัน.....	53
3-23 แสดงองศาเพล่าข้อเหวี่ยงที่เกิดการจุดระเบิดในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อเปลี่ยนค่าอัตราส่วนสมมูลรวม	54
3-24 แสดงเปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นเชิงปริมาตรของ CO และ formaldehyde ที่ได้จากการคำนวณในช่วงจังหวะอัดโดยไม่มีจุดระเบิด ที่องศาเพล่าข้อเหวี่ยง ต่างๆเมื่อเปลี่ยนค่าอัตราส่วนสมมูลรวม	55

ภาพประกอบ

3-25 แสดงเปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นเชิงปริมาตรของ CH ₄ ในกระบอกสูบ และแสดงอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่องศาเซลเซียสหรือฟาเรนไฮต์ต่างๆ จากการคำนวณ ในระหว่างจังหวะอัดที่ค่าอัตราส่วนสมมูลต่างๆโดยไม่มี pilot	56
3-26 แสดงเปอร์เซ็นต์เชิงปริมาตรของ CH ₄ และ CO ที่ปล่อยออกทางไอเสีย กับ ค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่ปริมาณฉีดดีเซลต่างกัน ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ที่ใช้มีเทนเป็นเชื้อเพลิงคู่กับน้ำมันดีเซล.....	56
3-27 แสดงความเข้มข้นของ CH ₄ , CO ที่พบในไอเสียที่อัตราส่วนสมมูลรวมต่างๆที่ภาวะต่ำ โดยกำหนดให้ปริมาณน้ำมันดีเซลคงที่	57
3-28 แสดงอิทธิพลของค่าอัตราส่วนสมมูลที่มีต่อความเร็วในการลามของเปลวไฟ	60
3-29 แสดงอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูล, อุณหภูมิที่มีต่อค่า combustion duration	61
3-30 แสดงอิทธิพลของค่า initial pressure ที่มีต่อค่าความเร็วในการลามของเปลวไฟ	61
3-31 แสดงอิทธิพลของค่า initial pressure ที่มีต่อค่า combustion durationของเครื่องยนต์ ก๊าซที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง(ใช้หัวฉีดก๊าซหุงต้ม).....	62
4-1 แสดงแผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์และอุปกรณ์ต่างๆเพื่อทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์	64
4-2 แสดงเครื่องยนต์ที่ใช้ในการศึกษา	65
4-3 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ	67
4-4 แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิค	68
4-5 แสดงจุดติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์.....	69
4-6 แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ proximity แบบ inductive	70
4-7 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันดีเซล	72
4-8 แสดงภาพ Liquid Seal Drum Gas Meter ที่ใช้ในการวัดอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม	73
4-9 แสดงองค์ประกอบและหลักการทำงานของ Liquid Seal Drum Gas Meter.....	74
4-10 แสดงภาพการติดตั้งชุดอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์	75
4-11 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลวัดอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น.....	76
4-12 แสดงตำแหน่งการติดตั้งอุณหภูมิไอเสีย และความดันไอเสีย	76
4-13 ตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	77
4-14 แสดงมาตรวัดความดันที่ใช้ในการทดสอบ	78
4-15 แสดงเรกกูเลเตอร์ที่ใช้ในการปรับค่าความดันต้นของก๊าซหุงต้ม	78

ภาพประกอบ	หน้า
4-16 แสดงภาพบารอมิเตอร์(ซ้าย) และเทอร์โมมิเตอร์(ขวา)	79
4-17 แสดงองค์ประกอบปั๊มน้ำมันดีเซลและตำแหน่งติดตั้งของเข็มกรองเรือน้ำมันดีเซล	83
5-1 แสดงผลของแรงบิดแก๊วที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	88
5-2 แสดงผลของกำลังเบรกแก๊วที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	88
5-3 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	89
5-4 แสดงค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	90
5-5 แสดงอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	91
5-6 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก (Total Energy Conversion Efficiency, ht) ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	93
5-7 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, %Ein)ที่ปริมาณก๊าซหุงต้ม ต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	95
5-8 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	96
5-9 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	97
5-10 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	98
5-11 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	99
5-12 แสดงผลของแรงบิดแก๊วที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm	101

ภาพประกอบ

หน้า

5-13 แสดงผลของกำลังเบรกแก้ไขที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 101

5-14 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 102

5-15 แสดงค่าพลังงานรวมที่ให้แก่เครื่องยนต์ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 103

5-16 แสดงอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 104

5-17 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก(Total Energy Conversion Efficiency, ht) ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 105

5-18 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, %Ein) ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 107

5-19 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 108

5-20 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 109

5-21 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 110

5-22 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 111

5-23 แสดงผลของแรงบิดแก้ไขที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 113

5-24 แสดงผลของกำลังเบรกแก้ไขที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 113

5-25 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 114

ภาพประกอบ

5-26 แสดงค่าพลังงานรวมที่ให้แก่เครื่องยนต์ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 115

5-27 แสดงอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 116

5-28 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก (Total Energy Conversion Efficiency, ht) ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 118

5-29 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง (Energy Fraction, %Ein)ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 120

5-30 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 121

5-31 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 122

5-32 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 123

5-33 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm 124

5-34 แสดงปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุด 125

5-35 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำสุดที่แต่ละจุดทำงานที่ทำการทดสอบ 126

5-36 แสดงปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกที่สูงที่สุด 126

5-37 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกที่สูงที่สุดที่แต่ละจุดทำงานที่ทำการทดสอบ 127

5-38 แสดงผลของแรงบิดแก้ไขที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 128

5-39 แสดงผลของกำลังเบรกแก้ไขที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 129

ภาพประกอบ

5-40 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม
ต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 129

5-41 แสดงค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้แก่เครื่องยนต์ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม
ต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 131

5-42 แสดงอัตราบริโภคลังงานรวมจำเพาะเบรกที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่
ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 133

5-43 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก(Total Energy Conversion
Efficiency, \square_p) ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100%
ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 135

5-44 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง (Energy Fraction, $\%E_{in}$) ที่อัตราส่วนสมมูล
ของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 137

5-45 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%,
50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 138

5-46 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%,
50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 139

5-47 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%,
50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 140

5-48 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ
25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 141

5-49 แสดงผลของแรงบิดแก้ไขที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%,
50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 143

5-50 แสดงผลของกำลังเบรกแก้ไขที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%,
50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 143

5-51 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม
ต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 144

5-52 แสดงค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่
ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 144

ภาพประกอบ

5-53 แสดงอัตราการบริโภคน้ำมันของเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	145
5-54 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก(Total Energy Conversion Efficiency, η_t) ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm	147
5-55 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, $\%E_{in}$) ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	149
5-56 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	150
5-57 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm	151
5-58 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm	152
5-59 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	153
5-60 แสดงผลของแรงบิดแก๊สที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	155
5-61 แสดงผลของกำลังเบรกแก๊สที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	155
5-62 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	156
5-63 แสดงค่าพลังงานรวมที่ให้แก่เครื่องยนต์ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	157
5-64 แสดงอัตราการบริโภคน้ำมันของเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	158

ภาพประกอบ

5-65 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก(Total Energy Conversion Efficiency, η_t) ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	159
5-66 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, $\%E_{in}$) ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	161
5-67 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	162
5-68 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	163
5-69 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	163
5-70 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	164
5-71 แสดง a) ปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ b) อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม.....	166
5-72 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำสุดที่แต่ละจุดทำงานที่ทำการทดสอบ	166
5-73 แสดง a) ปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ b) อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม.....	166
5-74 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกที่สูงที่สุด ที่แต่ละจุดทำงานที่ทำการทดสอบ	167
5-75 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	168
5-76 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	169

ภาพประกอบ

5-77 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของ ก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	170
5-78 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	171
5-79 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	172
5-80 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	173
5-81 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	174
5-82 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	175
5-83 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม ปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	176
5-84 แสดงค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม ปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	177
5-85 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของ ก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	178
5-86 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	179
5-87 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	180
5-88 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	181
5-89 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	182

ภาพประกอบ

5-90 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง
 ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 183

5-91 แสดงค่าค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม
 สูงที่สุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ
 ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm..... 184

5-92 แสดงค่าอัตราบริโภคนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่
 สามารถป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm. 185

5-93 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของ
 ก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min)
 ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 185

5-94 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวมที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้
 ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 186

5-95 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้
 ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 187

5-96 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 188

5-97 แสดงค่าอุณหภูมิอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 189

5-98 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($2.25 \geq Q_{max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 190

5-99 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม
 ต่ำที่สุด ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm 191

5-100 แสดงค่าอัตราบริโภคนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 192

5-101 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของ
 ก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ
 ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 193

ภาพประกอบ

5-102 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 194

5-103 แสดงค่าคุณภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 194

5-104 แสดงค่าคุณภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 195

5-105 แสดงค่าคุณภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 195

5-106 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด
 ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 196

5-107 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 197

5-108 แสดงค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 198

5-109 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min)) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 199

5-110 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 200

5-111 แสดงค่าคุณภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 201

5-112 แสดงค่าคุณภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 202

5-113 แสดงค่าคุณภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 203

5-114 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm..... 204

ภาพประกอบ

5-115 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	205
5-116 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	206
5-117 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	207
5-118 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	208
5-119 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	209
5-120 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	210
5-121 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	211
5-122 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \geq Q_{med} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	212
5-123 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	214
5-124 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	215
5-125 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	216
5-126 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	217

ภาพประกอบ

5-127 แสดงค่าคุณภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุด ที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	218
5-128 แสดงค่าคุณภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุด ที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	219
5-129 แสดงค่าคุณภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	220
5-130 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุด ที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \geq Q_{\min} \geq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	221
5-131 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม ปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	222
5-132 แสดงค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของ ก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	223
5-133 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของ ก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min)ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	224
5-134 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	225
5-135 แสดงค่าคุณภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min)ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	226
5-136 แสดงค่าคุณภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min)ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	227
5-137 แสดงค่าคุณภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min)ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	228
5-138 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \geq Q_{\text{med}} \geq 2.00$ lit/min)ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	229

ภาพประกอบ

5-139 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม สูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	230
5-140 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม สูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	231
5-141 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของ ก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	232
5-142 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถ ป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	233
5-143 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถ ป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	234
5-144 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถ ป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	235
5-145 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถ ป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	236
5-146 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถ ป้อนได้ ($2.25 \geq Q_{\max} \geq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	237
5-147 แสดงจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมเมื่อพิจารณาจากค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวม จำเพาะที่ต่ำที่สุด โดยแยกแสดงตามค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม.....	239
5-148 แสดงจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมเมื่อพิจารณาจากค่าประสิทธิภาพการ เปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่สูงที่สุด โดยแยกแสดงตามค่าอัตราการไหล เชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม.....	240

สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
A/F	Air/fuel Ratio	kg air / kg fuel
(A/F) _s	Air/fuel Ratio ที่ stoichiometric	kg air / kg fuel
β	diameter ratio d / D	
bstec	Brake Specific Total Energy Consumption	MJ/kW.hr
bmep	Brake mean effective pressure	kPa
bsfc	Brake specific fuel consumption	g/kW.hr
BDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายล่าง	
C _{Do}	Discharge Coefficient ของ orifice plate	
Cd	สัมประสิทธิ์แรงต้าน	
ϕ_t	Total Equivalence Ratio	
Tb.	Corrected Brake Torque	Nm
D	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ	m
d	เส้นผ่าศูนย์กลางของ orifice plate	m
DDF	Diesel Dual Fuel	
ε	expansion factor	
%Ein	Energy Fraction	MJ/kW.h
g	ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก เท่ากับ 9.807	m/s ²
Δh	ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์	mm H ₂ O
k	isentropic exponent, (C_p / C_v)	
\dot{m}_a	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	kg/s
\dot{m}_f	อัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิง	kg/s
\dot{m}_g	อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซหุงต้ม	kg/s
\dot{m}_{ideal}	อัตราการไหลของมวลในอุดมคติผ่านออริฟิซ	kg/s
m_d	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำมันดีเซล	kg/s
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	rev/min
N _c	จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์	
n _R	จำนวนรอบของเพลลาข้อเหวี่ยงต่อวัฏจักร	
η_t	Brake Specific Total Energy Conversion Efficiency	%

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
η_v	Volumetric efficiency	%
η_f	fuel conversion efficiency	%
P_b	กำลังเบรค	kW
Q_{HV}	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (heating value)	MJ/kg fuel
Q_a	อัตราไหลเชิงปริมาตรของอากาศ	m ³ /s
Θ	ฟังก์ชันของการไหลแบบยุบตัว	
γ_{air}	น้ำหนักจำเพาะของอากาศ	kg/m ² -s ²
SOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	°CA
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
t	เวลา	s
TDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน	
μ	ความหนืดสัมบูรณ์	Pa.s
ν	ปริมาตรจำเพาะ	m ³ /kg
V	ปริมาตรที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	ml
V_b	ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด	m ³
V_d	Displaced volume	dm ³
V_s	ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ	m ³
\dot{V}	อัตราการไหลโดยปริมาตร	ml/s
W_c	work per cycle	kW/cycle

บทที่ 1

บทนำ

ปัจจุบันปัญหาวิกฤตการณ์ราคาน้ำมันแพงได้ส่งผลกระทบต่อไปทั่วโลกรวมทั้งประเทศไทย ซึ่งรัฐบาลได้เคยพยายามบรรเทาภาระจากวิกฤตการณ์ดังกล่าวด้วยการพยุงราคาน้ำมันเชื้อเพลิง และสูญเสียเงินเป็นจำนวนมหาศาล และในที่สุดรัฐบาลไม่สามารถแบกรับภาระได้อีกต่อไปจึงมีการประกาศลดอัตราค่าน้ำมัน ส่งผลกระทบต่อชีวิตความเป็นอยู่ของประชาชนทันทีอย่างที่เผชิญกันอยู่ในขณะนี้ โดยเฉพาะน้ำมันดีเซลซึ่งมีบทบาทอย่างสำคัญในภาคอุตสาหกรรม การขนส่ง การพาณิชย์ การบริการและภาคการเกษตร นอกจากนี้แนวโน้มความต้องการบริโภคน้ำมันเชื้อเพลิงของทุกประเทศทั่วโลกต่างเพิ่มขึ้นทุกปีซึ่งสวนทางกับปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่คงเหลืออยู่ในโลก เพราะน้ำมันเป็นทรัพยากรที่ใช้แล้วหมดไป ทุกประเทศทั่วโลกจึงได้พยายามทุ่มเททรัพยากรในการค้นคว้าวิจัยและพัฒนาพลังงานในรูปแบบต่างๆ เพื่อเป็นพลังงานทางเลือกที่เหมาะสมกับประเทศของตนมาใช้ทดแทนน้ำมันที่มีราคาแพงขึ้นทุกขณะ

สำหรับการแก้ปัญหาในระยะใกล้และปานกลางนี้ก๊าซหุงต้มก็เป็นอีกหนึ่งพลังงานทางเลือกที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในเครื่องยนต์ที่ออกแบบมาสำหรับใช้กับน้ำมันดีเซล เพราะก๊าซหุงต้มเป็นผลพลอยได้จากการกลั่นน้ำมันปิโตรเลียม และได้จากโรงแยกก๊าซธรรมชาติอยู่แล้ว ประเทศไทยเองก็เป็นผู้ส่งออกก๊าซหุงต้ม ก๊าซหุงต้มจึงมีราคาถูกกว่าน้ำมัน นอกจากนี้ในการใช้งาน การจัดเก็บและขนย้ายก๊าซหุงต้มล้วนเป็นเรื่องไม่ยุ่งยากเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีของก๊าซธรรมชาติ และต้นทุนการดัดแปลงเครื่องยนต์มาใช้ก๊าซหุงต้มก็ต่ำกว่ากรณีก๊าซธรรมชาติอยู่มาก อีกทั้งเป็นพลังงานที่คุ้นเคยในทุกครัวเรือน มีสถานีและร้านจำหน่ายกระจายอยู่ทั่วประเทศจึงง่ายต่อการเข้าถึง ดังนั้น หากมีการนำก๊าซหุงต้มมาใช้ทดแทนน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์มากขึ้นย่อมสามารถลดรายจ่ายทางด้านพลังงานให้กับประเทศและประชาชนได้พอสมควร

1.1 ที่มาและความสำคัญ

จากภาวะวิกฤตการณ์ทางด้านพลังงานข้างต้นทำให้จำเป็นต้องมีการศึกษาการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อใช้กับพลังงานทดแทนในรูปแบบต่างๆ และในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้ทำการศึกษาดัดแปลงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด(Compression Ignition Engine, CIแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม(Indirect Injection, IDI) ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงซึ่งมีความสำคัญต่อ

ภาคอุตสาหกรรม ภาคขนส่ง การพาณิชย์ การบริการและภาคการเกษตรดังกล่าวแล้วข้างต้นให้สามารถนำมาใช้ร่วมกับก๊าซหุงต้มได้อย่างเหมาะสม

สำหรับการดัดแปลงเครื่องยนต์มาใช้เชื้อเพลิงก๊าซนั้น เครื่องยนต์ CI นับว่าเหมาะสมกว่าเครื่องยนต์ SI แม้ว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ(Spark Ignition Engine, SI) มีลักษณะการเผาไหม้แบบ Premixed Combustion ที่ปริมาตรคงที่ ซึ่งให้กำลังมากกว่าเครื่องยนต์ CI เมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนการอัด(Compression Ratio)ที่เท่ากันก็ตาม ทั้งนี้เนื่องจากเครื่องยนต์ SI ถูกออกแบบมาสำหรับใช้แก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงที่ผสมเป็นเนื้อเดียวกับอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ซึ่งพร้อมสำหรับการจุดระเบิดแล้ว ก๊าซผสมนี้จึงมีสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง(Air/Fuel Ratio) ใกล้เคียงค่า Stoichiometric หรือหนากว่าเพียงเล็กน้อย จึงเกิดการน็อกได้ง่าย ดังนั้น เพื่อป้องกันการน็อก อัตราส่วนการอัดในเครื่องยนต์ SI จึงถูกจำกัด มีผลต่อความสามารถในการผลิตกำลังสูงๆ โครงสร้างของเครื่องยนต์ SI จึงมีความทนทานที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์ CI

ในขณะที่เครื่องยนต์ CI ถูกออกแบบมาสำหรับใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง สามารถทำงานที่อัตราส่วนการอัดที่สูงกว่าได้ สามารถทำงานที่ส่วนผสมที่บางได้(lean mixture) อากาศไหลเข้ากระบอกสูบได้เต็มที่ แต่ลักษณะการเผาไหม้ที่เป็นแบบแผ่กระจาย(diffusion) ซึ่งเป็นการเผาไหม้แบบไม่ทันที่ทันใดจึงไม่สามารถเพิ่มรอบและกำลังให้มากขึ้นได้ ดังนั้นหากนำลักษณะการเผาไหม้แบบ Premixed Combustion ที่เป็นการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ SI มาใช้ในเครื่องยนต์ CI ที่มีอัตราส่วนการอัดที่สูงกว่าและมีโครงสร้างที่ทนทานมากกว่า โดยไอดีเป็นส่วนผสมระหว่างอากาศและก๊าซหุงต้ม(ในสัดส่วนที่เหมาะสม)ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในจังหวะดูดและถูกอัด แล้วจุดระเบิดด้วยน้ำมันดีเซล(Diesel Pilot Injection) ในปริมาณและจังหวะที่เหมาะสมที่ปลายจังหวะอัด ดังนั้น หากมีการดัดแปลงเครื่องยนต์อย่างถูกต้องเหมาะสมย่อมได้เครื่องยนต์ที่มีกำลังและประสิทธิภาพมากขึ้น และสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานได้ในที่สุด เรียกเครื่องยนต์แบบนี้ว่าเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่ (Diesel Dual Fuel Engine หรือ DDF Engine)

1.2 ปัญหา

การนำก๊าซหุงต้มมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลแบบระบบเชื้อเพลิงคู่(DDF)นั้น ทำให้ลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงไปจากเดิม ที่ในจังหวะดูดเป็นการดูดอากาศเพียงอย่างเดียวเข้าสู่ห้องเผาไหม้ มาเป็นการดูดสารผสมระหว่างก๊าซหุงต้มและอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ แล้วจุดระเบิดด้วยการฉีดน้ำมันดีเซลเพียงเล็กน้อยที่ปลายจังหวะอัดเมื่อคุณสมบัติของสารผสมภายในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงไป ค่าพารามิเตอร์ต่างๆที่ออกแบบไว้จึงไม่เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์อีกต่อไป และพบปัญหาต่างๆ เช่น มีการน็อกที่สภาวะภาระสูง กำลังที่ได้ออกมาลดลง

ส่วนที่สภาวะภาระต่ำส่วนผสมเชื้อเพลิงก๊าซต่ออากาศบางทำให้การเผาไหม้ค่อนข้างช้าและไม่สมบูรณ์ เป็นผลให้อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ CI ปกติ ดังนั้น การศึกษาอิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่างๆต่อพฤติกรรมของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่จึงเป็นความพยายามที่จะแก้ปัญหาที่พบข้างต้น ซึ่งรายงานการศึกษาส่วนใหญ่เป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง(Direct Injection, DI) มีส่วนน้อยที่ศึกษาการใช้เชื้อเพลิงก๊าซในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม(IDI) และสำหรับตัวแปรการทำงานที่มีการศึกษา เช่น อัตราส่วนการอัด อุณหภูมิของไอดี ปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซล จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล(Diesel Pilot Injection Timing) อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงก๊าซ(Gas Fuel Equivalence Ratio, ϕ) เป็นต้น

จากการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆนี้จะสามารถนำสิ่งที่ได้จากการศึกษาไปใช้สำหรับปรับปรุงสมรรถนะ และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ในช่วงใช้งานของเครื่องยนต์นั้นๆต่อไป ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้เครื่องยนต์ของคูโบต้า รุ่น RT120 ซึ่งใช้ชิ้นส่วนและทำการประกอบภายในประเทศทั้งหมด

1.3 วัตถุประสงค์

หาค่าของพารามิเตอร์ต่างๆที่เหมาะสมสำหรับการนำก๊าซหุงต้มมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลแบบระบบเชื้อเพลิงคู่

1.4 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

ปรับแต่ง(Tune Up)และทดสอบเครื่องยนต์ เพื่อหาค่าของพารามิเตอร์ต่างๆที่เหมาะสมสำหรับการนำก๊าซหุงต้มมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม(IDI) ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่(DDF) ซึ่งเป็นเครื่องยนต์การเกษตรขนาดเล็ก สำหรับการใช้งานที่ความเร็วรอบคงที่(Stationary Engine) ที่ภาระต่างๆ

1.5 ขั้นตอนการศึกษา

- 1.5.1 ศึกษาคุณสมบัติเชื้อเพลิง,ระบบจ่ายเชื้อเพลิง,งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 1.5.2 ออกแบบอุปกรณ์ประกอบและติดตั้งเครื่องยนต์
- 1.5.3 ออกแบบและติดตั้งระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงและอุปกรณ์การวัดต่างๆ

1.5.4 ทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันดีเซลทั่วไป ที่สภาวะภาระสูงสุด(Full Load Test) และที่สภาวะภาระบางส่วน(Part Load Test)

1.5.5 ปรับแต่งและทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่เพื่อหาค่าของพารามิเตอร์ต่างๆที่เหมาะสมกับจุดทำงานที่สนใจ ได้แก่ ที่สภาวะภาระสูงสุด, ที่สภาวะภาระบางส่วน

1.5.6 เปรียบเทียบผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลที่ได้

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 ทราบถึงค่าที่เหมาะสมของพารามิเตอร์ต่างๆกับการใช้ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ดีเซลแบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่

1.6.2 ทราบถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับการทำงานของเครื่องยนต์จากอิทธิพลของค่าตัวแปรต่างๆที่สนใจต่อพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่

1.6.3 สามารถนำข้อมูลที่ได้ไปพัฒนาหลักเกณฑ์การปรับแต่งเครื่องยนต์ดีเซล แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่รันด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงคู่ได้อย่างเหมาะสมต่อไป

1.6.4 ช่วยลดการนำเข้าน้ำมันดีเซลของประเทศ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ค่าพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์

แรงบิดเบรก (brake torque, T_b)

$$T_b = m \cdot g \cdot L_b, \text{ (Nm)} \quad (2-1)$$

เป็นค่าแรงบิด (Torque) ที่วัดได้จากความพยายามของไดนาโมมิเตอร์ในการเบรกการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ ซึ่งสามารถวัดได้จากน้ำหนัก (Weight) ของมวล m ที่ใช้เบรกเพลาช้อเหวี่ยงให้หมุนอยู่ได้ด้วยความเร็วรอบคงที่ใดๆ ที่สนใจค่าหนึ่ง คุณด้วยระยะแขนเบรก (L_b) ของไดนาโมมิเตอร์ ซึ่งหลักการทำงานของไดนาโมมิเตอร์นี้ได้กล่าวไว้ในบทที่ 4

กำลังเบรก (brake power)

$$P_b = T_b \omega = F \cdot b = \frac{2\pi N T_b}{60000}, \text{ (kW)} \quad (2-2)$$

เป็นกำลังที่วัดได้ที่ปลายเพลาช้อเหวี่ยง หรือเป็นกำลังที่นำไปใช้ประโยชน์ สามารถวัดได้จากน้ำหนัก ($F=mg$) ที่ใช้เบรกเพลาช้อเหวี่ยงให้หมุนด้วยความเร็วรอบคงที่ใดๆ คุณด้วยระยะแขนเบรก (b) ของไดนาโมมิเตอร์ ค่าที่วัดได้จะอยู่ในรูปแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบนั้นๆ กำลังที่ใช้เบรกจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น แต่จะไม่เพิ่มเป็นเส้นตรงกับความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากกำลังเสียดทานมากขึ้นเมื่อรอบสูงขึ้น

กำลังบ่งชี้ (indicated power, P_i)

$$P_i = \frac{W_{c,i} \cdot N}{2}, \text{ (kW)} \quad (2-3)$$

เป็นกำลังที่เกิดจากการถ่ายเทงานระหว่างก๊าซและลูกสูบต่อวัฏจักร หาได้จากการอินทิเกรตพื้นที่ภายในกราฟ P-V diagram ($W_{c,i} = \int P dV$) ในหนึ่งวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ โดยงานที่เกิดการถ่ายเทในช่วงจังหวะดูดและจังหวะคาย เรียกว่า “pumping work”

ประสิทธิภาพเชิงกล (mechanical efficiency)

$$\eta_m = \frac{P_b \times 100\%}{P_i}, (\%) \quad (2-4)$$

เป็นอัตราส่วนระหว่างค่ากำลังเบรค ต่อ กำลังบ่งชี้ ใช้แสดงร้อยละของกำลังที่ได้จากปลายเพลาคือข้อเหวี่ยง ต่อ กำลังที่ลูกสูบได้รับจากก๊าซ

ความดันยังผลเฉลี่ย (brake mean effective pressure)

$$bmep = \frac{P_b}{V_d}, (\text{Pa}) \quad (2-5)$$

เป็นค่าที่ใช้ในการเปรียบเทียบงานที่ได้ต่อวัฏจักรระหว่างเครื่องยนต์ที่มีขนาดต่างกัน หาได้จากกำลังเบรคต่อวัฏจักรส่วนด้วยปริมาตรกระจัด (V_d) ของกระบอกสูบ

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (brake specific fuel consumption)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b}, (\text{g/kW.hr}) \quad (2-6)$$

จากการที่ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์วัดจากอัตราการไหลของเชื้อเพลิง ดังนั้นเครื่องยนต์ขนาดใหญ่กว่าย่อมมีความสิ้นเปลืองมากกว่าเสมอ เพื่อให้สามารถเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงระหว่างเครื่องยนต์ต่างขนาดกัน จึงกำหนดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ ซึ่งแสดงอัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิงต่อหน่วยกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์

อัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรค (brake specific total energy consumption, bstec)

$$bstec = \frac{\dot{m}_d Q_{HV,d} + \dot{m}_g Q_{HV,g}}{P_b}, (\text{MJ/kW.hr}) \quad (2-7)$$

เนื่องจากเชื้อเพลิงแต่ละชนิดมีค่าความหนาแน่นและค่าพลังงานความร้อนจำเพาะที่ต่างกัน ดังนั้น ในกรณีของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงตั้งแต่สองชนิดขึ้นไป จึงต้องแสดงอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงในรูปของพลังงานรวมที่เครื่องยนต์บริโภคต่อกำลังเบรคที่ได้ออกมา เรียกว่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรค

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค (brake specific total energy conversion efficiency, η_t)

$$\eta_t = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} = \frac{1}{bsfc \cdot Q_{HV}}, (\%) \quad (2-8)$$

เป็นอัตราส่วนระหว่างงานที่ได้ออกมาต่อวัฏจักร กับ พลังงานรวมจากเชื้อเพลิงที่ใส่เข้าไปต่อวัฏจักร ในที่นี้เป็นกรณีที่ใช้เชื้อเพลิงสองชนิด จะแสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค ดังสมการ

$$\eta_t = \left(\frac{P_b}{\dot{m}_d \cdot Q_{HV,d} + \dot{m}_g \cdot Q_{HV,g}} \right) 100\% = \frac{1}{bstec} \times 100\%, (\%) \quad (2-9)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (volumetric efficiency)

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a \times 10^3}{60\rho_{a,i}V_dN}, (\%) \quad (2-10)$$

เป็นค่าร้อยละของอัตราการใช้เชื้อเพลิงเชิงมวลของอากาศ(ที่วัดได้) ต่อ มวลอากาศเมื่อปริมาตรเท่ากับปริมาตรกระจัดที่ถูกกวาดโดยลูกสูบ ใช้แสดงค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในการประจุมวลอากาศเข้าสู่กระบอกสูบ

พลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์ (total energy input, Ein_t)

$$Ein_t = (Ein_g + Ein_d) = (\dot{m}_g \cdot Q_{HV,g} + \dot{m}_d \cdot Q_{HV,d}), (\text{kJ/s or kW}) \quad (2-11)$$

เป็นค่าพลังงานรวมจากเชื้อเพลิงที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้ โดยคิดจากอัตราไหลเชิงมวลของแต่ละเชื้อเพลิงคูณด้วยค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงนั้นๆ ในที่นี้ค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์คือผลรวมของค่าพลังงานที่ได้จากน้ำมันดีเซลและจากก๊าซหุงต้ม

สัดส่วนพลังงาน (energy fraction, Ein)

$$\%Ein = \left[\frac{Ein_i}{Ein_t} \right] \times 100\% = \frac{m_i \cdot Q_{HV,i}}{(m_g \cdot Q_{HV,g} + m_d \cdot Q_{HV,d})} \times 100\%, (\%) \quad (2-12)$$

เป็นค่าร้อยละที่ใช้แสดงสัดส่วนของพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง i ที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์ ต่อค่าผลรวมของพลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์

ค่าอัตราส่วนสมมูล (equivalence ratio, ϕ)

$$\phi = \frac{(A/F)_s}{(A/F)_{act}} = \frac{(A/F)_s}{(\dot{m}_{a,act} / \dot{m}_{f,act})} = \frac{\dot{m}_{f,act} \times (A/F)_s}{\dot{m}_{a,act}} \quad (2-13)$$

เป็นค่าอัตราส่วนระหว่างสัดส่วนเชิงมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงในทางทฤษฎี $(A/F)_s$ ซึ่งเป็นการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ (stoichiometric) กับค่า สัดส่วนเชิงมวลของอากาศต่อเชื้อเพลิงในความเป็นจริงหรือ $(A/F)_{act}$ ค่า ϕ นี้ใช้สำหรับเป็นดัชนีบ่งชี้ถึงความหนาบางของส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง โดยเมื่อ $\phi < 1$ หมายถึง ส่วนผสมบาง กล่าวคือ มีมวลอากาศมากเกินไปเกินความต้องการในทางทฤษฎีสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ และเมื่อค่า $\phi > 1$ หมายถึง ส่วนผสมหนา กล่าวคือ มีมวลอากาศน้อยกว่าความต้องการในทางทฤษฎีสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ เช่น $\phi = 1.2$ หมายถึง มีมวลอากาศน้อยกว่าความต้องการทางทฤษฎีสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งได้ว่ามวลอากาศทางทฤษฎีสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มีโดยมีค่าเป็น 1.2 เท่าของมวลอากาศในความเป็นจริง ซึ่งเป็นส่วนผสมที่หนานั่นเองจากนิยามของค่าอัตราส่วนสมมูลข้างต้นจะได้ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม(LPG equivalence ratio, ϕ_g) ดังสมการ

$$\phi_g = \frac{(A/F)_{s,g}}{(A/F)_{act,g}} = \frac{(A/F)_{s,g}}{(\dot{m}_{a,act} / \dot{m}_{g,act})} = \frac{\dot{m}_{g,act} \times (A/F)_{s,g}}{\dot{m}_{a,act}} \quad (2-14)$$

ซึ่งเป็นอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มที่เกิดจากการผสมของอากาศและก๊าซหุงต้มที่มีกเซอรค์ก่อนที่ จะไหลเข้าห้องเผาไหม้ และในที่นี้ใช้เชื้อเพลิงสองชนิดด้วยกันดังนั้นจำเป็นต้องคิดค่าอัตราส่วน สมมูลรวมที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงทั้งสองชนิด ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$\phi_t = \frac{\dot{m}_{g,act} \times (A/F)_{s,g} + \dot{m}_{d,act} \times (A/F)_{s,d}}{\dot{m}_{a,act}} \quad (2-15)$$

หรือกล่าวได้ว่า ϕ_t เท่ากับผลรวมของมวลอากาศที่ต้องการในทางทฤษฎีสำหรับการเผาไหม้ที่ สมบูรณ์ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิด ส่วนด้วย มวลอากาศในความเป็นจริงที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้

ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ (specific total fuels cost, $stfc$)

$$\begin{aligned} stfc &= \frac{(\text{diesel cost by vol.}) \times \dot{Q}_d + (\text{LPG cost by mass}) \times \dot{m}_g}{P_b} \quad (2-16) \\ &= \frac{(\text{Bath / liter}) \times (\text{liter / hr}) + (\text{Bath / kg}) \times (\text{kg / hr})}{kW} \\ &= \text{Bath / kW.hr} \end{aligned}$$

เป็นค่าใช้จ่ายเกี่ยวกับเชื้อเพลิงต่องานที่ได้ โดยคิดจากราคาของน้ำมันดีเซลที่จำหน่ายในท้องตลาด ซึ่งนิยมคิดราคาต่อหน่วยปริมาตรหรือบาทต่อลิตรคูณด้วยอัตราการใช้เชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซล รวมกับ ราคาของก๊าซหุงต้มที่จำหน่ายในท้องตลาด ซึ่งนิยมคิดราคาต่อหน่วยมวลหรือบาทกิโลกรัมคูณด้วยอัตราการใช้เชื้อเพลิงมวลของก๊าซหุงต้ม จะได้เป็นค่าใช้จ่ายของเชื้อเพลิงรวมต่อหน่วยเวลา เมื่อนำค่าดังกล่าวนี้ไปหารด้วยค่ากำลังเบรกก์ไชจะได้เป็นค่าต้นทุนเชื้อเพลิงจำเพาะ ซึ่งมีหน่วยเป็น Bath/kW.hr ดังสมการข้างต้น

ตัวแก้กำลัง (correction factors)

มวลอากาศมีผลต่อกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ และสภาวะแวดล้อมขณะทำการทดสอบมีผลต่อความหนาแน่นของอากาศโดยตรง ดังนั้น สภาวะแวดล้อมของเครื่องยนต์ขณะทำการทดสอบจึงมีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ จึงมีการกำหนดสภาวะมาตรฐานในการทดสอบเครื่องยนต์ที่ 736.6 mmHg, 29.4 C หากเครื่องยนต์ถูกทดสอบที่สภาวะต่างจากนี้ต้องใช้ตัวแก้กำลังช่วยในการปรับค่ากำลังที่ได้ให้สามารถใช้อ้างอิงได้ (ดูภาคผนวก ก)

2.2 ทฤษฎีเครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน

เนื่องจากการดัดแปลงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมาเป็นเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ ทำให้ลักษณะพฤติกรรมของเครื่องยนต์ต่างไปจากเดิม กล่าวคือ มีลักษณะผสมผสานระหว่างเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด สามารถสรุปลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ทั้งสองประเภท ได้ดังนี้

2.2.1. ทฤษฎีเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

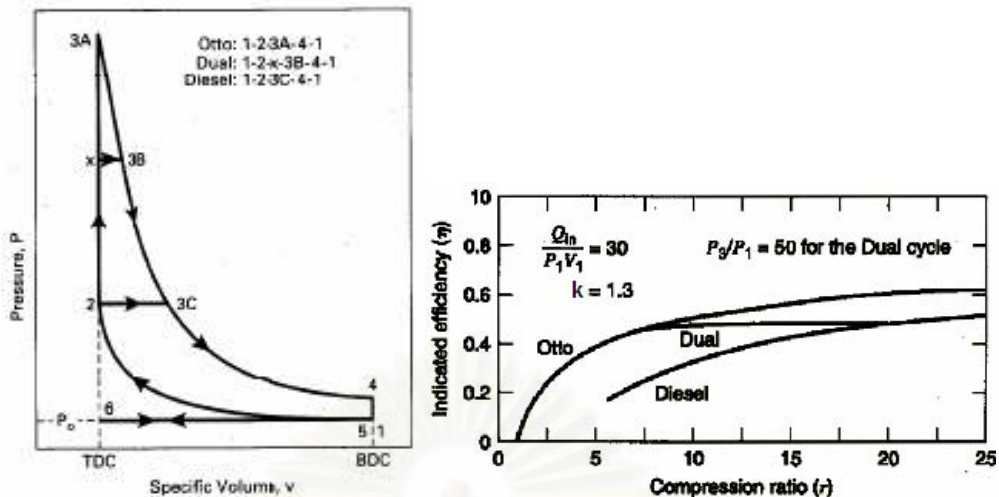
2.2.1.1 ปรัชญาการณ์ของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

เชื้อเพลิงและอากาศจะถูกผสมเข้าด้วยกันในระบบไอดีและถูกดูดผ่านวาล์วไอดีที่เปิดในจังหวะดูด เข้าสู่กระบอกสูบ ไอดีที่ไหลเข้ากระบอกสูบจะผสมกับก๊าซที่ค้างอยู่จากวัฏจักรที่แล้ว(residual gas) เกิดเป็นสารผสม(premixed charge) แล้วถูกอัดจากการเคลื่อนที่ขึ้นของลูกสูบในจังหวะอัด ทำให้มีความดันและอุณหภูมิที่สูง ที่ปลายจังหวะอัดนี้หัวเทียนจะจุดประกายไฟทำให้สารผสมติดไฟ(spark ignition) เกิดเปลวไฟที่ปั่นป่วนจากปลายหัวเทียนแผ่

ขยายในลักษณะทรงกลมลามไปในสารผสมอย่างรวดเร็ว ซึ่งเปลวไฟจะดับลงเมื่อลามถึงผนังห้องเผาไหม้ เป็นการสิ้นสุดกระบวนการเผาไหม้ จากการเผาไหม้อย่างทันทีทันใดนี้ทำให้มีความร้อนและกำลังดันกระทำต่อลูกสูบผลักดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลง(จังหวะกำลัง) และเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นอีกครั้งจะผลักดันก๊าซไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้นี้ปล่อยออกทางวาล์วไอเสียที่เปิดออกในจังหวะคาย เป็นการสิ้นสุดการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟในหนึ่งวัฏจักร

ลักษณะของเปลวไฟที่เกิดขึ้นจะมีรูปร่างคล้ายลูกบอลทรงกลม ตั้งแต่เริ่มต้นซึ่งมีเขี้ยวหัวเทียนเป็นจุดศูนย์กลางของการเผาไหม้ ด้านนอกของผิวลูกบอลคือด้านหน้าของเปลวไฟ(flame front) เป็นบริเวณที่มีสารผสมที่ยังไม่เผาไหม้(unburned mixture) ส่วนที่บริเวณผิวของลูกบอลคือบริเวณที่เกิดการเผาไหม้(reaction zone) เปลวไฟมีลักษณะปั่นป่วน(turbulence flow) และม้วนขด ส่วนด้านในของลูกบอลคือด้านหลังของเปลวไฟเป็นปริมาณที่เปลวไฟได้ลามผ่านไป แล้ว ซึ่งปริมาณนี้จะเกิดการขยายตัวทำให้ทรงกลมใหญ่ขึ้นอัดดันส่วนที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ที่อยู่ข้างหน้าของผิวลูกบอลให้เคลื่อนที่เข้าสู่ผนังห้องเผาไหม้ ทำให้ปริมาณส่วนที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้เล็กลง และร้อนมากขึ้นอีก ขณะเดียวกันส่วนที่ผ่านการเผาไหม้แล้วจะถูกอัดดันกลับไปยังจุดศูนย์กลางของการเผาไหม้(ปลายหัวเทียน) ความดันในกระบอกสูบสูงสุดเกิดขึ้นเมื่อเปลวไฟเคลื่อนที่ใกล้ถึงผนังด้านที่อยู่ห่างจากหัวเทียนมากที่สุด และมีความเร็วในการลามของเปลวไฟสูงสุด(maximum flame propagation speed) เนื่องจากผนังด้านที่อยู่ห่างจากหัวเทียนมากที่สุดเป็นบริเวณที่เกิดความร้อนและความดันสูงสุด ดังได้กล่าวแล้ว ทำให้อัตราการเผาไหม้บริเวณนี้เป็นไปอย่างรวดเร็ว หลังจากนั้นความดันจะลดลงเมื่อปริมาตรห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นจากการเคลื่อนที่ลงของลูกสูบในจังหวะขยายตัว(และสารผสมส่วนใหญ่ถูกเผาไหม้แล้ว) หากภายในห้องเผาไหม้มีการไหลวนสูง(Swirl)ในจังหวะขยายตัวนี้ จะทำให้เปลวไฟถูกพัดพาไปในทิศเดียวกับการไหลวนนั้น เปลวไฟจะยึดออกไปไม่เป็นทรงกลมอีกต่อไป

ข้อจำกัดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟอยู่ที่ไม่สามารถทำงานที่อัตราส่วนการอัดสูงๆได้ ทั้งนี้เพื่อป้องกันการเกิดน็อก เพราะภายในกระบอกสูบเป็นสารผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้แล้ว อาจเกิดการระเบิดพร้อมกันในปริมาณขนาดใหญ่ของสารผสมได้ง่ายที่ปลายจังหวะอัด ซึ่งมีอุณหภูมิถึงค่า auto ignition temperature จึงไม่สามารถผลิตกำลังสูงๆได้ ทั้งที่เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟมีลักษณะการทำงานแบบเผาไหม้อย่างรวดเร็วที่ปริมาตรคงที่(วัฏจักรออตโต) ซึ่งให้ประสิทธิภาพสูงกว่าการเผาไหม้ที่ความดันคงที่(วัฏจักรดีเซล) เมื่ออัตราส่วนการอัดมีค่าเท่ากัน ดังรูปที่ 2-1



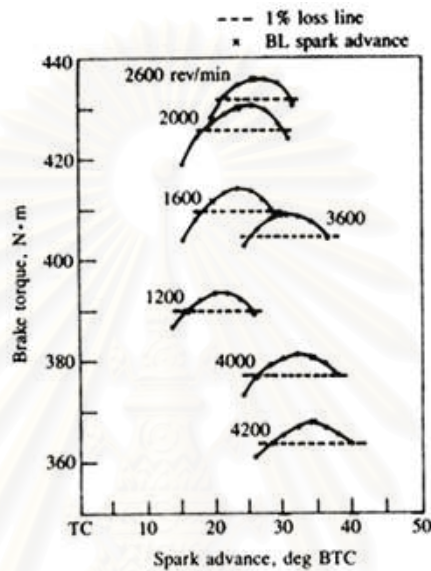
รูปที่ 2-1 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างวัฏจักรออตโตและวัฏจักรดีเซล[1]

2.2.1.2 ตัวแปรการทำงานที่สำคัญที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

- Spark timing

จุดเริ่มต้นของการเกิดการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ เริ่มจากการจุดของหัวเทียน ดังนั้น หากเลื่อนจังหวะการจุดระเบิด (องศาการจุดระเบิด) ให้เกิดล่วงหน้ามากขึ้น (advanced timing) จากจังหวะการจุดระเบิดที่ให้แรงบิดเบรกสูงสุด (maximum brake torque, MBT timing) จะทำให้เกิดการเผาไหม้เร็วมากขึ้น (early) ลูกสูบต้องจ่ายงานให้ก๊าซในกระบอกสูบมากขึ้นโดยเฉพาะที่ปลายจังหวะอัด และหากเลื่อนตำแหน่งองศาการจุดระเบิดให้ล่าช้ามากขึ้น (retarded timing) จากจังหวะการจุดที่ให้แรงบิดเบรกสูงสุด ตำแหน่งศาเพลลาข้อเหวี่ยง (CA) ที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ก็จะเลื่อนออกไป กระบวนการเผาไหม้ล่วงเข้าสู่จังหวะขยายตัว ปริมาตรกระบอกสูบเพิ่มขึ้นทำให้ความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบลดลง งานที่ก๊าซถ่ายทอดสู่กระบอกสูบในจังหวะขยายตัวจะลดลง ใต้งานออกมามีผลลดลง การเลื่อนองศาการจุดระเบิดออกไป (retarding) อาจทำเพื่อการควบคุมปริมาณ NOx และเพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดน็อก เพราะการเลื่อนองศาการจุดระเบิดออกไปจะทำให้อุณหภูมิสูงสุดในกระบอกสูบลดลง แต่มีผลข้างเคียงคือ อุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น (เพราะยังมีก๊าซผสมที่ยังไม่ผ่านการเผาไหม้หลงเหลืออยู่และเกิดการเผาไหม้ต่อเนื่องในจังหวะขยายตัวและจังหวะคาย วาล์วไอเสียจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น) ดังนั้นที่แต่ละความเร็วรอบจะมีค่า MBT timing ที่เหมาะสมค่าหนึ่งเสมอที่ให้ความแรงบิดเบรกสูงสุดในรอบนั้นๆ ดังรูปที่ 2-2 จากรูปจะพบว่าเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นก๊าซผสมต้องการการจุดที่ล่วงหน้ามากขึ้น เนื่องจากที่รอบสูงเวลา

ที่ TDC สั้นมาก ถูกสูบเคลื่อนที่ลงโดยที่กระบวนการเผาไหม้ยังไม่สิ้นสุดกระบวนการ การจุด
 ล่วงหน้ามากขึ้นเท่ากับเป็นการเพิ่มระยะเวลาสำหรับการเผาไหม้ให้สารผสม ที่ตำแหน่ง MBT
 timing นั้นนอกจากจะให้กำลังเบรคสูงสุดแล้วยังให้อัตราการบริโภคเชื้อเพลิงต่ำที่สุดในรอบนั้นๆ
 ด้วย (มีการเผาไหม้ที่รุนแรงได้อุณหภูมิห้องเผาไหม้สูงสุด มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงผนังห้อง
 เผาไหม้มากขึ้นอุณหภูมิของไอเสียลดลงเนื่องจากก๊าซผสมส่วนใหญ่ถูกเผาไหม้หมดแล้ว)

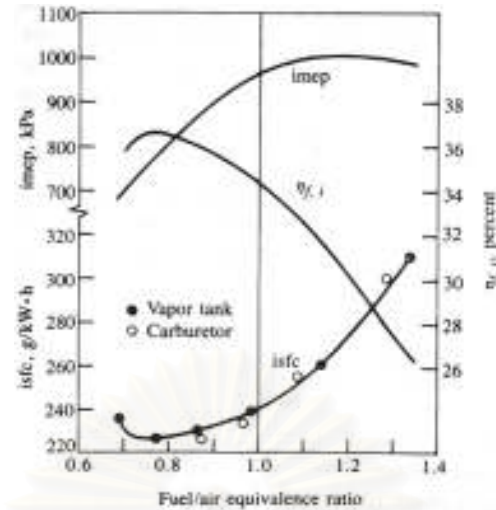


รูปที่ 2-2 แสดงค่ากำลังเบรคของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟขนาด 8 สูบ, WOT
 ที่ความเร็วรอบ 1200 ถึง 4200 rpm ที่ตำแหน่ง Spark Timing ต่างๆ [2]

- อัตราส่วนสมมูลระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง (ϕ) [2]

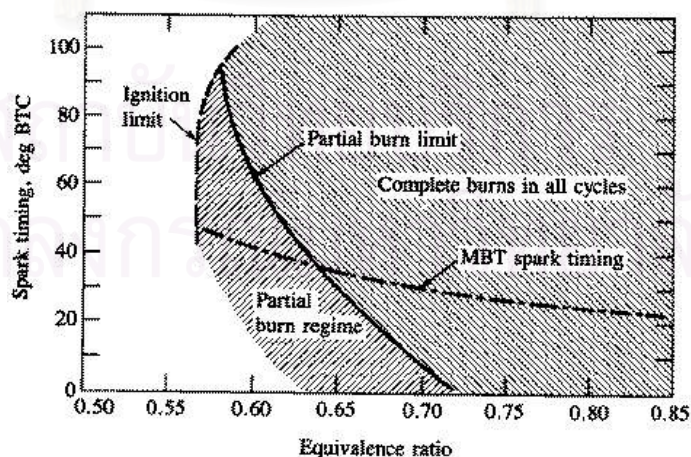
เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟมีการเผาไหม้แบบ premixed burn
 คือสารผสมได้ถูกเตรียมไว้แล้วก่อนเกิดการเผาไหม้ โดยสารผสมที่ถูกเตรียมไว้แล้วนี้จะมีค่า
 อัตราส่วนสมมูลใกล้เคียง 1 (อาจหนาหรือบางกว่าเล็กน้อย)

เมื่ออัตราส่วนสมมูลต่ำกว่า 1 เล็กน้อย หรือส่วนผสมบางเล็กน้อย พบว่า
 ได้ประสิทธิภาพสูงที่สุด เนื่องจากที่ส่วนผสมบางกว่าค่า stoichiometric นี้จะให้ค่าอุณหภูมิของ
 burned gas ลดลงทำให้ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารผสมซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิลดลงด้วย
 จึงได้อัตราส่วนระหว่างอุณหภูมิในขณะเกิดการระเบิดต่ออุณหภูมิในจังหวะขยายตัวเพิ่มขึ้น ได้
 งานจากก๊าซในจังหวะขยายตัวมากขึ้น (คือเกิดการขยายตัวของก๊าซมากขึ้นในจังหวะขยายตัว)
 และหากลดค่าอัตราส่วนสมมูลลงอีกจะพบว่าประสิทธิภาพกลับลดลง ดังรูป 2-3



รูปที่ 2-3 แสดงอิทธิพลของค่าอัตราส่วนสมมูลต่อค่า imep, sfc และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิง ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ 6 สูบ, WOT ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min[2]

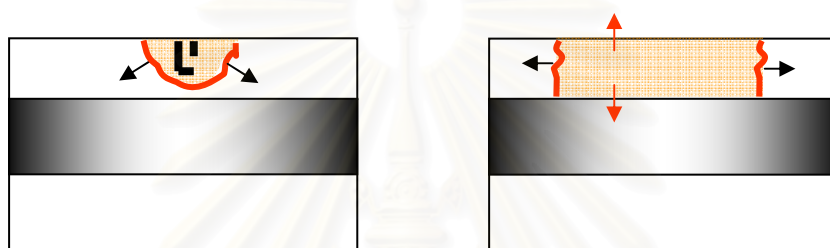
จากรูป 2-3 ที่อัตราส่วนสมมูลเท่ากับ 0.80 ได้ประสิทธิภาพสูงสุดและเมื่อส่วนผสมบางกว่านี้ประสิทธิภาพจะลดลง เพราะระยะเวลาในการเผาไหม้เริ่มยาวนานมากขึ้นเมื่อส่วนผสมบางเพราะเผาไหม้ช้า เกิด larger cycle-by-cycle variation ดังนั้นการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟหรือการเผาไหม้แบบ premixed burn จะมีค่าจำกัดด้านต่ำของสารผสม(lean limit) เนื่องจากที่ส่วนผสมบางมากขึ้นจะทำให้การลามของเปลวไฟช้าลง ระยะเวลาการเผาไหม้ยาวนานขึ้น อุณหภูมิจากการเผาไหม้ลดลง เกิด unburned gas มากขึ้น สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและประสิทธิภาพลดลง ดังรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 แสดงค่าขีดจำกัดของอัตราส่วนสมมูล(ส่วนผสมบาง) ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min[2]

วิธีการปรับปรุงเพื่อลดระยะเวลาในการเผาไหม้ให้สั้นลงทำได้โดยการ ออกแบบรูปทรงของห้องเผาไหม้ให้ไฟสามารถลามทั่วมวลสารผสมง่ายขึ้น หรือปรับองศาการจุดระเบิดให้ล่วงหน้ามากขึ้น

เมื่ออัตราส่วนผสมเท่ากับ 1 ถึง 1.1 พบว่าได้ค่า imep สูงที่สุด เป็น ส่วนผสมที่ให้ค่าความเร็วเปลวไฟสูงสุด(ค่าความเร็วเปลวไฟสูงสุดเกิดที่ส่วนผสมมากกว่าค่า stoichiometric. เล็กน้อย) การเผาไหม้ที่รวดเร็วที่เกิดพอดีที่ TDC (ปริมาตรห้องเผาไหม้แคบที่สุด) ลดการสูญเสียความร้อนได้มากที่สุดที่ตำแหน่งนี้ อัตราส่วนผสมช่วงค่านี้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพให้ เครื่องยนต์ที่รอบสูงได้จากการเผาไหม้ก๊าซผสมได้หมดในเวลาอันสั้น

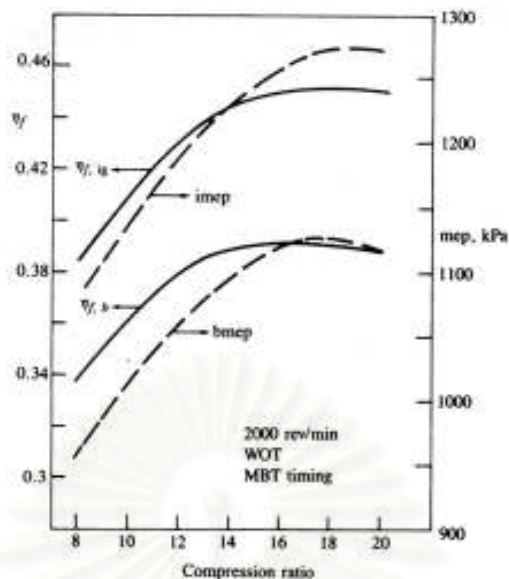


รูปที่ 2-5 แสดงลักษณะจำลองห้องเผาไหม้ที่ TDC

ประสิทธิภาพจะลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนผสมเกินช่วงค่าดังกล่าว เนื่องจากปริมาณออกซิเจนเริ่มไม่เพียงพอสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ประสิทธิภาพลดลง สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้น

- อัตราส่วนการอัด

การเพิ่มอัตราส่วนการอัดไม่ได้ทำให้ประสิทธิภาพและกำลังที่ได้ออกมา เพิ่มขึ้นตามสมการนี้เสมอไป $\eta_f = 1 - \left[\frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right]$ ทั้งนี้เนื่องจากในการทำงานจริงๆของเครื่องยนต์ ยังมีอิทธิพลอื่นๆอีกมากที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ เช่น อัตราเร็วของการเผาไหม้(burning rate) การถ่ายเทความร้อน ความเสียดทาน ค่าออกเทนที่มีผลต่อการเกิดน็อก เป็นต้น ดังรูปที่ 2-6



รูปที่ 2-6 แสดงอิทธิพลของค่าอัตราส่วนการอัดต่อ imep และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm, WOT[2]

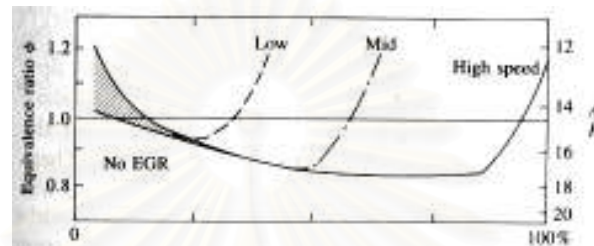
นอกจากนี้การเพิ่มอัตราส่วนการอัดยังมีผลให้สัดส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้น เกิดอัตราการสูญเสียความร้อนมากขึ้น ระยะความสูงของห้องเผาไหม้แคบมาก ยากต่อการลามของเปลวไฟ เกิดชอกแคบ (crevice) ต่างๆมากขึ้น เชื้อเพลิงถูกอัดเข้าไปในชอกแคบมากขึ้นและไม่ได้เข้าร่วมการเผาไหม้ จะพบ UHC ในก๊าซไอเสียมากขึ้น และอุณหภูมิไอเสียลดลง ส่วนการลามของเปลวไฟก็จะช้าลงเมื่อความดันสูงขึ้น

- รูปทรงของห้องเผาไหม้

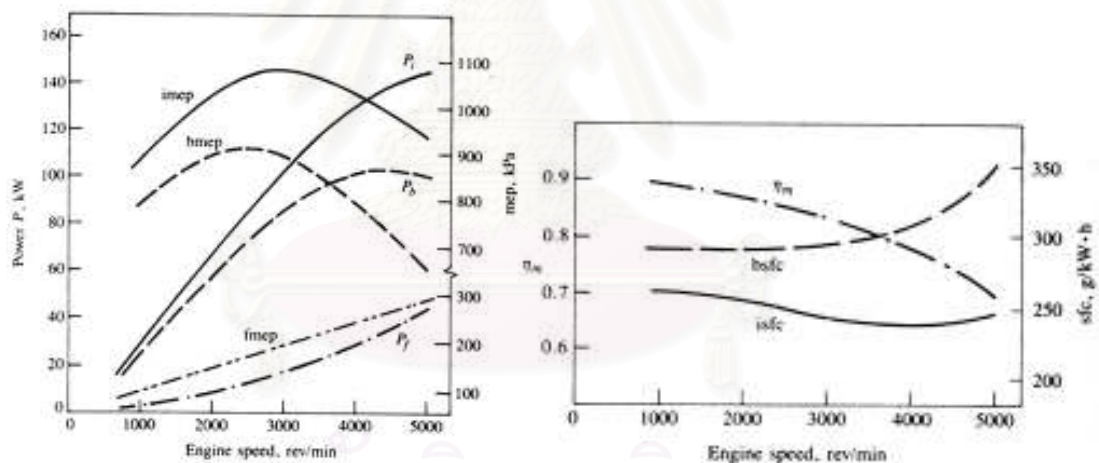
การออกแบบรูปทรงของห้องเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟมีอิทธิพลต่อกระบวนการเผาไหม้เช่นกัน ซึ่งสามารถออกแบบห้องเผาไหม้เพื่อช่วยลดช่วงระยะเวลาการเผาไหม้ให้สั้นลงหรือเพิ่มอัตราเร็วการเผาไหม้ (faster burning) เพิ่มประสิทธิภาพเชิงปริมาตรที่ภาระสูงสุด (WOT) เพิ่มการไหลวน (swirling) ของไอเสียมากขึ้นในจังหวะดูด ลดการสูญเสียความร้อน ป้องกันการเกิดน็อก การเพิ่มอัตราเร็วการเผาไหม้ทำได้หลายวิธีเช่น การติดตั้งหัวเทียนไว้บริเวณกลางห้องเผาไหม้ ใช้หัวเทียนสองตัว การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงปริมาตรทำได้โดยออกแบบขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของวาล์วไอเสีย ระยะยกวาล์ว ให้ด้านทานการไหลของอากาศให้น้อยลง ควบคุมการไหลวนของอากาศให้เหมาะสม เพิ่มการลามของเปลวไฟ การออกแบบรูปทรงห้องเผาไหม้มีอิทธิพลมากเมื่อส่วนผสมบาง เพราะที่ส่วนผสมบางมีการเผาไหม้ที่บางเบา รูปทรงห้องเผาไหม้อาจทำให้เปลวไฟลามได้ทั่วเร็วขึ้นได้หรือแม้ทำให้การเผาไหม้ช้าออกไปอีกก็ได้

- Speed and Load

จากรูป 2-7 พบว่าที่ภาระต่ำมากๆต้องการส่วนผสมที่หนากว่าค่า stoichiometric เพื่อชดเชยการเผาไหม้ที่บางเบา (slow burning rate) ส่วนที่ภาระปานกลางต้องการส่วนผสมที่บางกว่าค่า stoichiometric เนื่องจากที่สภาวะดังกล่าวมีอุณหภูมิสูงพอสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้นแล้ว และที่ภาระสูงเครื่องยนต์ต้องการส่วนผสมที่หนาเพื่อให้ได้กำลังออกมาเพิ่มขึ้น



รูปที่ 2-7 แสดงค่าทั่วไปของอัตราส่วนผสมมวลที่เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ต้องการ (typical mixture requirement) [2]



รูปที่ 2-8 แสดงค่า P_i , P_b , P_f , f_{mep} , $isfc$, $bsfc$, ประสิทธิภาพเชิงกล ที่สัมพันธ์กับความเร็วยรอบ ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟขนาด 3.8 dm^3 , 6 สูบ, WOT [2]

จากรูป 2-8 พบว่าเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟลดลงอย่างรวดเร็ว ซึ่งเป็นผลมาจากกำลังเสียดทานที่เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ ทำให้สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้นด้วย และหากมีการควบคุมการไหลของอากาศ (air throttle) ประสิทธิภาพจะลดลงอีกเนื่องจากความเสียดทานจากการไหลเพิ่มขึ้น

จากรูปที่ 2-8 ข้างต้นพบว่าที่รอบสูงต้องการจังหวะการจุดระเบิดที่ล่วงหน้ามากขึ้น เนื่องจากเวลาสำหรับการเผาไหม้ลดลง การจุดระเบิดล่วงหน้าช่วยเพิ่มระยะเวลาสำหรับการเผาไหม้

2.2.2 . ทฤษฎีเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

2.2.2.1 ปรัชญาการณของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

จากกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ข้างต้น จะเห็นว่าอากาศและเชื้อเพลิงถูกผสมกันในสภาพที่พร้อมจะเกิดการเผาไหม้ (combustible mixture) ก่อนที่จะไหลเข้ากระบอกสูบ ซึ่งแตกต่างจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่มีเพียงอากาศเท่านั้นที่ไหลเข้ากระบอกสูบ ที่ปลายจังหวะอัดอากาศถูกอัดให้มีความดันและอุณหภูมิที่สูงกว่าค่า auto ignition temperature ของเชื้อเพลิง จากนั้นเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้ากระบอกสูบด้วยความดันและความเร็วสูงเพื่อให้เกิดการแตกเป็นฝอยละเอียดของให้ง่ายต่อการระเหยและผสมกับอากาศ โดยช่วงระยะเวลาตั้งแต่ “เริ่มฉีดเชื้อเพลิง, เชื้อเพลิงระเหยตัว, ผสมกับอากาศเกิดเป็นสารผสมที่มีความเข้มข้นอยู่ในช่วงขีดจำกัดการลุกไหม้กระทั่งเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง” เรียกว่า “ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (ignition delay)” เมื่อเกิดการจุดระเบิดและเผาไหม้สารผสม ความดันในกระบอกสูบจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เชื้อเพลิงที่เหลือสามารถระเหยตัวได้อย่างรวดเร็ว เกิดการผสมแล้วเผาไหม้ (diffusion burn) เป็นเช่นนี้ไปจนเข้าสู่จังหวะขยายตัว โดยการจุดระเบิดประกอบด้วยจุดที่เป็นจุดกำเนิดของการจุดระเบิดหลายจุดด้วยกัน ขึ้นอยู่กับว่าบริเวณนั้นมีสัดส่วนอยู่ในช่วงขีดจำกัดการลุกไหม้และมีความร้อนสูงพอหรือไม่

โดยมากแล้วเมื่อสเปรย์ของเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้ามาในกระบอกสูบบริเวณขอบริมของสเปรย์ซึ่งมีความเป็นฝอยละเอียดมากกว่าจะระเหยและผสมกับอากาศมากกว่า เกิดการจุดระเบิดและเผาไหม้ก่อนบริเวณอื่น ขณะที่แกนกลางของสเปรย์มีความเป็นฝอยละเอียดที่สุด การระเหยและผสมกับอากาศจึงเป็นไปได้ยากกว่าทำให้เกิดการเผาไหม้เป็นส่วนสุดท้าย หรืออาจกล่าวได้ว่าที่แกนกลางของสเปรย์มีส่วนผสมที่หนากว่าขีดจำกัดบนของช่วงขีดจำกัดการลุกไหม้ นั่นเอง ต่อเมื่อบริเวณขอบริมสเปรย์เผาไหม้แล้วแกนกลางจึงระเหยและผสมกับอากาศเกิดเป็นสารผสมที่เหมาะสมแก่การจุดระเบิดในเวลาต่อมา เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดสามารถแบ่งตามลักษณะห้องเผาไหม้ได้ 2 แบบ ดังนี้

a) ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (direct injection system: DI)[3]

ห้องเผาไหม้เป็นห้องเดี่ยว(open chamber) เปิดรับสเปรย์เชื้อเพลิง

โดยตรง มีการทำหลุม(bowl)ที่ผิวบนลูกสูบเพื่อลดการปะทะผนังห้องเผาไหม้ของลำเชื้อเพลิง และเพื่อเพิ่มการไหลวนของอากาศขณะลูกสูบเคลื่อนที่ถึงจุดศูนย์ตายบน(ซึ่งเป็นจุดที่อากาศค่อนข้างนิ่งเนื่องจากอากาศมีความหนาแน่นมากและเกิดความเฉื่อยมาก) ระบบนี้ต้องการแรงดันและความเร็วในการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงเพื่อสร้างโมเมนตัมในการดูดอากาศเข้ามาผสมกับเชื้อเพลิงเหมาะกับเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ที่ทำงานที่ความเร็วรอบต่ำหรือที่รอบคงที่

ในการออกแบบเครื่องยนต์แบบ DI มีสองหลักการใหญ่ๆเพื่อช่วยให้เกิดการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศได้ดีขึ้น ได้แก่ ด้วยการไหลของอากาศ และ ด้วยการฉีดเชื้อเพลิง นอกจากนี้ยังมีวิธีการออกแบบให้เชื้อเพลิงฉีดกระทบกับผนังห้องเผาไหม้โดยตรง โดยให้ความร้อนของผนังห้องเผาไหม้ระเหยเชื้อเพลิงแล้วให้อากาศที่ไหลในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้พาเชื้อเพลิงลอยขึ้นและผสมกันในที่สุด เรียกว่า ห้องเผาไหม้แบบ M (M system)

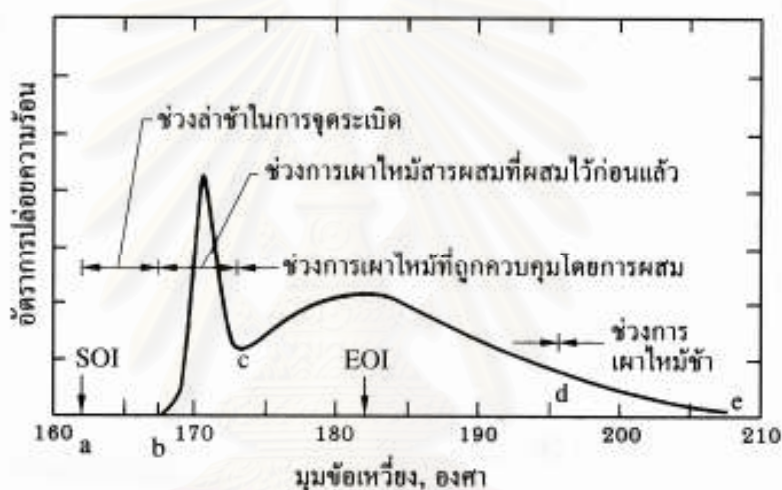


รูปที่ 2-9 แสดงลักษณะภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์แบบ DI แบบทั่วไป a) และแบบ M b) [3]

โดยที่ห้องเผาไหม้แบบ M (M system) ความร้อนของผนังห้องเผาไหม้บริเวณหัวลูกสูบที่เป็นหลุมจะถูกใช้สำหรับการระเหยเชื้อเพลิงให้กลายเป็นไอ วิธีการนี้ใช้หัวฉีดแบบ single hole nozzle และความดันในการฉีดต่ำ หากการไหลของอากาศในห้องเผาไหม้เป็นไปอย่างเหมาะสมจะช่วยให้เกิดการผสมเป็นเนื้อเดียวระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงได้อย่างดี เกิดการเผาไหม้ที่ long combustion duration กว่าเครื่องยนต์ DI ทั่วไป ให้ความดันในห้องเผาไหม้ไม่สูงมาก ลดเสียงดังลง อย่างไรก็ตามวิธีนี้นี้สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่า

จากรูปที่ 2-10 ช่วงต่างๆของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงสรุปได้ดังนี้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด(ab, ignition delay) คือ ช่วงตั้งแต่เริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้กระทั่งเริ่มเกิดการเผาไหม้ ช่วงแรกเป็นการเผาไหม้อย่าง

รวดเร็ว(bc, premixed combustion phase) เป็นการเผาไหม้สารผสมที่เกิดการผสมกันขึ้นในระหว่างช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดและมีความเข้มข้นอยู่ในช่วงขีดจำกัดการลุกไหม้ทำให้เกิดการเผาไหม้พร้อมๆกันจึงเกิดการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงที่สุดในช่วงแรกนี้ ต่อมาเป็นช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม(cd, mixing controlled combustion phase) เมื่อสารผสมที่เกิดในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดถูกเผาไหม้หมดไปอย่างรวดเร็วแล้วหลังจากนั้นอัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนลดลง สุดท้ายเป็นช่วงการเผาไหม้ช้า(de, late combustion phase) เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้เบาบางในจังหวะขยายตัว



รูปที่ 2-10 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และช่วงการเผาไหม้แบบต่างๆ (SOI:Start of injection, EOI:End of injection) [4]

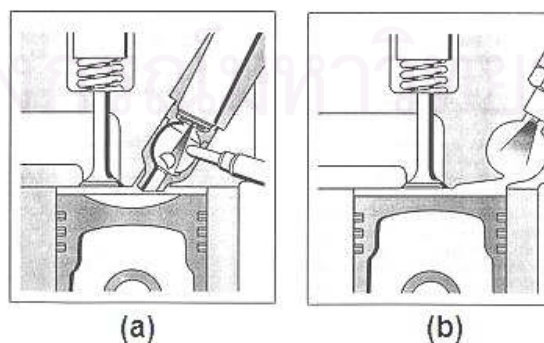
b) ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (indirect injection system : IDI)[2]

เมื่อความสามารถในการสร้างโมเมนตัมของการฉีดเชื้อเพลิงมีจำกัด ไม่สามารถตอบสนองการทำงานของเครื่องยนต์ขนาดเล็กที่ต้องการความเร็วรอบสูงๆได้ จำเป็นต้องอาศัยการไหลวนของอากาศมาช่วยมากขึ้น จึงมีการสร้างห้องเผาไหม้ช่วย เชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าห้องเผาไหม้ช่วยไม่จำเป็นต้องใช้แรงดันในการฉีดสูงเนื่องจากกาไหลวนของอากาศช่วยให้เกิดการผสมกันได้ดี โดยในจังหวะอัดอากาศจากห้องเผาไหม้หลักถูกอัดให้เคลื่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ช่วย เชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ช่วยที่มีการไหลวนของอากาศสูงเกิดการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ และเริ่มจุดระเบิดจากห้องเผาไหม้ช่วยเปลวไฟลามดันออกมาที่ห้องเผาไหม้หลัก เกิดการ

เคลื่อนที่ของก๊าซอย่างปั่นป่วนรุนแรง เผาไหม้สารผสมภายในกระบอกสูบ โดยความดันภายในห้องเผาไหม้ช่วยสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลักเนื่องจากเป็นบริเวณที่เกิดการจุดระเบิดและมีการเผาไหม้แบบ premixed burn ในช่วงแรก การไหลวนที่ห้องเผาไหม้หลักทำให้เชื้อเพลิงซึ่งมีความหนาแน่นสูงกว่าอากาศถูกแรงหนีศูนย์กลางเหวี่ยงให้ติดกับผนังห้องเผาไหม้จำนวนมาก ทำให้พื้นที่ผิวอิสระของเชื้อเพลิงลดลง การผสมภายในห้องเผาไหม้หลักในช่วงล่าช้าการจุดระเบิดถูกจำกัด เมื่อเปลวไฟจากห้องเผาไหม้ช่วยลามออกมาและเกิดการเผาไหม้ที่ห้องเผาไหม้หลัก ก๊าซจะเกิดการขยายตัวจากความร้อนที่สูงขึ้นจากการเผาไหม้ ความหนาแน่นของก๊าซผสมลดลงทำให้เคลื่อนที่ในทิศจากผนังห้องเผาไหม้เข้าสู่บริเวณศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ เกิดการผสมในแนวรัศมีอย่างรุนแรงทำให้เชื้อเพลิงที่อยู่ติดผนังห้องเผาไหม้ระเหยออกมาได้ ซึ่งเป็นกระบวนการควบคุมการเผาไหม้ รวมแล้วเป็นการเผาไหม้ที่ล่าช้ากว่าแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง

อัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงแรกของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม จะต่ำกว่าแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เนื่องจากเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าที่ห้องเผาไหม้ช่วยซึ่งมีปริมาตรแคบกว่า อัตราส่วนการอัดสูงกว่า ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดจะสั้นกว่า ปริมาตรสะสมของก๊าซผสมที่เริ่มเกิดการจุดระเบิดจึงต่ำกว่า การช่วยลดช่วงหน่วงการจุดระเบิดและสามารถควบคุมอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนให้อยู่ในช่วงความดันที่ไม่สูงมากนักทำให้เกิดการเผาไหม้แบบไม่รุนแรง ไม่เกิดเสียงดังมาก ลดภาวะที่เกิดกับเครื่องยนต์ได้พอสมควร

เครื่องยนต์แบบ IDI ที่ได้รับการออกแบบมาอย่างดีสามารถช่วยลดมลพิษจากการเผาไหม้ได้ กล่าวคือ มีเขม่าควันต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมสามารถแบ่งออกได้สองแบบ ได้แก่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (prechamber) และแบบห้องเผาไหม้ไหลวน (swirl chamber) ในที่นี้จะอธิบายเฉพาะแบบห้องเผาไหม้ไหลวนดังนี้

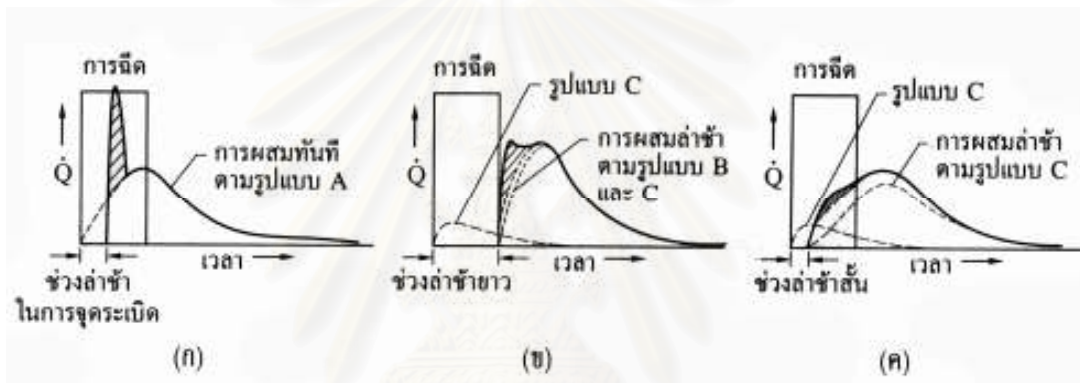


รูปที่ 2-11 แสดงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่มีห้องเผาไหม้ช่วย

(a) แบบ pre chamber type (b) แบบ Swirl chamber type [3]

จากรูปที่ 2-11 ห้องเผาไหม้ช่วยมีรูปทรงเป็นทรงกลม ห้องเผาไหม้

หลักเป็นทรงจานแบน ในระหว่างจังหวะอัดการไหลวนของอากาศเป็นไปอย่างเข้มข้น(strong air vortex) โดยก๊าซผสมสามารถไหลผ่านช่องทางผ่านที่อยู่ในแนวเส้นสัมผัสระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสอง เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่กระแสไหลวนของอากาศ ลำสเปร์ยทอดยาวในแนวตั้งฉากกับแนวการไหลวนของอากาศ เกิดการผสมได้ก๊าซผสมและเกิดการจุดระเบิดเริ่มต้นที่ห้องเผาไหม้ไหลวน (ทรงกลมของห้องเผาไหม้ไหลวนลดช่วงหน่วงการจุดระเบิดลงเพราะมีการถ่ายเทความร้อนได้รวดเร็ว) ความดันที่สูงจากห้องเผาไหม้ไหลวนจะผลักดันก๊าซผสมให้ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลักและเกิดการผสมเข้ากับอากาศที่เหลืออยู่ภายในห้องเผาไหม้หลัก จากหลักการที่ต่างกันของห้องเผาไหม้แบบต่างๆนี้ทำให้อัตราการปลดปล่อยความร้อนแตกต่างกัน ดังรูปที่ 2-12



รูปที่ 2-12 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [4]

- (ก) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรู ติดไว้ตรงกลาง
- (ข) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่ฉีดเชื้อเพลิงเข้าผนัง
- (ค) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน

c) การเปรียบเทียบกระบวนการเผาไหม้ระหว่าง DI และ IDI[2][3]

จากการมีห้องเผาไหม้ช่วยของเครื่องยนต์แบบ IDI ทำให้เกิดปรากฏการณ์ที่ไม่พบในเครื่องยนต์แบบ DI ได้แก่ การไหลของก๊าซผสมผ่านคอคอดที่เชื่อมระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสองเนื่องจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบ, การไหลของก๊าซผสมระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสองเนื่องจากความดันที่เกิดจากการเผาไหม้และเกิดการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังของคอคอดเนื่องจากการไหลผ่านของก๊าซร้อน ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ความดันตกคร่อมช่องทางผ่านระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสองสูงมากเป็นปัจจัยหลักที่ทำให้เกิดการไหลระหว่างห้องเผาไหม้ การเผา

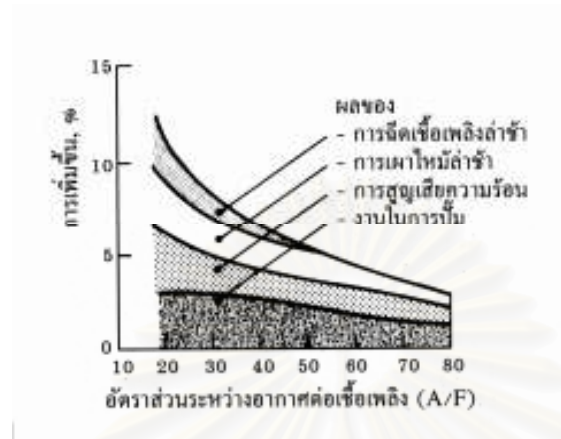
ใหม่เริ่มต้นที่ห้องเผาไหม้ช่วยก่อน ทำให้ดินก๊าซผสมไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก เกิดการถ่ายเทความร้อนสู่ห้องเผาไหม้หลัก ความดันในห้องเผาไหม้หลักเพิ่มขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้ช่วยลดลง อาจมีก๊าซบางส่วนไหลย้อนกลับเข้าสู่ห้องเผาไหม้ช่วย ผลจากปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้ทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนให้กับผนังห้องเผาไหม้ช่วยและผนังของช่องทางผ่านทำให้สมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ IDI ต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI และยังทำให้ส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ทั้งสองของเครื่องยนต์ IDI กระจายตัวอย่างไม่สม่ำเสมอ(nonuniform composition) การกระจายของอุณหภูมิก็ไม่สม่ำเสมอเช่นกัน(nonuniform temperature distributions) อัตราการปลดปล่อยพลังงานสู่ห้องเผาไหม้หลักถูกควบคุม กระบวนการต่างๆที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้แบบ IDI จึงซับซ้อนกว่า DI

การถ่ายเทความร้อนสู่ผนังช่องทางเดินและผนังห้องเผาไหม้จะสูงขึ้นเมื่อความเร็วในการไหลผ่านช่องทางสูงขึ้น หากช่องทางผ่านได้ออกแบบมาให้เกิดการไหลเข้าออกได้โดยง่ายก็จะยิ่งทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้สูงขึ้น

ผลเสียจากการสูญเสียพลังงานความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI จะปรากฏชัดเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะอากาศเย็นหรือเมื่อเริ่มสตาร์ท เนื่องจากปริมาณการเกิดของก๊าซผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ไม่เพียงพอ เพราะมีความสูญเสียจากการไหลสูงกว่า ทำให้ช่วงเวลาหน่วงการจุดระเบิดยาวนานขึ้น ดังนั้นเครื่องยนต์แบบ DI จึงประหยัดเชื้อเพลิงมากกว่าแบบ IDI (ประมาณ 20%) แต่ IDI ต้องการระบบการฉีดเชื้อเพลิงที่ซับซ้อนกว่า DI และเกิดมลพิษมากกว่า และไม่สามารถทำงานที่รอบสูงๆได้ แต่อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมเชื้อเพลิงและอากาศคลุกเคล้ากันได้ดีกว่าทำให้สามารถทำงานที่ส่วนผสมที่หนากว่าได้โดยควันท่ำต่ำกว่าแบบ DI และมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตรสูงกว่าเนื่องจากการไหลเป็นเกลียวภายในท่อไอดี(helical flow)ก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้

รูปที่ 2-13 แสดงปัจจัยที่ทำให้เกิดความแตกต่างของประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงและระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม ซึ่งจะพบว่าที่ภาระเต็มหรือส่วนผสมหนา (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง เท่ากับ 18 ถึง 20) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพบ่งชี้ต่ำกว่าประมาณร้อยละ 15 ถึง 17 ซึ่งเป็นผลมาจากการเผาไหม้ที่ยาวและล่าช้า การสูญเสียความร้อน ที่ภาระบางส่วน เมื่อค่า bmep มีค่าประมาณ 300 kPa (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 50) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพบ่งชี้น้อยกว่าประมาณร้อยละ 5 ถึง 7 ซึ่งส่วนใหญ่เป็นผลมาจากการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่าเนื่องจากพื้นที่ผิวที่มากกว่า และความเร็วในการไหลที่สูงผ่านช่องที่ต่อระหว่างห้องเผาไหม้หลักกับ

ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า รวมทั้งเป็นผลมาจากการสูญเสียความดันในการอัดอากาศระหว่างห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

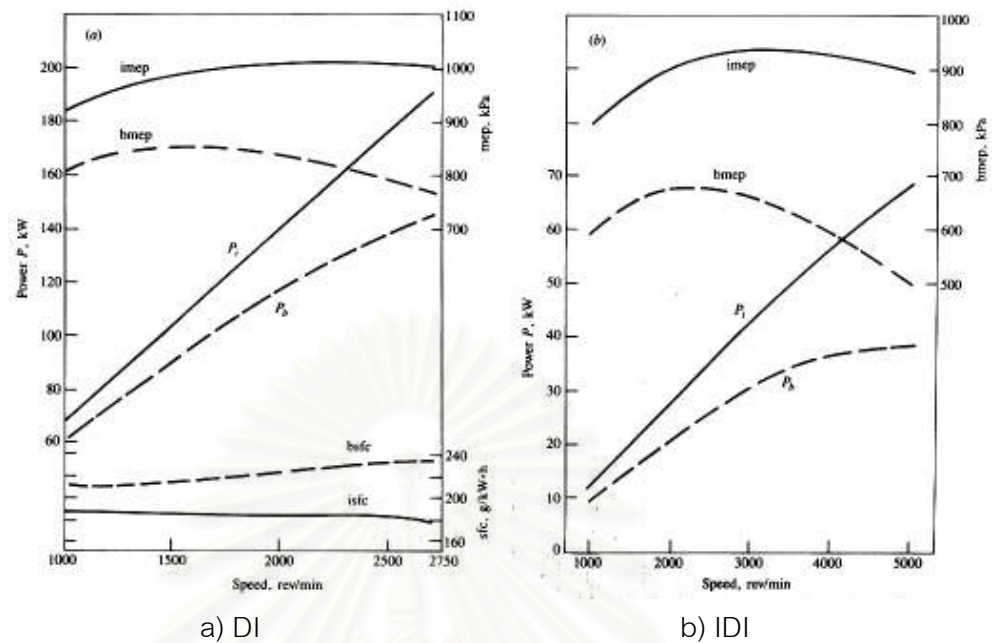


รูปที่ 2-13 แผนภูมิแสดงปัจจัยที่เพิ่มประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวนซึ่งเป็นฟังก์ชันของ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือภาวะ [4]

2.2.2.2 ตัวแปรการทำงานที่สำคัญที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด[2]

- ภาระและความเร็วรอบ(load and speed)

เป็นที่ทราบแล้วว่าเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงให้ค่าประสิทธิภาพสูงกว่าแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมเสมอ โดยเฉพาะที่ภาระสูงจะเห็นได้ชัดมากขึ้น จากรูปที่ 2-14 พบว่าค่า $P_i, P_b, imep$ ที่ภาระสูงสุดเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ไม่มีการเปลี่ยนแปลงมากนักเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น(ยกเว้นที่ความเร็วรอบต่ำ) ซึ่งต่างจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ เป็นผลจากเครื่องยนต์ดีเซลมีช่องทางไหลของไอดีมากกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ(WOT ตลอดเวลา) ดังนั้นการลดลงเล็กน้อยของกำลังที่รอบสูงจึงเกิดจากค่าความเสียดทานที่มากขึ้นเป็นสำคัญ(f_{mep}) ไม่ใช่ผลจากปริมาตรการไหลของอากาศ จากรูปที่ b) พบว่าค่า P_b ของ IDI ลดลงมากกว่า DI เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นนั้น นอกจากความสูญเสียที่คล้ายคลึงกันจากความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบแล้ว กรณี IDI ยังมีการสูญเสียความร้อนมากกว่าอีกด้วย ข้อสังเกตอีกอย่างเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบสูงจากการที่มีการถ่ายเทความร้อนลดลงจะทำให้อุณหภูมิไอเสียร้อนมากขึ้น



a) DI

b) IDI

รูปที่ 2-14 แสดงค่า P_i , P_b , imep, bmep, isfc, bsfc ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด [2]

a) แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ขนาด 8.4 dm^3 , 6 สูบ,

b) แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมขนาด 1.8 dm^3 , 4 สูบ

ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นตามความเร็ว

รอบที่สูงขึ้นจนถึงค่าสูงสุดที่รอบปานกลาง เนื่องจากช่วงความเร็วรอบต่ำถึงปานกลางนี้เครื่องยนต์มีกำลังเสียดทานต่ำ ส่วนที่ความเร็วรอบสูงค่าประสิทธิภาพเชิงกลตกลง กำลังที่ได้ไม่เพิ่มเป็นเส้นตรงตามความเร็วรอบที่สูงขึ้น ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงลดลง

- จังหวะการฉีดเชื้อเพลิง (injection timing)

จังหวะในการฉีดเชื้อเพลิงเป็นหนึ่งในปัจจัยในการกำหนดมุมเพล่าข้อเหวี่ยงที่จะเริ่มเกิดการจุดระเบิด (สภาวะภายในห้องเผาไหม้ที่ก็เป็นอีกปัจจัยที่มีผลต่อความล่าช้าในการจุดระเบิด) หากฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากจะสูญเสียงานที่ลูกสูบกระทำต่อสารผสมมาก หากฉีดล่าช้าความดันในกระบอกสูบจะลดลง ได้งานจากเชื้อเพลิงลดลง ยิ่งกว่านั้นระบบการฉีดเชื้อเพลิงส่วนใหญ่เป็นแบบกำหนดจังหวะการฉีดที่ตายตัว การเลือกจังหวะการฉีดที่ตายตัวแต่เหมาะสมกับสภาวะที่ใช้งานส่วนใหญ่จึงเป็นสิ่งที่ต้องเลือกเพื่อหลีกเลี่ยงระบบฉีดเชื้อเพลิงที่ซับซ้อน ราคาแพง ส่วนลักษณะของสเปรย์มีผลต่อการผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง ซึ่งลักษณะของสเปรย์ขึ้นอยู่กับอัตราการฉีดเชื้อเพลิง ความดันตกคร่อมที่หัวฉีด เป็นต้น

- การไหลวนของอากาศ(air swirl)

เพื่อให้เกิดสารผสมในเวลาอันสั้นและรวดเร็วพอสำหรับความเร็วรอบของเครื่องยนต์จึงต้องเพิ่มอัตราการไหลวนของอากาศมาช่วยในการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ เมื่ออัตราการผสมเพิ่มขึ้นทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดลดลง การเผาไหม้เริ่มต้นรวดเร็วขึ้น ทำให้เวลาทั้งหมดของกระบวนการเผาไหม้สั้นลง เมื่อเพิ่มการไหลวนของอากาศมากขึ้น จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงที่ให้อัตราการบริโภคน้ำมันเชื้อเพลิงต่ำที่สุดจะเลื่อนเข้าสู่ตำแหน่งที่ใกล้กับ TDC มากขึ้น และหากเพิ่มการไหลวนมากกว่าค่าดังกล่าวแล้วจะทำให้การสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย ดังนั้นรูปทรงห้องเผาไหม้ และสารทำงานที่ต่างกัน ต้องการอัตราการไหลวนที่ต่างกันด้วย

- อัตราส่วนสมมูล(equivalence ratio : ϕ)

การคาดเดาค่าคุณสมบัติของสารทำงานในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ยากกว่าในกรณีเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟซึ่งสามารถคาดเดาส่วนผสมที่ใกล้เคียงความจริง โดยในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงตลอดกระบวนการการเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตามเราใช้สมมุติฐานว่าอากาศและเชื้อเพลิงผสมกันที่สภาวะปริมาตรคงที่และเป็นแอมเดียวแบบดิกนั้นคือพลังงานภายในของสารผสมไม่มีการเปลี่ยนแปลง สามารถแยกพิจารณาผลของอัตราส่วนสมมูลได้ดังนี้ เมื่ออัตราส่วนสมมูลต่ำกว่า 1 (มีอากาศมากกว่าต้องการ) อุณหภูมิสูงสุดที่ได้หลังการเผาไหม้จะต่ำลง ค่าความจุความร้อนจำเพาะซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิจะลดลง ส่งผลให้ค่า $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ เพิ่มขึ้นในจังหวะขยายตัว จึงได้ประสิทธิภาพสูงขึ้น (ก๊าซร้อนขยายตัวมากขึ้น เมื่อคิดที่มวลเท่ากัน) เมื่ออัตราส่วนสมมูลสูงกว่า 1 เป็นสภาวะที่ปริมาณออกซิเจนสำหรับการเผาไหม้ไม่เพียงพอต่อปริมาณเชื้อเพลิงที่มี ทำให้ประสิทธิภาพลดลง จากการที่ก๊าซหุงต้มมีค่าอุณหภูมิจุดระเบิดด้วยตัวเอง(auto ignition temp.)สูงกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้จุดติดได้ยากกว่าที่ปลายจังหวะอัดซึ่งออกแบบมาให้ได้อุณหภูมิและความดันเหมาะสมสำหรับจุดระเบิดน้ำมันดีเซล เป็นเหตุผลว่าทำไมระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่จึงยาวนานกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทั่วไป และการที่ก๊าซไหลเข้าผสมกับอากาศในท่อร่วมไอดีก็เป็นการแย่งที่อยู่ของอากาศ ลดมวลอากาศสำหรับการเผาไหม้ ทำให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของเครื่องยนต์ลดลงด้วย สัดส่วนระหว่างอากาศ น้ำมัน ก๊าซหุงต้ม จึงมีความสำคัญต่อพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ด้วย ที่ภาวะต่ำความบางของสารผสมมีผลมากต่อการจำกัดการลุกท่วม

ของเปลวไฟในห้องเผาไหม้ ที่ภาวะสูงค่า equivalence ratio ที่ไม่เหมาะสม มีส่วนทำให้เกิดการ
น็อกได้ง่ายด้วย

2.3 ก๊าซหุงต้ม

2.3.1 ข้อมูลทั่วไป[5][6][7]

ก๊าซหุงต้มหรือ LPG เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากปิโตรเลียม อาจมาจากการกลั่น
น้ำมันดิบ หรือมาจากการกระบวนการแยกก๊าซธรรมชาติ เป็นก๊าซไม่มีสี ประกอบด้วยโปรเพน(C_3H_8)
และ บิวเทน(C_4H_{10}) หากมาจากการแยกก๊าซธรรมชาติจะมีโปรเพนเป็นองค์ประกอบหลัก หากมา
จากการกลั่นน้ำมันดิบจะมีบิวเทนเป็นองค์ประกอบหลัก ก๊าซหุงต้มที่จำหน่ายทั่วไปในประเทศ
ผู้ผลิตจะปรับสัดส่วนโดยปริมาตร ให้เป็น โปรเพน 60% และบิวเทน 40% (โดยประมาณ)ก่อนจัด
จำหน่าย ทั้งนี้แต่ละประเทศจะใช้สัดส่วนก๊าซหุงต้มที่แตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับแหล่งผลิตและ
คุณสมบัติที่ต้องการ เช่น ในภูมิภาคที่มีอากาศหนาวจะกำหนดให้มีบิวเทนเป็นส่วนมาก เนื่องจาก
มีค่าความดันไอ(2.85 atm)ต่ำกว่าโปรเพน จึงระเหยเป็นก๊าซได้ง่ายกว่าที่อุณหภูมิต่ำ และที่
สหรัฐอเมริกาซึ่งนิยมเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ กว่า 90% โดยปริมาตรในก๊าซหุงต้มจึง
เป็นโปรเพน เนื่องจากมีค่าออกเทนัมเบอร์สูงกว่าบิวเทน จึงเหมาะกับการนำมาใช้ในเครื่องยนต์
จุดระเบิดด้วยประกายไฟเพราะสามารถต้านทานการน็อกได้มากกว่า

ก๊าซหุงต้มที่สภาวะปกติอยู่ในสถานะก๊าซ และจะเป็นของเหลวที่ความดันสูงกว่า
8 atm ที่อุณหภูมิห้อง ด้วยความที่ก๊าซหุงต้มเป็นก๊าซแห้งเมื่อนำมาใช้ในเครื่องยนต์การเผาไหม้จึง
สะอาดกว่าน้ำมัน ก๊าซหุงต้มมีความหนืดต่ำมาก จึงไม่ช่วยในการหล่อลื่นและระบายความร้อน
ขึ้นส่วนภายในห้องเผาไหม้ โดยเฉพาะวาล์วไอเสียอาจจะสึกหรอเร็วกว่าปกติได้ และมีอุณหภูมิจุด
ระเบิดด้วยตัวเองสูงกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้ค่า ignition delay ยาวนานกว่า[12] และพบว่าการ
สตาร์ทหลังจากเพ็งดับเครื่องยนต์ไม่นาน อาจทำให้เชื้อเพลิงที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้ลดลงอย่างมาก
ได้ เพราะประสิทธิภาพเชิงปริมาตรลดลง จากการที่เครื่องยนต์ยังร้อนและถ่ายเทความร้อนสู่น้ำ
หล่อเย็นทำให้เชื้อเพลิงได้รับความร้อนมากเกินไป เชื้อเพลิงกลายเป็นไอสูงและความหนาแน่นลด
ต่ำลงมากนั่นเอง

ก๊าซหุงต้มบริสุทธิ์ ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น จึงเติมสารพวกเมอร์แคปแทน(mercaptan)ที่มี
กลิ่นเหม็นลงไปด้วย เพื่อให้ผู้ใช้รู้เมื่อก๊าซหุงต้มเกิดการรั่วไหล นอกจากนี้ก๊าซหุงต้มยังมี
คุณสมบัติเป็นตัวทำละลาย จึงสามารถละลายอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ทำมาจากยางธรรมชาติได้ เช่น
ปะเก็นหรือซีลกันรั่วต่าง ๆ ดังนั้นอุปกรณ์ที่นำมาใช้กับระบบก๊าซหุงต้มควรรีใช้วัสดุอื่นที่ไม่ได้ทำมา
จากยางธรรมชาติ เช่น ยางสังเคราะห์ เป็นต้น

2.3.2 นิยามและค่าคุณสมบัติของก๊าซหุงต้ม[5][6][7]

2.3.2.1 ก๊าซหุงต้มเมื่ออยู่ในสถานะเป็นของเหลว

- จุดเดือด

ก๊าซหุงต้มมีจุดเดือดต่ำมาก(-17 °C) มีสถานะเป็นก๊าซที่อุณหภูมิปกติ และความดันบรรยากาศ เว้นเสียแต่จะถูกอัดให้เป็นของเหลวอยู่ในถังภายใต้ความดันมากกว่า 8 atm หรือทำให้ถึงบรรจุก๊าซหุงต้มอยู่ภายใต้อุณหภูมิต่ำ

- ความหนาแน่นและความถ่วงจำเพาะ

คือ อัตราส่วนของน้ำหนักต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร ส่วนกลับของความหนาแน่นก็คือ ปริมาตรจำเพาะ สำหรับค่าความถ่วงจำเพาะจะแสดงถึงอัตราส่วนของความหนาแน่นระหว่างก๊าซหุงต้มที่อุณหภูมิต่ำๆ อุณหภูมิหนึ่งกับน้ำที่อุณหภูมิ 4 °C อย่างเช่น ค่าความถ่วงจำเพาะของโพรเพนเหลว, บิวเทนเหลว, ก๊าซหุงต้มที่อุณหภูมิ 15 °C มีค่าเท่ากับ 0.5077, 0.522 ถึง 0.534, 0.5 ตามลำดับ

- ความดันไอ (vapor pressure)

ก๊าซหุงต้มเมื่อถูกบรรจุอยู่ในภาชนะปิดภายใต้ความดันค่าหนึ่งจะมีสถานะเป็นของเหลว(เรียกค่าความดันนี้ว่า “ความดันไอ”) ก๊าซหุงต้มเหลวจะระเหยเป็นไอเต็มช่องว่างที่อยู่เหนือระดับส่วนที่เป็นของเหลวจนกระทั่งถึงจุดอิ่มตัว (Saturation point) จึงหยุดระเหยเข้าสู่สภาวะสมดุล ค่าความดันของก๊าซหุงต้มที่จุดอิ่มตัวนี้เรียกว่า “ค่าความดันไออิ่มตัว” ถ้าสารใดมีความดันไอสูงกว่าแสดงว่าสารนั้นเป็นของเหลวได้ยากกว่า(หรือสามารถระเหยได้ง่ายกว่า) ค่าความดันไอนี้แปรผันตรงตามค่าอุณหภูมิ กล่าวคือ ถ้าอุณหภูมิสูง ค่าความดันไออิ่มตัวก็สูงขึ้นด้วย เช่น ที่อุณหภูมิ 10 °C ก๊าซหุงต้มต้องการความดันในการทำให้เป็นของเหลวภายในภาชนะบรรจุประมาณ 1 บาร์ แต่ที่อุณหภูมิ 50 °C ต้องการความดันประมาณ 10 บาร์ เป็นต้น ดังนั้น หากต้องการทำให้ก๊าซหุงต้มเป็นของเหลวจึงต้องอัดให้ภายในภาชนะบรรจุมีค่าความดันสูงกว่าค่าความดันไอของก๊าซที่อุณหภูมินั้นๆ

2.3.2.2 คุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซหุงต้ม เมื่ออยู่ในสถานะเป็นก๊าซ [5][6][7]

- ความถ่วงจำเพาะ

แสดงถึงอัตราส่วนของความหนาแน่นระหว่างก๊าซกับอากาศที่อุณหภูมิและความดันเดียวกัน เป็นตัวเลขที่ชี้ให้เห็นว่าก๊าซหุงต้มเมื่อเป็นก๊าซจะหนักเป็นกี่เท่าของอากาศ (เมื่อความหนาแน่นของอากาศ = 1) จากตารางที่ 2-1 จะเห็นว่าก๊าซหุงต้มในสถานะที่เป็นก๊าซจะ

หนักกว่าอากาศประมาณ 1.5-2 เท่า ฉะนั้นเมื่อเกิดการรั่วไหลขึ้นก๊าซหุงต้มจะไหลไปรวมตัวสะสมอยู่ในบริเวณที่เป็นแอ่ง ซึ่งอันตรายอย่างยิ่งหากมีประกายไฟหรือแหล่งความร้อนสัมผัสกับกลุ่มก๊าซที่รั่วไหลนี้

- ช่วงขีดจำกัดการลุกไหม้ (flammability limits)

เป็นอัตราส่วนร้อยละโดยปริมาตรของก๊าซต่ออากาศ มีค่าความเข้มข้นด้านสูงของช่วงการลุกไหม้ เรียกว่าค่าขอบบน(Upper Flammability Limit) ส่วนทางด้านต่ำ เรียกว่าค่าขอบล่าง(Lower Flammability Limit) ก๊าซหุงต้มจะสามารถลุกไหม้หรือติดไฟได้ก็ต่อเมื่อมีก๊าซผสมอยู่ในอากาศ 2-9% คือถ้ามีก๊าซหุงต้มต่ำกว่า 2 ส่วนหรือมากกว่า 9 ส่วนใน ส่วนผสมของก๊าซกับอากาศ 100 ส่วน ส่วนผสมนั้นก็จะมีไม่ติดไฟ

- อุณหภูมิจุดระเบิดด้วยตัวเอง (auto ignition temperature)

เป็นค่าอุณหภูมิต่ำสุดที่เริ่มเกิดการลุกไหม้โดยไม่มีแหล่งความร้อนจากภายนอกมาจุด ก๊าซจะสามารถเริ่มลุกไหม้เอง โดยอุณหภูมิจุดระเบิดด้วยตัวเองของโปรเปน คือ 460-580 °C และของบิวเทนคือ 410-550 °C ของก๊าซหุงต้มคือ 400-500 C ดังนั้น ก๊าซปิโตรเลียมเหลวจึงติดไฟได้ยากกว่าเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซินซึ่งมีจุดติดไฟ 280-430 °C และน้ำมันดีเซล 250-340 °C

- อุณหภูมิของเปลวไฟ (flame temperature)

อุณหภูมิของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มสูงมากพอที่จะหลอมโลหะต่าง ๆ ได้(1900-2000 C) เช่น หลอมเหล็ก ทองเหลือง อลูมิเนียม และแก้ว เป็นต้น จึงเหมาะสำหรับงานอุตสาหกรรมหลอมโลหะ การอบเครื่องเคลือบดินเผา อบสี

- อัตราส่วนปริมาตรของเหลว/ก๊าซ

เป็นอัตราส่วนปริมาตรของสารในสถานะของเหลว ต่อ ปริมาตรของสารในสถานะก๊าซ เมื่อเกิดการระเหยและเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นก๊าซ เช่น โปรเปนเหลวที่อุณหภูมิ 15.5 °C, 1 หน่วยปริมาตร เมื่อกลายเป็นก๊าซจะมีปริมาตรเป็น 274 หน่วยปริมาตร ส่วนบิวเทนจะมีปริมาตรเป็น 233 หน่วยปริมาตร หมายถึงมีการขยายตัวกว่า 200 เท่า ดังนั้น ก๊าซหุงต้มในสถานะที่เป็นของเหลว ถ้ารั่วออกมาจะมีอันตรายมากกว่าที่เป็นก๊าซ เพราะจำนวนที่ออกมาเป็นของเหลว เมื่อกลายเป็นก๊าซจะเพิ่มปริมาตรมากขึ้น ปริมาณก๊าซมาก อันตรายและความรุนแรงก็มากหากเกิดการระเบิด

- ค่าความร้อนของการเผาไหม้

หมายถึง ค่าปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นจากการนำเอาก๊าซหุงต้มหนึ่งหน่วยน้ำหนัก หรือหนึ่งหน่วยปริมาตรมาเผาไหม้ที่ความดันบรรยากาศ และอุณหภูมิปกติ (25 °C) ค่าความร้อนของการเผาไหม้เป็นค่าที่บ่งบอกถึงคุณสมบัติทางพลังงานของเชื้อเพลิง และใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์

- ความหนืด

คือ ความสามารถในการต้านทานการไหลของของไหล ก๊าซหุงต้มมีค่าความหนืดต่ำมากเมื่อเทียบกับค่าความหนืดของน้ำ(เท่ากับ 1 เซนติพอยส์) คือมีค่าประมาณ $75-81 \times 10^{-6}$ พอยส์[36]และนิยมนละไว้ไม่แสดงค่าความหนืด ความหนืดที่ต่ำมากนี้ทำให้ก๊าซหุงต้มรั่วซึมได้ง่ายกว่าของเหลวชนิดอื่น และนอกจากนี้ยังทำให้ก๊าซหุงต้มขาดคุณสมบัติในการหล่อลื่นอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง เช่น ปั๊ม จึงมีการสึกหรอสูง เพราะฉะนั้นอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับก๊าซหุงต้ม จึงต้องออกแบบให้เหมาะสมทนต่อการสึกหรอและแรงดันสูงได้ ถ้าเป็นก๊าซเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นค่าความหนืดก็สูงขึ้นด้วย

- ความร้อนจำเพาะ

ค่าความร้อนจำเพาะ คือ ปริมาณความร้อนที่ทำให้วัตถุหนึ่งหน่วยน้ำหนักมีอุณหภูมิสูงขึ้นหนึ่งองศา มีหน่วยเป็นกิโลจูล/กิโลกรัม/องศาเซลเซียส เช่น ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 2.48 กิโลจูล/กิโลกรัม/องศาเซลเซียส[37] ขณะที่น้ำมันดีเซลมีค่าความร้อนจำเพาะที่ 2.2 กิโลจูล/กิโลกรัม/องศาเซลเซียส[4] และอากาศที่ 1.004 กิโลจูล/กิโลกรัม/องศาเซลเซียส[4] ก๊าซหุงต้มมีค่าความร้อนจำเพาะสูงคือต้องการพลังงานในการเพิ่มอุณหภูมิมากจึงเป็นเหตุผลว่าทำไมก๊าซหุงต้มจึงมีอุณหภูมิจุดระเบิดด้วยตัวเองสูงกว่าน้ำมันดีเซล

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 2-1 แสดงการเปรียบเทียบค่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงชนิดต่างๆ[2][5][6][7][8]

คุณสมบัติ	หน่วย	โพรเพน	บิวเทน	ก๊าซหุงต้ม	ดีเซล
องค์ประกอบ	% vol.	~55.0-64.2	~32.5-45.0	60:40	-
สูตรโมเลกุล		C_3H_8	C_4H_{10}	$C_{3.4}H_{8.8}$	-
มวลโมเลกุล		44	58	~49.6	~170
ความดันไออิ่มตัวในถังบรรจุก	atm, 20°C	7.6	2.85	~1.4-8.2	-
จุดเดือด	°C, 1 atm	-42.07	-11.73	~ -17	188-340
อุณหภูมิจุดระเบิดด้วยตัวเอง	°C	460-580	410-550	~400-500	250-340
จุดวาบไฟ	°C			-105 ถึง -60	52
ช่วงของการจุดติดไฟ	% vol.	2.4-9.5	1.8-8.4	~ 2-9	0.6-7.5
ความถ่วงจำเพาะของก๊าซ	เทียบกับ air	1.5	2	~1.5-2	-
ความถ่วงจำเพาะ(liq.), 15°C/4°C	เทียบกับน้ำ	0.5077	0.534	~0.5	0.84-0.88*
อุณหภูมิของเปลวไฟ	°C	1930 ¹ -2000	1900	~1900-2000	-
อัตราการขยายตัว by vol.	vap : liq.	274	233	~250	-
ค่าออกเทน		112		~95-110	-
ค่าซีเทน		-	-	-	40-55
ค่าความร้อนของการเผาไหม้	MJ/kg	50	-	~49-50	42.5
(A/F) _{stoic.}	By mass	15.7			14.5
	By volume	24	31		

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

ทบทวนวรรณกรรม

3.1 สรุปรายงานการศึกษาการใช้ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ CI

3.1.1 ข้อมูลเบื้องต้น [9]

การดัดแปลงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดเพื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซนั้นสามารถทำได้สองรูปแบบ ได้แก่ แบบใช้เชื้อเพลิงก๊าซ 100% เป็นการเปลี่ยนจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดไปเป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟโดยการแทนที่หัวฉีดด้วยหัวเทียน แบบที่สองคือดัดแปลงเครื่องยนต์ให้เป็นระบบเชื้อเพลิงคู่ (Diesel Dual Fuel Engine, DDF) ซึ่งเครื่องยนต์ยังคงจุดระเบิดด้วยการอัด โดยมี Diesel Pilot Injection เป็นตัวจุดระเบิด ส่วนเชื้อเพลิงก๊าซจะผสมกับอากาศในระบบไอดีก่อนไหลเข้าห้องเผาไหม้ เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นอากาศไหลเข้าห้องเผาไหม้แบบเต็มที (WOT) ไม่มีการควบคุมอัตราการไหลของอากาศ เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดจึงทำงานที่ส่วนผสมที่บาง ($\phi < 1$) ดังนั้น การดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลปกติจากแบบจุดระเบิดด้วยการอัดไปเป็นแบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟ (โดยการแทนที่หัวฉีดด้วยหัวเทียน) แม้มีข้อดีที่สามารถใช้เชื้อเพลิงก๊าซได้ 100% ก็ตาม แต่การจุดระเบิดส่วนผสมที่ค่อนข้างบางด้วยประกายไฟจากหัวเทียนนั้นเป็นไปได้ยาก จำเป็นต้องใช้วิธีการที่ซับซ้อนในการแก้ปัญหาของระบบจุดระเบิด ในขณะที่ปัญหานี้ไม่พบในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัด (เพียงปรับจังหวะการฉีดและปริมาณ pilot injection อย่างเหมาะสมเท่านั้น) เพราะการจุดระเบิดด้วยการ pilot injection นั้น ให้พลังงานต้นกำเนิดในการจุดระเบิดที่ดีกว่านั่นเอง (potential ignition source) จึงยังมีความจำเป็นที่ต้องใช้ระบบเชื้อเพลิงคู่ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ดัดแปลงมาใช้เชื้อเพลิงก๊าซ

3.1.2 ลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดระบบเชื้อเพลิงคู่ [10]

ในปี 1995 G.A.Karim [10] ได้เสนอแบบจำลองการเผาไหม้แบบ multi zones สำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DDF ซึ่งในที่นี้จะไม่กล่าวถึงรายละเอียดการคำนวณของแบบจำลองดังกล่าว แต่จะกล่าวถึงแนวความคิดเกี่ยวกับกระบวนการการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ สรุปได้ดังนี้

3.1.2.1 ช่วงก่อนการ pilot

ในจังหวะจุด เชื้อเพลิงก๊าซถูกดูดเข้าระบบไอดีผสมกับอากาศแล้วไหลเข้าสู่กระบอกสูบ และเมื่อเข้าสู่จังหวะอัดก๊าซผสมถูกอัดให้มีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้น ตลอดช่วงจังหวะอัดที่ลูกสูบเคลื่อนที่จาก BDC จนถึง TDC ได้เกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซและอากาศเกิดผลิตภัณฑ์จำพวก intermediate species เช่น radicals, CO, formaldehyde ขึ้น ซึ่งกระบวนการและผลิตภัณฑ์ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ G.A.Karim [10] เชื่อว่ามีผลกระทบต่อเนื่องที่ความสำคัญถึงกระบวนการการจุดระเบิดของน้ำมันดีเซลและการเผาไหม้ ที่เกิดตามมา

3.1.2.2 เมื่อเกิดการ pilot

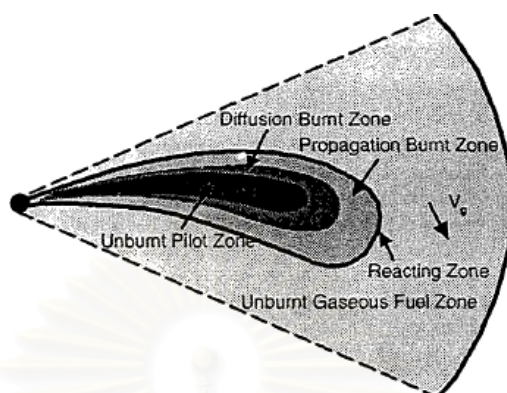
การฉีดน้ำมันดีเซลด้วยแรงดันสูง ทำให้น้ำมันดีเซลแตกเป็นฝอยละออง และพุ่งเป็นลำรูปทรงกรวยเข้าสู่ห้องเผาไหม้ การพุ่งของลำสเปรย์ก่อให้เกิดโมเมนตัมดูดก๊าซผสมที่อยู่รอบข้างเข้ามาผสมกับฝอยละอองน้ำมันดีเซลที่อยู่บริเวณขอบริมของลำสเปรย์ เนื่องจากเชื้อเพลิงก๊าซเข้ามามีส่วนร่วมในกระบวนการต่างๆด้วยทำให้ลักษณะการจุดระเบิดและเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลต่างจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทั่วไป เชื่อว่าบริเวณที่ jet break up เป็นบริเวณที่เกิด flammable region โดยที่อัตราการเข้าผสมระหว่างฝอยละอองดีเซลและก๊าซผสมจะมากน้อยเพียงใดนั้นขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของสเปรย์ ปริมาณการฉีด และความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซในกระบอกสูบ

3.1.2.3 การจุดระเบิด

G.A.Karim ได้ตั้งสมมุติฐานว่าการจุดระเบิดเกิดขึ้นครั้งแรกที่บริเวณ flammable region ซึ่งเป็นบริเวณที่มีอัตราการเกิดปฏิกิริยาร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซผสมมากที่สุด หลังจากผ่านช่วงหน่วงการจุดระเบิด และเกิดการจุดระเบิดตามมา สามารถแบ่งรูปแบบการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นสองแบบคือ

- a) การเผาไหม้แบบ premixed burn ที่เปลวไฟลามไปตามส่วนผสมที่เป็น flammable region ซึ่งได้ผสมกันอยู่ก่อนแล้ว
- b) การเผาไหม้แบบ diffusion ที่เชื้อเพลิงและ oxidizer ยังแยกกันอยู่ ฝอยละอองดีเซลเกิดการระเหยและผสมกับอากาศที่ถูกโมเมนตัมของลำสเปรย์ดูดให้เคลื่อนที่เข้ามา ลักษณะการเผาไหม้แบบนี้เกิดที่บริเวณแกนกลางของ

ลำสเปรย์ที่มีส่วนผสมหนาเกินกว่าที่จะเกิดการลุกไหม้แบบ premixed burn ได้ในทันที



รูปที่ 3-1 แสดงบริเวณต่างๆของ Charge ภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดเชื้อเพลิงคู่ [10]

จากรูปที่ 3-1 G.A.Karim ได้แบ่งบริเวณต่างๆของ Charge เป็น 5 บริเวณ โดยเริ่มจากบริเวณแกนกลางของลำสเปรย์เป็นลำดับแรก อธิบายได้ดังนี้

I. unburnt pilot zone

ได้แก่บริเวณแกนกลาง(core) ของลำสเปรย์ เป็นบริเวณที่มีส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศหนาเกินกว่าที่จะสามารถเกิดการลุกไหม้ได้ในทันที เนื่องจากเป็นบริเวณที่อับอากาศมากที่สุดและมีความเป็นฝอยละอองต่ำที่สุด

II. diffusion burned zone

ได้แก่บริเวณที่อยู่ถัดออกมาจากแกนกลางของลำสเปรย์(unburnt pilot zone) ซึ่งน้ำมันดีเซลมีโอกาสสัมผัสกับอากาศได้มากขึ้นเป็นบริเวณที่เกิดการเผาไหม้แบบ diffusion เหมือนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป และคาดว่าจะมีอัตราส่วนผสมใกล้เคียงค่า stoichiometric โดยทิศทางการเผาไหม้จะเคลื่อนที่เข้าสู่แกนกลางของลำสเปรย์ กล่าวคือ ฝอยละอองน้ำมันดีเซลระเหยออกมาเป็นไอผสมกับอากาศที่กำลังเคลื่อนที่เข้าสู่แกนกลางของลำสเปรย์ เป็นการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศนั่นเอง (mixing control)

III. propagation burnt zone

ได้แก่บริเวณรอบนอกที่อยู่ถัดออกมาจากบริเวณ diffusion burned zone เป็นบริเวณที่เกิดการผสมกันระหว่างฝอยละอองของน้ำมันดีเซลกับก๊าซผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงก๊าซ เกิดการฟอร์มตัวเป็น flammable region เป็นบริเวณที่เริ่มเกิดการจุดระเบิดเป็นครั้งแรกแล้วเกิดการลามของเปลวไฟไปในปริมาตรของ flammable region ที่ห่างจากแกนกลาง

ของสเปร์ย์ออกไป ลักษณะการเผาไหม้เป็นแบบ premixed burn คือ เชื้อเพลิงและอากาศได้ผสมกันอยู่ก่อนการเผาไหม้แล้ว

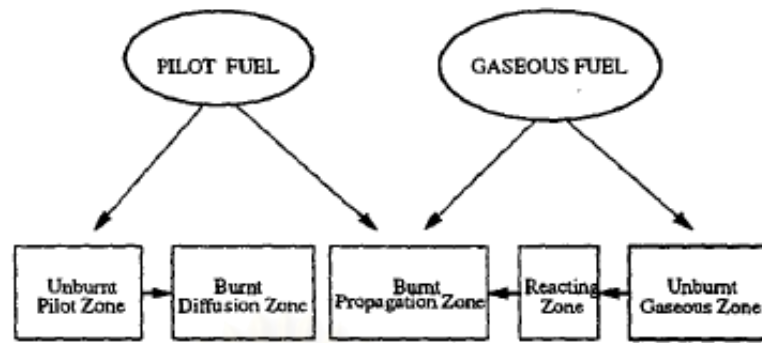
IV. unburnt gaseous fuel zone

ได้แก่บริเวณที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้หรือเปลวไฟยังลามออกมาไม่ถึง เป็นบริเวณรอบนอกที่เหลือทั้งหมดถัดจาก propagation burnt zone (ที่เปลวไฟได้ลามผ่านไปแล้ว) ซึ่งทันทีที่ charge ที่อยู่ในบริเวณ unburnt gaseous zone เคลื่อนที่เข้าสู่ burnt zone จะเกิดการปลดปล่อยพลังงานออกมาทันทีที่บริเวณขอบรอยต่อระหว่างสองบริเวณดังกล่าว

V. reacting zone

ในการเผาไหม้โดยทั่วไปแล้ว บริเวณรอยต่อระหว่าง unburnt zone และ burnt zone (บริเวณขอบริมของ flame front) หรือที่เรียกว่า reacting zone นั้นจะเกิดปฏิกิริยาอย่างรวดเร็ว จนสามารถที่จะตั้งสมมุติฐานได้ว่าพลังงานจากการเผาไหม้ถูกปลดปล่อยออกมาทันทีที่ขอบริมนั้นๆ เกิดเป็นผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ในทันทีที่ charge ได้เคลื่อนผ่านขอบริมดังกล่าว ถือว่าไม่มีมวล ($m=0$) อยู่ในบริเวณขอบริมของพื้นที่ทั้งสอง สามารถละพื้นที่ reacting zone ไว้ไม่ต้องนำมาพิจารณาในการคำนวณ

แต่อย่างไรก็ตามที่ภาระต่ำ (very light load) ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ ซึ่งใช้ปริมาณน้ำมันดีเซลต่ำมาก ทำให้การลามของเปลวไฟจากบริเวณ flammable region ที่เกิดการจุดระเบิดไปสู่ก๊าซผสมโดยรอบที่บางมากนั้นเป็นไปได้ยาก นอกจากนี้ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ก็ยาวกว่าในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้ น้ำมันดีเซลปกติ ดังนั้นเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ลงในจังหวะขยายตัว ปริมาตรห้องเผาไหม้ขยาย อุณหภูมิของ charge ที่อยู่ในบริเวณ burnt zone ลดลงทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมีของก๊าซผสมที่เข้าอยู่แล้วกลับซ้ำยิ่งขึ้นไปอีก จากสาเหตุดังกล่าวนี้จะเกิด unconverted gaseous fuel, CO สะสมอยู่ใน reacting zone เพิ่มมากขึ้น เป็นการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์สังเกตได้จากปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่ไม่ผ่านการเผาไหม้ที่ปล่อยออกทางไอเสีย G.A.Karim จึงได้กำหนดให้มีบริเวณ reacting zone ในการคำนวณที่ภาระต่ำเนื่องจากเกิดมีมวลของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากปฏิกิริยา partial oxidation อยู่ในบริเวณ reacting zone จำนวนมาก ($m \neq 0$) สามารถสรุปแผนผังกระบวนการเผาไหม้ใน DDF ได้ดังรูปที่ 3-2

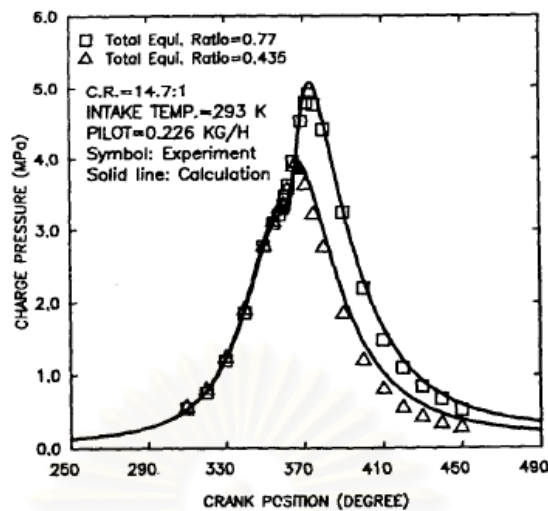


รูปที่ 3-2 แสดงแผนผังกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DDF [10]

จากลักษณะข้างต้นก๊าซผสมระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศที่กระจายตัวอยู่ทั่วไปภายในห้องเผาไหม้ในแต่ละพื้นที่จึงมีการเผาไหม้ที่ต่างกัน โดยอัตราการเผาไหม้ในแต่ละพื้นที่ขึ้นอยู่กับปัจจัยที่ต่างกัน ดังนี้

- อัตราการเผาไหม้บริเวณ diffusion burnt zone อัตราการเผาไหม้ของก๊าซผสมภายในบริเวณนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลโดยตรง
- อัตราการเผาไหม้ในบริเวณ flammable region เกิดการเผาไหม้แบบ premixed burn ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของสเปร์ย์ ความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซ เป็นต้น
- อัตราการเผาไหม้บริเวณรอบนอก ขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซ และขนาดปริมาตรของ flammable zone หากมีปริมาณก๊าซมากก็จะได้ flammable zone ที่ขยายกว้างมากขึ้น สามารถแปลงก๊าซผสมใน unburned zone ให้เข้ามาอยู่ใน burned zone ได้มากขึ้น การลามของเปลวไฟที่ขึ้น การเพิ่มความเข้มข้นก๊าซจึงมีผลโดยตรงต่อขนาดของ flammable zone แต่หากความเข้มข้นก๊าซมากเกินไปจะทำให้เกิด knock จากการ auto ignition ของเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่รอบนอกก่อนที่ flame front จากแหล่งจุดระเบิดจะลามไปถึงได้เช่นกัน

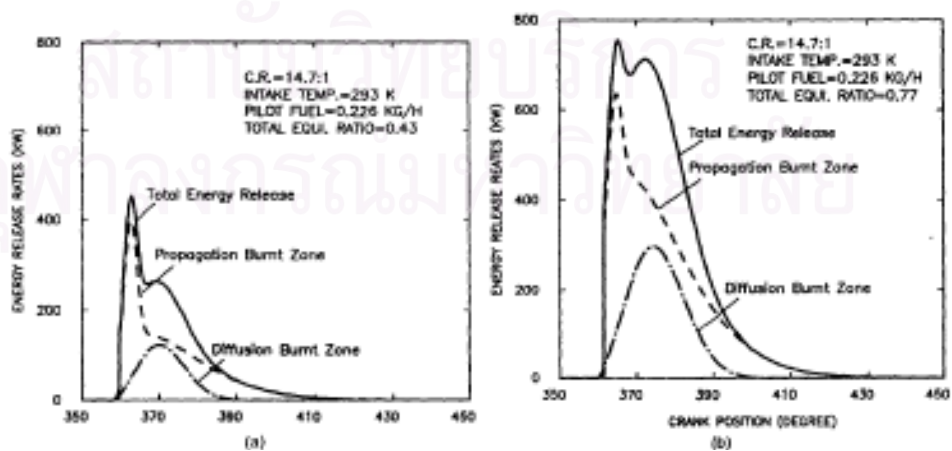
เมื่อนำผลการคำนวณจากแบบจำลองการเผาไหม้ดังกล่าวนี้เปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่าได้ผลเป็นที่น่าพอใจ ดังรูปที่ 3-3



รูปที่ 3-3 แสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณความดันในกระบอกสูบ(แนวเส้นทึบ)และผลจากการทดสอบที่อัตราส่วนสมมูลรวมเท่ากับ 0.77 (สี่เหลี่ยม) และ 0.435 (สามเหลี่ยม) ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง(DI)ที่ใช้มีเทนเป็นเชื้อเพลิง [10]

G.A.Karim ได้แบ่งช่วงการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ได้สองช่วง ดังรูปที่ 3-4 ช่วงที่หนึ่ง(ยอดกราฟแรกของเส้น total energy release) เป็นการปลดปล่อยพลังงานจากการจุดระเบิดในบริเวณ flammable region ซึ่งเป็นการเผาไหม้แบบ premixed burn พลังงานที่ปลดปล่อยออกมาส่วนใหญ่มาจาก pilot diesel และอีกเล็กน้อยจากก๊าซผสมที่อยู่บริเวณขอบรอบ pilot diesel

ช่วงที่สอง(ยอดกราฟที่สองของเส้น total energy release) อัตราการปลดปล่อยพลังงานในจังหวะถัดมาเกิดจากการเผาไหม้แบบ diffusion burn ในบริเวณ diffusion burnt zone



รูปที่ 3-4 แสดงผลการคำนวณอัตราการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ ที่อัตราส่วนสมมูล a) 0.43 และ b) 0.77 [10]

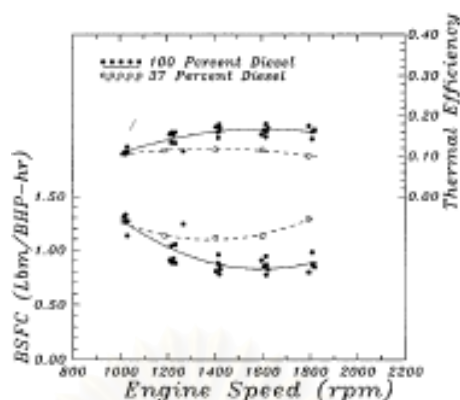
อัตราการปลดปล่อยพลังงานและช่วงระยะเวลาที่เกิดการปลดปล่อยพลังงานนั้นจะสูงหรือต่ำขึ้นอยู่กับปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเป็นสำคัญ โดยที่ภาวะต่ำอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีลักษณะคล้ายกับอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในเครื่องยนต์ดีเซล (ดูรูป 3-4a) พลังงานที่ปลดปล่อยออกมาส่วนใหญ่มาจาก pilot diesel กล่าวคือบริเวณ flammable region ถูกจำกัดไว้เพียงรอบขอบของ diesel pilot ความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซยังต่ำ ส่วนผสมที่อยู่ห่างออกไปค่อนข้างบาง และเมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงอัตราการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ต่างจากเครื่องยนต์ดีเซลจะพบวായอดแผลมที่สอง(เส้นที่บ)สูงขึ้นมากและใกล้เคียงกับยอดที่หนึ่งเนื่องจากความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น ขนาดปริมาตรของ flammable region เพิ่มมากขึ้น ขยายกว้างออกไปจากรอบขอบปริมาตรของ diesel pilot มากขึ้น พลังงานที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น

3.1.3 ปัญหาที่พบจากการใช้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่

ปัญหาที่เกิดจากการนำเชื้อเพลิงก๊าซไปใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดสามารถจำแนกปัญหาตามสภาวะการทำงานได้ดังนี้

3.1.3.1 ที่สภาวะภาระต่ำ (low load) [11]

เครื่องยนต์เดินไม่เรียบ มีการแปรปรวนของการเผาไหม้วัฏจักรต่อวัฏจักร (cyclic variations) ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิด(ignition delay period)ยาวนานกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ พบเชื้อเพลิงก๊าซที่ไม่ผ่านการเผาไหม้ถูกปล่อยออกมากับไอเสียจำนวนมาก และมีปริมาณ UHC, CO สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิงต่ำ ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงและสิ้นเปลืองมากยิ่งขึ้นเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่รอบสูง ดังรูปที่ 3-5



25% of Full Load

รูปที่ 3-5 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรก และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิง ของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงคู่ ที่ ¼ load [10]

ทั้งนี้เนื่องจากที่ภาวะต่ำเครื่องยนต์ต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลและเชื้อเพลิงก๊าซไม่มาก ขณะที่เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดเปิดรับอากาศเต็มที(WOT) ทำให้สัดส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้ค่อนข้างบางเบาและกระจัดกระจาย การจุดระเบิดไม่แน่นอนและการลามของเปลวไฟเป็นไปได้ยาก(ลามช้าและดับง่าย) เปลวไฟไม่สามารถลามทั่ววอล์กชามได้หมดก่อนเข้าสู่จังหวะขยายตัว เป็นที่มาของความสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกข้างต้น และพบ UHC,CO สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทั่วไป เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่รอบสูงปริมาณอากาศก็สูงขึ้นด้วยทำให้ปัญหาความบางของส่วนผสมส่งผลเด่นชัดมากขึ้น G.A Karim[12] ได้อธิบายสาเหตุหลักของปัญหาที่พบที่ภาวะต่ำในทำนองเดียวกันว่าเปลวไฟต้นกำเนิดจากบริเวณที่เกิดการจุดระเบิดไม่สามารถลามได้รวดเร็วพอไปในก๊าซผสมที่ค่อนข้างบาง(too lean charge)และบางกว่าค่า effective flammability limit ภายใต้สภาวะนั้นๆ จากสาเหตุดังกล่าวนี้ G.A Karim ได้เสนอแนวทางการแก้ปัญหาโดยมุ่งไปที่

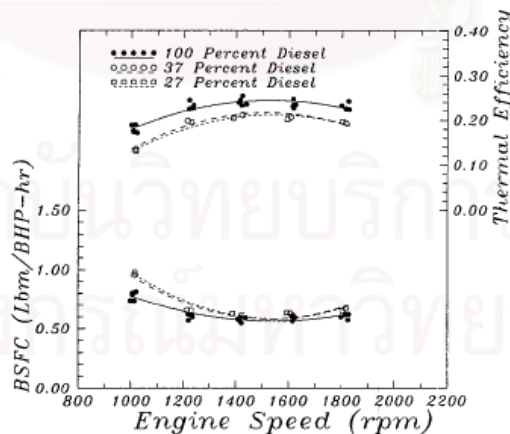
- ก. ปัญหาจากเปลวไฟต้นกำเนิด โดยให้พยายามเพิ่มพลังงานในการจุดระเบิดด้วยการเพิ่ม ignition sources ซึ่งสามารถทำได้ด้วยการเพิ่ม diesel pilot quantity เป็นต้น
- ข. ปัญหาจากก๊าซผสมที่ค่อนข้างบาง โดยให้พยายามเพิ่มค่าอัตราส่วนผสมรวมด้วยการเพิ่มความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซ
- ค. ปัญหาจากค่า effective flammability limit โดยให้พยายามขยายช่วง

ดังกล่าวนี้ให้กว้างขึ้นโดยเฉพาะขยายขีดจำกัดด้านต่ำลงไปอีก ด้วย การฉีดดีเซลล่วงหน้ามากขึ้น เป็นต้น

ที่ประเทศจีน Jian et al. [12] ได้ออกแบบและทดสอบระบบจ่าย เชื้อเพลิงที่สามารถควบคุมอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่เหมาะสมแบบอัตโนมัติ สำหรับใช้ในรถ ขนส่งมวลชน โดยมีกลไกควบคุมจากแป้นคันเร่งไปยังปั๊มเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลและต่อเข้ากับลูก เบี้ยวที่สามารถควบคุมการเปิดปิดก้านวาล์วของก้านหุงต้ม ซึ่งรูปทรงของลูกเบี้ยว(cam profile) ดังกล่าวได้มาจากการทดสอบเครื่องยนต์บนแท่นทดสอบ พบว่ารถยนต์ที่ติดตั้งระบบจ่ายเชื้อเพลิง ดังกล่าวสามารถตอบสนองการขับได้เช่นเดียวกับรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยที่ภาระต่ำ กว่า 25% Full Load พบว่าควรใช้ก้านหุงต้มน้อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้เพื่อให้แน่ใจว่าเครื่องยนต์ สามารถทำงานได้ตามปกติ เนื่องจากที่ภาระต่ำอุณหภูมิห้องเผาไหม้ไม่สูง ระยะเวลาช่วงการจุด ระเบิดนานขึ้น จุดติดยาก อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่ภาระสูงกว่า 75% Full Load ควรใช้ก้านหุงต้มประมาณ 40% ของพลังงานรวมทั้งหมดและ หากใช้ก้านหุงต้มมากกว่านี้จะเกิดการน็อก

3.1.3.2 ที่สภาวะภาระปานกลาง (medium load) [11]

ส่วนที่ภาระปานกลางพบว่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรค ของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ยังคงสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติแต่เมื่อรอบสูงขึ้นความต่างของ อัตราสิ้นเปลืองจะลดลง ดังรูปที่ 3-6



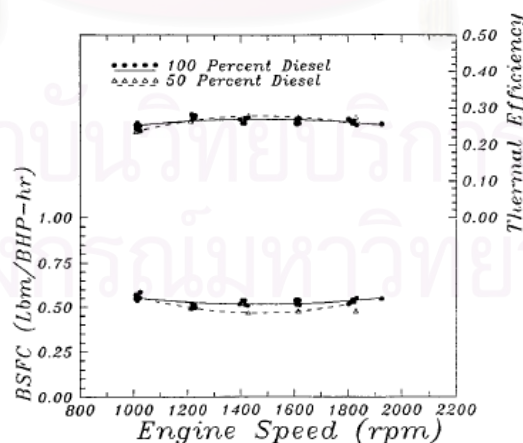
50% of Full Load

รูปที่ 3-6 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรค และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยน เชื้อเพลิง ของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ใช้ก้าน หุงต้มเป็นเชื้อเพลิงคู่ ที่ 50% load [11]

ที่ภาระปานกลาง จากลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่เป็น premixed burn ทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้นเมื่อส่วนผสมเปลี่ยนจากบางมาเป็นหนามากขึ้น ($\phi \rightarrow 1.0$) แต่เครื่องยนต์ดีเซลปกติมีลักษณะการเผาไหม้แบบ diffusion burn ซึ่งถูกควบคุมด้วยการผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง (mixing control) การลามของเปลวไฟไม่ใช่แบบทันทีทันใด เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นหมายถึงมีระยะเวลาสำหรับการเผาไหม้ลดลงทำให้การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลปกติแย่ง ความต่างของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรคจึงลดลงเมื่อรอบสูงขึ้นที่ภาระปานกลาง นอกจากนี้ไม่พบความต่างของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรคระหว่างสัดส่วนการใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่ 27% และ ที่ 37% ของปริมาณน้ำมันดีเซลที่ใช้ในกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ภาระเดียวกัน อีกเหตุผลหนึ่งที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ภาระต่ำถึงปานกลางเนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงก๊าซเองที่มีอุณหภูมิการจุดระเบิดด้วยตนเองที่สูงกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้จุดติดยากกว่า ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดยาวนานกว่าเครื่องยนต์ดีเซลทุกสภาวะการทำงาน ตำแหน่งองศาเพลวข้อเหวี่ยงที่เกิดการจุดระเบิดจึงเป็นจังหวะที่ไม่เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

3.1.3.3 ที่สภาวะภาระสูงถึงสูงสุด (high load) [11]

พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรคของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติและบางครั้งสามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้มากกว่าเล็กน้อย ดังรูปที่ 3-7



รูปที่ 3-7 แสดงอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรค และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม(IDI) ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงคู่ ที่ภาระสูงสุด (100% load) [11]

ดังที่ได้กล่าวแล้วว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ซึ่งมีลักษณะการเผาไหม้แบบ premixed burn จะทำงานได้ดีขึ้นเมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศหนาขึ้น ($\phi \rightarrow 1.0$) และที่ภาวะสูงนี้มีส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศหนาและมีความร้อนสูงเพียงพอสำหรับการลามของเปลวไฟท่วมก๊าซผสมในห้องเผาไหม้ ขณะที่เครื่องยนต์ดีเซลปกติที่มีการเผาไหม้แบบ diffusion burn ออกซิเจนเริ่มไม่เพียงพอสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์เมื่อส่วนผสมหนาขึ้น พบว่าค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่จะต่ำกว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลปกติ เพราะการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ภายในระยะเวลาที่สั้นกว่าของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะสูงนี้ ทำให้มีเวลาสำหรับการถ่ายเทความร้อนจาก charge ไปสู่นั่งห้องเผาไหม้มากกว่า ส่วนเครื่องยนต์ดีเซลปกตินั้นกระบวนการเผาไหม้ยังคงมีอยู่จนลวงเข้าสู่จังหวะคาย ทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียสูงกว่าอย่างเห็นได้ชัด

ปัญหาหลักที่เกิดขึ้นที่สภาวะภาวะสูง คือ การเกิดน็อก เนื่องจากคุณสมบัติของสารทำงานที่เปลี่ยนไป ไอดีที่ไหลเข้าเครื่องยนต์มีไซอากาศเพียงอย่างเดียวแต่เป็นก๊าซผสมระหว่างอากาศและก๊าซหุงต้มที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้แล้ว เมื่อเกิดการเผาไหม้จะมีลักษณะการเผาไหม้แบบ premixed combustion ที่ภาวะสูงอุณหภูมิห้องเผาไหม้สูง มีการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซมาก หากปริมาตรที่เกิดการเผาไหม้พร้อมกันมีขนาดใหญ่ การระเบิดมีความรุนแรงมากอาจทำให้เครื่องยนต์ได้รับความเสียหายได้ สามารถสังเกตการเกิดน็อกได้จากความเร็วรอบของเครื่องยนต์ตก เสียงดังจากการเผาไหม้ที่สูงแหลมและแรงบิดที่ได้ลดต่ำลงทันที เป็นปัจจัยหลักในการจำกัดปริมาณของการใช้เชื้อเพลิงก๊าซแทนน้ำมันดีเซลที่ภาวะสูง(เปอร์เซ็นต์การใช้เชื้อเพลิงก๊าซแทนที่น้ำมันดีเซลที่ภาวะสูงนั้นต่ำกว่าที่ภาวะต่ำ) และหากใช้เชื้อเพลิงก๊าซมากไปจะทำให้แรงบิดเบรกสูงสุดที่เครื่องยนต์สามารถทำได้ลดลงด้วย(knock torque limit)

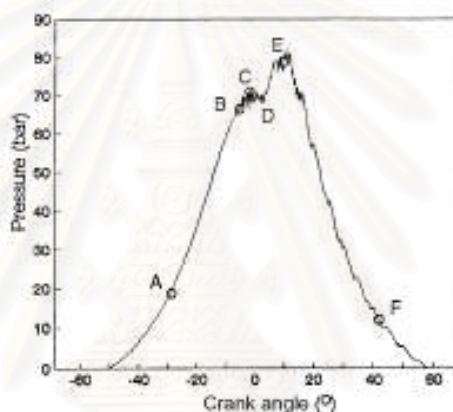
จากปัญหาที่พบข้างต้น สามารถปรับปรุงการทำงานของเครื่องยนต์ได้ด้วยความเข้าใจเกี่ยวกับอิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่างๆที่มีต่อเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ ดังมีสรุปรายงานการศึกษา ต่อไปนี้

3.1.4 การเกิด Knock ในเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ระบบเชื้อเพลิงคู่ [13]

ในกรณีที่ส่วนผสมระหว่างก๊าซกับอากาศบางคือมีปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซน้อยเกินไป ซึ่งเหตุการณ์นี้เกิดในกรณีที่เครื่องยนต์มีความเร็วรอบต่ำหรือมีภาวะของเครื่องยนต์ต่ำ การเผาไหม้จะเกิดขึ้นในบริเวณที่เป็น Flammable zone ซึ่งเป็นบริเวณที่น้ำมันดีเซลแตกตัวเป็นฝอยละอองผสมกับก๊าซและอากาศในสัดส่วนที่พอเหมาะกับการเผาไหม้ การเผาไหม้จึงเกิดขึ้นหลายๆจุดในเวลาใกล้เคียงกันแล้วจึงลามต่อไปยัง surrounding zone ที่มีส่วนผสมระหว่างก๊าซกับอากาศบาง

เปลวไฟไม่สามารถลามต่อไปถึงเชื้อเพลิงก๊าซและอากาศที่มีส่วนผสมบางมากได้ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ มีปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเหลือจากการเผาไหม้มาก เมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้นจนถึงจุดที่เหมาะสมจะทำให้ความสามารถในการลามของเปลวไฟเป็นไปได้ดี จะทำให้เปลวไฟจาก Flammable zone ลามได้ดีขึ้น ทำให้การเผาไหม้เป็นไปอย่างรวดเร็วและทั่วถึง ส่วนผสมทั้งหมด ส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงขึ้น

แต่เมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไปอีกจากสภาวะข้างต้นจะทำให้เกิดการน็อกของเครื่องยนต์ ซึ่งการน็อกของเครื่องยนต์ที่ใช้ระบบเชื้อเพลิงคู่จะแบ่งได้เป็น 2 ส่วนก็คือ การน็อกซึ่งเกิดจากน้ำมันดีเซลและการน็อกที่เกิดจากส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศ และเพื่อให้เข้าใจลักษณะการเกิดน็อกข้างต้นนี้ จำเป็นต้องเข้าใจกระบวนการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงคู่



รูปที่ 3-8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันกับมุมเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อเกิดการน็อก [13]

กระบวนการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงคู่จะสามารถแบ่งได้ออกเป็น 5 ช่วงหลักๆ ดังแสดงในรูปที่ 3-8 ดังนี้

ช่วง A-B Pilot ignition delay,

ช่วง B-C Pilot premixed combustion,

ช่วง C-D Primary fuel ignition delay,

ช่วง D-E Rapid combustion of primary fuel และ

ช่วง E-F Diffusion combustion stage

จากรูปที่ 3-8 จะพบว่าในช่วง B-D มีการแกว่งของความดันในห้องเผาไหม้อย่างรวดเร็วซึ่งแสดงถึงอาการน็อกของเครื่องยนต์ การน็อกในช่วงนี้จะเป็นการน็อกที่เกิดขึ้นจากส่วนของน้ำมันดีเซลหรือเรียกว่า Diesel knock ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่อมีปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซภายในห้องเผา

ไหม้มากส่งผลให้ Ignition delay ในการเผาไหม้ยาว ตามปกติน้ำมันจะถูกฉีดตลอดเวลาในช่วง Ignition delay และช่วงการเผาไหม้ การที่ Ignition delay ยาวจะทำให้ปริมาณสะสมระหว่างน้ำมันดีเซลที่ผสมกับเชื้อเพลิงก๊าซและอากาศในสัดส่วนพอดีมีมาก ซึ่งจะทำให้เกิดการจุดระเบิดที่รุนแรงในช่วง B-C ทำให้เกิดการน็อกของเครื่องยนต์

ส่วนการน็อกที่เกิดจากส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศจะเป็นการน็อกที่มีสาเหตุจากการชิงจุดระเบิดก่อนของก๊าซส่วนสุดท้าย (end-gas auto ignition) ซึ่งสาเหตุการน็อกเหมือนกับการน็อกในเครื่องยนต์ SI เรียกว่าการน็อกแบบนี้ว่า Spark knock การน็อกแบบนี้เกิดขึ้นเนื่องจากในช่วง C-D ซึ่งเป็นช่วงที่เชื้อเพลิงก๊าซดูดพลังงานความร้อนเพื่อไปเพิ่มอุณหภูมิให้ตัวเองมีระยะเวลายาว ช่วง C-D นี้จะเกิดหลังจากการจุดระเบิดของน้ำมันดีเซลทำให้ก๊าซส่วนสุดท้ายที่อยู่ห่างจาก Ignition source ที่เกิดจากน้ำมันดีเซลมีเวลาในการเพิ่มอุณหภูมิให้ตัวเองจนทำให้เกิดการจุดระเบิดขึ้นก่อน การน็อกในลักษณะนี้จะเกิดขึ้นเมื่อภาระของเครื่องยนต์ต่ำเนื่องจากช่วง C-D จะยาว แต่จะลดลงเมื่อภาระของเครื่องยนต์สูงขึ้นเนื่องจากช่วง C-D จะสั้นลง

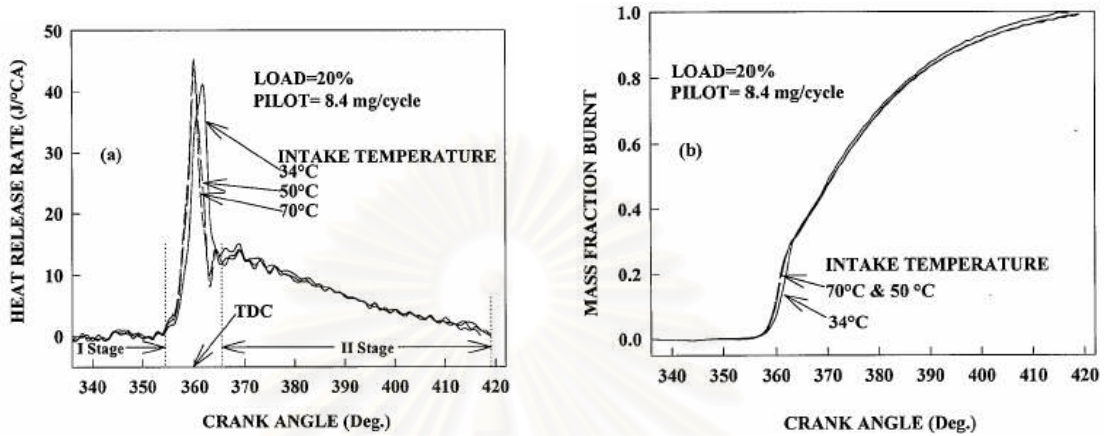
การน็อกของเครื่องยนต์ในระบบเชื้อเพลิงคู่ นอกจากจะเกิดจากการที่มีเชื้อเพลิงก๊าซมากเกินไปภายในห้องเผาไหม้และมีช่วงเวลากการเพิ่มอุณหภูมิให้เชื้อเพลิงก๊าซยาวแล้ว ยังมีปัจจัยอื่นๆที่ช่วยเสริมให้เกิดการน็อกอีก เช่น ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ภาระของเครื่องยนต์ อุณหภูมิส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ แต่ในการทำงานจริงเราจะไม่สามารถควบคุมปัจจัยเหล่านี้ได้ ดังนั้นเราจึงใช้การปรับสัดส่วนปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซต่อน้ำมัน การลดสัดส่วนปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซต่อน้ำมันดีเซลจะช่วยป้องกันการเกิดน็อกได้

3.2 รายงานการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่างๆที่มีต่อเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่

3.2.1 อิทธิพลของอุณหภูมิไอดี (Intake charge temperature)[14]

ได้แบ่งกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ออกเป็นสามช่วง ได้แก่ ช่วงแรก อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้แบบ Premixed ของเชื้อเพลิงดีเซลที่มาจาก การ Pilot และอีกเล็กน้อยจากการเข้าผสมของก๊าซผสมที่อยู่ใกล้สเปร์รี่ ช่วงที่สอง การปลดปล่อยพลังงานความร้อนแบบทันทีทันใดจากการเผาไหม้ของก๊าซผสมที่อยู่ใกล้กับบริเวณของสเปร์รี่และการแพร่ของเชื้อเพลิงดีเซลที่เหลือจากการจุดระเบิดในครั้งแรก ช่วงที่สาม การปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซผสมโดยการแผ่ขยายของเปลวไฟที่เกิดจากช่วงแรกต่อเนื่องมาที่ช่วงที่สอง

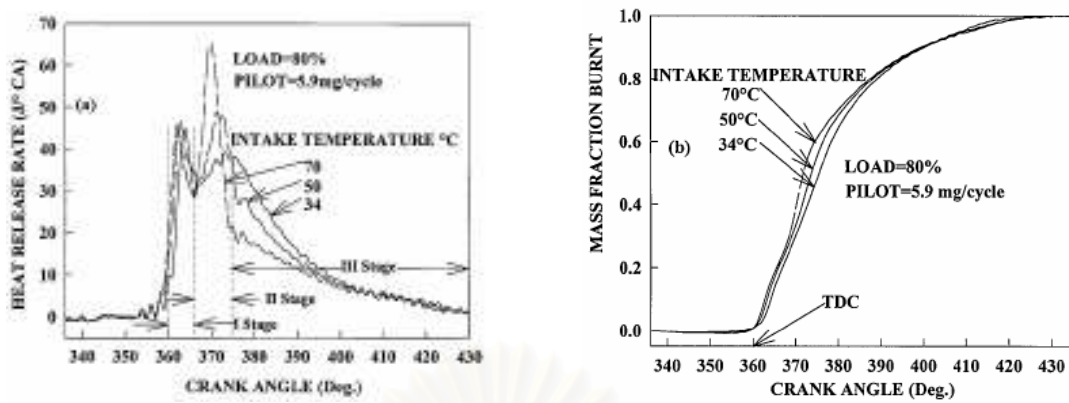
ที่ภาระต่ำ อิทธิพลจากอุณหภูมิไอดีมีความสำคัญในช่วงแรกของการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในขั้นตอนแรกของการเผาไหม้ Mass Fraction Burnt(MFB) เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เวลาทั้งหมดที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลงเล็กน้อยเมื่ออุณหภูมิไอดีเพิ่มขึ้นดังรูปที่ 3-9



รูปที่ 3-9 การแปรผันของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของก๊าซผสม ที่ภาระต่ำ [14]

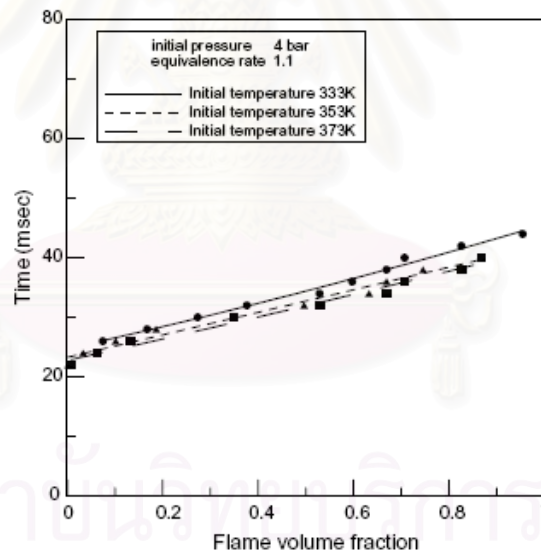
ที่สภาวะภาระสูง ปริมาณก๊าซที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้มีบทบาทสำคัญต่อการเผาไหม้ อิทธิพลของอุณหภูมิขาเข้ามีผลมากในช่วงที่สองและสามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิขาเข้าจาก 34 °C เป็น 70 °C มีผลเพียงเล็กน้อยต่ออัตราการปลดปล่อยพลังงานสูงสุดในช่วงแรก อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในช่วงแรกคิดเป็นประมาณ 15-20% ของพลังงานทั้งหมดที่ปลดปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ หรือคิดเป็นครึ่งหนึ่งของปริมาณพลังงานที่ได้จากการPilot ดังนั้นจึงเป็นที่แน่ชัดว่าดีเซลที่Pilotไม่ได้ถูกเผาไหม้ทั้งหมดในช่วงแรกของการเผาไหม้ แต่เชื้อเพลิงดีเซลจากการ Pilot บางส่วนเข้าร่วมการเผาไหม้กับก๊าซผสมในช่วงที่สองของการเผาไหม้

ดังรูปที่ 3-9 อัตราการเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานในช่วงแรกไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก แต่จะมีอิทธิพลที่การเผาไหม้ในช่วงที่สอง จากรูปจะพบว่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานของกรณีอุณหภูมิไอดี 70 °C สูงกว่ากรณีอื่นๆ



รูปที่ 3-10 อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ที่สภาวะภาระสูง [14]

ในขณะที่ Kihyung Lee, และ Jeaduk Ryu [15] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการลามของเปลวไฟในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง พบว่าอุณหภูมิของ charge มีอิทธิพลต่อการลามของเปลวไฟไม่มากนัก ดังรูป พบว่าปริมาตรที่เปลวไฟลามท่วมตามเวลาที่ผ่านไปไม่แตกต่างกันมากนักเมื่ออุณหภูมิของ charge เพิ่มขึ้น

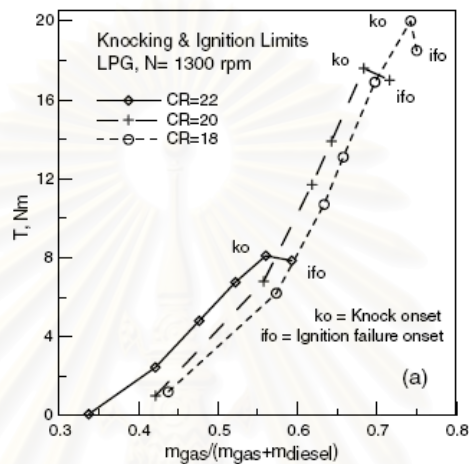


รูปที่ 3-11 แสดงอิทธิพลของอุณหภูมิของ charge ที่มีผลต่อการลามของเปลวไฟในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงร่วม [15]

นอกจากนี้ อุณหภูมิไอดีที่ต่ำไปจะทำให้ระยะเวลาการหน่วงจุดระเบิดของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ยาวนานขึ้นอีกจากที่นานกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกจุดทำงานอยู่แล้ว อาจทำให้การเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางหรือที่ภาระต่ำแย่งรวมถึงความสิ้นเปลืองพลังงานสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิไอดีต่ำลง [16]

3.2.2 อิทธิพลของอัตราส่วนการอัด (Compression ratio)

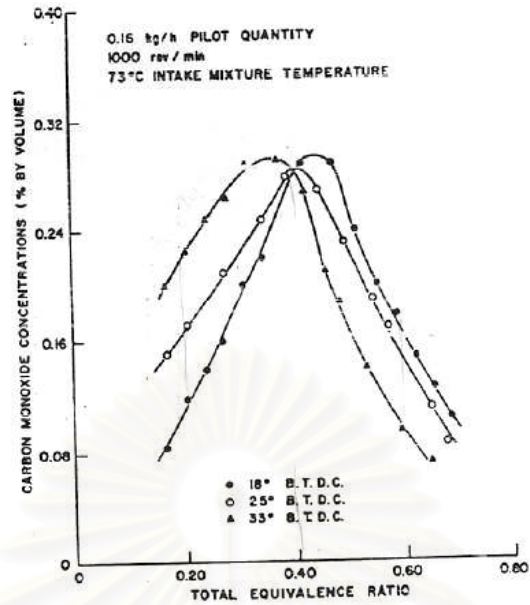
จากการศึกษาของ Mohamed Y.E. Selim [17] พบว่า อัตราส่วนการอัดมีอิทธิพลต่อเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะสูง เมื่ออัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า knock torque limit ลดลง(เกิดน็อกที่ค่าแรงบิดต่ำลง) ดังแสดงในรูปที่ 3-12 ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดตกลงทันทีที่เกิดการน็อกและที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 22 เกิดการน็อกที่แรงบิดเบรกต่ำที่สุด



รูปที่ 3-12 เปรียบเทียบค่า knock torque limit ของเครื่องยนต์ดีเซล แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราส่วนการอัด 22, 20 และ 18 [17]

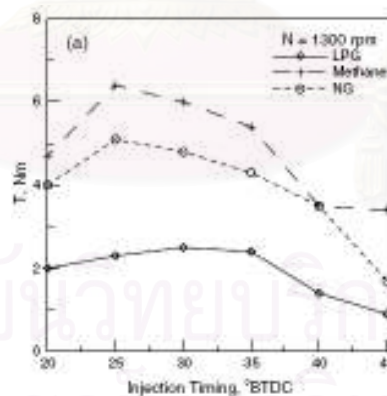
3.2.3 อิทธิพลของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล (Pilot injection timing)

จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ จะแปรเปลี่ยนไปตามภาวะ อัตราส่วนสมมูลรวม คุณลักษณะของสเปร์ย์ ดังรูปที่ 3-13 พบว่า จังหวะการฉีดที่เหมาะสมจะแปรเปลี่ยนไปตามค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ดูได้จากปริมาณ CO ที่เกิดจากการเผาไหม้ ดังรูป นอกจากนี้ยังขึ้นอยู่กับปัจจัยอื่นอีก เช่น ภาวะ, คุณลักษณะของสเปร์ย์



รูปที่ 3-13 เปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์เชิงปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่จังหวะการฉีดดีเซลที่ต่างกัน ที่อัตราส่วนผสมมวลรวมเดียวกัน ปริมาณดีเซลเท่ากัน[16]

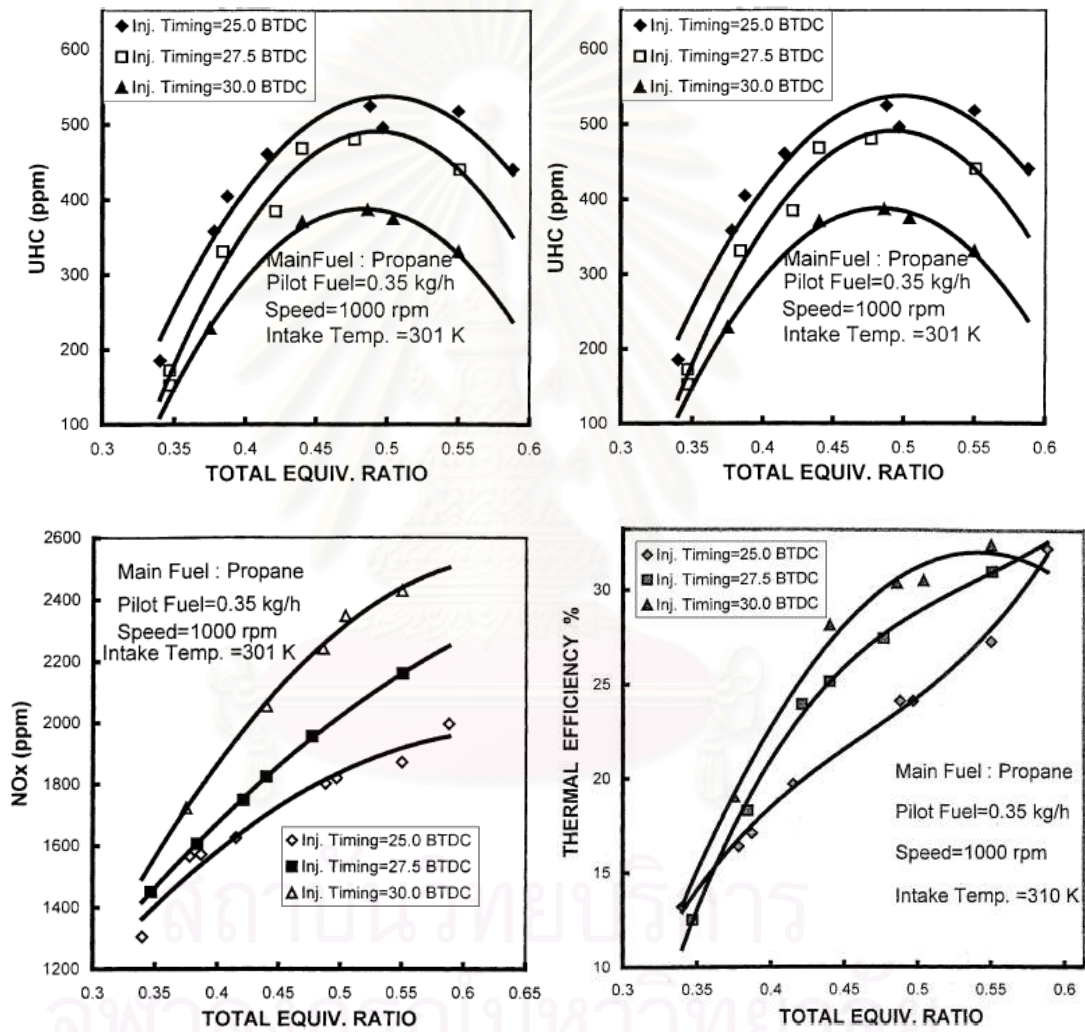
แรงบิดเบรกสูงสุดของในรอบหนึ่งๆนั้นจะแตกต่างกันไปในแต่ละชนิดเชื้อเพลิง ก๊าซที่ใช้ หากฉีดล่วงหน้าหรือล่าช้ากว่าจังหวะดังกล่าวค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จะลดลง และพบว่าก๊าซหุงต้มต้องการองศาการฉีดที่ล่วงหน้ามากกว่าเชื้อเพลิงก๊าซชนิดอื่น ดังรูปที่ 3-14



รูปที่ 3-14 เปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ที่จังหวะการฉีดดีเซลที่ต่างกัน เมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซต่างชนิดกัน [17]

ในปี 2002 Mohamed Y.E. Selim [17] ได้ศึกษาผลกระทบของความเร็วยรอบ, ภาวะจังหวะในการฉีด, ปริมาณในการฉีด และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อการเกิดน็อก พบว่าที่ภาวะต่ำและภาวะบางส่วนเครื่องยนต์มักจะให้ประสิทธิภาพต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเสมอ

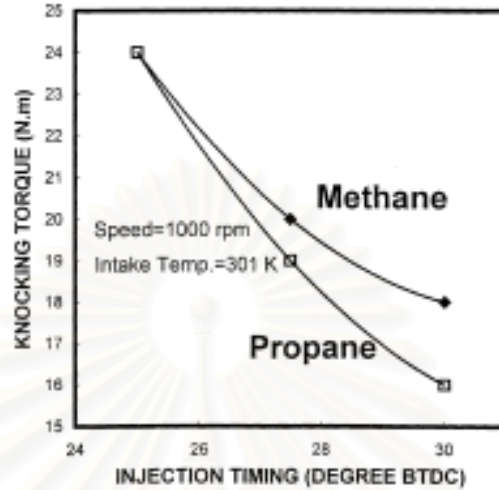
G.H. Abd Alla et. al [18] ได้ศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่มีต่อ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ พบว่าที่ภาระต่ำเมื่อใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เหมาะสม การฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าจะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น ได้อุณหภูมิและความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น ลดปริมาณ UHC, CO ลง ขณะที่ปริมาณ NOx เพิ่มขึ้น เนื่องจากการฉีดล่วงหน้าเล็กน้อยที่ภาระต่ำช่วยให้มีเวลายาวขึ้นสำหรับ partial oxidation reactions และจะช่วยขยายค่า Lower Flammability Limit ของสารผสมในสภาวะนั้นๆให้ต่ำลง



รูปที่ 3-15 แสดงปริมาณ UHC, CO, NOx และประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่ภาระต่ำ[18]

ในขณะที่เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระสูงการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นจะทำให้เกิดการน็อกได้ง่ายขึ้นด้วย เพราะเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดนานกว่าและเมื่อฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น จึงเพิ่มโอกาสการสะสมปริมาตรของแหล่งจุดระเบิด

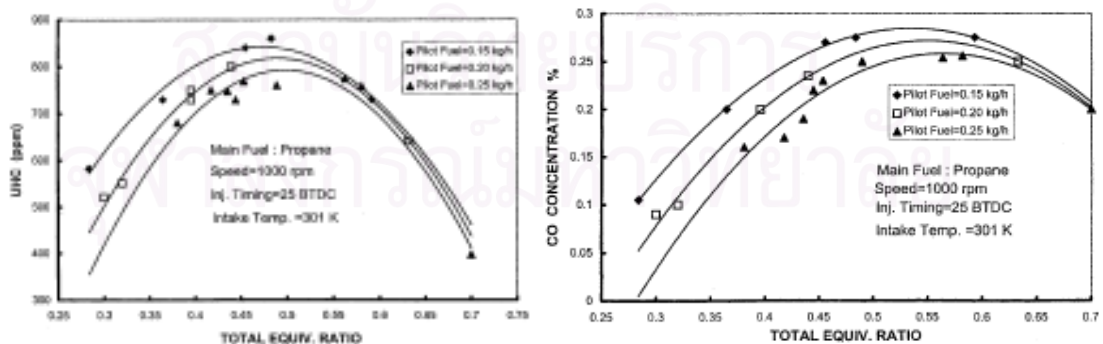
มากขึ้นจะทำให้เกิดปริมาตรของ initial ignition volume ขยายใหญ่ขึ้น เมื่อเกิดการจุดระเบิด และเผาไหม้พร้อมกันจึงยิ่งรุนแรง ดังนั้นการฉีดดีเซลล่วงหน้าไม่เป็นประโยชน์ต่อการทำงานที่ภาระสูง ดังรูปที่ 3-16



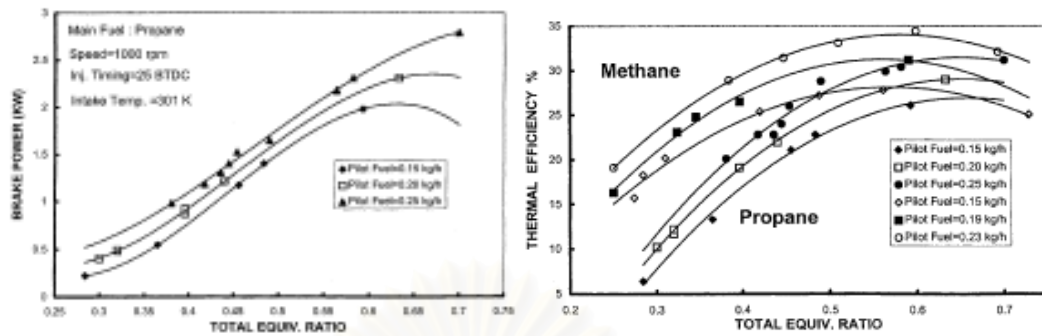
รูปที่ 3-16 แสดงค่า knock torque limit ที่ลดลงเมื่อฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นที่ภาระสูง [18]

3.2.4 อิทธิพลของปริมาณดีเซล (Pilot diesel quantity) [19]

จากการศึกษาอิทธิพลของปริมาณดีเซลต่อเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่โดย G.H. Abd Alla et. al[19] พบว่า ที่ภาระต่ำการใช้ปริมาณดีเซลมากกว่าช่วยลดปริมาณการเกิดมลพิษ (UHC, CO) และช่วยเพิ่มค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิงและเพิ่มค่าแรงบิดเบรก ดังนั้นปริมาณดีเซลมีอิทธิพลมากที่ส่วนผสมบางหรือที่ภาระต่ำเพราะสัมพันธ์กับ initial combustion zone และ ignition sources

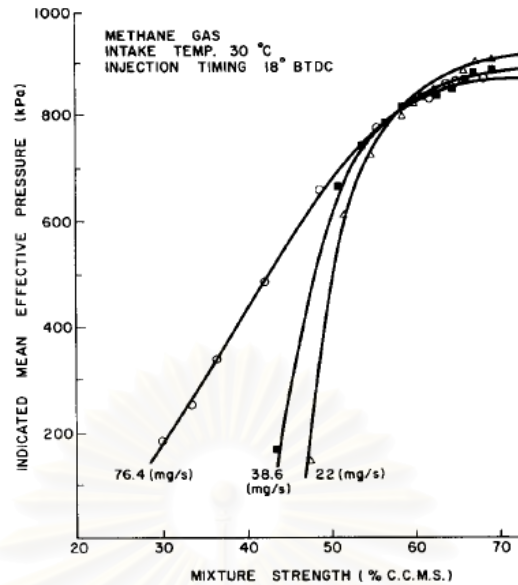


รูปที่ 3-17 เปรียบเทียบปริมาณการเกิดมลพิษ (UHC, CO) ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่ปริมาณดีเซลต่างกัน เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ[19]



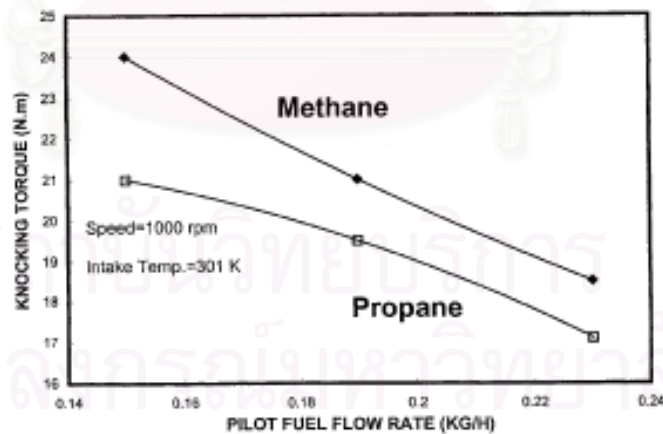
รูปที่ 3-18 เปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่ปริมาณการฉีดดีเซลต่างกัน เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ [19]

G.H. Abd Alla et. al ได้เสนอว่าที่ภาระต่ำมีค่าขีดจำกัดด้านต่ำของปริมาณดีเซลที่ฉีด เพราะหากฉีดดีเซลต่ำเกินไปจะทำให้คุณลักษณะของสเปรย์เสียไป และยังทำให้การหล่อลื่นการถ่ายเทความร้อน ของหัวฉีดเสียไปด้วย ซึ่งเป็นปัจจัยร่วมที่ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาระต่ำลดลง การเพิ่มปริมาณดีเซลเท่ากับเป็นการเพิ่มปริมาตรที่เริ่มเกิดการจุดระเบิดและเผาไหม้ ช่วยให้การลามของเปลวไฟในก๊าซผสมที่ค่อนข้างบางเป็นไปได้มากขึ้น ทำให้การทำงานของเครื่องยนต์มีความเสถียรมากขึ้น เช่นเดียวกับ G.A.Karim[16] ได้อธิบายว่าการเพิ่มปริมาณดีเซลเป็นการขยายค่า Lower Flammability Limit ให้ต่ำลงได้อีกเนื่องจากปริมาณดีเซลที่มากขึ้นเป็นการเพิ่มความสามารถในการจุดระเบิด ทั้งจำนวนของแหล่งต้นกำเนิดการจุดระเบิด และขนาดของปริมาตรที่เกิดการจุดระเบิด ได้ความร้อนมากขึ้น เกิดปฏิกิริยา oxidation มากขึ้น ที่ภาระต่ำหรือที่ส่วนผสมบางนี้น้ำมันดีเซลมีหน้าที่เป็นทั้งแหล่งจุดระเบิดและให้กำลัง แต่ที่ภาระสูงหรือที่ส่วนผสมหนาน้ำมันดีเซลมีหน้าที่เป็นเพียงแหล่งจุดระเบิด เมื่อใช้ปริมาณน้ำมันดีเซลมากกว่าที่ความเข้มข้นส่วนผสมเดียวกัน ที่ส่วนผสมบาง จะได้กำลังต่อปริมาตรกระบอกสูบ (imep) มากกว่า และเมื่อส่วนผสมหนาขึ้นหรือรับภาระสูงขึ้นปริมาณดีเซลที่มากกว่าไม่ช่วยให้ได้เปรียบเหมือนเมื่อส่วนผสมบางอีกต่อไป เพราะไฟสามารถลามท่วม charge ภายในกระบอกสูบแล้ว ดังรูปที่ 3-19



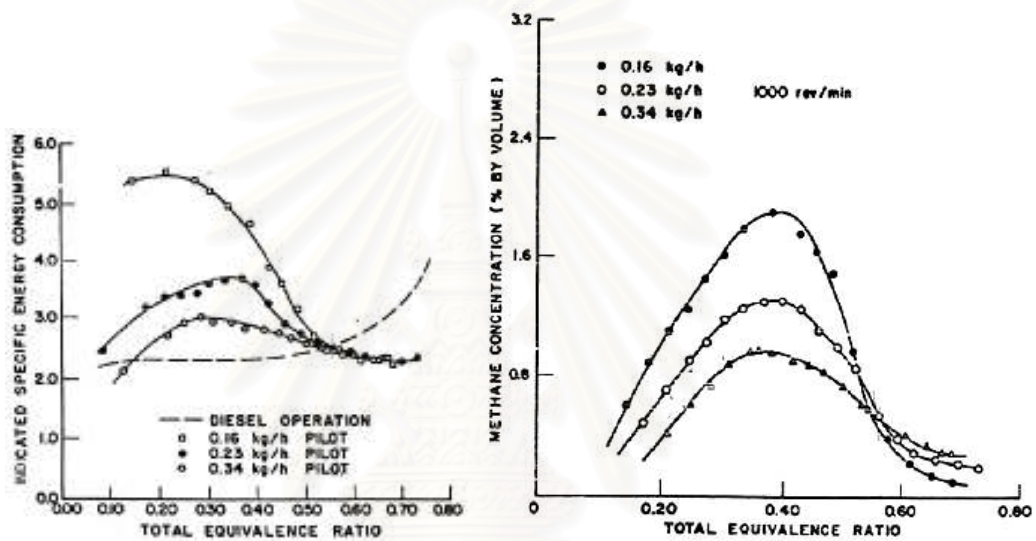
รูปที่ 3-19 แสดงค่า imep เมื่อ vary ปริมาณน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนผสมที่เท่ากัน [16]

ขณะที่เมื่อภาระสูงขึ้น อุณหภูมิห้องเผาไหม้สูงพอแล้วและก๊าซผสมก็มีความเข้มข้นมากขึ้นทำให้เปลวไฟสามารถลามท่วมห้องเผาไหม้ในระยะเวลาอันสั้น ดังนั้นการใช้ปริมาณดีเซลมากที่ภาระสูงไม่ก่อประโยชน์ต่อการเผาไหม้กลับจะทำให้เกิดปริมาณ NOx เพิ่มมากขึ้น (NOx ส่วนใหญ่เกิดภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่เกิดการจุดระเบิดและเผาไหม้น้ำมันดีเซล) และเกิดการน็อกได้ง่ายขึ้นด้วย ดังรูปที่ 3-20



รูปที่ 3-20 แสดงค่า knock torque limit ที่ลดลงเมื่อเพิ่มปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระสูง [19]

G.A.Karim[20] พบว่า ที่ภาวะต่ำมีค่าขีดจำกัดของอัตราส่วนผสมที่เหมาะสมสำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ปริมาณดีเซลไม่มีอิทธิพลต่อการเผาไหม้อีกต่อไป การใช้ปริมาณดีเซลที่มากกว่า(ที่ค่าอัตราส่วนผสมเดียวกันนี้) ไม่ช่วยให้เครื่องยนต์ประหยัดพลังงานได้อีกต่อไปแต่กลับจะสิ้นเปลืองพลังงานมากขึ้นและมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของ UHC มากขึ้นด้วย ดังรูปที่ 3-21 อิทธิพลของ pilot quantity มีความสัมพันธ์กับค่าอัตราส่วนผสมรวม ดังนั้นจะขออธิบายอิทธิพลของ pilot quantity ควบคู่ไปกับอิทธิพลของอัตราส่วนผสมรวมในหัวข้อถัดไป



รูปที่ 3-21 แสดงค่าอัตราส่วนผสมรวมที่ให้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรก และปริมาณ Methane Unconverted ก่อนข้างคกที่แม่ใช้ ปริมาณน้ำมันดีเซลต่างกัน [20]

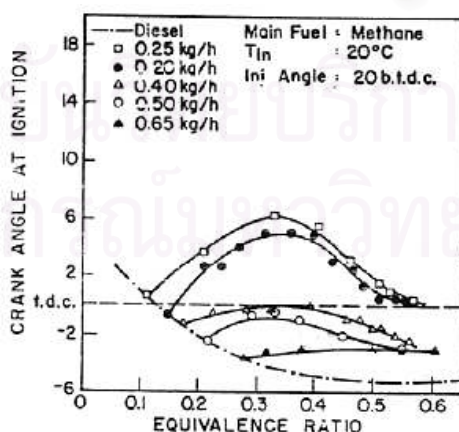
3.2.5 อิทธิพลของรูปทรงห้องเผาไหม้ [20][21]

ปริมาตรของห้องเผาไหม้นั้นใหญ่มากเมื่อเปรียบเทียบกับขนาดปริมาตรของ combustion region แม้ที่ตำแหน่ง TDC ก็ตาม เมื่อ combustion region เกิดการจุดระเบิดปลดปล่อยพลังงานออกมา เกิดเปลวไฟขึ้น และเปลวไฟนี้ต้องสามารถลามทั่วอย่างต่อเนื่องในเวลาอันรวดเร็วไปใน charge mixture ที่บางและกระจัดกระจาย ดังนั้นวิธีการใดก็ตามที่ช่วยให้ค่า Lower Flammability Limit ต่ำลง จะช่วยปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ภาวะต่ำด้วยการทำให้เปลวไฟสามารถลามอย่างต่อเนื่องทั่ว charge ภายในห้องเผาไหม้ในเวลาที่มีอยู่ และการขีดแบบลวงหน้าก็เป็นวิธีการหนึ่งดังได้กล่าวแล้ว แต่การดัดแปลงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดให้

มาใช้เชื้อเพลิงก๊าซนั้นโดยมากใช้ระบบฉีดน้ำมันดีเซลเดิมของเครื่องยนต์ซึ่งไม่มีการดัดแปลง และเป็นแบบ fixed จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล และปริมาณน้ำมันดีเซลที่ต่ำไปอาจทำให้เข็มหัวฉีดมีปัญหาด้านการหล่อลื่น และถ่ายเทความร้อน เมื่อกลับมาใช้น้ำมันดีเซลปกติอาจพบว่าสมรรถนะเครื่องยนต์ไม่เหมือนเดิม การปรับปรุงสมรรถนะด้วยระบบฉีดน้ำมันดีเซลจะถูกจำกัด จึงมีความพยายามในการควบคุมอัตราส่วนผสมที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ (mixture stratification of the charge) เพื่อช่วยให้เปลวไฟลามทั่วไปได้ง่ายในเวลาอันสั้นที่ภาวะต่ำ และป้องกันการเกิดน็อกที่ภาวะสูง ด้วยการออกแบบรูปทรงห้องเผาไหม้ แต่ก็ใช่วิธีการที่ยุงยากขึ้นกว่าวิธีการอื่นที่กล่าวมาแล้ว

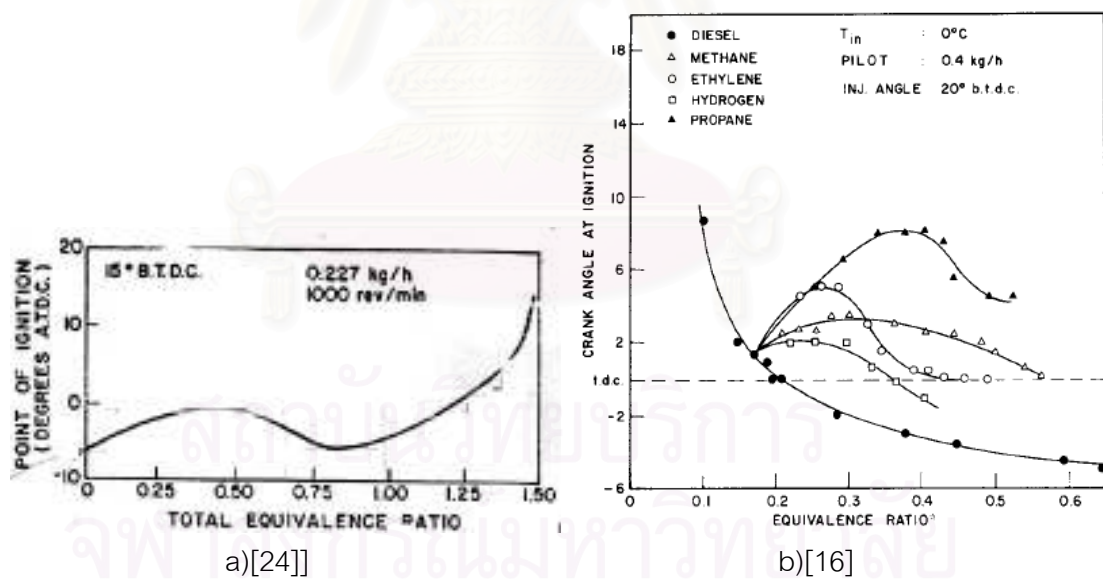
3.2.6 อิทธิพลของปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซและอัตราส่วนผสมรวม (total equivalent ratio, ϕ [16][20][22]

จากลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่อากาศและเชื้อเพลิงก๊าซผสมกันก่อนไหลเข้ากระบอกสูบ(Fumigation) ทำให้อัตราส่วนผสมรวมเป็นตัวแปรการทำงานที่สำคัญที่มีอิทธิพลต่อการทำงานของเครื่องยนต์ และ G.A.Karim [20] ได้ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนผสมรวมที่มีต่อเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เพื่อแก้ปัญหาสมรรถนะที่ภาวะ G.A.Karim เชื่อว่าระยะเวลาการหน่วงการจุดระเบิดในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่แปรปรวนได้รับอิทธิพลจากค่าอัตราส่วนผสมรวม โดยมีแนวโน้มที่คล้ายกันในทุกค่าปริมาณดีเซล การเพิ่ม pilot quantity ช่วยลดระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดลงได้บ้าง ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดจะยาวขึ้นเมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไปจนถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งและหากเพิ่มเชื้อเพลิงก๊าซต่อไปพบว่าระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดกลับลดลงมาอีก ดังรูปที่ 3-22



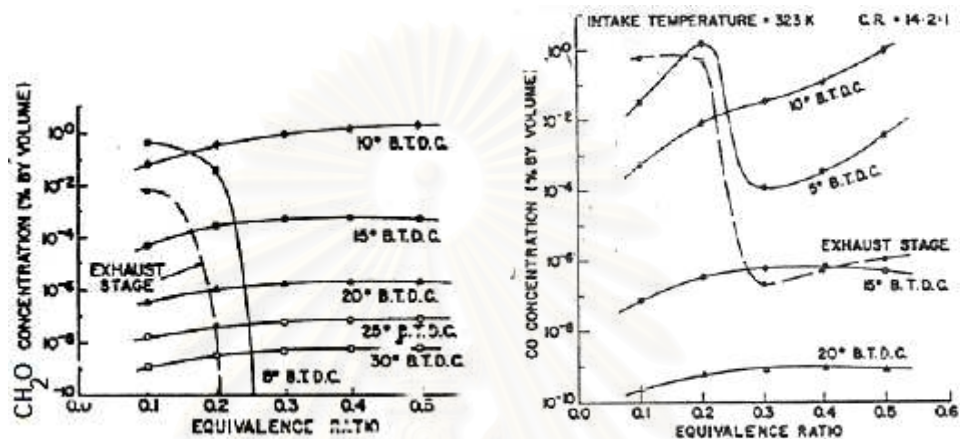
รูปที่ 3-22 แสดงระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดที่แปรเปลี่ยนไปตลอดช่วงค่าอัตราส่วนผสมรวม ที่ปริมาณดีเซลต่างๆกัน [20]

G.A.Karim [20] มีความเห็นว่าค่า partial pressure ของออกซิเจนที่ลดลงเพียงเล็กน้อยจากการแย่งที่อยู่ของอากาศโดยเชื้อเพลิงก๊าซภายในห้องเผาไหม้นั้น ไม่มีอิทธิพลต่อระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิด รวมถึงไม่คิดว่าอุณหภูมิที่ปลายจ้งหวะอัดที่อาจลดลงเล็กน้อยจากค่าความจุความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิงก๊าซที่สูงกว่าอากาศนั้นจะมีอิทธิพลต่อระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดที่นานขึ้น หากค่าความจุความร้อนจำเพาะหรือปริมาณออกซิเจนที่ลดลงเป็นสาเหตุของระยะเวลาการหน่วงการจุดระเบิดที่นานขึ้น ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดย่อมเพิ่มขึ้นไปตลอดช่วงที่เพิ่มเชื้อเพลิงก๊าซไปจนน้ำมันดีเซลไม่สามารถเกิดการจุดระเบิด แต่จากผลการศึกษากลับพบว่าเมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงก๊าซจนสัดส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศหนากว่าค่า stoichiometric ดังรูปที่ 3-23 ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดไม่ได้เพิ่มขึ้นตามปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่เพิ่มเข้าไปแต่จะมีค่าอัตราส่วนสมมูลรวมค่าหนึ่งที่ทำให้ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดนานที่สุดและหากเพิ่มเชื้อเพลิงก๊าซต่อไปอีกพบว่าระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดกลับลดลง(แต่ยังคงนานกว่าในเครื่องยนต์ดีเซลปกติ) และจะกลับนานขึ้นอีกครั้งเมื่ออัตราส่วนสมมูลรวมเกินค่า stoichiometric จนไม่เกิดการจุดระเบิดในที่สุดที่ภาระต่ำ และจะเกิดการน็อกเมื่อทำงานที่ภาระสูง พบว่าเชื้อเพลิงก๊าซทุกชนิดที่ใช้ในการศึกษาให้แนวโน้มในลักษณะเดียวกัน ดังรูปที่ 3-23



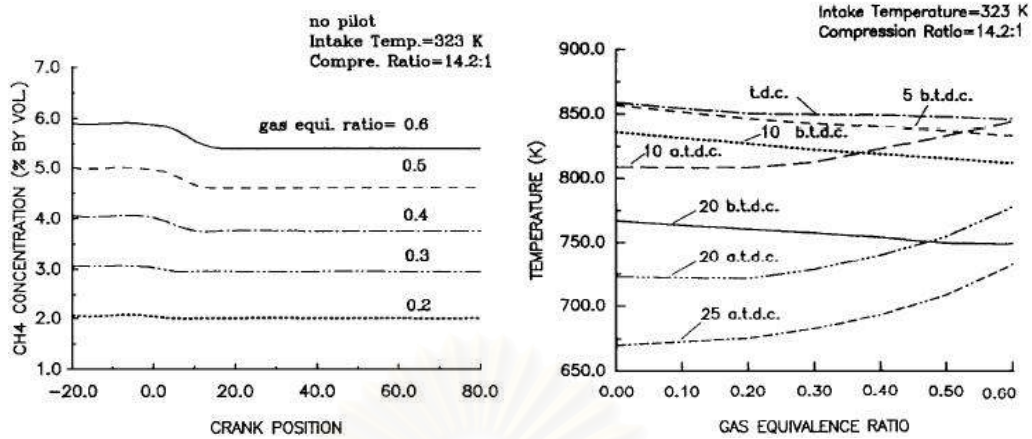
รูปที่ 3-23 แสดงองศาเพลาช้อเหวียงที่เกิดการจุดระเบิดในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มือเปลี่ยนค่าอัตราส่วนสมมูลรวม

G.A.Karim [16][20] เสนอว่าก่อนที่จะมีการฉีดน้ำมันดีเซลมีปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้นระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซและอากาศในตลอดช่วงจังหวะอัดที่ลูกสูบเคลื่อนที่จากจุดศูนย์ตายล่างถึงจุดศูนย์ตายบนเกิด radicals, partial oxidation products เช่น CO, formaldehyde จากการคำนวณพบว่าเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่เข้าใกล้ TDC มีปริมาณ formaldehyde, CO เพิ่มขึ้นและสัมพันธ์กับค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ดังรูปที่ 3-24



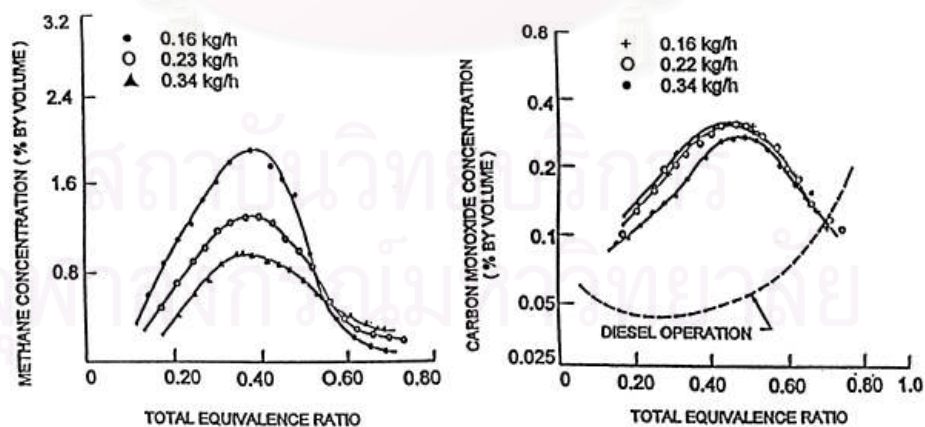
รูปที่ 3-24 แสดงเปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นเชิงปริมาตรของ CO และ formaldehyde ที่ได้จากการคำนวณในช่วงจังหวะอัดโดยไม่มีการจุดระเบิด ที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ต่างๆ เมื่อเปลี่ยนค่าอัตราส่วนสมมูลรวม [20]

ผลิตภัณฑ์เหล่านี้จะเข้าผสมกับน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้ากระบอกสูบในเวลาต่อมา และมีกิจกรรมร่วมกับกระบวนการ pre ignition ของน้ำมันดีเซล เชื่อว่าเกิดการแข่งขันกันระหว่าง active radicals ของสองรูปแบบเชื้อเพลิง โดยเฉพาะเมื่อสารผสมบางมากๆ ซึ่งกระทบต่อกระบวนการ pre ignition ของน้ำมันดีเซลทั้งสนับสนุนการจุดระเบิดและหน่วงการจุดระเบิด G.A.Karim เสนอว่านี่เป็นอิทธิพลหลักของการแปรเปลี่ยนค่าระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่เปลี่ยนไปเมื่ออัตราส่วนสมมูลรวมเปลี่ยนไป โดยที่รูปแบบการเกิดปฏิกิริยา pre ignition ในจังหวะอัดขึ้นอยู่กับ หลายปัจจัย เช่น ความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซ คุณสมบัติของเชื้อเพลิงก๊าซ อุณหภูมิภายในกระบอกสูบขณะนั้น จึงมีผลให้ระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดแปรเปลี่ยนไป

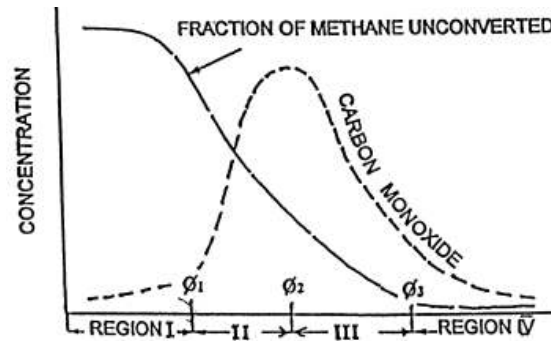


รูปที่ 3-25 แสดงเปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นเชิงปริมาตรของ CH_4 ในกระบอกสูบ และแสดงอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่องศาเพลลาข้อเพลลาข้อหรือยี่งต่างๆ จากการคำนวณ ในระหว่างจังหวะอัดที่ค่าอัตราส่วนสมมูลต่างๆโดยไม่มีการ pilot [23]

สำหรับการแก้ปัญหาสมรรถนะที่ภาวะต่ำนั้น G.A.Karim ได้ศึกษาค่า Flame Spread Limit (FSL)[22] จากการสังเกตปริมาณ unconverted CH_4 และ CO ที่ปล่อยออกมาทางไอเสีย พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซจะพบปริมาณ CO และ CH_4 มากขึ้น จนถึงค่าอัตราส่วนสมมูลค่าหนึ่งที่ทำให้ปริมาณ CH_4 , CO สูงสุด หากเพิ่มเชื้อเพลิงก๊าซต่อไปอีกจะพบว่าปริมาณ CH_4 , CO ที่พบในไอเสียกลับลดลง และจะค่อนข้างคงที่แม้จะเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไปอีก ไม่พบว่ามี การเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของ CH_4 , CO ในไอเสียที่ชัดเจน และเมื่อนำกราฟแสดงปริมาณ CH_4 , CO ที่เกิดที่อัตราส่วนสมมูลรวมต่างๆมาพล็อตในกราฟเดียวกันจะได้ดังรูปที่ 3-26



รูปที่ 3-26 แสดงเปอร์เซ็นต์เชิงปริมาตรของ CH_4 และ CO ที่ปล่อยออกทางไอเสีย กับ ค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่ปริมาณฉีดดีเซลต่างกัน ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ที่ใช้มีเทนเป็นเชื้อเพลิงคู่กับน้ำมันดีเซล [22]



รูปที่ 3-27 แสดงความเข้มข้นของ CH₄, CO ที่พบในไอเสียที่อัตราส่วนผสมรวมต่างๆ ที่ภาวะต่ำ โดยกำหนดให้ปริมาณน้ำมันดีเซลคงที่ [20]

จากรูปที่ 3-27 เมื่อควบคุมอัตราส่วนผสมรวมด้วยปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซ ที่ภาวะต่ำ สามารถอธิบายแต่ละช่วงค่าอัตราส่วนผสมได้ ดังนี้

เมื่อ $\phi_1 \leq \phi$: too lean mixture

สัดส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศบางมาก ปริมาณ CO ที่พบในไอเสียจึงยังต่ำมาก ที่พบส่วนใหญ่มาจากปฏิกิริยา oxidation ของดีเซล pilot โดยเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่รอบๆ ดีเซล pilot แทบไม่มีส่วนร่วมในกระบวนการเผาไหม้ จึงพบเชื้อเพลิงก๊าซ(CH₄)ที่ปล่อยมาทางไอเสียเกือบเท่ากับที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้ ส่วนผสมบางมากจนไม่มีการลามของเปลวไฟที่เกิดจากจุดกำเนิดจุดระเบิด ความร้อนจากการจุดระเบิดของดีเซลแทบไม่มีอิทธิพลต่อก๊าซผสมที่บางมากที่อยู่รอบๆ

เมื่อ $\phi_1 < \phi \leq \phi_2$

พบปริมาณ CO ที่ปล่อยออกมาทางไอเสียเพิ่มมากขึ้นเมื่อใส่ปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น ขณะที่ปริมาณ CH₄ ที่พบในไอเสียลดลง เมื่อความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซหนาแน่นขึ้นทำให้เปลวไฟจากแหล่งต้นกำเนิดการจุดระเบิดสามารถลามได้มากขึ้น ก๊าซผสมในบริเวณ unburned zone เกิดปฏิกิริยา oxidation มากขึ้นจึงพบปริมาณ CO เพิ่มและพบปริมาณ CH₄ ลดลง แต่อย่างไรก็ตามความเร็วในการลามของเปลวไฟและความร้อนในกระบอกสูบยังไม่เพียงพอสำหรับการเปลี่ยน CO ไปเป็น CO₂ ได้(การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์)

เมื่อ $\phi_2 < \phi \leq \phi_3$

ปริมาณ CO, CH₄ ที่พบในไอเสียลดลงเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไป เมื่อก๊าซผสมหนาแน่นขึ้น เปลวไฟจากแหล่งจุดระเบิดสามารถลามได้เร็วและไกลมากขึ้น เป็นการลามอย่างต่อเนื่องไปในปริมาตรของก๊าซผสมที่อยู่บนนอกบริเวณ pilot diesel แต่อย่างไรก็ตามเปลวไฟที่ลามอย่างต่อเนื่องนี้ยังไม่สามารถลามทั่วทั้งก๊าซผสมทั้งหมดภายในห้องเผาไหม้ ดังนั้น หาก

อัตราส่วนผสมมวลรวมต่ำกว่า ϕ_2 เปลวไฟที่เกิดจากการจุดระเบิดของน้ำมันดีเซลไม่มีอิทธิพลต่อ ก๊าซผสมที่อยู่รอบนอก

เมื่อ $\phi_1 > \phi_3$

พบปริมาณ CH₄ ในไอเสียน้อยมากและมีแนวโน้มคงที่ไม่สามารถลดลงเป็นศูนย์ ได้จากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ในความเป็นจริง ปริมาณ CO ที่พบในไอเสียเป็นไปในทำนอง เดียวกับปริมาณ CH₄ เปลวไฟสามารถลามทั่วมวลปริมาตรก๊าซผสมทั้งหมดที่อยู่ภายในห้องเผาไหม้ แล้ว แต่อาจยังมี CO บางส่วนที่ไม่สามารถเปลี่ยนเป็น CO₂ ได้ทันในเวลาที่มี และมีปริมาณ CH₄ เพียงเล็กน้อยที่หลุดรอดจากกระบวนการเผาไหม้ ดังนั้น หากอัตราส่วนผสมมวลรวมต่ำกว่า ϕ_3 เปลวไฟจะไม่สามารถลามลุกลามทั่วมวลก๊าซผสมในห้องเผาไหม้ ค่า lean limit สำหรับการทำงานที่ภาวะ ต่ำคือ ϕ_3

ในปี 2002 Mohamed Y.E. Selim [17] ได้ศึกษาผลกระทบของความเร็วรอบ, ภาระ, จังหวะในการฉีด, ปริมาณในการฉีด และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อการเกิดน็อก พบว่า ประสิทธิภาพเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อภาระมากขึ้น การเผาไหม้ดีขึ้น แต่ประสิทธิภาพและแรงบิด จะลดลงทันทีเมื่อเกิดน็อก(ก๊าซหุงต้มเกิดน็อกได้ง่ายกว่าก๊าซธรรมชาติและก๊าซมีเทนเนื่องจากมีค่า อุณหภูมิการจุดระเบิดด้วยตัวเองต่ำกว่า) แรงบิดเบรกสูงสุดที่เกิดที่จังหวะการ pilot injection ที่ แนนอนค่าหนึ่งเสมอ การฉีดน้ำมันดีเซลแบบล่วงหน้าในองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เหมาะสมจะช่วยลด การเกิดน็อกได้เนื่องจากดีเซลจะดูดความร้อนเพื่อการระเหยได้มากขึ้นทำให้อุณหภูมิในห้องเผา ใหม้ลดลง เป็นการลดโอกาสในการซึ่งจุดระเบิดของก๊าซหุงต้มก่อนที่เปลวไฟจากเชื้อเพลิงดีเซลจะ ลามไปถึง โดยที่เชื้อเพลิงดีเซลยังสามารถทำหน้าที่จุดระเบิดได้ตามปกติ แต่หากฉีดล่วงหน้ามาก เกินไปจะทำให้ดีเซลระเหยและแพร่กระจายเป็นพื้นที่กว้างมากขึ้น ทำให้ช่วง Ignition Delay มาก ขึ้น(ก๊าซหุงต้มดูดความร้อนได้นานขึ้นมากขึ้น อุณหภูมิห้องเผาไหม้ที่ปลายจังหวะอัดจึงลดลงเมื่อ ก๊าซหุงต้มมากขึ้น) ทำให้เกิดการผสมกันระหว่างดีเซลและก๊าซผสมมากขึ้นเมื่อเกิดการจุดระเบิด จึงรุนแรง หรือในอีกกรณีคือค่า ignition delay ยาวนานเลยตำแหน่ง TDC ไปแล้วกำลังที่ได้ ออกมาจะลดลง ที่อัตราส่วนการอัดที่สูงกว่าเมื่อมีการเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มจะทำให้เกิดการน็อก ได้ง่ายมากขึ้น การลดอัตราส่วนการอัดลงจะช่วยเลื่อนการเกิดน็อกออกไปได้(เกิดน็อกที่แรงบิด เบรกที่สูงขึ้นหรือค่า Torque Limit สูงขึ้น) การเพิ่มปริมาณการฉีดจะให้แรงบิดเบรกและ ประสิทธิภาพมากขึ้นเพราะเป็นการเพิ่มพลังงานที่ปลดปล่อยออกมาขณะเกิดการจุดระเบิด ลักษณะของสเปย์ก็ดีขึ้น Elizabeth North [25] ได้ทำการวัดค่าอุณหภูมิต่างๆในเครื่องยนต์จุด ระเบิดด้วยประกายไฟที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงแล้วเปรียบเทียบกับอุณหภูมิที่วัดได้ใน

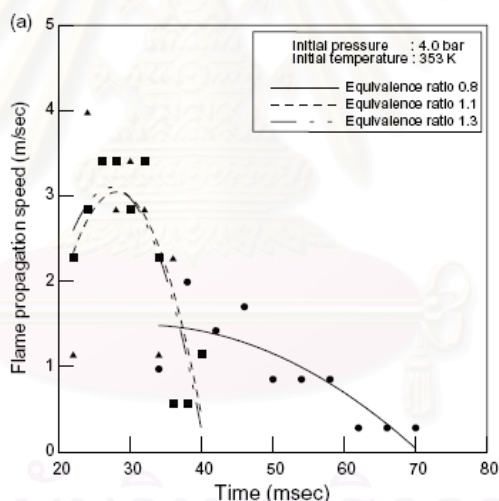
เครื่องยนตร์จุดระเบิดด้วยประกายไฟที่ใช้น้ำมันเบนซินเป็นเชื้อเพลิง พบว่า คุณหมุมิภายในห้องเผาไหม้ของกรณีน้ำมันเบนซินสูงกว่าเมื่อใช้ก๊าซธรรมชาติ สังเกตได้จากคุณหมุมิที่ผิวของบนของลูกสูบ คุณหมุมิของหัวเทียน และพบว่าคุณหมุมิของก๊าซไอเสียกรณีใช้ก๊าซธรรมชาติจะต่ำกว่ากรณีใช้น้ำมันเบนซิน (เมื่อทำการทดลองที่รอบเดียวกัน, ที่ตำแหน่ง MBT ของแต่ละเชื้อเพลิง, WOT และอัตราส่วนผสมเท่ากับ 1) คาดว่าเนื่องจากมวลของ charge กรณีใช้น้ำมันเบนซินมากกว่า(พลังงานรวมเข้าสูงกว่า)กรณีใช้ก๊าซธรรมชาติ ซึ่งตำแหน่ง spark timing ของกรณีก๊าซธรรมชาติล่วงหน้ากว่ากรณีน้ำมันเบนซินที่ MBT ซึ่งเป็นตัวชี้ว่าเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติมี burning rate ช้ากว่าน้ำมันเชื้อเพลิงเบนซินจึงต้องการระยะเวลาสำหรับการเผาไหม้นานกว่า ดังนั้นตำแหน่ง MBT จึงล่วงหน้ามากกว่านั่นเอง และพบว่าเมื่อปรับ spark timing ให้ล่วงหน้ามากขึ้น คุณหมุมิลูกสูบ หัวเทียนสูงขึ้นทั้งสองกรณี รวมถึงคุณหมุมิของวาล์วไอเสียด้วย R.R. Raine and G. Jones เสนอว่าอิทธิพลของพลังงานรวมในกระบวนการเผาไหม้ที่มากขึ้น(ซึ่งทำให้ห้องเผาไหม้ร้อนขึ้น)มีมากกว่าอิทธิพลจากช่วงระยะเวลาสำหรับการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้น(ซึ่งทำให้คุณหมุมิไอเสียลดลง)เมื่อปรับ Spark Timing ให้ล่วงหน้ามากขึ้น นอกจากนี้การปรับ spark timing ให้ล่วงหน้ามากขึ้นแล้วทำให้คุณหมุมิห้องเผาไหม้ร้อนขึ้นทำให้เกิดน็อกได้ง่ายขึ้นจะส่งผลให้คุณหมุมิห้องเผาไหม้ร้อนขึ้นอีกเป็นอีกปัจจัยที่ทำให้วาล์วไอเสียร้อนขึ้น ซึ่งคุณหมุมิวาล์วไอเสียกรณีใช้น้ำมันเบนซินนั้นกลับสูงกว่ากรณีใช้ก๊าซธรรมชาติเสียอีกซึ่งตรงข้ามกับความเข้าใจของผู้ใช้รถทั่วไป หากสามารถปรับแต่งอัตราส่วนผสมและตำแหน่ง spark timing ที่เหมาะสมสำหรับกรณีใช้ก๊าซธรรมชาติจะสามารถตัดปัญหาเรื่องวาล์วไอเสียสักหรือเร็วได้

3.3 ความสำคัญของช่วงขีดจำกัดการลุกติดไฟและความเร็วเปลวไฟต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนตร์ [15]

Flammability Limit หรือช่วงขีดจำกัดของการลุกติดไฟ เป็นช่วงขีดจำกัดของส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศที่สารผสมสามารถลุกติดไฟได้และรวมถึงสามารถเกิดการลามของเปลวไฟได้ หากส่วนผสมอยู่นอกช่วงดังกล่าวจะไม่เกิดการลามของเปลวไฟ การลาม(propagation)นี้ต่างจากการระเบิด การระเบิดนั้นโดยมากเกิดจากการ auto ignition ของสารผสมโดยไม่ต้องการแหล่งความร้อนภายนอกในการจุด ซึ่งมักจะมีช่วงหน่วงการจุดระเบิด(ignition delay) ขณะที่การลามต้องการแหล่งความร้อนภายนอกในการจุดระเบิดจึงไม่มีช่วงหน่วงการจุดระเบิด แต่ทั้งนี้พลังงานจากแหล่งความร้อนภายนอกนั้นต้องเพียงพอที่จะสนับสนุนการลามของเปลวไฟด้วย หากพลังงานจากภายนอกไม่เพียงพอต่อการลาม อาจเกิดการลุกวาบ(flash) ได้บ้างแต่จะไม่มีอาการลามเนื่องจากเปลวไฟดับลงเสียก่อน ดังนั้นพลังงานในการเริ่มจุดสารผสมจึงมีความสำคัญต่อการลาม

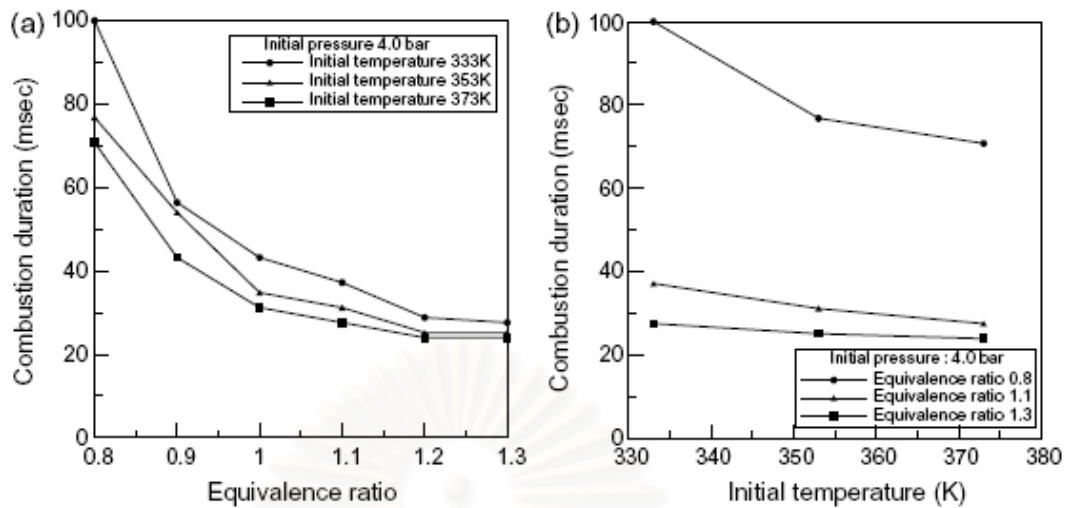
อย่างต่อเนื่องเช่นกัน บางครั้งแม้ว่าพลังงานในการจุดจะเพียงพอต่อการลามแต่ไม่สามารถช่วยให้มีการลามของเปลวไฟได้ อาจมีสาเหตุมาจาก สารผสมมีปริมาตรเพียงเท่านั้น, เกิดการถ่ายเทความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมมากเกินไปแล้วอุณหภูมิลดลงมาก, เกิดการเปลี่ยนแปลงความดัน, มีก๊าซเฉื่อยปนอยู่มาก, ถูกขัดขวางโดยปฏิกิริยาทางเคมีอื่นๆ, สารผสมหนาหรือบางไป ซึ่งช่วงค่า flammability limit ของสารผสมที่หาจากสภาวะคงที่ไม่เหมาะสำหรับการนำมาใช้กับสารผสมที่สภาวะ transient เพราะอาจมีค่า flammability limit ต่างออกไปทั้งอาจมีช่วงกว้างมากขึ้นหรือแคบลงก็ได้

ส่วนความเร็วเปลวไฟนั้น มีอิทธิพลต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์อย่างมากโดยเฉพาะต่อ combustion duration ค่าอัตราส่วนสมมูลที่มากกว่าค่า stoichiometric เล็กน้อย ($\phi \approx 1.1$) จะให้ความเร็วเปลวไฟสูงสุด โดยความเร็วในการลามของเปลวไฟจะเพิ่มขึ้นเมื่อเปลวไฟเคลื่อนที่เข้าไปใกล้ผนังห้องเผาไหม้ เนื่องจากอุณหภูมิของสารผสมร้อนขึ้นมาก และตัวแปรสำคัญที่มีอิทธิพลต่อความเร็วเปลวไฟก็คือค่าอัตราส่วนสมมูล นอกจากนี้ก็ยังมีตัวแปรอื่นๆที่มีผลต่อความเร็วเปลวไฟ เช่น ค่าอุณหภูมิ ค่าความดัน ดังรูปที่ 3-28



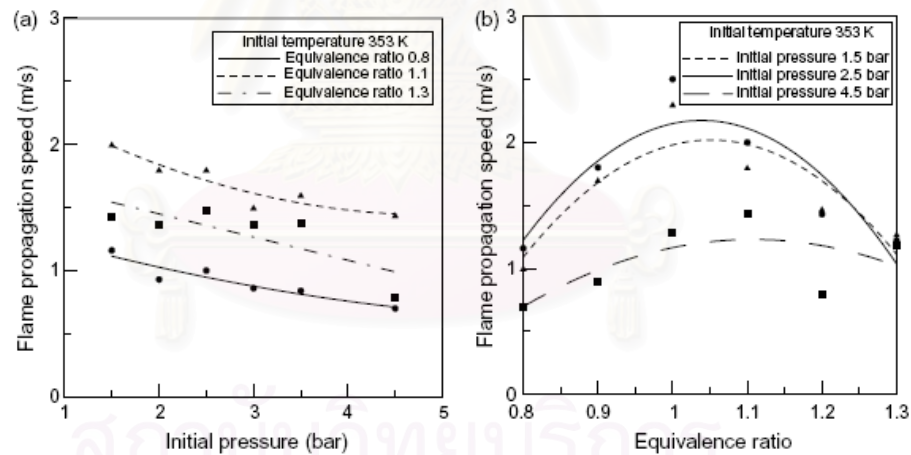
รูปที่ 3-28 แสดงอิทธิพลของค่าอัตราส่วนสมมูลที่มีต่อความเร็วในการลามของเปลวไฟ[15]

จากรูปที่ 3-28 พบว่า ที่ส่วนผสมบางความเร็วการลามของเปลวไฟจะลดลงอย่างมากเมื่อเทียบกับส่วนผสมหนา



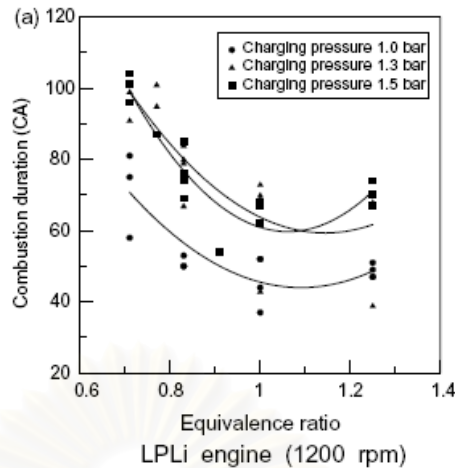
รูปที่ 3-29 แสดงอิทธิพลของอัตราส่วนผสม, อุณหภูมิที่มีต่อค่า combustion duration[15]

จากรูปที่ 3-29 พบว่าสามารถปรับปรุงการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางได้ด้วยการเพิ่มอุณหภูมิให้สารผสม(initial unburned mixture temperature) แต่ที่ส่วนผสมหนาการเพิ่มอุณหภูมิสารผสมไม่ได้ช่วยลด combustion duration ได้มากเท่าที่ส่วนผสมบาง



รูปที่ 3-30 แสดงอิทธิพลของค่า initial pressure ที่มีต่อค่าความเร็วในการลามของเปลวไฟ [15]

จากรูปที่ 3-30 พบว่า เมื่อความดันมากขึ้นความเร็วเปลวไฟจะลดลงและจะลดลงมากเมื่อส่วนผสมบาง ทั้งนี้เนื่องจากความดันที่มากขึ้นทำให้การเคลื่อนที่ของเปลวไฟเป็นไปได้ยากยิ่งขึ้นเกิดการอัดและสารผสมค่อนข้างอยู่กับที่มากขึ้น



รูปที่ 3-31 แสดงอิทธิพลของค่า initial pressure ที่มีต่อค่า combustion duration ของเครื่องยนต์ก๊าซที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง (ใช้หัวฉีดก๊าซหุงต้ม) [15]

จากรูปที่ 3-31 พบว่าความดันที่เพิ่มขึ้นทำให้ combustion duration เพิ่มขึ้นและจะมีอิทธิพลต่อส่วนผสมที่มีค่าอัตราส่วนผสมมวลประมาณ 1.1

3.4 สรุปพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และการปรับปรุงสมรรถนะ

3.4.1 ที่ภาระต่ำ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีประสิทธิภาพด้อยกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ จากสาเหตุต่างๆที่ได้กล่าวไปแล้วนั้น สามารถปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงได้ จากการปรับปรุงลักษณะของเปลวไฟต้นกำเนิดด้วยการเพิ่ม diesel pilot quantity, จากการปรับปรุงการลามของเปลวไฟด้วยการใช้ค่าอัตราส่วนผสมมวลรวมที่เหมาะสม, จากการออกแบบรูปทรงห้องเผาไหม้เพื่อให้เปลวไฟสามารถลามได้ท่วมนในระยะเวลาอันสั้น, จากการขยายค่า Lower Flammability Limit ให้ต่ำลงด้วยการปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมกับสภาวะการทำงาน หรือทำการอุ่นไอดีก่อนไหลเข้าเครื่องยนต์ เป็นต้น

3.4.2 ที่ภาระปานกลาง ค่าอัตราส่วนผสมมวลรวม นานกว่าที่ภาระต่ำทำให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าประสิทธิภาพดีกว่าที่ภาระต่ำและเริ่มใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ (ที่ประสิทธิภาพจะแย่งเมื่ออัตราส่วนผสมมวลรวมหนาขึ้น) โดยเฉพาะเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ซึ่งสามารถปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ภาระปานกลางด้วยวิธีการเช่นเดียวกับที่ภาระต่ำ

3.4.3 ที่ภาระสูงถึงภาระสูงสุด เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าประสิทธิภาพใกล้เคียงหรือดีกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ เนื่องจากค่าอัตราส่วนผสมมวลรวมมีค่าหนาขึ้นและเข้าใกล้ 1 ทำให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้แบบ premixed burn มีประสิทธิภาพสูงขึ้นที่ภาระสูงนี้ซึ่ง

กลับกันกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่มีประสิทธิภาพลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนผสมรวมหนาขึ้น อากาศเริ่มไม่เพียงพอสำหรับการเผาไหม้ที่อาศัยการ mixing control .ควบคุมการเผาไหม้ และพบว่าที่ภาระสูงนี้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ปริมาณ diesel pilot มากกว่าจะให้ค่า knock torque limit สูงกว่ากรณีที่ใช้ปริมาณ diesel pilot ต่ำกว่า สำหรับการปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลเพื่อปรับปรุงสมรรถนะนั้นพบว่าหากปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ล่วงหน้าพบว่ามีแนวโน้มเกิดน็อกได้ง่ายขึ้นจากระยะเวลาหน่วงการจุดระเบิดที่นานขึ้นซึ่งเป็นการเพิ่มเวลาสำหรับการสะสมปริมาตรขนาดใหญ่ของ charge ก่อนการจุดระเบิดขณะที่อุณหภูมิห้องเผาไหม้สูง และการออกแบบห้องเผาไหม้ที่หัวลูกสูบเพื่อให้เกิดการแยกชั้นของละอองน้ำมันดีเซลและก๊าซหุงต้มช่วยให้สามารถเพิ่มปริมาณการใช้ก๊าซหุงต้มได้มากขึ้น

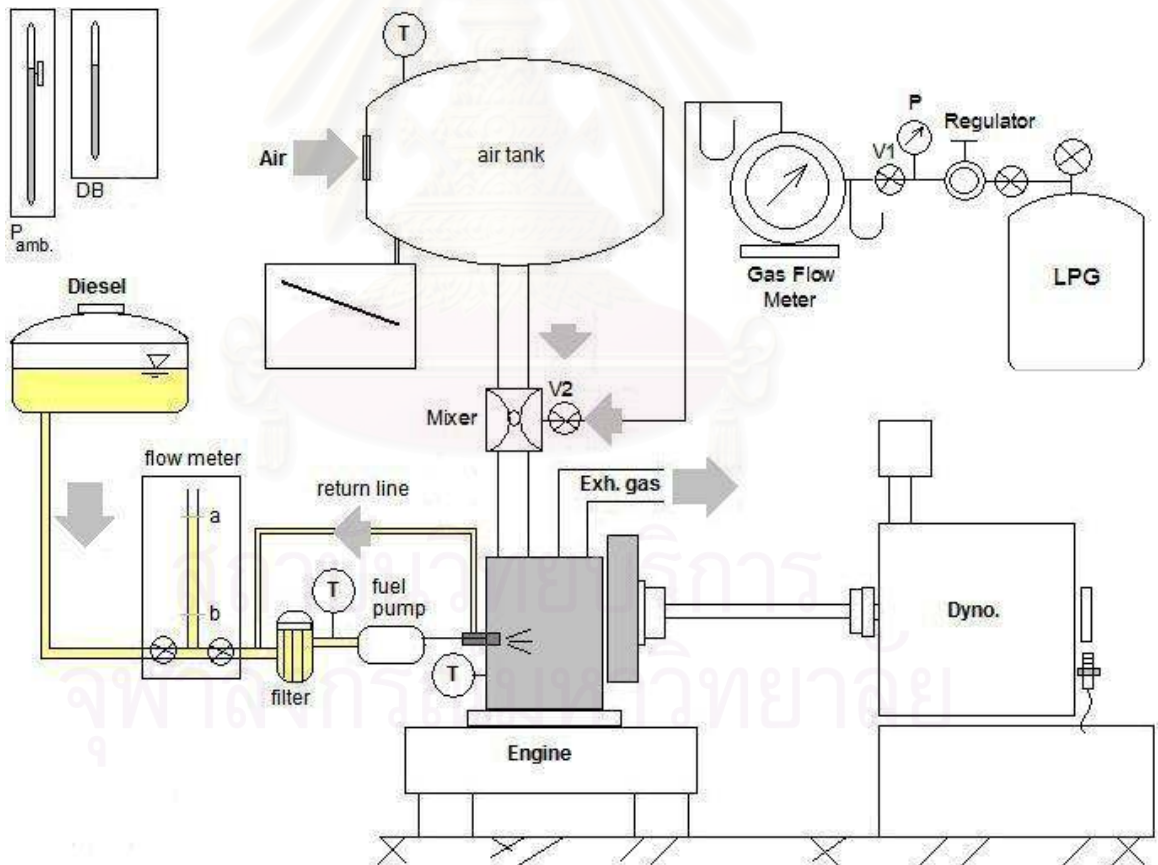


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 4

วิธีการดำเนินการวิจัยและอุปกรณ์

ในการศึกษานี้วิธีการดำเนินการวิจัยโดยหลักเป็นการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ (Engine Performance Test) ซึ่งเป็นการทดสอบเพื่อศึกษาสมรรถนะเบื้องต้นของเครื่องยนต์ในจุดทำงานที่สนใจเมื่อนำน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง และเมื่อนำน้ำมันดีเซลร่วมกับก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์นั้นเริ่มทำการทดสอบที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load) แล้วจึงทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน (Part Load) ผลที่ได้จากการทดสอบสามารถนำมาแสดงในรูปของกราฟและแผนผังแสดงค่าตัวแปรที่เหมาะสมสำหรับการใช้งานในจุดทำงานต่างๆ การติดตั้งเครื่องยนต์และอุปกรณ์ต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบแสดงดังแสดงในรูปที่ 5-1



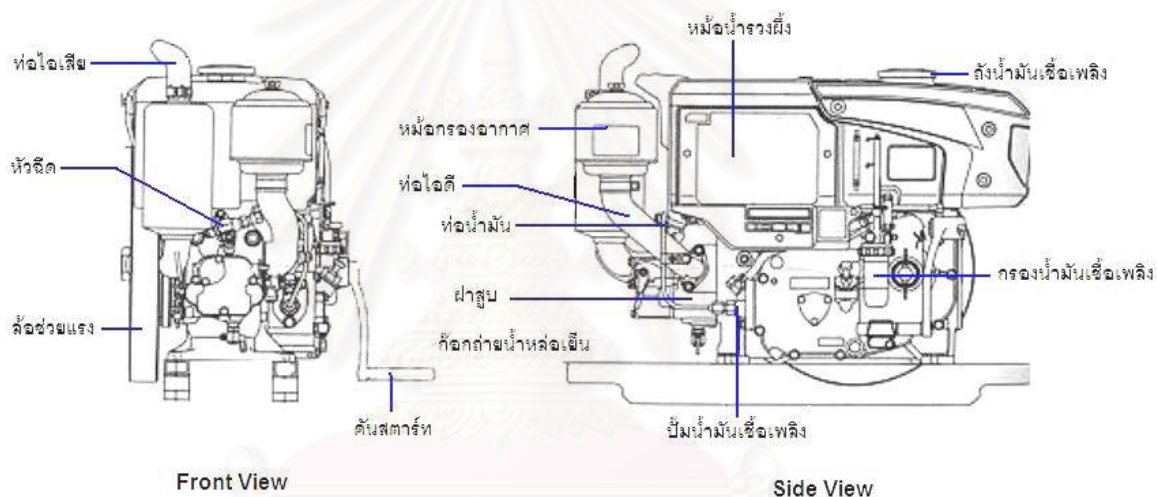
รูปที่ 4-1 แสดงแผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์และอุปกรณ์ต่างๆ เพื่อทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์

จากรูปที่ 4-1 ข้างต้นมีอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องจำนวนมาก ซึ่งจะได้กล่าวถึงรายละเอียดคุณลักษณะของแต่ละอุปกรณ์ รวมถึงหลักการทำงานของแต่ละอุปกรณ์ ดังนี้

4.1 อุปกรณ์และการติดตั้ง

4.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ

เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมของ KUBOTA รุ่น RT 120 แสดงในรูปที่ 4-2 รายละเอียดข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์แสดงในตารางที่ 4-1



รูปที่ 4-2 แสดงเครื่องยนต์ที่ใช้ในการศึกษา

ตารางที่ 4-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ(ข้อมูลจากผู้ผลิต)

ผู้ผลิตเครื่องยนต์	Kubota
รุ่น	RT 120
จำนวนลูกสูบ	Single cylinder (ลูกสูบเคลื่อนที่ในแนวนอน)
ระบบห้องเผาไหม้	Swirl chamber (IDI)
ขนาดกระบอกสูบ	94 mm. (bore)
ช่วงชัก	90 mm. (stroke)
ปริมาตรกระบอกสูบ	624 cc.
แรงม้าสูงสุด	12 hp / 2400 rpm
แรงบิดสูงสุด	4.0 kg-m / 1600 rpm
อัตราส่วนกำลังอัด	21 : 1
หัวฉีด	ความดัน: 140 kg/cm ²
ปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง	ประเภทลูกสูบ
ระบบหล่อลื่น	ฉีดส่งโดยปั้มแบบ rotary SAE 40 API CC ความจุ 2.8 ลิตร
ระบบระบายความร้อน	แบบหม้อน้ำรังผึ้ง ระบายความร้อนแบบ Natural Convection ความจุ 2.2 ลิตร

4.1.2 ไดนาโมมิเตอร์(Dynamometer)

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบไฮดรอลิก(Hydraulic Dynamometer) ใช้น้ำในการเบรกการหมุนของเพลลา(Water Brake) รูปที่ 5-3 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบนี้ ข้อมูลเกี่ยวกับไดนาโมมิเตอร์แสดงดังรายการต่อไปนี้

ประเภทของไดนาโมมิเตอร์	Hydraulic Dynamometer
ผู้ผลิต	Redman Heenan International Company, England
รุ่น	Froude Hydraulic Dynamometer (DPX2)
Resolution	0.1 kg
ความยาวแขนสมดุล(L _B)	0.03525 m
กำลังสูงสุดที่สามารถรับได้	150/7500 CV/rpm, (1 CV \cong 0.986 HP)

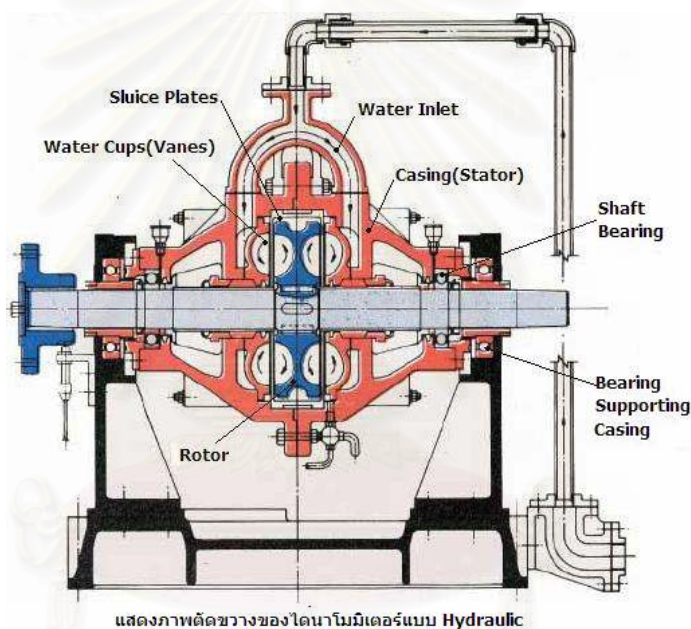


รูปที่ 4-3 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ

สำหรับหลักการทำงานของไดนาโมมิเตอร์ อธิบายได้ว่า Froude Dynamometer ประกอบด้วยเพลลาที่ปลายมีหน้าแปลนสำหรับยึดต่อกับหน้าแปลนของเพลลาที่ต่อมาจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ ภายในไดนาโมมิเตอร์มีส่วนที่ยึดติดกับเพลลาและหมุนไปพร้อมกับเพลลา เรียกว่า โรเตอร์(rotor) จากรูปที่ 5-4 ประกอบคำอธิบาย โดยที่โรเตอร์มีลักษณะเป็นใบพัด (vanes) และที่ใบพัดมีหลุมลักษณะคล้ายถ้วย(water cups vans)หลายใบเรียงตัวตามแนวรัศมีตลอดใบพัดทั้งสองด้าน คือมีหลุมอยู่ที่ผิวของใบพัดด้านหน้าและด้านหลัง (ดูรูปประกอบ) ทั้งเพลลาและโรเตอร์นี้อยู่ในตัวเรือน(Casing)ของไดนาโมมิเตอร์ นอกจากนี้ยังมีใบพัดอีกชุดหนึ่งอยู่ในตัวเรือนไดนาโมมิเตอร์เช่นกัน และมีลักษณะเหมือนกับโรเตอร์คือมีหลุมคล้ายถ้วยเรียงตัวตามแนวรัศมีของใบพัด อยู่ในลักษณะประกบเข้ากับใบพัดของโรเตอร์ ทำให้เกิดเป็นลักษณะลูกทรงกลม (ดูรูปประกอบ) ที่ตัวเรือนไดนาโมมิเตอร์นี้มีแบริ่งรองรับอยู่บนแท่นของไดนาโมมิเตอร์ ดังนั้นตัวเรือนจึงสามารถหมุนแกว่งได้อย่างอิสระจากเพลลาที่หมุนภายในตัวเรือน

ในการทำงานของไดนาโมมิเตอร์อาศัยน้ำในการเบรก ดังนั้นจะมีระบบการไหลเวียนของน้ำซึ่งมีปั๊มน้ำดูดน้ำจากคูลิ่งทาวเวอร์มาจ่ายเข้าสู่ตัวเรือนของไดนาโมมิเตอร์และไหลออกสู่แหล่งรับน้ำต่อไป เมื่อโรเตอร์หมุน น้ำที่อยู่ในถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกจากโรเตอร์ น้ำที่ถูกเหวี่ยงออกนี้จะพุ่งไปสู่ถ้วยฝั่งตรงข้ามที่อยู่ติดกับตัวเรือนซึ่งไม่มีการหมุน ถ้วยในใบพัดฝั่งตัวเรือนนี้เองก็จะสะท้อนน้ำที่พุ่งเข้ามาให้พุ่งกลับสู่ถ้วยฝั่งโรเตอร์ ซึ่งเป็นการต้านการเคลื่อนที่หรือพยายามเบรกการหมุนของโรเตอร์และเพลลา งานที่เครื่องยंत्रกระทำต่อน้ำจะทำให้ น้ำมีอุณหภูมิ

สูงขึ้น น้ำที่อุณหภูมิต่ำกว่าจะลอยขึ้นสู่ด้านบนภายในตัวเรือนและไหลออกไปทางท่อน้ำขาออกที่อยู่ด้านบน และน้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่โดยการทำงานของปั้มน้ำ ดังนั้นสามารถปรับภาระที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้ด้วยการปรับปริมาณน้ำที่อยู่ในตัวเรือน โดยการหมุนปรับที่วาล์วน้ำขาออกจากตัวเรือน กล่าวคือการหรือวาล์วน้ำขาออกเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์เนื่องมือน้ำปริมาณมากในการต้านการหมุนของโรเตอร์ (ส่วนที่ขาเข้านั้นต้องเปิดสุดไว้เสมอ) นอกจากนี้การปรับภาระยังสามารถปรับได้จากการปรับขนาดของประตูน้ำ(Sluice Plates) ระหว่างใบพัดฝั่งโรเตอร์และใบพัดฝั่งตัวเรือน ซึ่งมีพวงมาลัยสำหรับควบคุมประตูน้ำที่ด้านข้างตัวเรือน (การเปิดประตูน้ำกว้างมากขึ้นเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์)



รูปที่ 4-4 แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิก[27]

เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน โรเตอร์ที่ยึดติดอยู่กับเพลลาจะพยายามหมุนพาให้ตัวเรือน (ซึ่งเป็นอิสระจากเพลลา) หมุนตามไปด้วยโดยมีน้ำเป็นตัวกลาง ทำให้ตัวเรือนแกว่งไปในทิศเดียวกับทิศการหมุนของเพลลา สามารถวัดแรงบิดที่เพลลาพยายามกระทำนี้ได้ด้วยการหมุนพวงมาลัยปรับตำแหน่งตัวเรือนให้กลับมาอยู่ในภาวะสมดุล สังเกตจุดสมดุลได้จากหมุด(pointer) ที่ติดตั้งไว้ตัวเรือนและที่แท่นไดนาโมมิเตอร์ต้องตรงกันพอดี การปรับสมดุลของตัวเรือนนี้ทำให้เราอ่านค่าน้ำหนักหรือแรงที่สปริงซึ่งติดกับแขนสมดุล(balance arm)ของตัวเรือนได้รับ จากการนำค่าน้ำหนักที่อ่านได้จากหน้าปัทม์ของไดนาโมมิเตอร์คูณกับระยะแขนสมดุลของไดนาโมมิเตอร์ จะได้ค่าแรงบิดที่ต้านการหมุนของเพลลา ซึ่งเท่ากับแรงบิดที่ได้รับจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์นั่นเอง

4.1.3 ชุดอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์

ในการทดสอบนี้ใช้ proximity ชนิด inductive วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และใช้พัลส์มิเตอร์ (pulse meter) แสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยยึดตัว proximity ไว้ที่ฐานของไดนาโมมิเตอร์ และวัดความเร็วรอบจากการหมุนของหน้าแปลน (flange) เพลลาไดนาโมมิเตอร์ฝั่งตรงข้ามกับเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 5-5 และข้อมูลทางเทคนิคของ proximity ที่ใช้ในการวัดความเร็วรอบได้แสดงไว้ในตารางที่ 4-2

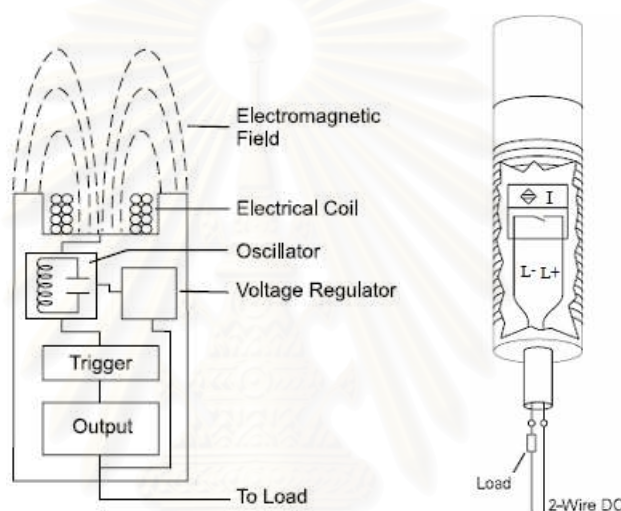


รูปที่ 4-5 แสดงจุดติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์

ตารางที่ 4-2 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์

ยี่ห้อ, รุ่น	OMRON, E2E-X2D1-N
ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง	8 mm (M8)
Type	Shielded
Sensing distance	2 mm \pm 10%
Operating voltage	12 to 24 VDC
Leakage current	0.8 mA max.
Response frequency	1.5 kHz (1,500 pulse/sec)
Operation	Load ON
Indicator	Operation set indicator (green LED)
Ambient temp.	-25 °C to 70 °C
Vibration resistance	10 to 55 Hz
Weight	Approx. 45 g

สำหรับหลักการทำงานของชุดอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ อธิบายได้ว่า proximity เป็นเซ็นเซอร์สำหรับวัดความเร็วรอบแบบไม่สัมผัส โดย proximity แบบ inductive นั้น อาศัยสนามแม่เหล็กไฟฟ้า (electromagnetic field) ในการตรวจจับวัตถุเป้าหมายที่เป็นโลหะ (metal target) ที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพล (sensing distance) ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากตัว proximity จึงไม่มีการสัมผัสกับวัตถุเป้าหมายนั้น ซึ่งภายในตัวเรือนของ proximity ประกอบด้วย ขดลวดพันรอบแกนแม่เหล็ก (coil), ออสซิลเลเตอร์ (oscillator), วงจรตรวจจับ (trigger circuit) และวงจรเอาต์พุต (output circuit) ดังรูปที่ 4-6



รูปที่ 4-6 แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ proximity แบบ inductive [28]

โดยออสซิลเลเตอร์ใน proximity อาศัยแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากแหล่งพลังงานภายนอกมาสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและแผ่ออกทางผิวหน้าของเซ็นเซอร์ (sensor face) ผ่านขดลวด เมื่อมีวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า วัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวจะดูดซับพลังงานจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าหรือเกิดการเหนี่ยวนำ (inductive) ได้ กระแสไฟฟ้าไหลวน (eddy currents) ภายในตัวของวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าว ทำให้ค่าแอมพลิจูดของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าลดลง ยิ่งวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวเข้าใกล้มากก็จะเหนี่ยวนำให้เกิดกระแสไฟฟ้าไหลวนมากขึ้น เป็นการสูญเสียพลังงานของออสซิลเลเตอร์มากขึ้น เมื่อค่าของแอมพลิจูดลดลงถึงค่าที่กำหนด วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับค่าแอมพลิจูดและส่งสัญญาณการเปลี่ยนแปลงค่าแอมพลิจูดด้วยการเปิดหรือปิด (On or Off) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับว่าเซ็นเซอร์เป็นแบบ normal close (NC) หรือแบบ normal open (NO) เมื่อวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ห่างออกไปจากผิวหน้าเซ็นเซอร์ ขนาดของแอมพลิจูดของออสซิลเลเตอร์จะกลับมาเพิ่มขึ้น วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับขนาดของแอมพลิจูดที่เพิ่มขึ้น และส่งสัญญาณด้วยการเปิด

หรือปิด(On or Off)วงจรเมื่อค่าแอมป์กลับไปที่ภาวะปกติ โดยวงจรเอาท์พุทจะทำการส่งสัญญาณพัลส์ที่เกิดขึ้นทุกครั้งไปยังพัลส์มิเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่ในการนับจำนวนพัลส์ที่เกิดขึ้นใน 1 วินาทีและแสดงออกมาเป็นความเร็วรอบในหน่วยรอบต่ออนาที โดยผ่านการคำนวณ ดังสมการ

$$rpm = \frac{(pulse / sec) \times 60 sec}{(tooth no. / rev.)}$$

ตารางที่ 4-3 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์

ยี่ห้อ, รุ่น	DIGICON, PM-05
Power supply	100-240 VAC 50/60 Hz
Power for external sensor	12 VDC \pm 10%, 80 mA
Measuring accuracy (23 \pm 5 °C)	F.S. \pm 0.05% rdg \pm 1 Digit.
Measuring range	0.0005 kHz to 50 kHz
Input signal	Max. 50 kHz(ON/OFF pulse) (ON voltage : 4.5-24V, OFF voltage : 0-1.0V)
Max. indication	5 digit (19999 to 99999)
Display accuracy(update output cycle)	0.05/0.5/1/2/4/8 sec
Prescale function	Direct input method
Hysteresis	0 to 9999
Ambient temp.	-10 to 50 °C
Weight	Approx. 230 g

4.1.4 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงในการทดสอบสมรรถนะ

ใช้อุปกรณ์ชนิด Volumetric Gravitation Flow Meter ชนิดหลอดแก้ว ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12 มม. ใช้เซ็นเซอร์ตรวจจับระดับของเหลวชนิด optical ยี่ห้อ SUNX รุ่น FD F-4 ร่วมกับแอมพลิฟายเออร์ โดยติดตั้งเซ็นเซอร์ 2 ตัวให้ห่างกันในช่วงความยาวหนึ่ง แล้วทำการวัดเพื่อตรวจสอบปริมาตรดังกล่าวด้วยหลอด pipette ที่มีสเกลอ่านระดับปริมาตรที่ผิว ซึ่งได้ปริมาตรเท่ากับ 12.2 cc สัญญาณจากเซ็นเซอร์จะต่อไปยังนาฬิกาจับเวลาแบบดิจิทัล ดังแสดงในรูปที่ 4-7



รูปที่ 4-7 อุปกรณ์วัดอัตราการเปลี่ยนแปลงน้ำมันดีเซล

ขณะทำการวัด ระดับน้ำมันจะเคลื่อนที่ลงมาถึงเซนเซอร์ตัวบน นาฬิกาจับเวลา จะเริ่มทำการจับเวลา(start) เมื่อระดับน้ำมันลดลงมาถึงเซนเซอร์ตัวล่าง นาฬิกาจะหยุดจับเวลา (stop) ช่วงเวลาที่วัดได้จะนำมาใช้ในการคำนวณอัตราการไหลโดยปริมาตร ดังสมการ

$$\dot{V}_{in} = \frac{V_{meas}}{t}$$

โดยที่ \dot{V}_{in} คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล (cc/s)
 V_{meas} คือ ปริมาตรที่ใช้วัด (cc)
 t คือ ช่วงเวลาที่นาฬิกาจับเวลาวัดได้ (s)

4.1.5 การวัดอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม

การวัดอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม ใช้ Gas Flow Meter ชนิด Liquid Seal Drum Gas Meter มีรายละเอียดดังนี้

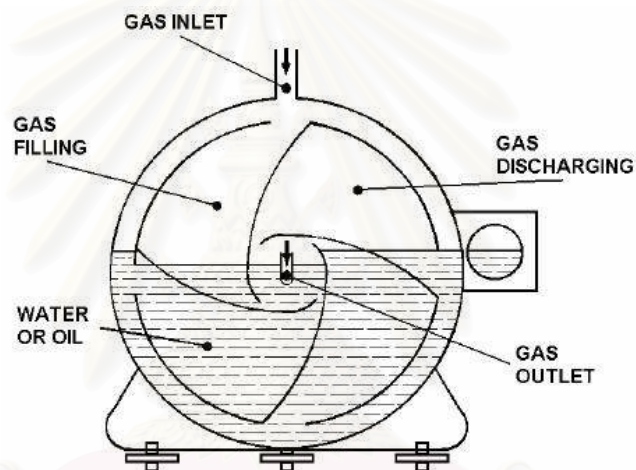
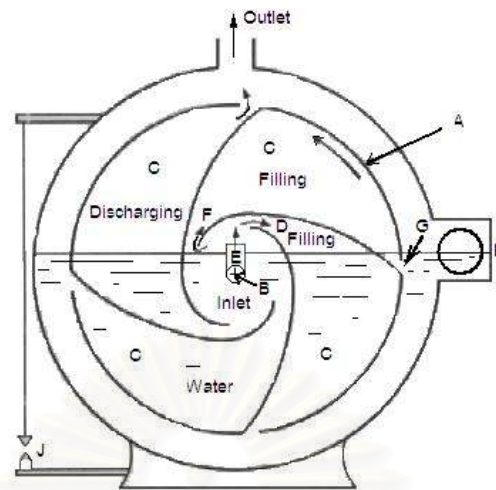
ประเภทของ Gas Flow Meter	Positive Displacement Flow Meter (Liquid Seal Drum Gas Meter or Wet Gas Meter)
ผู้ผลิต	Alex.Wright&Co.,(Westminster)LTD.
ปริมาตรก๊าซที่ไหลผ่านมิเตอร์	2.5 ลิตรต่อการหมุนหนึ่งรอบ (lit/round)
Capacity	0-30 lit/min.

Full Scale/Rev	100	ช่อง
Resolution	0.025	ลิตร
ความดันสูงสุดที่สามารถรับได้	10	นิ้วน้ำ (0.0025 bar)
Test at	5-20	lit/min.



รูปที่ 4-8 แสดงภาพ Liquid Seal Drum Gas Meter ที่ใช้ในการวัดอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม

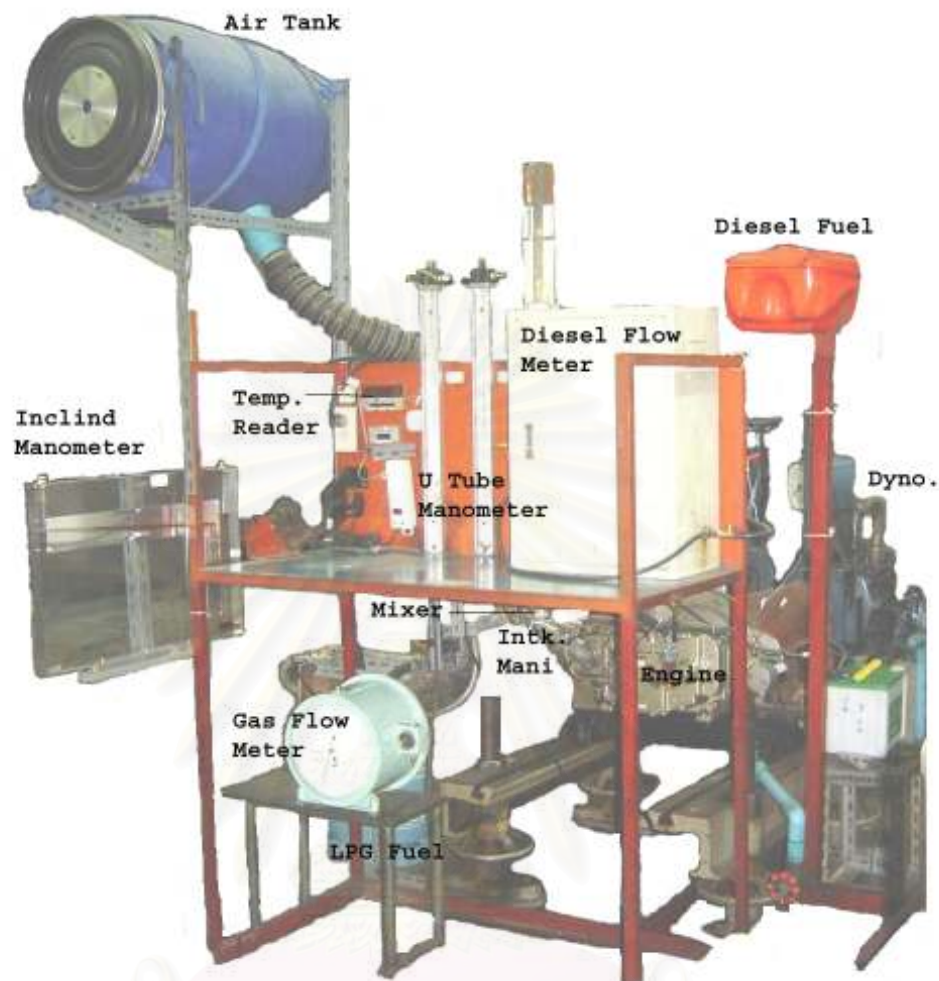
สำหรับหลักการการทำงานของ Liquid Seal Drum Gas Meter อธิบายได้จากรูปที่ 4-9 แสดงองค์ประกอบและหลักการการทำงานของ Liquid Seal Drum Gas Meter ซึ่งประกอบด้วยตัวมิเตอร์ (Casing) ภายในตัวมิเตอร์มีน้ำบรรจุอยู่ครึ่งหนึ่ง และมี Drum A ที่สามารถหมุนได้รอบแกน B โดยภายใน Drum A ถูกแบ่งออกเป็นห้องๆ ด้วยแผ่นกั้น D ซึ่งมีลักษณะโค้ง (ดูรูปประกอบ) ก๊าซจะไหลภายในท่อที่ต่อเข้ามาจากด้านหลังของตัวมิเตอร์ ปากท่อจะอยู่สูงกว่าระดับน้ำ ก๊าซจากท่อขาเข้าจะไหลผ่านช่องแคบ F เข้าสู่ห้อง C ก๊าซที่ไหลเข้ามาจนเต็มห้อง C นี้ทำให้เกิดแรงดันทำให้ Drum A หมุนตามทิศในรูป ทำให้ช่องแคบ G เปิดพื้นเหนือผิวหน้า และช่องแคบ F จมลงใต้ผิวหน้า (ปิดทางออก) ก๊าซที่ไหลเข้าสู่ Drum A อย่างต่อเนื่องจะดันให้ Drum A หมุนเป็นผลให้ปริมาตร D เพิ่มขึ้น และก๊าซในห้อง C ก็ไหลออกทางช่อง G (ซึ่งอยู่พื้นเหนือผิวหน้า) ไปสู่ท่อขาออก (outlet) ที่อยู่ด้านบนของตัวมิเตอร์ ก๊าซในแต่ละห้อง C จะถูกผิวหน้ารูดดันออกไปจนหมด จากหลักการทำงานดังกล่าวนี้จึงต้องปรับระดับของตัวมิเตอร์ให้อยู่ในแนวระนาบและต้องตรวจสอบระดับน้ำให้ได้ตามกำหนดก่อนการใช้มิเตอร์ทุกครั้ง



รูปที่ 4-9 แสดงองค์ประกอบและหลักการทำงานของ Liquid Seal Drum Gas Meter[29][30]

4.1.6 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ วัดจากค่าความดันตกคร่อม Orifice plate ซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณทางเข้าถึงพักอากาศ ถังพักอากาศมีหน้าที่ลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน orifice (จากจังหวะดูดของเครื่องยนต์) ค่าความดันตกคร่อม Orifice plate ใช้คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ ดังรายละเอียดการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข Orifice plate ที่ใช้เป็น Orifice plate มาตรฐาน BS1042 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.32 มิลลิเมตร มีค่า Drag Coefficient เท่ากับ 0.6 ดูรายละเอียดการคำนวณค่า C_D ในภาคผนวก ข โดยลักษณะของถังพักอากาศและภาพรวมของการติดตั้งระบบแสดงดังรูปที่ 4-10



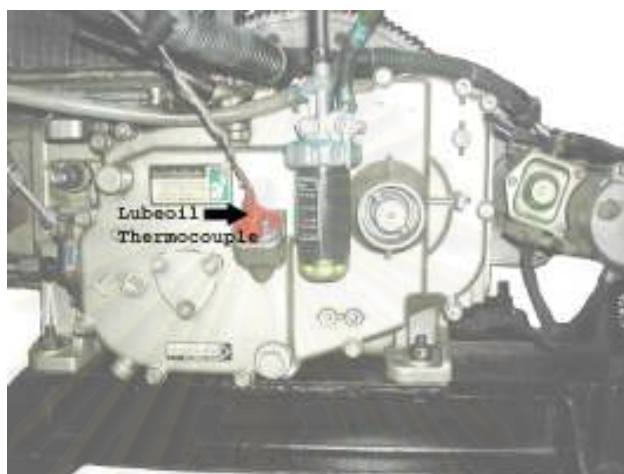
รูปที่ 4-10 แสดงภาพการติดตั้งชุดอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์

4.1.7 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิใช้เทอร์โมคัปเปิล type K (Chromel-Alumel, CA) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.65 มม. ใช้งานร่วมกับตัวอ่านค่ายี่ห้อ DIGICON รุ่น IS-7 ซึ่งการแสดงผลเป็นระบบ zero blanking ความแม่นยำ $\pm 0.5\%$ ของค่าเต็มสเกล +1 หลัก ตัวแปรอุณหภูมิการทำงานที่ทำการวัดมีดังนี้

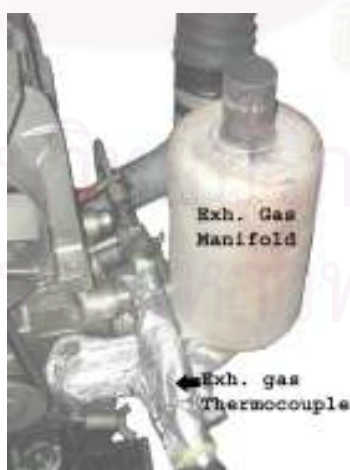
- อุณหภูมิของก๊าซหุงต้ม ตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลอยู่ในท่อก๊าซฝั่งขาออกจาก Gas Flow Meter ก่อนไหลเข้าสู่ میکเซอร์
- อุณหภูมิของอากาศ ตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลอยู่ในถังพักอากาศ

- อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลผ่านช่องเสียบก้านวัดปริมาณน้ำมันหล่อลื่นลงในก้านอ่างน้ำมันหล่อลื่น ดังรูปที่ 5-11 โดยให้ปลายจุดวัดสัมผัสอยู่เหนือระดับผิวอ่างน้ำมันหล่อลื่นขึ้นมาเป็นระยะ 5 มิลลิเมตร



รูปที่ 4-11 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลวัดอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น

- อุณหภูมิก๊าซไอเสีย ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลบริเวณท่อไอเสียในตำแหน่งที่ออกจากเครื่องยนต์ ห่างจากฝาสูบ 10 ซม. ก่อนเข้าหม้อพักท่อไอเสีย ดังรูปที่ 5-12



รูปที่ 4-12 แสดงตำแหน่งการติดตั้งอุณหภูมิไอเสีย และความดันไอเสีย

- อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลภายในช่องปลั๊กถ่ายน้ำหล่อเย็น ซึ่งอยู่ด้านล่างของฝาสูบ ดังรูปที่ 5-13 โดยให้เทอร์โมคัปเปิลยื่นเข้าไปในโพรงน้ำ (water jacket) ภายในฝาสูบและไม่สัมผัสกับผิวของโพรงน้ำ



รูปที่ 4-13 ตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลวัดอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น

4.1.8 อุปกรณ์วัดความดัน

- การวัดความดันตกคร่อมที่ถึงพักอากาศ

วัดความดันที่หลัง orifice plate โดยใช้मानอมิเตอร์แบบ Incline ยี่ห้อ Dwyer รุ่น 424 ความละเอียด 0.2 มม. ใช้ Red gage oil เป็นของเหลวทำงาน มีค่าความถ่วงจำเพาะ 0.826

- การวัดความดันของก๊าซหุงต้ม

ใช้मानอมิเตอร์แบบ U-Tube ขนาด 24 นิ้วน้ำ ของ Meriam Instrument มีค่า resolution 0.1 นิ้ว จำนวนสองชุด (โดยใช้น้ำเป็นสารทำงาน) ทำการวัดความดันแตกต่างระหว่างความดันบรรยากาศ กับ ความดันภายในท่อก๊าซหุงต้มที่ขาเข้า (Δh_i) และที่ขาออก (Δh_o) จาก Gas Flow Meter โดยความดันที่วัดได้เป็นค่า Δh หน่วยมิลลิเมตรน้ำ ใช้ค่า Δh ที่วัดได้ทางขาเข้าไปคำนวณหาค่าความดันก๊าซหุงต้มเพื่อคำนวณหาค่าความหนาแน่นของก๊าซหุงต้มต่อไป

- มาตรวัดความดันก๊าซ(pressure gauge)

ใช้มาตรวัดความดันก๊าซ ดังรูปที่ 5-14 สำหรับวัดค่าความดันต้นต้น (upstream pressure) ของก๊าซหุงต้มที่ปล่อยออกจากถังบรรจ (โดยปรับตั้งค่าความดันต้นต้นจากการหมุนปรับแป้นเกลียวที่เรกกูเลเตอร์) โดยอ่านสเกลวงนอกจากรูปเป็นขณะปรับค่าความดันต้นต้นอยู่ที่ 400 มิลลิเมตรน้ำ



รูปที่ 4-14 แสดงมาตรวัดความดันที่ใช้ในการทดสอบ

- เรกกูเลเตอร์(Pressure Regulator)

ในการปรับตั้งความดันต้นต้นของก๊าซหุงต้มที่ไหลออกจากถังบรรจเข้าสู่เครื่องยนต์นั้นอาศัยเรกกูเลเตอร์ เป็นตัวปรับและควบคุมความดันต้นต้น เรกกูเลเตอร์ที่ใช้เป็นแบบที่ใช้ในท้องตลาดทั่วไป โดยมีแป้นเกลียวไว้สำหรับหมุนปรับตั้งความดันต้นต้น ดังรูป 5-15



รูปที่ 4-15 แสดงเรกกูเลเตอร์ที่ใช้ในการปรับค่าความดันต้นต้นของก๊าซหุงต้ม

4.1.9 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

ในแต่ละครั้งที่ทำการบันทึกค่าต่างๆจากการทดสอบได้วัดค่าอุณหภูมิ
 กระเปาะแห้ง(DB)ของบรรยากาศในขณะนั้น โดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและ
 กระเปาะแห้งแบบปรอท ตามลำดับ ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์แบบปรอท
 ดังแสดงในรูปที่ 4-16



รูปที่ 4-16 แสดงภาพบารอมิเตอร์(ซ้าย) และเทอร์โมมิเตอร์(ขวา)

4.2 วิธีการทดสอบสมรรถนะ(Engine Performance Test)

ก่อนทำการทดสอบ จะทำการ warm up เครื่องยนต์ตามคำแนะนำจากผู้ผลิต
 เครื่องยนต์ให้น้ำมันหล่อลื่นมีอุณหภูมิ ไม่ต่ำกว่า 70°C จากนั้นจึงเริ่มทดสอบหาความสัมพันธ์
 ของค่าแรงบิดกับความเร็วรอบ โดยปิดวาล์วก๊าซหุงต้มตัวที่สอง(V_2) ดูรูปที่ 4-1 ซึ่งติดตั้งไว้ก่อนเข้า
 สู่มิกเซอร์เมื่อรันเครื่องยนต์ด้วยน้ำมันดีเซลตามปกติ

4.2.1 การทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม

พารามิเตอร์ตัวแรกที่ศึกษา ได้แก่ ปริมาณก๊าซหุงต้ม ดังนั้น ในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อทำงานด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่จึงต้องทำการทดสอบที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆกัน โดยปริมาณก๊าซที่ไหลเข้าเครื่องยนต์จะทำการปรับตั้งจากความความดันต้น (upstream pressure) ของก๊าซหุงต้มที่ปล่อยออกจากถังบรรจุก๊าซด้วยเรกกูเลเตอร์ โดยใช้ความดันต้นทั้งสิ้น 5 ค่าด้วยกัน ได้แก่ 400, 600, 800, 1000 และ 1200 mmH₂O (P1, P2, P3, P4 และ P5) ซึ่งจะได้ค่าอัตราการไหลของก๊าซหุงต้มระหว่าง 1.0 ถึง 2.5 ลิตรต่ออนาที โดยประมาณ ที่มาของช่วงอัตราการไหลดังกล่าวมาจากการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์ที่รอบต่างๆ โดยเริ่มปล่อยก๊าซจากอัตราการไหลต่ำสุดที่ 1.0 lit/min แล้วเพิ่มอัตราการไหลของก๊าซหุงต้มไปจนกระทั่งได้อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถเติมเข้าไปในห้องเผาไหม้ได้โดยไม่พบพฤติกรรมที่ผิดปกติ เช่น การแปรปรวนของความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และเสียงของเครื่องยนต์ที่ผิดปกติไปจากเดิม ซึ่งเป็นลักษณะที่บ่งให้ทราบว่าเริ่มเกิดการน็อกเล็กน้อยขึ้นแล้ว(โดยเป็นสภาวะก่อนที่จะปรากฏเสียงเข็กลแหลมสูงที่เรียกว่าเสียงน็อก) สำหรับจุดทดสอบที่ใช้ในการศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มได้เลือกประยุกต์มาตรฐานการทดสอบ European Stationary Cycle (ESC Test Cycle) ดังต่อไปนี้

4.2.1.1 ทดสอบสมรรถนะตามมาตรฐาน European Stationary Cycle (ESC Test Cycle)

ในการทดสอบสมรรถนะเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่สภาวะต่างๆ ได้ทำการนำมาตรฐาน European Stationary Cycle มาประยุกต์ใช้โดยได้ตัดจุดทดสอบที่รอบเดินเบา ไม่มีภาระออกไป (ดูภาคผนวก ค) จะได้จุดที่ทำการทดสอบทั้งสิ้น 12 จุด ดังนี้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4-4 แสดงจุดทดสอบที่ได้จากการประยุกต์ใช้มาตรฐาน ESC Test Cycle

Test points	Engine speed (rpm)	% Load	Dyno. Set load (kg)
1	1400	25	2.90
2		50	5.80
3		75	8.70
4		100	11.65
5	1700	25	2.90
6		50	5.80
7		75	8.60
8		100	11.52
9	2100	25	2.70
10		50	5.30
11		75	8.00
12		100	10.60

สถาบันนวัตกรรมการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4-5 แสดงรายละเอียดจุดทดสอบที่ใช้ในการศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม

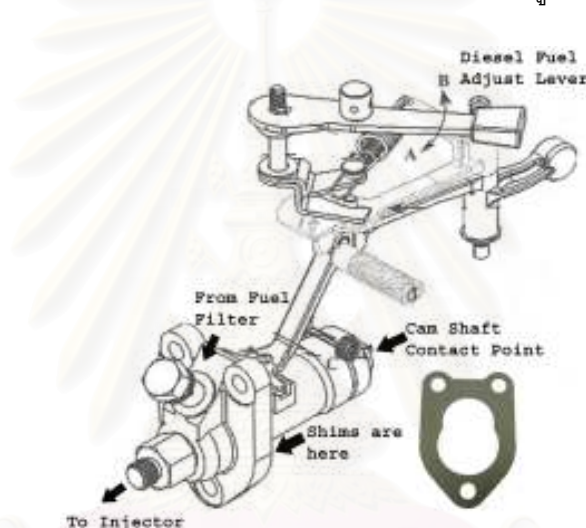
Speed, rpm	25% load						50% load						75% load					Full load						total							
	DDF						DDF						DDF					DDF													
	P1	P2	P3	P4	P5	Diesel	P1	P2	P3	P4	P5	Diesel	P1	P2	P3	P4	Q5	Diesel	P1	P2	P3	P4	P5		Diesel						
1400	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	24
1700	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	24
2100	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	24
total	18						18						18					18						72							

โดยเริ่มทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 1400 รอบต่อนาที เริ่มจากทดสอบเมื่อเดินเครื่องยนต์ด้วยน้ำมันดีเซลตามปกติ จากภาระที่ 25%, 50%, 75% และที่ 100% ของภาระเต็มทีที่เครื่องยนต์สามารถทำได้ที่ความเร็วรอบ 1400 รอบต่อนาที (Diesel Mode) เมื่อทำการทดสอบครบทั้ง 4 จุดทำงานแล้ว ทำการดับเครื่องยนต์และปล่อยให้เครื่องยนต์เย็นตัวลง ทำการตรวจสอบน้ำหล่อเย็น และปรับตั้งความดันตันของก๊าซหุงต้มด้วยการหมุนปรับที่แป้นเกลียวของเรกกูเลเตอร์โดยตรวจสอบและปรับค่าความดันจากมาตรวัดความดันก๊าซหุงต้มให้คงที่จากนั้นทำการทดสอบจุดทำงานทั้ง 4 จุดทำงานแล้วจึงปรับความดันก๊าซและทดสอบซ้ำจนครบทั้ง 5 ค่าความดันตัน

แล้วทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 รอบต่อนาที และที่ 2100 รอบต่อนาที โดยมีขั้นตอนเช่นเดียวกับที่ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 รอบต่อนาที รวมจุดทดสอบทั้งสิ้น 72 จุดทดสอบ ดังตารางที่ 4-5 โดยที่เปอร์เซ็นต์ภาระที่เครื่องยนต์ต้องกระทำนั้น กำหนดมาจากภาระที่เครื่องยนต์สามารถทำได้เมื่อรันด้วยน้ำมันดีเซลปกติ หมายถึง ทดสอบเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ความเร็วรอบ และภาระที่เท่ากันกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกประการ

4.2.2 การทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล (Injection Timing)

ได้ทำการเปลี่ยนค่าองศาการฉีดน้ำมันดีเซล จากเดิมเครื่องยนต์คูโบต้า รุ่น RT120 จะเริ่มฉีดน้ำมันดีเซลที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่ประมาณ 21 deg BTDC (ข้อมูลในคู่มือ) ซึ่งมีร่องเรื่อน้ำมันดีเซลจำนวนสองแผ่น (แบบหนา 0.15 mm.) โดยได้ทำการทดสอบเครื่องยนต์เมื่อปั๊มฉีดน้ำมันดีเซลทำการฉีดแบบล่วงหน้าและแบบช้ากว่าตำแหน่งปกติที่ตั้งมาจากผู้ผลิต (Original Engine Manufacturing, OEM setting) สามารถปรับตำแหน่งองศาการฉีดน้ำมันดีเซลได้จากการเพิ่ม/ลดจำนวนแผ่นชิมที่ร่องเรื่อน้ำมันดีเซล ดังรูปที่ 5-17



รูปที่ 4-17 แสดงองค์ประกอบปั๊มน้ำมันดีเซลและตำแหน่งติดตั้งของชิม
ร่องเรื่อน้ำมันดีเซล [35]

ที่ด้านท้ายของปั๊มน้ำมันดีเซลเป็นลูกกลิ้งที่ทำหน้าที่ดัน plunger หรือลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรื่อน้ำมัน ซึ่งที่ลูกกลิ้งนี้เองเป็นจุดสัมผัสกับ camshaft หรือเพลาลูกเบี้ยว ซึ่งจะควบคุมจังหวะหรือองศาการฉีดน้ำมันดีเซลโดยตรง(ผ่านการส่งถ่ายการเคลื่อนที่มาจากการหมุนของเพลลาข้อเหวี่ยง) ดังนั้นหากตัวเรื่อน้ำมันถอยห่างออกจาก camshaft จะทำให้ระยะห่างระหว่างลูกกลิ้งของปั๊มน้ำมันดีเซล กับ camshaft มากขึ้น ทำให้ลูกเบี้ยวสัมผัสลูกกลิ้งปั๊มช้าลง หมายถึง retarding องศาการฉีดน้ำมันดีเซลล่าช้า ทำให้ตำแหน่งการฉีดเกิดขึ้นที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงไกลกับตำแหน่ง TDC มากขึ้นกว่าเดิม

หากตัวเรือนปั๊มอยู่ชิดกับ camshaft มากขึ้นจะทำให้ camshaft สัมผัสลูกกลิ้งได้เร็วขึ้น หมายถึง advancing องศาการฉีดน้ำมันล่วงหน้ามากขึ้น ตำแหน่งการฉีดเกิดขึ้นที่องศาเพลาช้อเหวี่ยงที่ห่างจากตำแหน่ง TDC มากขึ้นนั่นเอง และในที่นี่ใช้วิธีการปรับองศาการฉีดอย่างง่ายด้วยจำนวนของแผ่นชิมรองเรือนปั๊ม (ดูรูปที่ 5-17 ประกอบ) ซึ่งผู้ผลิตเครื่องยนต์ได้สนับสนุนข้อมูลเชิงเทคนิคว่าแผ่นชิมรองเรือนปั๊มมีด้วยกันสองขนาดความหนา ได้แก่ แผ่นบาง ($t = 0.100$ mm.) และแบบแผ่นหนา ($t = 0.150$ mm.) โดยขนาดหนึ่งแผ่นบางสามารถปรับองศาการฉีดน้ำมันดีเซลได้ประมาณ 1 องศาเพลาช้อเหวี่ยง และชิมแผ่นหนาจำนวนหนึ่งแผ่นสามารถปรับองศาการฉีดน้ำมันดีเซลได้ประมาณ 1.5 องศาเพลาช้อเหวี่ยง สามารถสรุปวิธีการปรับองศาการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยจำนวนแผ่นชิมรองเรือนปั๊มได้ดังนี้

ตารางที่ 4-6 แสดงข้อมูล แสดงจำนวนแผ่นชิมรองเรือนปั๊มที่ใช้ในการปรับ injection timing

Injection timing setting	Shims type (qty.)		Diff. deg. BTDC
	Thin Plate (0.100 mm.)	Thick Plate (0.150 mm.)	
Retarding	2	2	Std -2
Standard (OEM)	-	2	Std -0
Advancing	1	-	Std +2

สำหรับจุดที่ใช้ในการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดน้ำมันดีเซล ได้ดัดแปลงวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle กล่าวคือทำการทดสอบที่ความเร็วรอบเช่นเดียวกับ ESC Test Cycle คือ 1400, 1700, 2100 rpm และกำหนดภาระที่ทดสอบสามระดับ ได้แก่ ที่ภาระต่ำ(2.90 kg) ที่ภาระปานกลางถึงสูง(7.00 kg) และที่ภาระสูงสุดที่เครื่องยนต์สามารถทำได้ สามารถสรุปได้ดังนี้

ตารางที่ 4-7 แสดงจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบอิทธิพลขององศาการฉีดน้ำมันดีเซล

Speed, rpm	Injection timing	2.90 kg				7.00 kg				Full Load				total
		Q1	Q2	Q3	D&L	Q1	Q2	Q3	D&L	Q1	Q2	Q3	D&L	
1400	Retarding	0	0	0		0	0	0		0	0	0		30
	Std (OEM)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Advancing	0	0	0		0	0	0		0	0	0		
1700	Retarding	0	0	0		0	0	0		0	0	0		30
	Std (OEM)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Advancing	0	0	0		0	0	0		0	0	0		
2100	Retarding	0	0	0		0	0	0		0	0	0		30
	Std (OEM)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Advancing	0	0	0		0	0	0		0	0	0		
total		30				30				30				90

จากตารางที่ 4-7 ในการทดสอบได้พยายามควบคุมอัตราการไหลของก๊าซหุงต้มให้คงที่ ด้วยการปรับอัตราการไหลอย่างคร่าวๆ จากค่าความดันต้นด้วยเรกกูเลเตอร์ หลังจากนั้นใช้วาล์วก๊าซหุงต้มในระบบของเชื้อเพลิงก๊าซปรับอย่างละเอียดอีกครั้งหนึ่ง และตรวจสอบอัตราการไหลก๊าซหุงต้มที่ต้องการด้วยการจับเวลาในหนึ่งรอบการหมุนของเข็มหน้าปัดที่ gas flow meter โดยสรุปอัตราการไหลที่ควบคุม ได้ดังนี้

ตารางที่ 4-8 สรุปช่วงอัตราการไหลที่ใช้ในการศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล

Up stream pressure mmH ₂ O	Gas Flow Rate lit/min
400	$1.00 \leq Q_1 \leq 1.25$
800	$1.75 \leq Q_2 \leq 2.00$
1200	$2.25 \leq Q_3 \leq 2.50$

สำหรับการทดสอบที่ภาวะสูงสุดนั้น ระหว่างการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของ ปริมาณก๊าซหุงต้ม กับ การทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดน้ำมันดีเซล นั้นมีความ ต่างกัน กล่าวคือ ในกรณีของ ESC Test Cycle ที่ภาวะสูงสุดนั้นจะยึดค่าภาระตามที่เครื่องยนต์ สามารถทำได้สูงสุดเมื่อรันด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติ(100% Load of Diesel Mode) และนำค่า ภาระนั้นเป็นค่าที่ใช้คำนวณหรือกำหนด %Load ที่ต้องทำการทดสอบที่ความเร็วรอบนั้นๆ นั่นคือ ที่ ภาวะสูงสุดทั้งกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ถูกทดสอบที่ภาวะที่ เท่ากัน (อธิบายเพิ่มเติมได้ว่าเมื่อปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้แล้วความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ได้ทำ การปรับลดปริมาณน้ำมันดีเซลลง เพื่อให้จุดทำงานคงเดิมกับกรณีการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซล ปกติ) ทั้งนี้เนื่องจากเป็นข้อกำหนดตามมาตรฐานการทดสอบ ESC Test Cycle และเพื่อศึกษา อิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่มีต่อพฤติกรรมของเครื่องยนต์โดยเฉพาะความสามารถในการ ประหยัดน้ำมันดีเซล เมื่อควบคุมความเร็วรอบ, ภาระ และใช้องศาการฉีดน้ำมันดีเซลเช่นเดียวกับ กรณีเมื่อทำงานด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ออกมาจากโรงงานผลิต

แต่ในกรณีของการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดน้ำมันดีเซล ที่ภาวะ สูงสุดนั้นจะดึงคันทรงน้ำมันดีเซลสุดทั้งกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยไม่มีการขยับคันทรงอีก และเมื่อปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ จะเพิ่มขึ้น จึงทำการเพิ่มภาระให้แก่เครื่องยนต์เพื่อให้ความเร็วรอบกลับลงมาเท่าเดิม ดังนั้นภาระ ที่เครื่องยนต์ต้องเอาชนะจึงเปลี่ยนแปลงไป ทั้งนี้เพื่อให้ทราบอิทธิพลขององศาการฉีดน้ำมัน ดีเซลที่มีต่อเครื่องยนต์เมื่อรันที่ภาวะสูงสุด เครื่องยนต์จะให้กำลังสูงสุดออกมาต่างกันหรือไม่ อย่างไร เมื่อควบคุมความเร็วรอบ, ปริมาณน้ำมันดีเซลและปริมาณก๊าซหุงต้มให้เท่ากัน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 5

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

5.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม

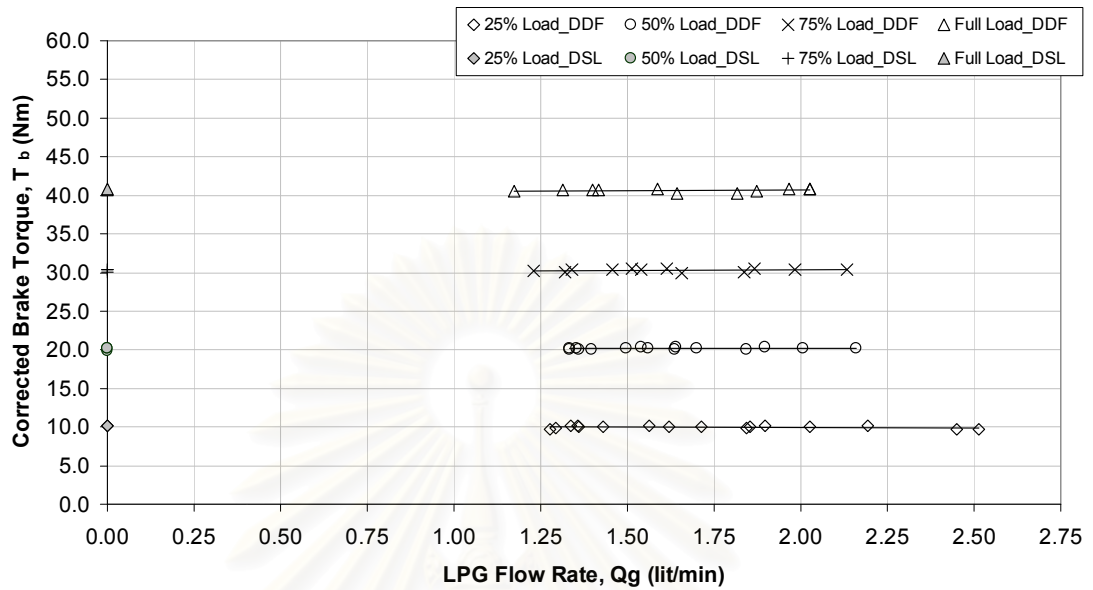
ผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ(Diesel Mode or DSL) และเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับน้ำมันดีเซล(DDF Mode)ที่ความเร็วรอบคงที่และสภาวะคงตัว ประกอบด้วย ผลการเปรียบเทียบค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล, ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก(brake specific total energy consumption: bstec, MJ/kW.hr), ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก(brake specific total energy conversion efficiency), ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์(Total Energy Input, kJ/s), ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ(Specific Total Fuels Cost, Bath/kW.hr) ไปถึงข้อมูลอุณหภูมิก๊าซไอเสีย, อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น เป็นต้น ดังแสดงต่อไปนี้

5.1.1 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากข้อกำหนดของมาตรฐานการทดสอบ European Stationary Cycle: ESC Test Cycle เมื่อนำมาปรับใช้กับการศึกษานี้จะได้ ค่าภาระที่ต้องทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ดังแสดงในรูปที่ 5-1 และรูปที่ 5-2 โดยที่ 25% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 10.0 Nm, ที่ 50% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 20.2 Nm, ที่ 75% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 30.0 Nm และที่ภาระสูงสุด(100% load) เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 40.5 Nm ในการทดสอบสามารถควบคุมจุดทำงานของเครื่องยนต์ (ค่าภาระ และความเร็วรอบ) ให้คงที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 5-1 และรูปที่ 5-2

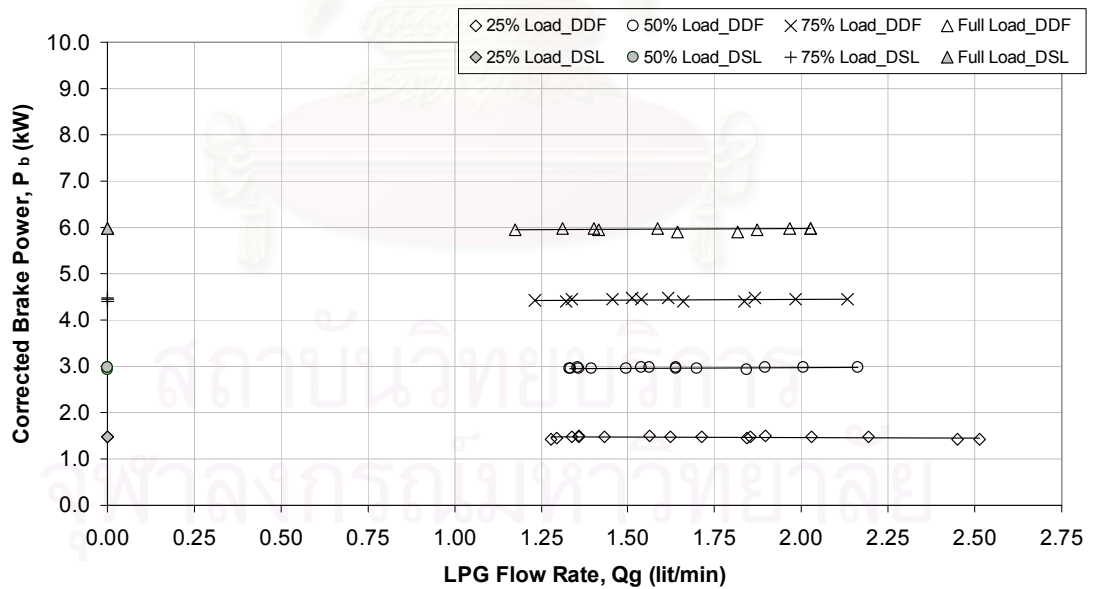
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



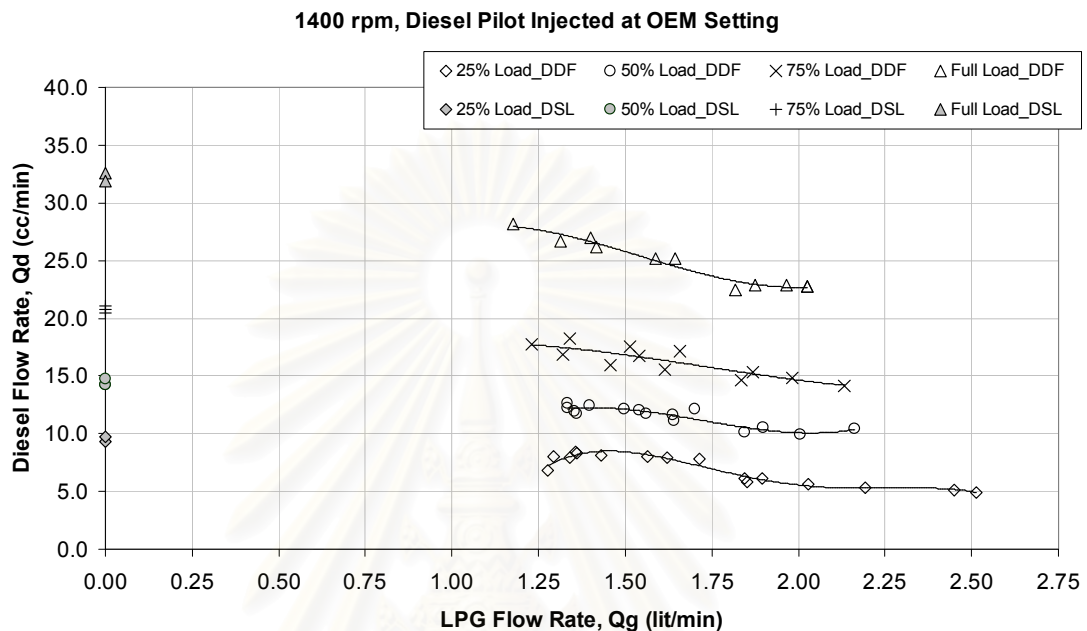
รูปที่ 5-1 แสดงผลของแรงบิดแก๊สที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-2 แสดงผลของกำลังเบรกก๊าซที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

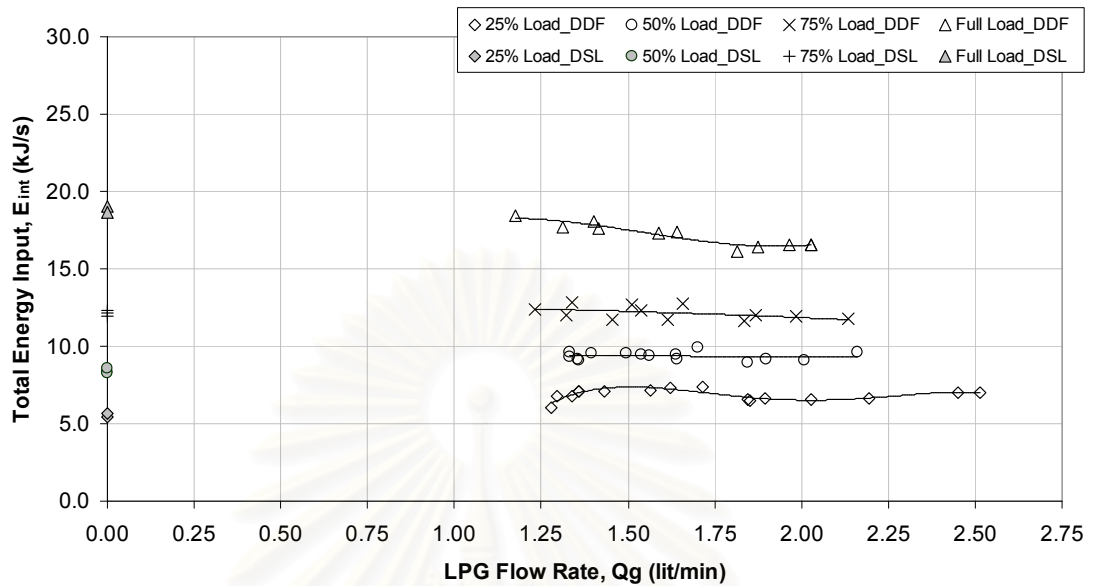
โดยก๊าซหุงต้มที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้มีค่าอัตราการไหลอยู่ช่วงค่าระหว่าง 1 lit/min ถึง 2.5 lit/min โดยประมาณ ทำการแสดงผลของการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรตามต่างๆที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงปริมาณก๊าซหุงต้ม ดังนี้



รูปที่ 5-3 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-3 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำหรือที่ 25% load พบว่า ในช่วงแรกที่ปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ พบว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไป และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลจะกลับลดลงมาเมื่ออัตราการไหลของก๊าซหุงต้มถึงที่ประมาณ 1.5 lit/min และมีแนวโน้มลดลงมาตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไปกระทั่งปริมาณก๊าซหุงต้มถึงที่ประมาณ 2.0 lit/min พบว่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลเริ่มคงที่หรือลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มไปมากกว่านี้และไม่สามารถเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มให้มากกว่า 2.5 lit/min เนื่องจากพบว่าเครื่องยนต์เริ่มเดินไม่เรียบ ความเร็วรอบแกว่งและบางครั้งพบเสียงแหลมสูงผิดปกติจากการน็อกของเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางพบว่าปริมาณดีเซลลดลงในทุกภาระของเครื่องยนต์ โดยที่ปริมาณก๊าซหุงต้มช่วง 2.25-2.5 lit/min แนวโน้มของอัตราการไหลของน้ำมันดีเซลเริ่มคงที่

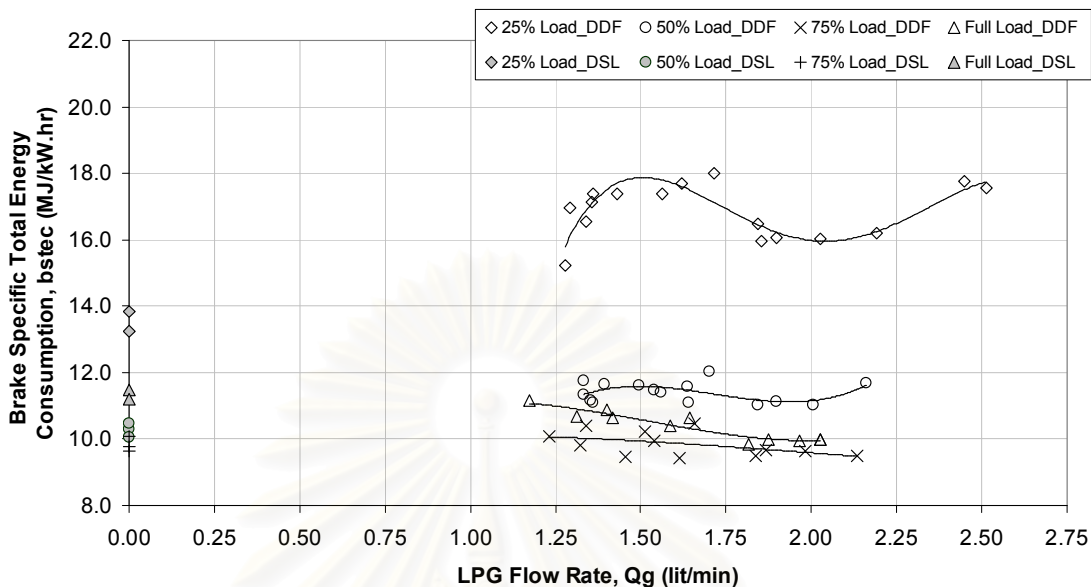
1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-4 แสดงค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-4 ที่ภาระบางส่วน 25%, 50%, 75% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm พบว่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์กรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่สูงกว่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ แต่เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด (100% load) พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ พลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ต่ำกว่าพลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-5 แสดงอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-5 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าสูงกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม พบว่า ช่วงแรกของการปล่อยก๊าซหุงต้ม เข้าสู่ห้องเผาไหม้กลับพบว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้น กระทั่งถึงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงสุดค่าหนึ่ง ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มประมาณ 1.50 lit/min เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีก พบว่า แนวโน้มอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับลดลงเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้ม และอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดลงจนกระทั่งถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่ง ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มประมาณ 2.03 lit/min จากนั้นหากเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีกจะทำให้อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับเพิ่มขึ้นอีกครั้งกระทั่งค่าก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถใช้ได้ที 2.5 lit/min โดยความชันของเส้นแนวโน้มสูงขึ้นตลอดอย่างชัดเจน

เมื่อพิจารณาที่ค่าภาระ 50% load พบว่า อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่สูงกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม ซึ่งค่าความต่างไม่สูงมากเมื่อเปรียบเทียบกับที่ภาระ 25% load ที่ภาระ 50% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้พบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มสูงขึ้น

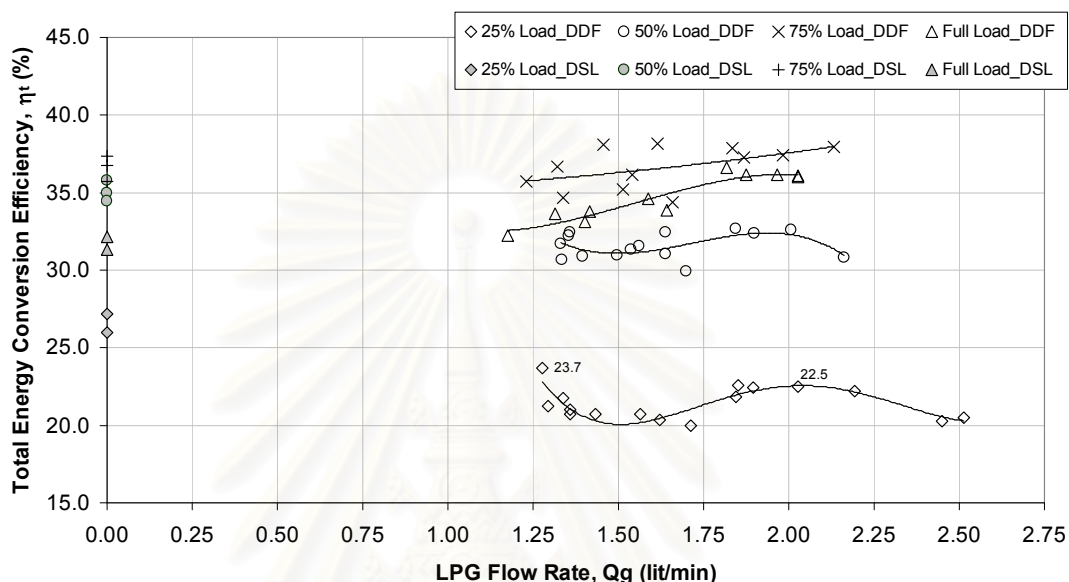
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงกับค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่า อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อใช้เครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มที่ประมาณ 2.25 lit/min พบว่าหากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีกอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มสูงขึ้นและสูงกว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm จากรูปที่ 5-5 พบว่า อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มต่ำกว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มมากกว่า 1.75 lit/min พบว่าการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มมากขึ้นอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่ ซึ่งยังคงมีอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อยตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้มกระทั่งถึงค่าอัตราการไหลก๊าซหุงต้มสูงสุดที่จ่ายได้ที่ 2.5 lit/min

นอกจากนี้ พบว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1400 rpm มีค่าต่ำที่สุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าการใช้งานที่

ภาวะต่ำและภาวะปานกลาง ต่างจากกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกดต่ำเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาวะปานกลางและที่ภาวะสูง แต่จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกดสูงเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาวะต่ำและสูงสุด

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-6 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกด (Total Energy Conversion Efficiency, η_t) ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากนิยามของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดที่เป็นค่าผกผันกับค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกด ดังนั้น เส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-6 จึงมีลักษณะที่กลับกับเส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-5 สามารถอธิบายได้ดังนี้

จากรูปที่ 5-6 พบว่าที่ภาวะต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดต่ำกว่าที่ภาวะ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดมีค่าต่ำกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า ช่วงแรกของการปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดลดลงเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นกระทั่งถึงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดต่ำสุดค่าหนึ่ง

ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มประมาณ 1.50 lit/min เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีก พบว่า แนวโน้มค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดสูงขึ้นเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้ม และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดสูงขึ้นจนกระทั่งถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่ง ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มประมาณ 2.03 lit/min จากนั้นหากเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีกจะทำให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดลดลงอีกครั้ง กระทั่งค่าก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถใช้ได้คือ 2.5 lit/min โดยความชันของเส้นแนวโน้มต่ำลงตลอดจากนี้

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 50% load พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม ซึ่งค่าความต่างไม่สูงมากเมื่อเปรียบเทียบกับที่ภาระ 25% load ที่ภาระ 50% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้พบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดมีแนวโน้มต่ำลง

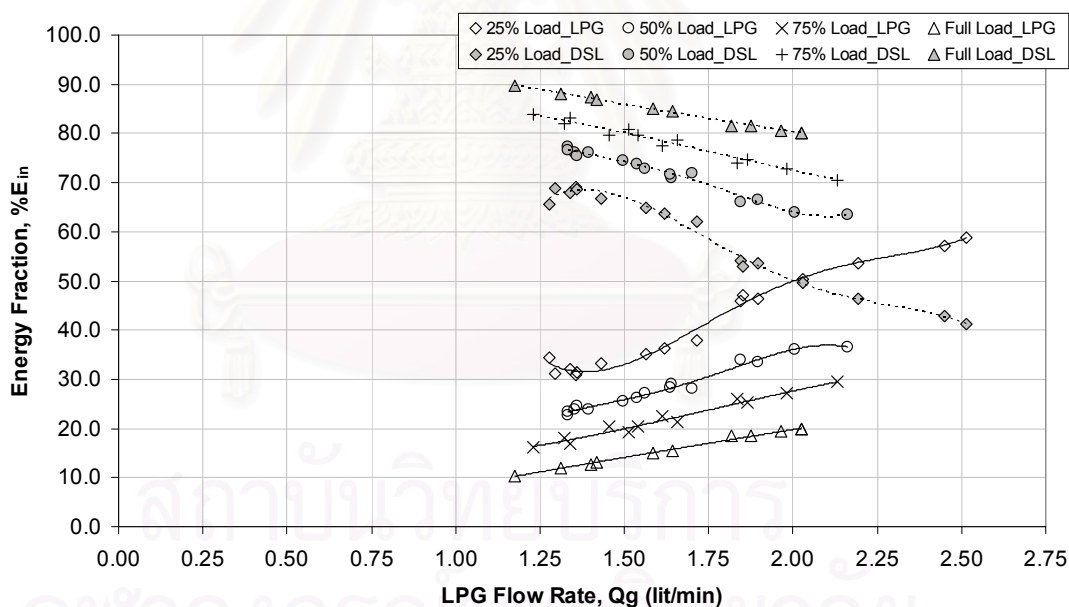
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มที่ประมาณ 2.25 lit/min พบว่าหากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีกค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm จากรูปที่ 5-6 พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดของเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อยโดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มมากกว่า 1.75 lit/min พบว่าการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มมากขึ้นจากนี้จะได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัดมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่ ซึ่งค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกัด

สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อยตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้มกระทั่งถึงค่าอัตราการไหลสูงสุดที่ให้ได้ที่ 2.5 lit/min

นอกจากนี้ พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1400 rpm มีค่าสูงสุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำสุด ของที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าการใช้งานที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง ต่างจากกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาระปานกลางและที่ภาระสูง แต่จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาระต่ำและสูงสุด

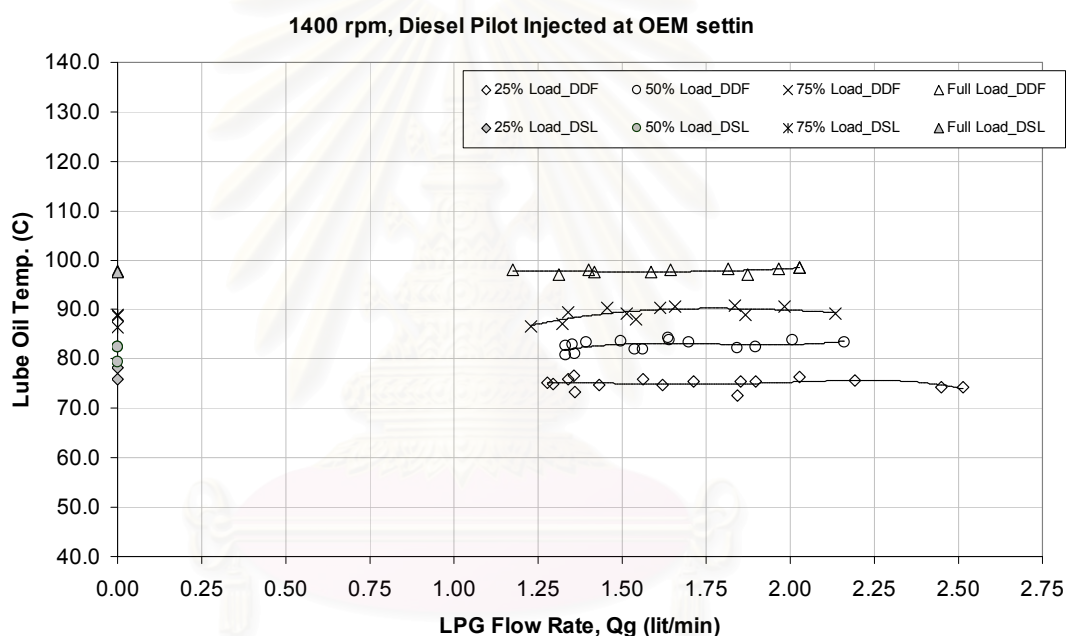
1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-7 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, %Ein)ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

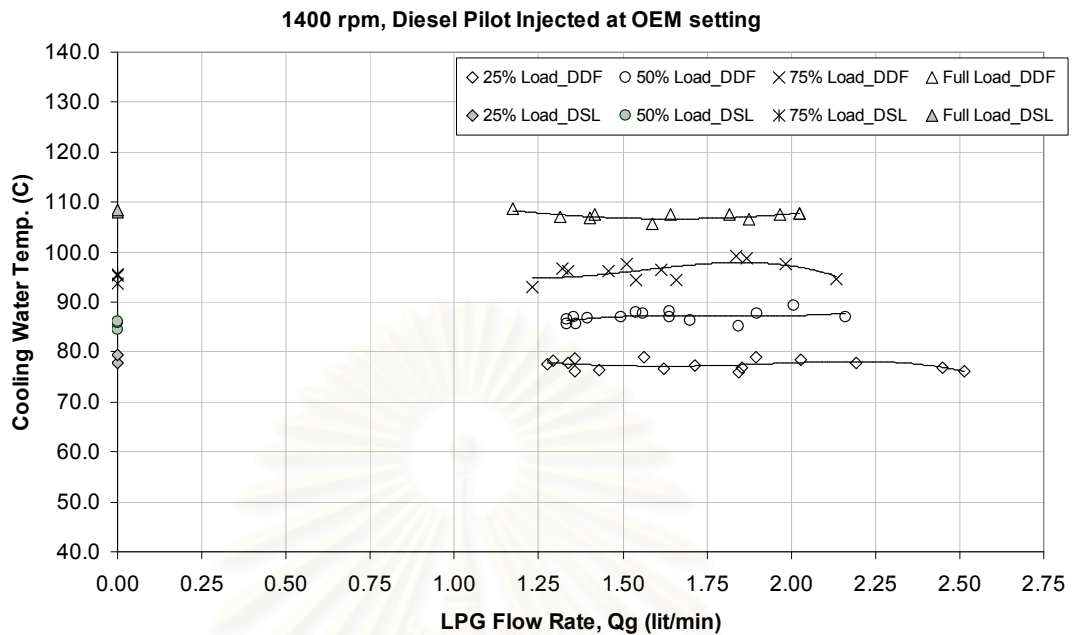
จากรูปที่ 5-7 แสดงสัดส่วนของพลังงานที่ได้จากก๊าซหุงต้มและที่ได้จากน้ำมันดีเซลเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยเทียบกับพลังงานรวมที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดออกมาในค่าของเปอร์เซ็นต์ จากรูปให้สัญลักษณ์โปร่งไม่มีแรเงาแทนค่าจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม

และให้สัญลักษณ์ที่แรงาแทนค่าที่ได้จากน้ำมันดีเซล เมื่อพิจารณาค่าสัดส่วนที่แสดงในรูปที่ 5-7 พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาระต่ำ 25% load จะสามารถใช้สัดส่วนพลังงานจากก๊าซหุงต้มได้มากที่สุด กล่าวคือ สัดส่วนพลังงานก๊าซหุงต้ม ต่อ พลังงานจากน้ำมันดีเซล เท่ากับ 60 ต่อ 40 ที่อัตราการไหลก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ 2.5 lit/min และให้สัดส่วนประมาณ 30 ต่อ 70 เมื่อใช้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่ 1.25 lit/min ซึ่งสัดส่วนพลังงานที่ได้จากแต่ละเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ตามลำดับของภาระ โดยที่ภาระสูงสุดสัดส่วนพลังงานจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ต่อ น้ำมันดีเซล ต่ำที่สุด กล่าวคือ 10 ต่อ 90 และ 25 ต่อ 75 ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่ 1.17 lit/min และที่ 2.61 lit/min ตามลำดับ



รูปที่ 5-8 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

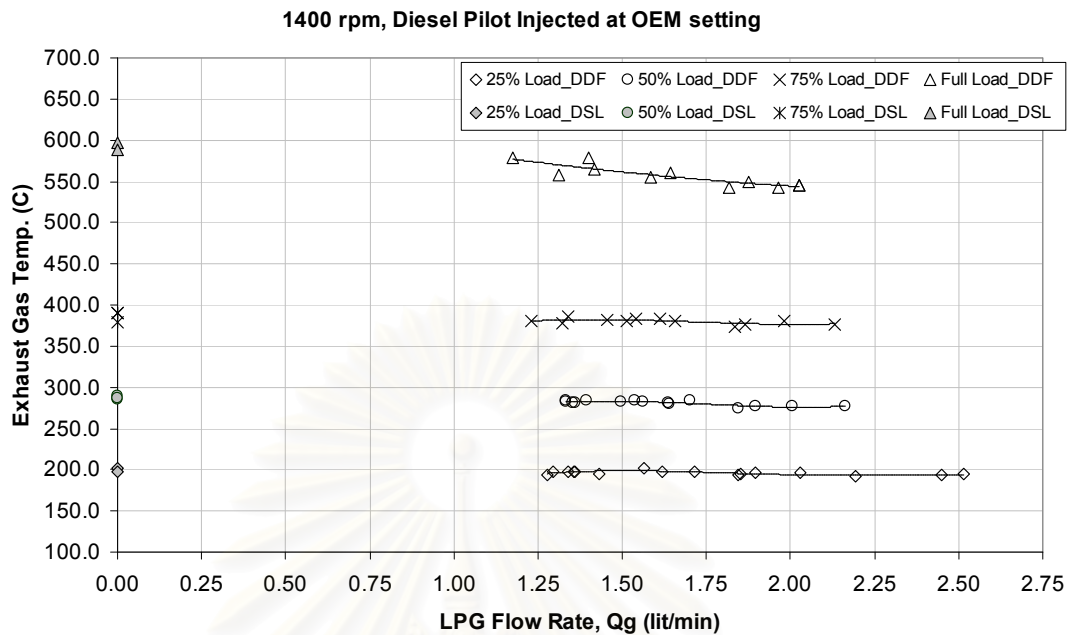
จากรูปที่ 5-8 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยกระทั่งอัตราการไหลประมาณ 1.8 lit/min อุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นมีแนวโน้มกลับลดลงเล็กน้อย แนวโน้มนี้จะเห็นได้ชัดเจนกว่าเมื่อทดสอบที่ภาระบางส่วน



รูปที่ 5-9 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-9 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อุณหภูมิหล่อเย็นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยกระทั่งอัตราการไหลประมาณ 1.8 lit/min อุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นมีแนวโน้มกลับลดลงเล็กน้อย แนวโน้มนี้จะเห็นได้ชัดเจนกว่าเมื่อทดสอบที่ภาระบางส่วน

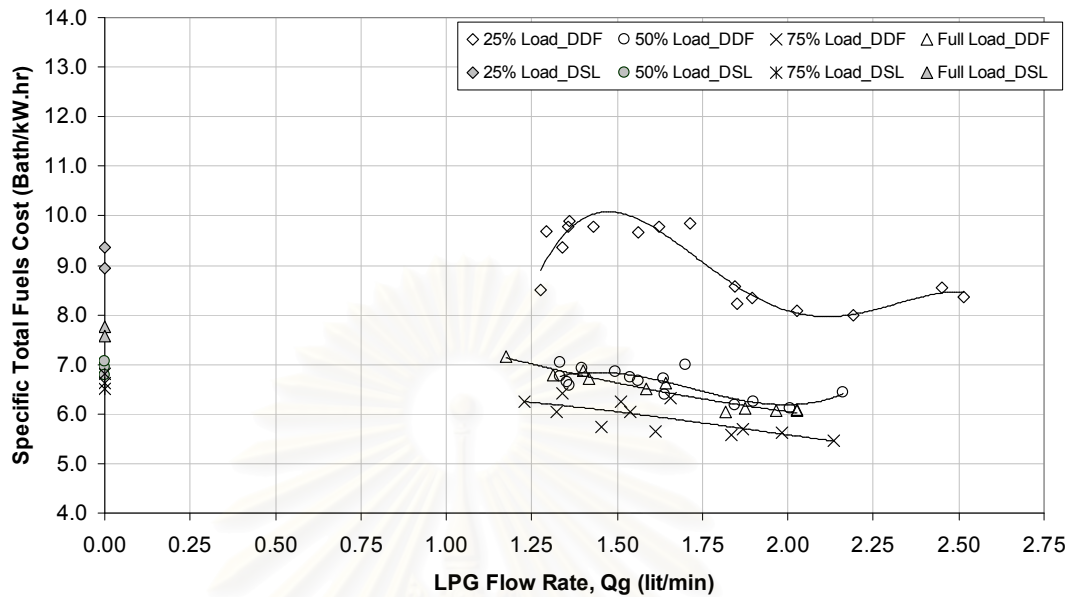
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-10 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-10 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่สภาวะคงตัวของกรณีเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยจะแตกต่างกันอย่างชัดเจนที่ภาระสูงสุด และมีค่าต่างกันมากที่สุดเมื่อใช้ก๊าซหุงต้มสูงสุดและต่างกันมากถึงสี่สิบลองศาเซลเซียส (~589 C กับ ~545 C) และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย มีแนวโน้มลดลงตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้ม โดยพบว่าที่ภาระต่ำอุณหภูมิไอเสียค่อนข้างจะมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไป และค่าอุณหภูมิของแก๊สไอเสียยังใกล้เคียงกันมากกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิแก๊สไอเสียเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มจะเห็นได้ชัดเจนที่ภาระที่สูงกว่าตามลำดับ

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-11 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-11 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ 25% Load พบว่าเส้นแนวโน้มของค่าต้นทุนรวมจำเพาะสอดคล้องกับเส้นแนวโน้มของค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก กล่าวคือ เมื่อเริ่มเติมก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้จะทำให้ค่าต้นทุนพลังงานรวมจำเพาะที่ต้องจ่ายสูงขึ้นและสูงกว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะกรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะขึ้นสูงสุดที่ค่าหนึ่งเมื่ออัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 1.50 lit/min เมื่อเพิ่มอัตราการไหลมากกว่านี้จะทำให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะลดลง กระทั่งลงต่ำสุดถึงค่าหนึ่งที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่เท่ากับ 2.10 lit/min และให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีรับแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ซึ่งเมื่อเติมก๊าซหุงต้มมากกว่านี้ต่อไปค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะกลับมีค่าสูงขึ้นอีกครั้งและสูงไปตลอดช่วงปริมาณก๊าซหุงต้มที่สามารถเติมได้แต่ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะยังคงต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 50% Load พบว่า ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่จะให้ค่าที่ใกล้เคียงและมีแนวโน้มต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้ม กระทั่งปริมาณก๊าซหุงต้มที่ค่า 1.80 lit/min พบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเริ่มคงที่เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากกว่านี้ไปอีก

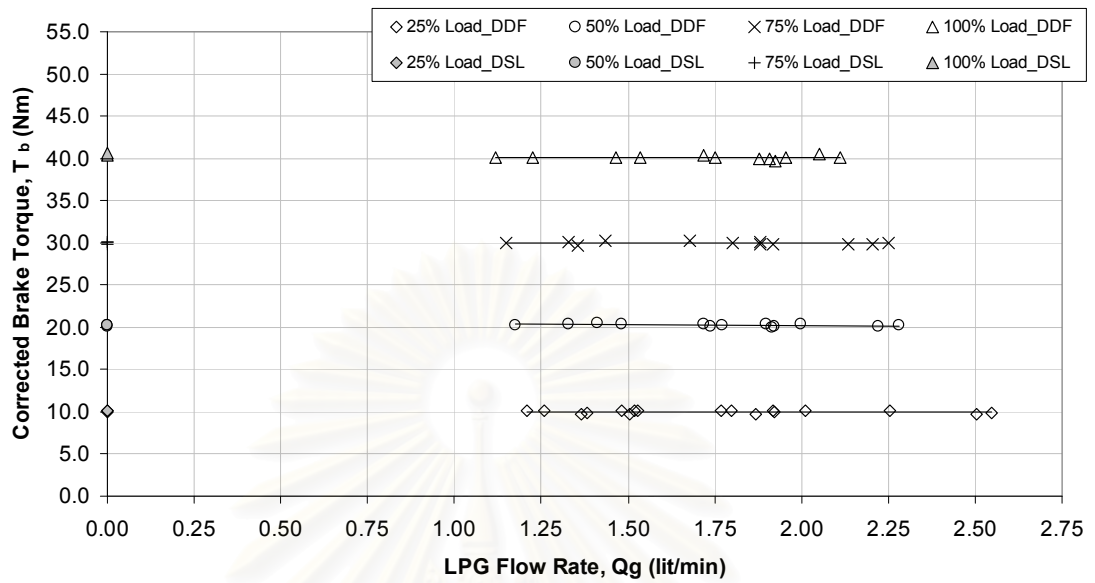
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% Load พบว่า ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม โดยเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นมีแนวโน้มของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะลดลงเล็กน้อยและเริ่มคงที่เมื่ออัตราการไหลมากกว่า 2.0 lit/min และที่ภาระ 75% Load ที่รอบ 1400 rpm นี้ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดในทุกค่าภาระที่ทดสอบทั้งในกรณีทดสอบเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่และกรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม โดยเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นมีแนวโน้มของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะลดลงเล็กน้อยและเริ่มคงที่เมื่ออัตราการไหลมากกว่า 2.0 lit/min ข้อสังเกต ที่ความเร็วรอบต่ำนี้เมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระสูงถึงสูงสุดเป็นช่วงภาระที่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด (ซึ่งค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะช่วงนี้ยังต่ำกว่ากรณีรับเครื่องยนต์ดีเซลปกติอีกด้วย) แต่เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด

5.1.2 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

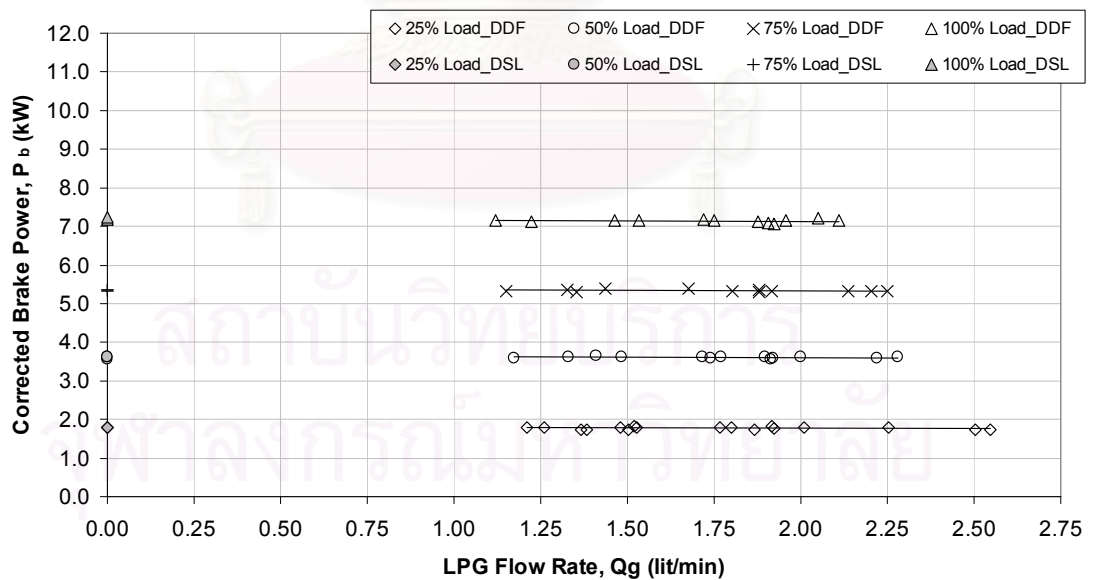
จากข้อกำหนดของมาตรฐานการทดสอบ ESC Test Cycle เมื่อนำมาปรับใช้กับการศึกษา นี้จะได้ ค่าภาระที่ต้องทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ดังแสดงในรูปที่ 5-12, 5-13 โดยที่ 25% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~10.0 Nm, ที่ 50% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~20.0 Nm, ที่ 75% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~30.0 Nm และที่ภาระสูงสุด (100% load) เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~40.0 Nm ในการทดสอบสามารถควบคุมจุดทำงานของเครื่องยนต์ (ค่าภาระ และความเร็วรอบ) ให้คงที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 5-11

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



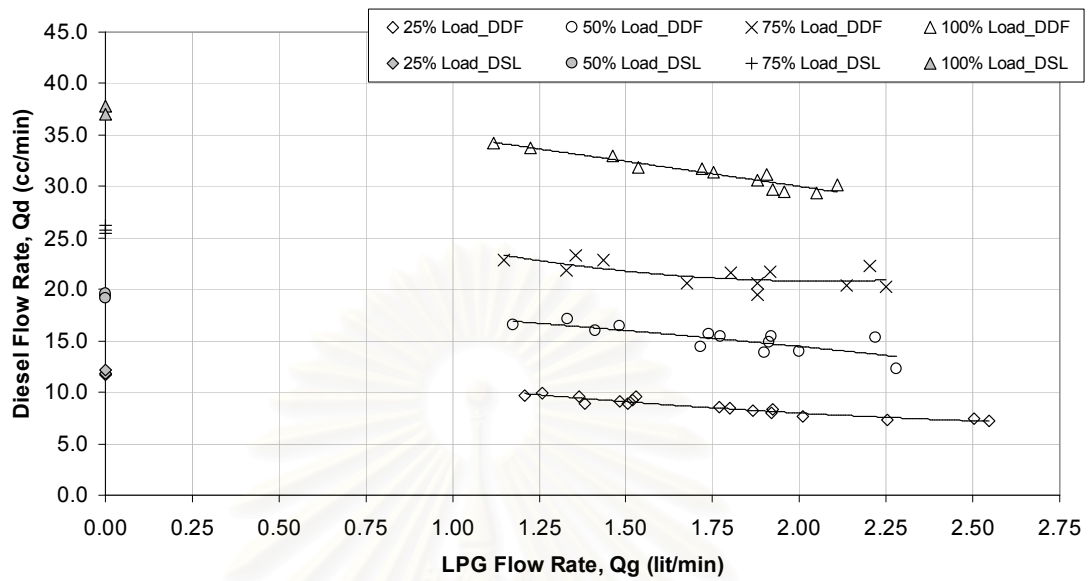
รูปที่ 5-12 แสดงผลของแรงบิดแก๊สที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-13 แสดงผลของกำลังเบรคแก๊สที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

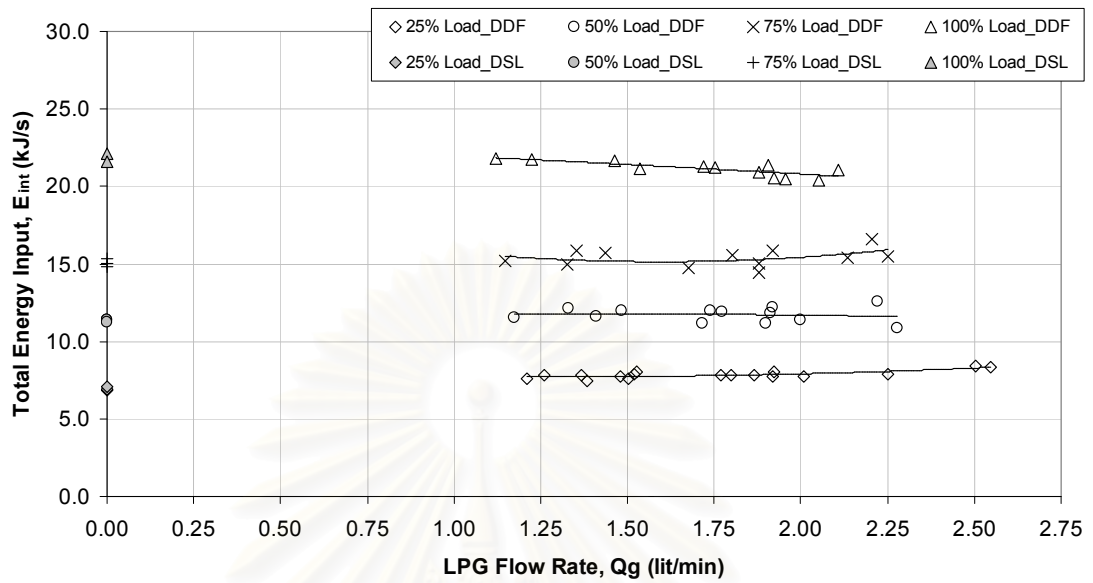
1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-14 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-14 พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้ความต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลลดลงในทุกภาระของเครื่องยนต์

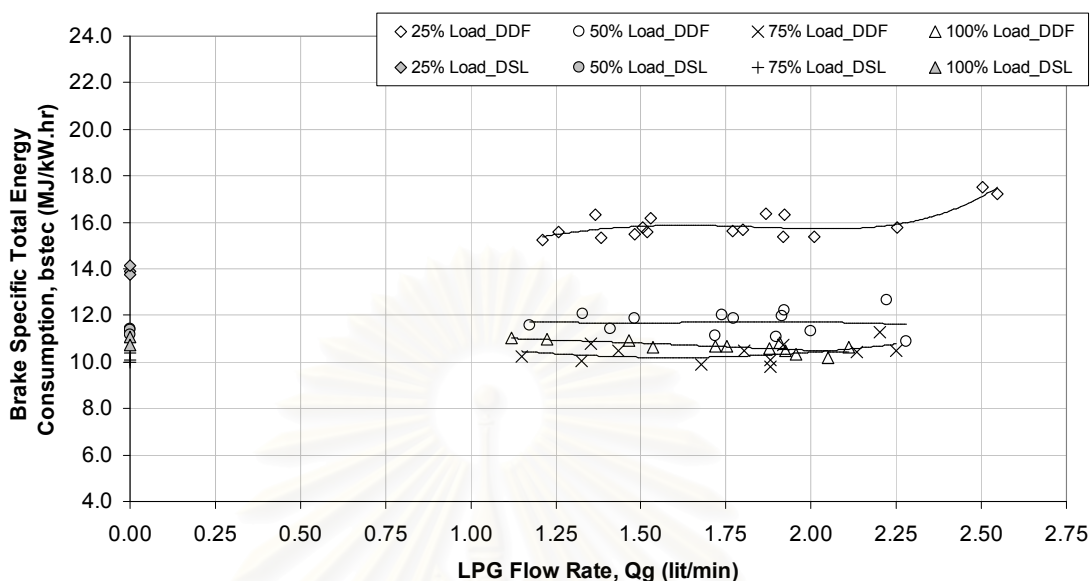
1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-15 แสดงค่าพลังงานรวมที่ให้แก่เครื่องยนต์ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-15 พบว่าที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าจำเป็นต้องจ่ายพลังงานรวมให้แก่เครื่องยนต์ใกล้เคียงกับพลังงานที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-16 แสดงอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

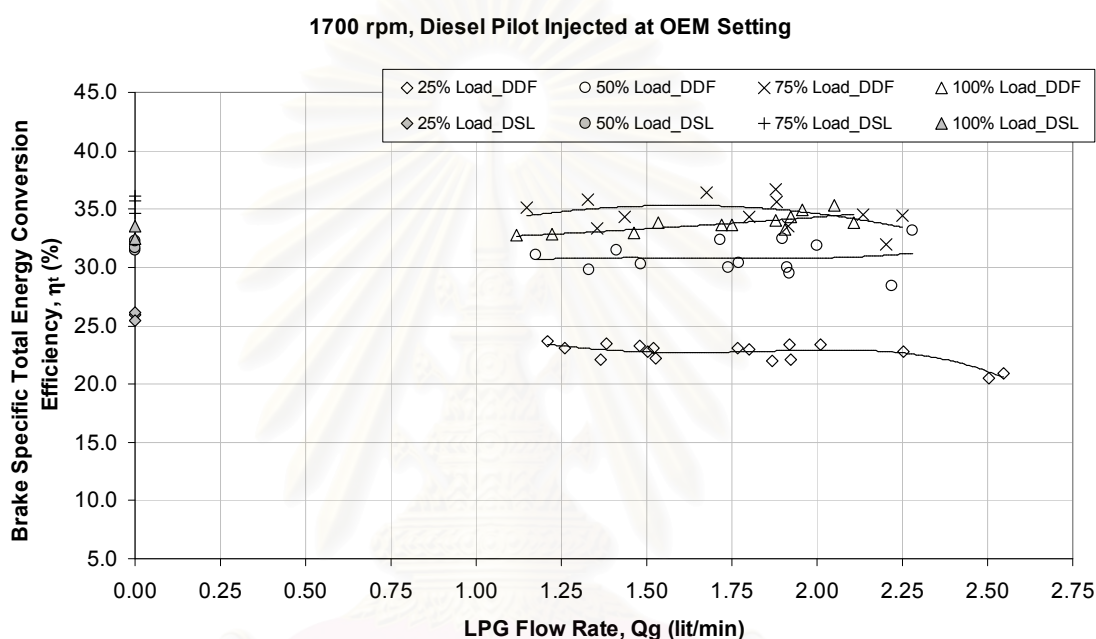
จากรูปที่ 5-16 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าสูงกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกว่ากันบ้างที่เมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้น

เมื่อพิจารณาที่ค่าภาระ 50%, 75% load พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงหรือสูงกว่าเล็กน้อยกับกรณีเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จากรูปที่ 5-15 พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มต่ำกว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

นอกจากนี้ พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1700 rpm มีค่าต่ำที่สุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์

ดีเซลปกติ และการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงที่สุด ของที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าการใช้งานที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง ซึ่งเหมือนกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่



รูปที่ 5-17 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก (Total Energy Conversion Efficiency, η) ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากนิยามของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่เป็นค่าผกผันกับค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ดังนั้น เส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-16 จึงมีลักษณะที่กลับกับเส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-15 ดังรูป สามารถอภิปรายผลได้ดังนี้

จากรูปที่ 5-17 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ค่า

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าต่ำกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้

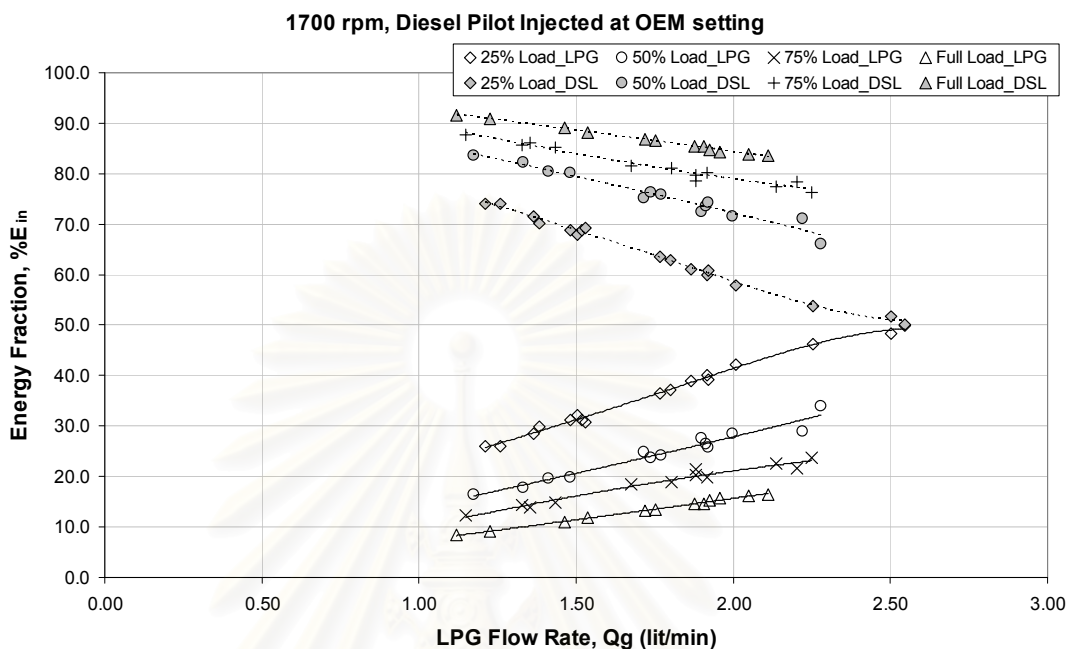
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 50% load พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าใกล้เคียงเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ยังพบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าใกล้เคียงและสูงกว่ากับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มที่ประมาณ 1.88 lit/min พบว่าหากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีกค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูมีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จากรูปที่ 5-16 พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีแนวโน้มสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มมากขึ้นจะได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ซึ่งค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อยตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้ม

นอกจากนี้ พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1700 rpm มีค่าสูงสุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูและแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำสุด ของที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูและแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูเมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบนี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้ค่าประสิทธิภาพ

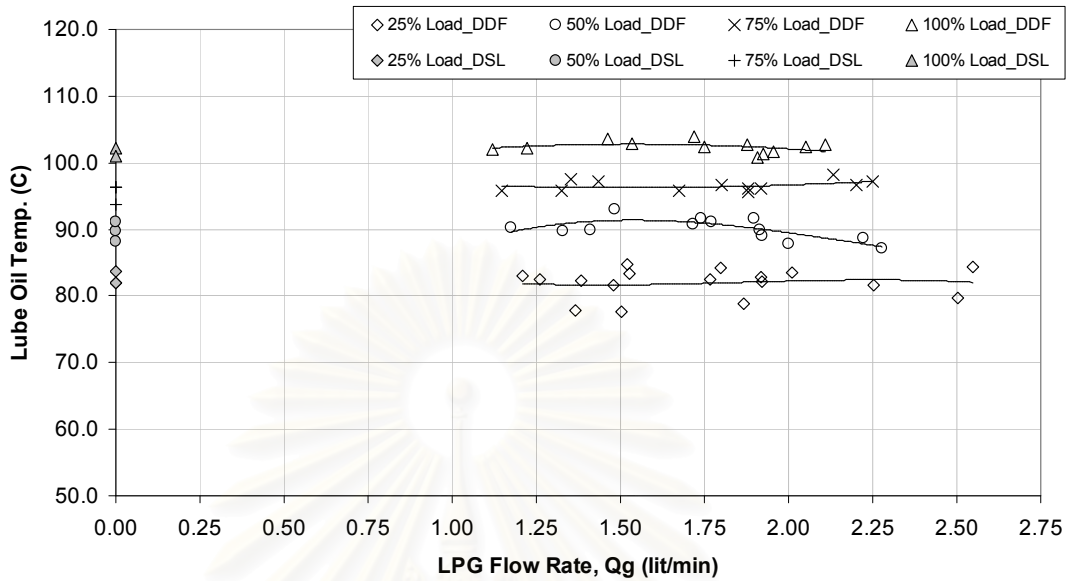
การเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าการใช้น้ำมันที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง ซึ่งเหมือนกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



รูปที่ 5-18 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, %Ein)ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-18 แสดงสัดส่วนของพลังงานที่ได้จากก๊าซหุงต้มและที่ได้จากน้ำมันดีเซลเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยเทียบกับพลังงานรวมที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดออกมาในค่าของเปอร์เซ็นต์ จากรูปให้สัญลักษณ์โปร่งไม่มีแรเงาแทนค่าจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม และให้สัญลักษณ์ที่แรเงาแทนค่าที่ได้จากน้ำมันดีเซล เมื่อพิจารณาค่าสัดส่วนที่แสดงในรูปที่ 5-17 พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาระต่ำ 25% load จะสามารถใช้สัดส่วนพลังงานจากก๊าซหุงต้มได้มากที่สุด กล่าวคือ สัดส่วนพลังงานก๊าซหุงต้ม ต่อ พลังงานจากน้ำมันดีเซล เท่ากับ 60 ต่อ 40 ที่อัตราการไหลก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ 2.25 lit/min และให้สัดส่วนประมาณ 46.2 ต่อ 53.8 เมื่อใช้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่ 1.25 lit/min ซึ่งสัดส่วนพลังงานที่ได้จากแต่ละเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ตามลำดับของภาระ โดยที่ภาระสูงสุดสัดส่วนพลังงานจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ต่อ น้ำมันดีเซล ต่ำที่สุด กล่าวคือ 8.3 ต่อ 91.7 และ 16.3 ต่อ 83.7 ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่ 1.12 lit/min และที่ 2.11 lit/min ตามลำดับ

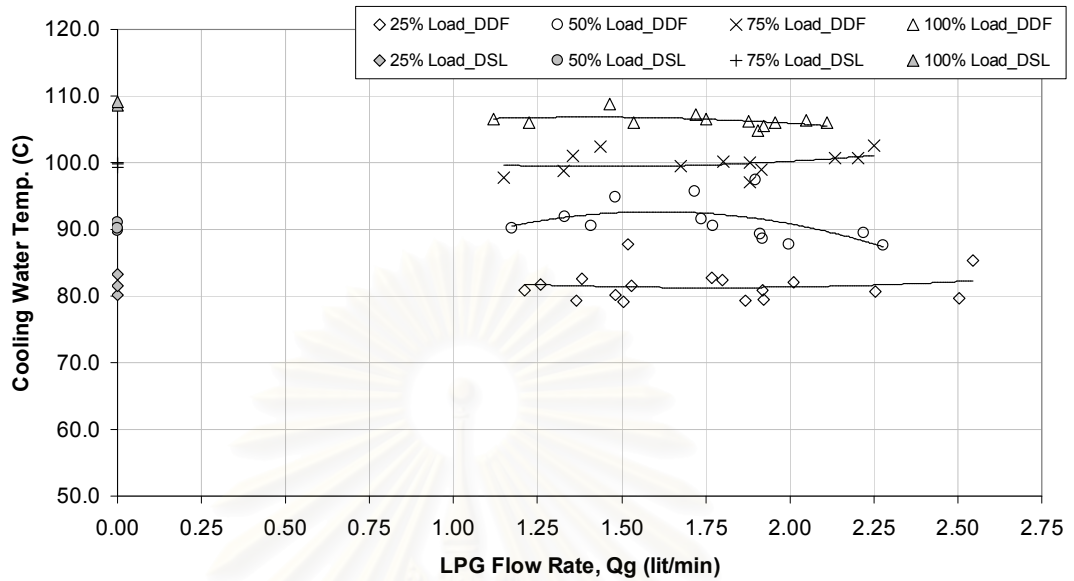
1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-19 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-19 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ภาวะเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting

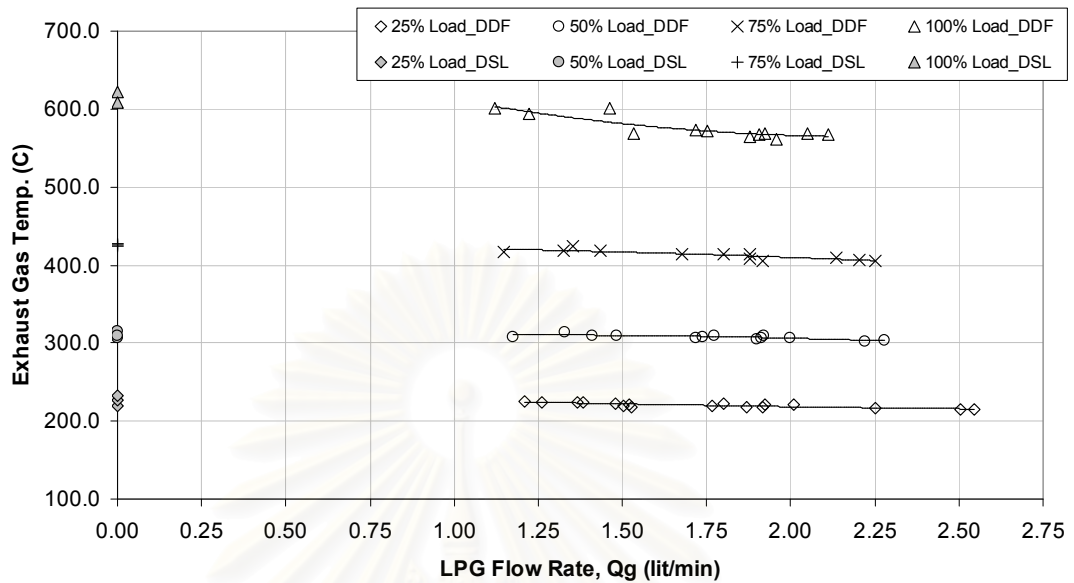


รูปที่ 5-20 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-20 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ พบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อุณหภูมิหล่อเย็น มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยกระทั่งที่อัตราการไหลประมาณ 1.8 lit/min อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นมีแนวโน้มกลับลดลงเล็กน้อย แนวโน้มนี้จะเห็นได้ชัดเจนกว่าเมื่อทดสอบที่ภาระ 25%, 50%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting

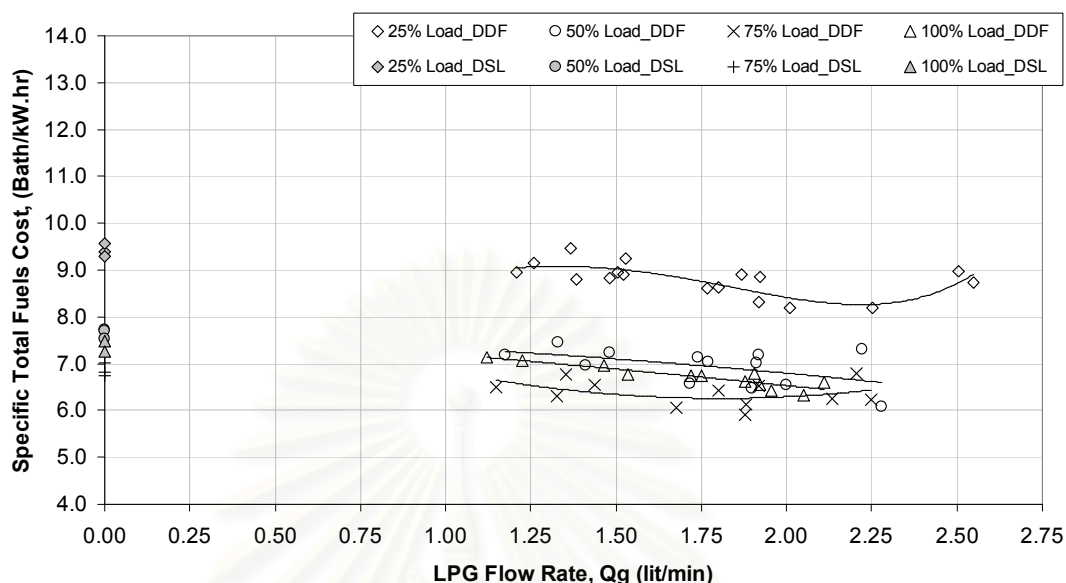


รูปที่ 5-21 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียที่ปริมาณแก๊สหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-21 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่สภาวะคงตัวของกรณีเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยแก๊สหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย มีแนวโน้มลดลงตลอดช่วงที่เพิ่มแก๊สหุงต้ม โดยพบว่าที่ภาระต่ำอุณหภูมิไอเสียค่อนข้างจะค่อนข้างที่มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มแก๊สหุงต้มเข้าไป และค่าอุณหภูมิของแก๊สไอเสียยังใกล้เคียงกันมากกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิแก๊สไอเสียเมื่อเพิ่มแก๊สหุงต้มจะเห็นได้ชัดเจนที่ภาระที่สูงกว่าตามลำดับ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-22 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-22 พบแนวโน้มที่น่าสนใจเมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ 25% Load เนื่องจากค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะกรณีทดสอบเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเฉพาะเมื่อเติมปริมาณก๊าซหุงต้มมากกว่า 1.50 lit/min ขึ้นไป เส้นแนวโน้มลดลงชัดเจนตลอดช่วงค่าอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม ยังคงพบว่าที่ภาระต่ำนี้ทั้งเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซลปกติต่างก็มีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงสุดที่รอบ 1700 rpm นี้

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง 50% Load พบว่าการทดสอบเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเช่นกันและยังพบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีแนวโน้มลดลง

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูง 75% Load พบว่าที่ภาระนี้ยังคงให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดจากภาระที่ทำการทดสอบ ซึ่งเป็นไปในทำนองเดียวกันทั้งเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยพบว่าในช่วงแรกที่เติมก๊าซหุงต้มเข้าไปจนถึง 1.8 lit/min พบว่าค่าต้นทุนพลังงานเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มต่อไปจะพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะกลับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย

แต่ยังต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ข้อสังเกตเพิ่มเติมพบว่าที่รอบ 1700 rpm นี้ลำดับค่าราคาเชื้อเพลิงรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ทั้งสองแบบ กล่าวคือ การใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระ 25% Load, 50% Load, 100% Load และ 75% Load จะให้ราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจากค่าสูงไปหาค่าต่ำสุดตามลำดับ เช่นเดียวกัน โดยที่การใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ให้ราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าภาระที่ทำการทดสอบ

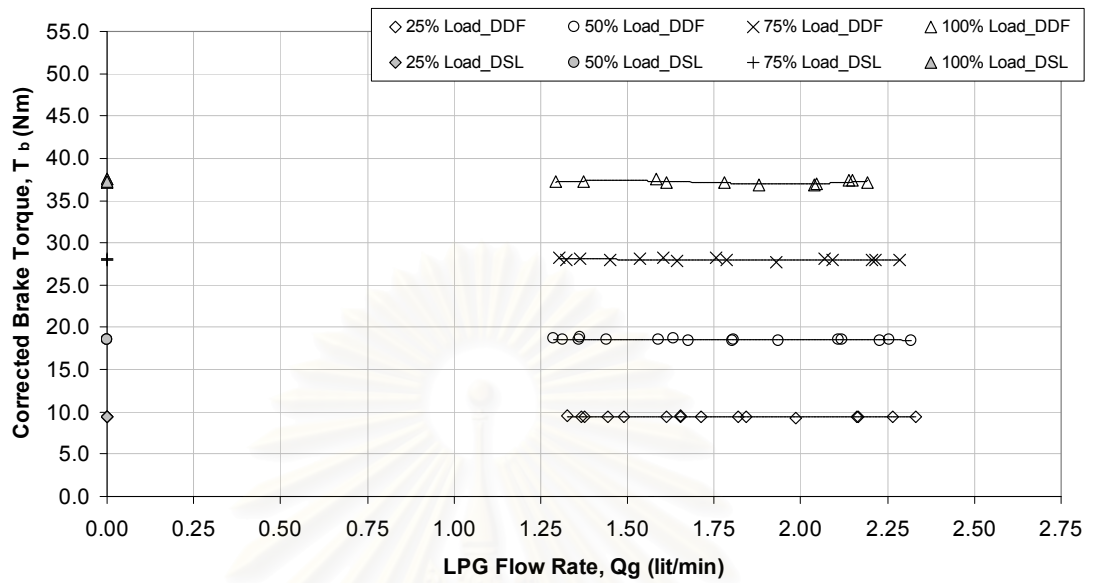
เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด 100% Load พบแนวโน้มเช่นเดียวกับที่ภาระ 50% Load และ มีราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าที่ภาระ 50% Load เล็กน้อย โดยในช่วงแรกที่เริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้พบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีค่าใกล้เคียงกับกรณีระบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นจากค่า 1.25 lit/min ไปตลอดช่วงค่าอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม พบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีแนวโน้มลดลง และยังมีราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติด้วย

5.1.3 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากข้อกำหนดของมาตรฐานการทดสอบ ESC Test Cycle เมื่อนำมาปรับใช้กับการศึกษา นี้จะได้ ค่าภาระที่ต้องทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ดังแสดงในรูปที่ 5-22 โดยที่ 25% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 9.4 Nm, ที่ 50% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 18.5 Nm, ที่ 75% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 28.0 Nm และที่ภาระสูงสุด (100% load) เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 37.3 Nm ในการทดสอบสามารถควบคุมจุดทำงานของเครื่องยนต์ (ค่าภาระและความเร็วรอบ) ให้คงที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 5-23, 5-24

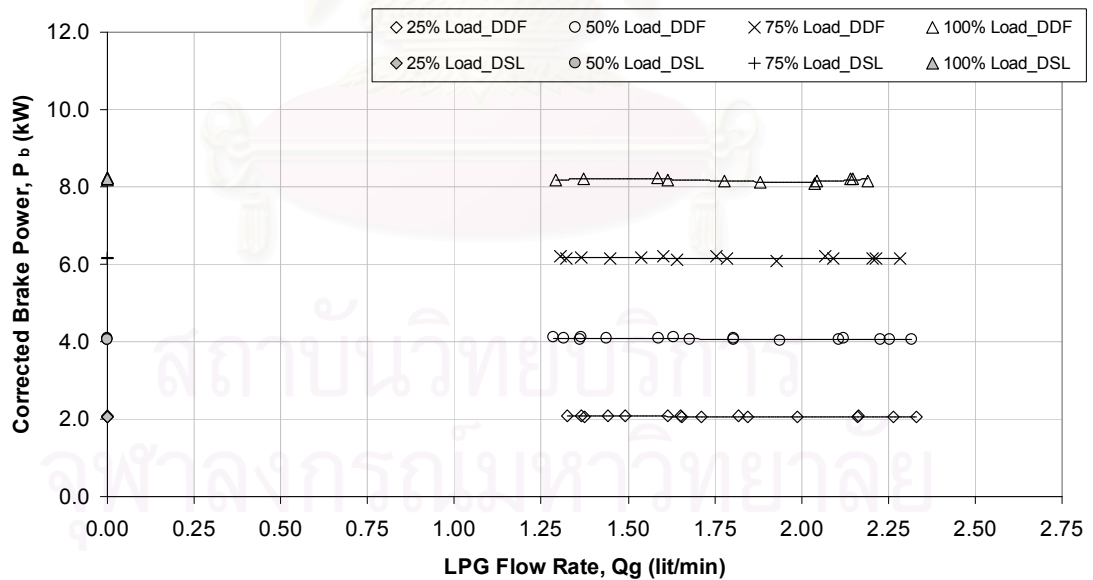
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



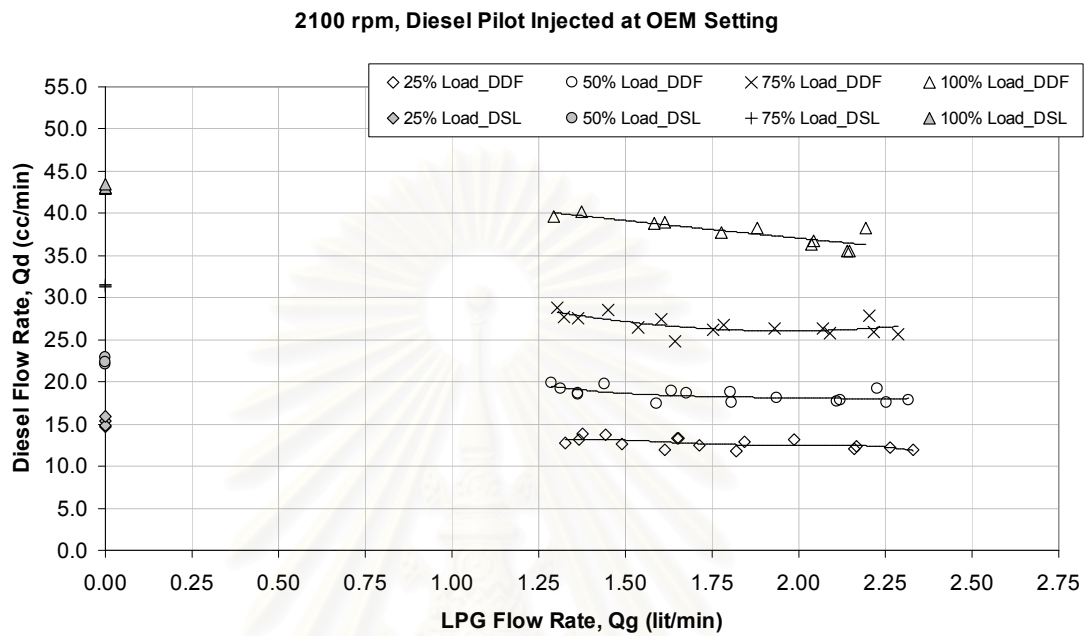
รูปที่ 5-23 แสดงผลของแรงบิดแก้ไขที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-24 แสดงผลของกำลังเบรคแก้ไขที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

ทำการแสดงผลของการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรตามต่างๆที่เกิดจากการแปรของตัวแปรต้นในที่นี้คือ ปริมาณก๊าซหุงต้ม ดังนี้

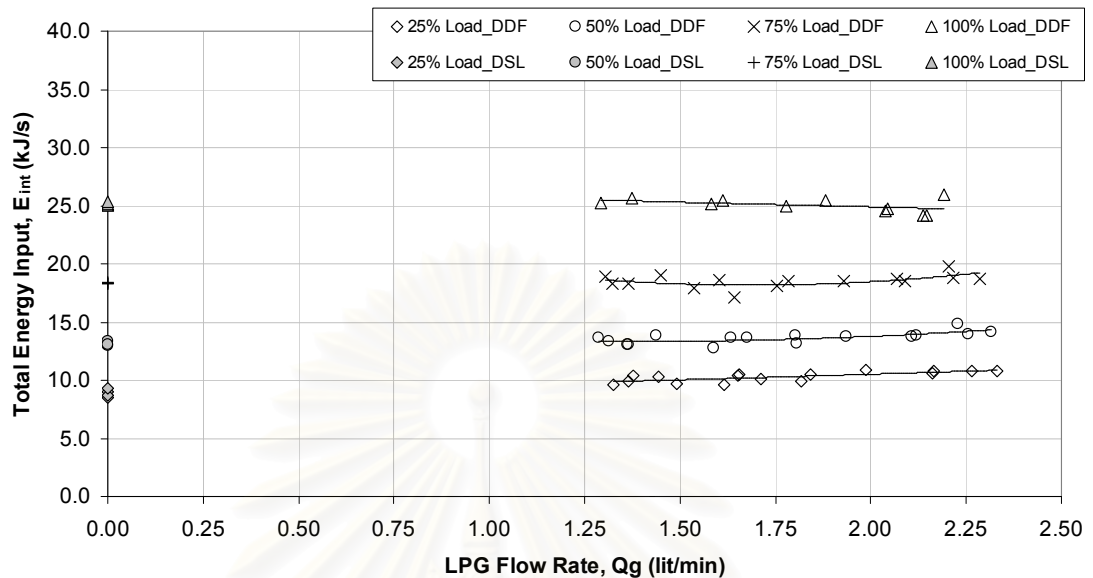


รูปที่ 5-25 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-25 พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้ความต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลลดลงในทุกภาระของเครื่องยนต์ ยังพบว่าที่ภาระบางส่วนได้แก่ 25%, 50%, 75% load แนวโน้มของอัตราการไหลของน้ำมันดีเซลค่อนข้างคงที่

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

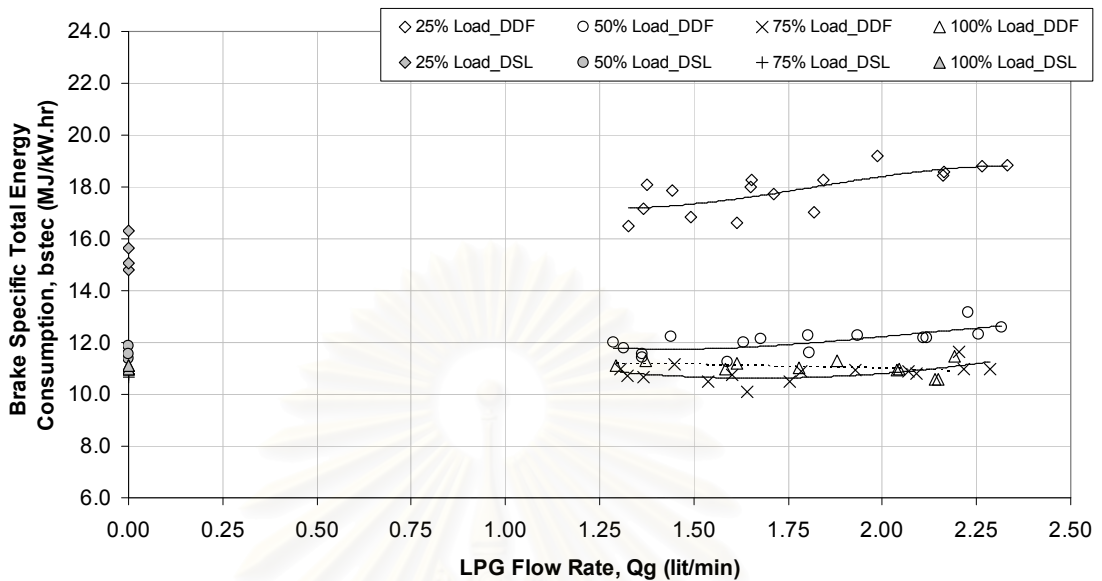
2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-26 แสดงค่าพลังงานรวมที่ให้แก่เครื่องยนต์ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-26 พบว่าที่ภาระบางส่วน 25%, 50%, 75% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าจำเป็นต้องจ่ายพลังงานรวมให้แก่เครื่องยนต์ใกล้เคียงกับพลังงานที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นที่ภาระบางส่วนค่าพลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์มีแนวโน้มสูงขึ้นเล็กน้อยและสูงกว่าพลังงานที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด (100% load) พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ พลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ต่ำกว่าพลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-27 แสดงอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-27 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นั้นอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าสูงกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้น โดยความชันของเส้นแนวโน้มสูงขึ้นตลอดอย่างชัดเจน

เมื่อพิจารณาที่ค่าภาระ 50% load พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงหรือสูงกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย พบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มสูงขึ้น

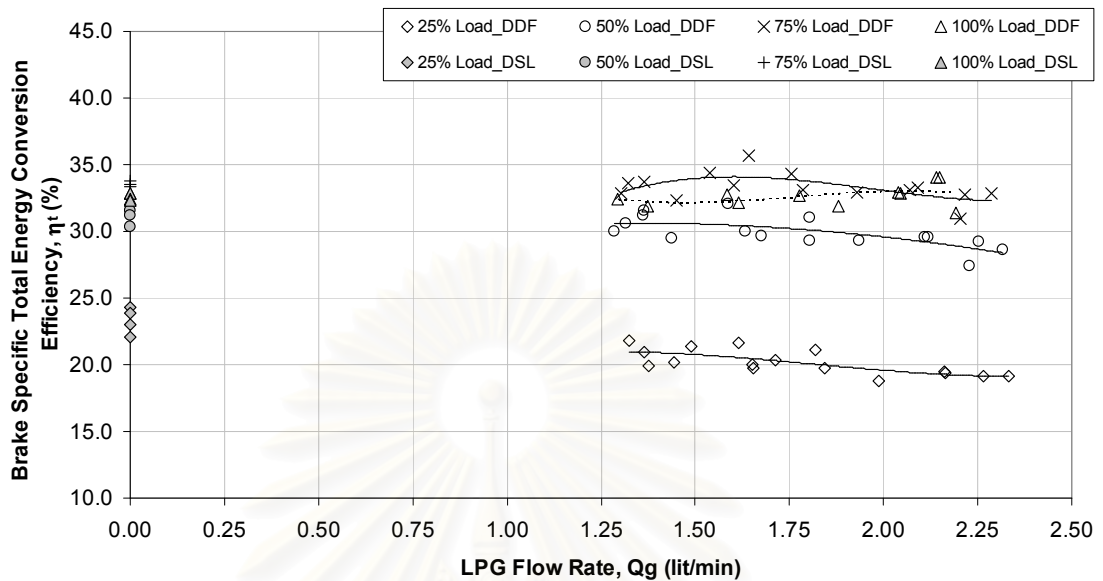
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงกับค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อ

ทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นไม่พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มลดลง

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จากรูปที่ 5-27 พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงหรือต่ำกว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย โดยเมื่อปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่

นอกจากนี้ พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาวะ 75%, 100% load ของความเร็วรอบ 2100 rpm มีค่าต่ำที่สุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาวะต่ำ 25% load จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงที่สุด ของที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้น้ำมันที่ภาวะสูง และภาวะสูงสุด จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าการใช้น้ำมันที่ภาวะต่ำและภาวะปานกลาง เช่นเดียวกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-28 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก (Total Energy Conversion Efficiency, η_t) ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากนิยามของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่เป็นค่าผกผันกับค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ดังนั้น เส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-28 จึงมีลักษณะที่กลับกับเส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-27 ดังรูป สามารถอภิปรายผลได้ดังนี้

จากรูปที่ 5-28 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นั้นค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนตดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนตทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนตด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าต่ำกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนตดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า การปล่อยก๊าซเข้าสู่ห้องเผาไหม้มากขึ้นทำให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดลง

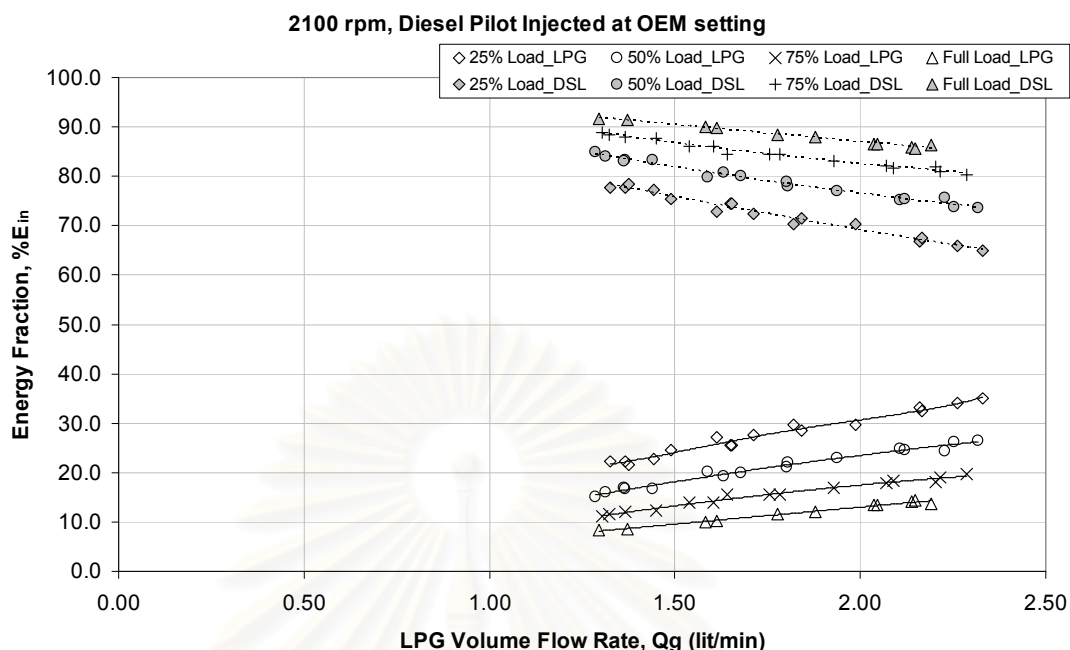
เมื่อพิจารณาที่ค่าภาระ 50% load พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนตด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนตดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม ซึ่งค่าความต่างไม่สูงมากเมื่อเปรียบเทียบกับที่ภาระ 25% load ที่ภาระ 50% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้พบว่าเมื่อเพิ่ม

ก๊าซหุงต้มมากขึ้น พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มต่ำลง และต่ำกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มที่ประมาณ 1.64 lit/min พบว่า หากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีกค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มลดลงแต่ยังคงใกล้เคียงกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จากรูปที่ 5-28 พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และพบว่าการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มมากขึ้นจะได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มสูงขึ้น ซึ่งค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

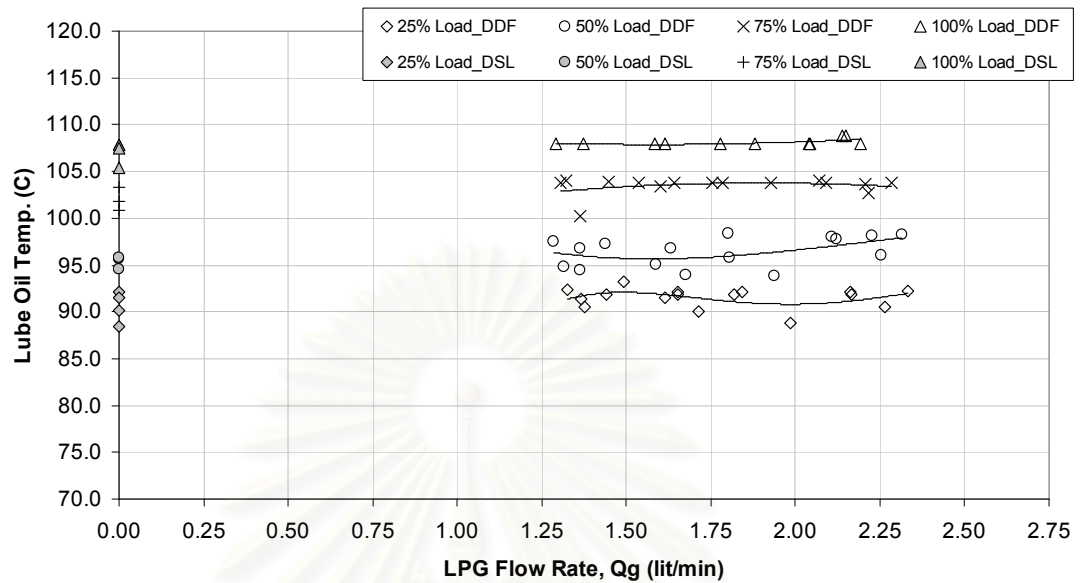
นอกจากนี้ พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 2100 rpm มีค่าสูงสุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำสุด ของที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าการใช้งานที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง เช่นเดียวกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



รูปที่ 5-29 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, %Ein)ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-29 แสดงสัดส่วนของพลังงานที่ได้จากก๊าซหุงต้มและที่ได้จากน้ำมันดีเซลเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยเทียบกับพลังงานรวมที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดออกมาในค่าของเปอร์เซ็นต์ จากรูปให้สัญลักษณ์โปร่งไม่มีแรเงาแทนค่าจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม และให้สัญลักษณ์ที่แรเงาแทนค่าที่ได้จากน้ำมันดีเซล เมื่อพิจารณาค่าสัดส่วนที่แสดงในรูปที่ 5-28 พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะต่ำ 25% load จะสามารถให้สัดส่วนพลังงานจากก๊าซหุงต้มได้มากที่สุด กล่าวคือ สัดส่วนพลังงานก๊าซหุงต้ม ต่อ พลังงานจากน้ำมันดีเซล เท่ากับ 35 ต่อ 65 ที่อัตราการไหลก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ 2.25 lit/min และให้สัดส่วนประมาณ 22 ต่อ 77 เมื่อใช้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่ 1.25 lit/min ซึ่งสัดส่วนพลังงานที่ได้จากแต่ละเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ตามลำดับของภาวะ โดยที่ภาวะสูงสุดสัดส่วนพลังงานจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ต่อ น้ำมันดีเซล ต่ำที่สุด กล่าวคือ 8 ต่อ 92 และ 14 ต่อ 86 ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่ 1.25 lit/min และที่ 2.19 lit/min ตามลำดับ

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



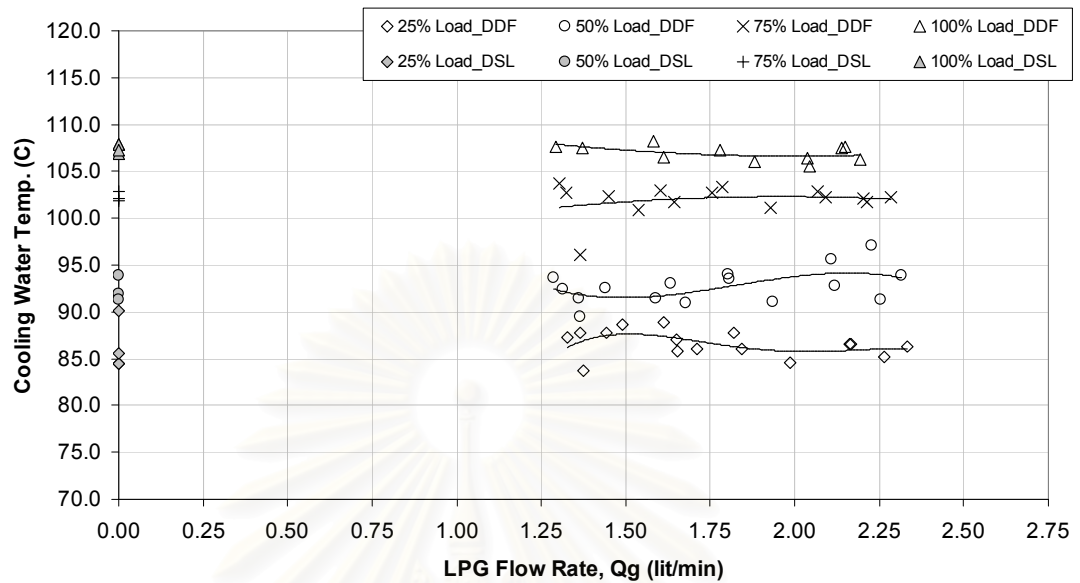
รูปที่ 5-30 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-30 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณี

เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

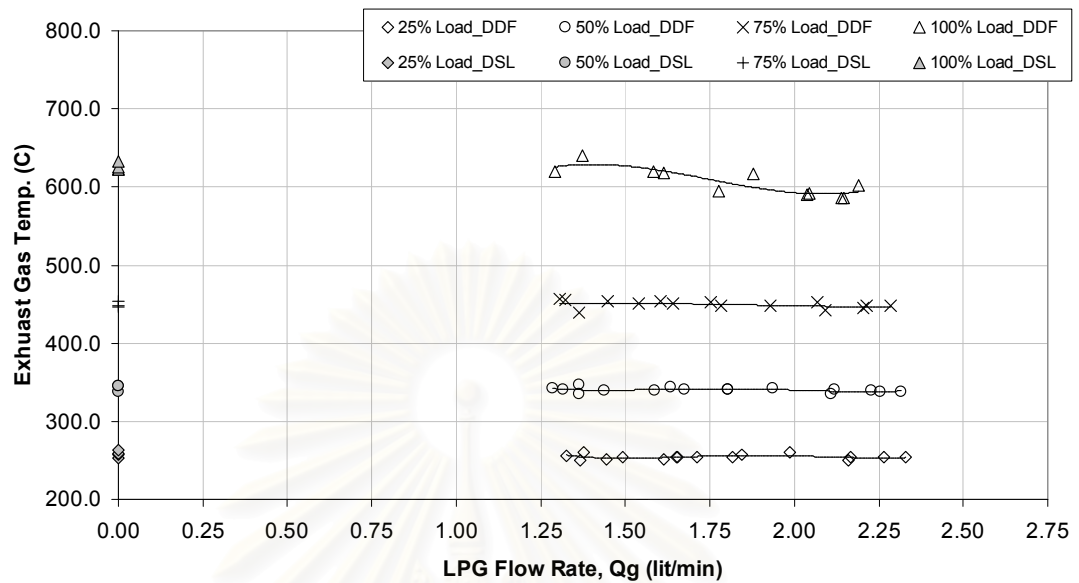
2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-31 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-31 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ พบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ

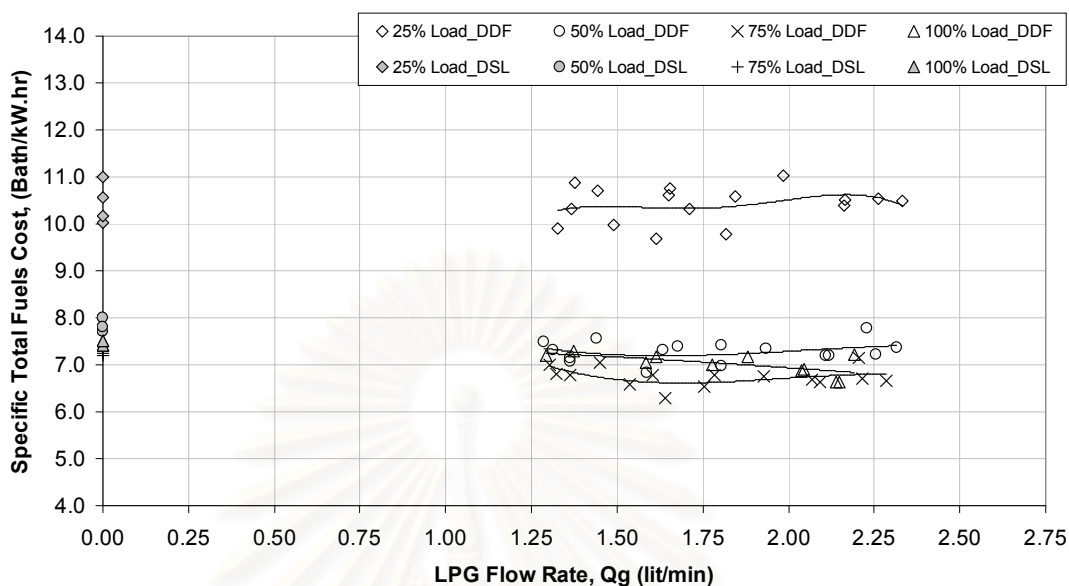
2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-32 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-32 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่สภาวะคงตัวของกรณีเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยจะแตกต่างกันอย่างชัดเจนที่ภาระสูงสุด เมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อุณหภูมิแก๊สไอเสีย มีแนวโน้มคงที่หรือลดลงเล็กน้อยตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้ม โดยพบว่าที่ภาระต่ำ อุณหภูมิไอเสียค่อนข้างจะคงที่มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไป และค่าอุณหภูมิของแก๊สไอเสียยังใกล้เคียงกันมากกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิแก๊สไอเสียเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มจะเห็นได้ชัดเจนที่ภาระที่สูงกว่าตามลำดับ

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-33 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-33 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ 25% Load พบว่าทั้งเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่รอบสูงนี้มีค่าราคาเชื้อเพลิงรวมจำเพาะแกว่งซึ่งเมื่อพิจารณาช่วงค่าที่แกว่งในกราฟพบว่าไม่มีความแตกต่างที่สำคัญของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะของทั้งสองกรณี และเมื่อพิจารณาเฉพาะเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้มากขึ้นค่าราคาเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีแนวโน้มสูงขึ้นเล็กน้อย และที่ภาระต่ำนี้ยังคงเป็นภาระที่ทำให้ค่าราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงสุดในภาระที่ทำการทดสอบทั้งในกรณีของเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง 50% Load เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แต่เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงขึ้นเล็กน้อยแต่ยังคงมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

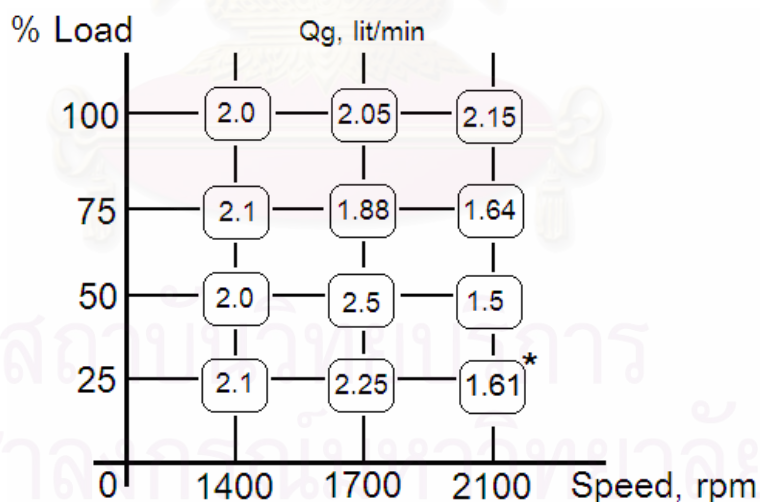
เมื่อพิจารณาที่ภาระสูง 75% Load พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ เมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้มากขึ้นพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำลงกระทั่งถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งที่ปริมาณก๊าซหุงต้มเท่ากับ 1.75 lit/min หากเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากไปจากนี้พบว่าแนวโน้มค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงขึ้นอีกครั้งแต่ยังคงต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติไปตลอดช่วงอัตราการไหลของก๊าซหุงต้มที่ใส่เข้าไป

ได้ และเช่นเดียวกับที่รอบ 1400 rpm และ 1700 rpm พบว่าที่ภาระ 75% Load นี้การใช้งานเครื่องยนต์ทั้งสองแบบให้ค่าเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดในค่าภาระที่ทำการทดสอบ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า มีแนวโน้มคล้ายกับที่รอบ 1700 rpm คือมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะใกล้เคียงและต่ำกว่าที่ภาระ 50% Load เล็กน้อย โดยในช่วงแรกที่เติมก๊าซหุงต้มเข้าสู่เครื่องยนต์พบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเท่ากับที่ภาระ 50% Load และเมื่อปรมารก๊าซหุงต้มมีค่าตั้งแต่ 1.60 lit/min เป็นต้นไปถึงค่าสูงสุดที่ใส่ได้ พบว่า ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะของภาระ 100% Load นี้จะต่ำกว่าที่ภาระ 50% Load และมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลตั้งแต่อัตราการไหลที่ 1.60 lit/min เป็นต้นไป และมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติเมื่อใส่ปริมาตรก๊าซหุงต้มต่ำกว่า 1.60 lit/min ข้อสังเกตที่รอบสูงนี้พบว่าลำดับของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะยังคงเป็นเช่นเดียวกับที่รอบ 1700 rpm คือการใช้งานเครื่องยนต์ทั้งสองแบบที่ภาระ 25% Load, 50% Load, 100% Load และที่ 75% Load จะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเรียงจากค่าสูงไปหาค่าต่ำตามลำดับ

5.1.4 สรุปอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่เหมาะสม ณ จุดทำงานต่างๆ

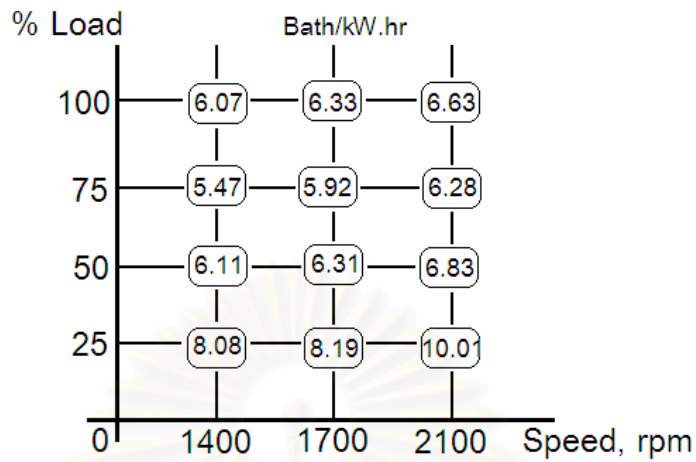
5.1.4.1 เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ



รูปที่ 5-34 แสดงปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ

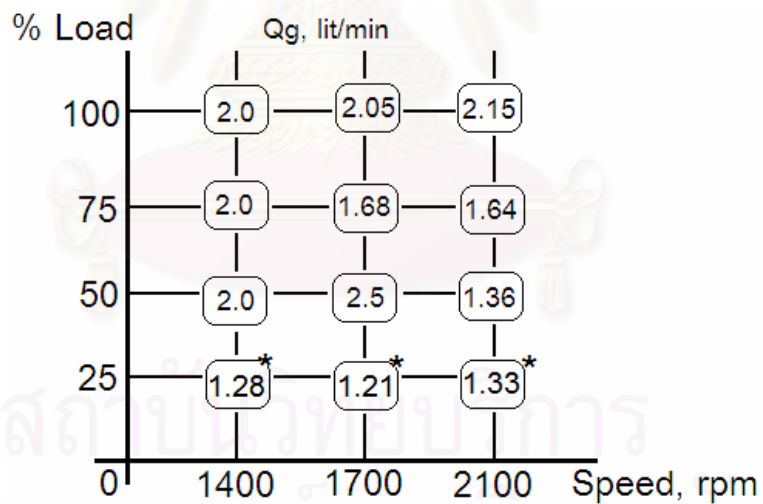
เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุด

*ใช้ดีเซลปกติให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่า



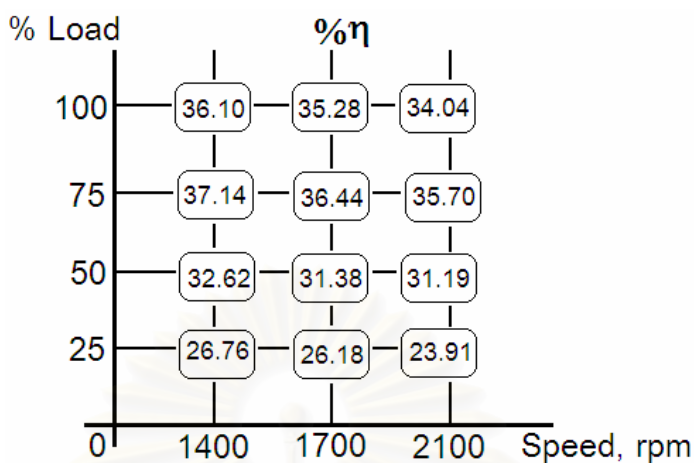
รูปที่ 5-35 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำสุด
ที่แต่ละจุดทำงานที่ทำการทดสอบ

5.1.4.2 เมื่อพิจารณานบนพื้นฐานของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะ
เบรก



รูปที่ 5-36 แสดงปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ เมื่อพิจารณานบนพื้นฐาน
ของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกที่สูงที่สุด

*ใช้ดีเซลปกติให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกสูงกว่า



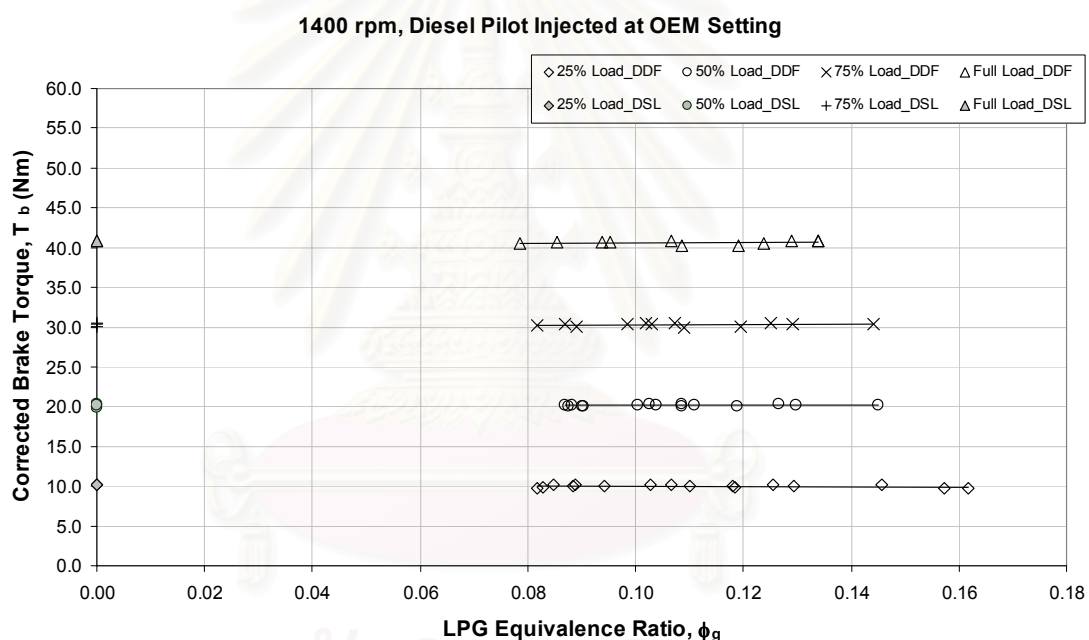
รูปที่ 5-37 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกที่สูงที่สุด
ที่แต่ละจุดทำงานที่ทำการทดสอบ

5.2 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนผสมของ ก๊าซหุงต้ม

ผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ(Diesel Mode or DSL) และเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับน้ำมันดีเซล(DDF Mode)ที่ความเร็วรอบคงที่และสภาวะคงตัว เพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่มีต่อพฤติกรรมการทำงาน of เครื่องยนต์ ประกอบด้วย ผลการเปรียบเทียบค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล, ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก(brake specific total energy consumption: bstec, MJ/kW.hr), ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก(brake specific total energy conversion efficiency), ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์(Total Energy Input, kJ/s), ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ(Specific Total Fuels Cost, Bath/kW.hr) ไปถึงข้อมูลอุณหภูมิก๊าซไอเสีย, อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น เป็นต้น โดยจะแสดงในรูปของการเปลี่ยนแปลงของค่าตัวแปรตามต่างๆเมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้ม(ตัวแปรต้นตัวที่ 1) เปลี่ยนแปลงไป โดยก๊าซหุงต้มที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้มีค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรอยู่ในช่วงค่าระหว่าง 1 lit/min ถึง 2.5 lit/min โดยประมาณ

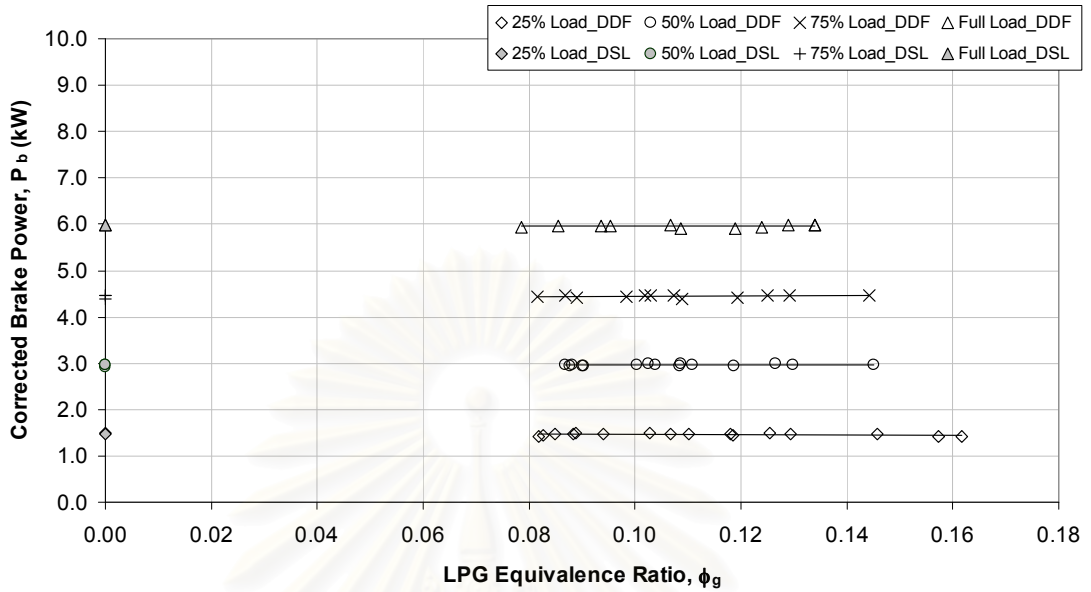
5.2.1 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากข้อกำหนดของมาตรฐานการทดสอบ European Stationary Cycle: ESC Test Cycle เมื่อนำมาปรับใช้กับการศึกษานี้จะได้ ค่าภาระที่ต้องทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ดังแสดงในรูปที่ 5-38 และรูปที่ 5-39 โดยที่ 25% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~10.0 Nm, ที่ 50% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~20.2 Nm, ที่ 75% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~30.0 Nm และที่ภาระสูงสุด (100% load) เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~40.5 Nm ในการทดสอบสามารถควบคุมจุดทำงานของเครื่องยนต์ (ค่าภาระ และความเร็วรอบ) ได้ดังแสดงในรูปที่ 5-38 และรูปที่ 5-39



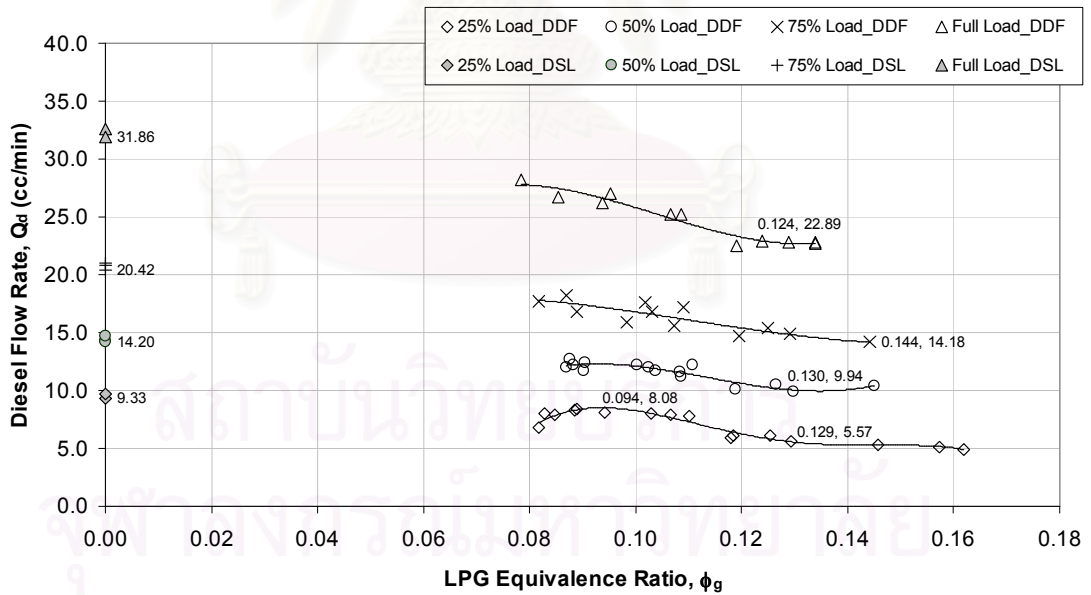
รูปที่ 5-38 แสดงผลของแรงบิดแก้ไขที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-39 แสดงผลของกำลังเบรคแก้ไขที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-40 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-40 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำหรือที่ 25% load พบว่า ในช่วงแรกที่ปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ พบว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และอัตรา

การไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลจะกลับลดลงมาเมื่อค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มถึงที่ประมาณ 0.09 (1.43 lit/min) และมีแนวโน้มลดลงมาตลอดช่วงที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มหนาขึ้นกระทั่งค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มถึงที่ประมาณ 0.13 (2.03 lit/min) พบว่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลเริ่มคงที่หรือลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่อค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มหนาไปมากกว่านี้

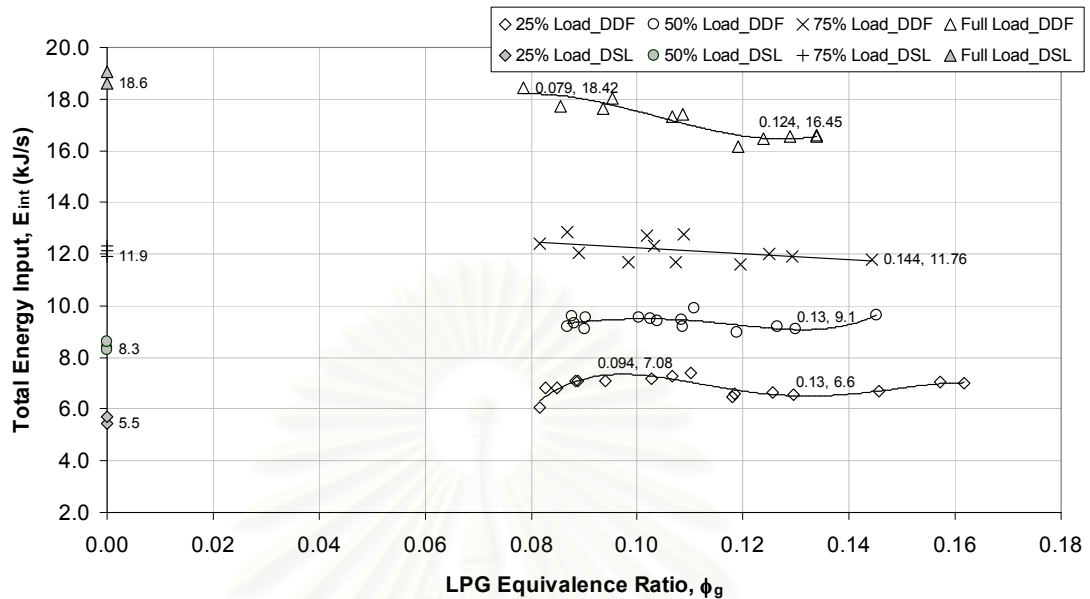
เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ภาระปานกลาง 50% load ที่ความเร็วรอบต่ำ 1400 rpm นี้ มีแนวโน้มคล้ายกับที่ภาระต่ำ 25% load โดยในช่วงแรกที่ปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ พบว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลจะกลับลดลงมาเมื่อค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มถึงที่ประมาณ 0.10 (1.50 lit/min) และมีแนวโน้มลดลงมาตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไป กระทั่งค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มถึงที่ประมาณ 0.13 (2.01 lit/min) พบว่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลเริ่มคงที่หรือลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มไปมากกว่านี้

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูง พบว่า ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มลดลงตลอดช่วงที่มีการเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้ กระทั่งถึงปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนให้แก่เครื่องยนต์ได้โดยปราศจากอาการน็อกที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.144 (2.13 lit/min)

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มลดลงเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.124 (1.87 lit/min) พบว่าหากเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากกว่านี้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มคงที่กระทั่งถึงค่าสูงสุดของปริมาณก๊าซหุงต้ม (2.03 lit/min) ที่สามารถป้อนให้แก่เครื่องยนต์ได้โดยปราศจากอาการน็อก

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-41 แสดงค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-41 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ 25% load พบว่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่นั้นสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าปริมาณก๊าซหุงต้มที่ป้อนให้แก่เครื่องยนต์โดยที่แนวโน้มของค่าการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์มีลักษณะคล้ายกับอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล คือ ในช่วงแรกที่ปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าต้องจ่ายพลังงานรวมให้แก่เครื่องยนต์มากขึ้น จนถึงค่าอัตราพลังงานรวมสูงสุดค่าหนึ่ง หลังจากนั้นหากเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มต่อไป พบว่า อัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่นั้นจะลดลงมาถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งที่ 6.6 kJ/s ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.13 (1.90 lit/min) และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซไปมากกว่านี้พบว่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่นั้นมีแนวโน้มสูงขึ้นเล็กน้อย เป็นเช่นนี้ไปจนถึงปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ป้อนให้แก่เครื่องยนต์

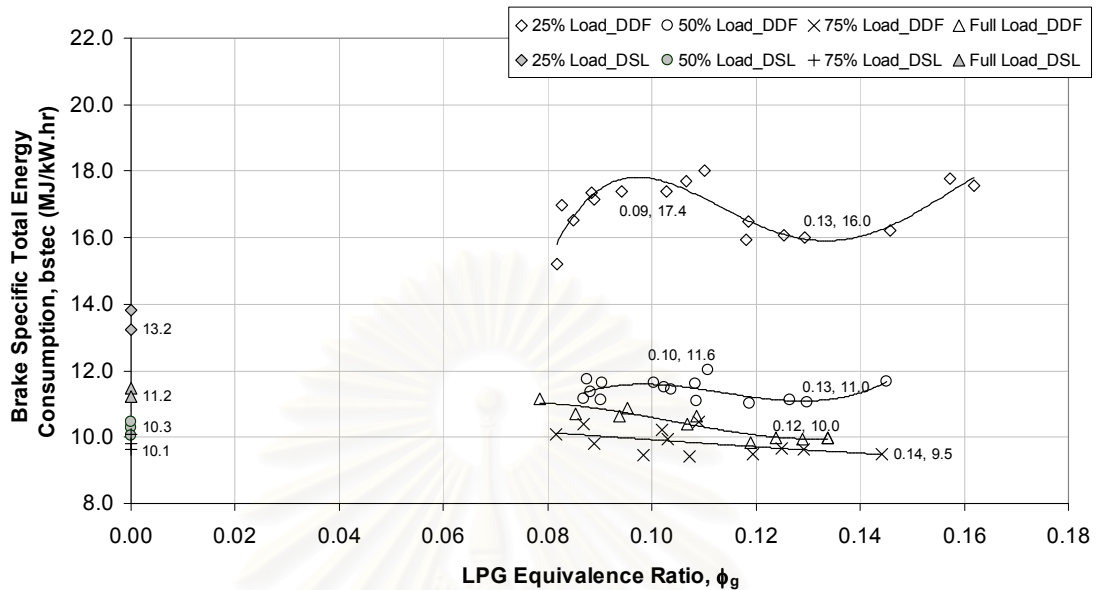
เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า อัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่นั้นที่ภาระปานกลาง 50% load ที่ความเร็วรอบต่ำ 1400 rpm นี้ มีแนวโน้มคล้ายกับที่ภาระต่ำ 25% load โดยในช่วงแรกที่ปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ พบว่า อัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่นั้นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย และมีแนวโน้มลดลงมาอีกครั้งกระทั่งถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งที่ 9.1 kJ/s ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.13 (2.01

lit/min) และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซไปมากกว่านี้พบว่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มสูงขึ้นเป็นเช่นนี้ไปจนถึงปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ป้อนให้แก่เครื่องยন্ত্র

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูง พบว่า ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มลดลงตลอดช่วงที่มีการเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้ กระทั่งถึงปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนให้แก่เครื่องยন্ত্রได้โดยปราศจากอาการน็อกที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.144 (2.13 lit/min) จะได้ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ต่ำที่สุดที่ภาระสูง 75% load เท่ากับ 11.76 kJ/s ซึ่งมีค่าต่ำกว่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রดีเซลปกติ(11.9 kJ/s)

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มลดลง เมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.124 (1.87 lit/min) จะได้ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ต่ำที่สุดที่ภาระสูงสุดเท่ากับ 16.45 kJ/s พบว่าหากเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากกว่านี้ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রระบบเชื้อเพลิงคู่ มีแนวโน้มคงที่กระทั่งถึงค่าสูงสุดของปริมาณก๊าซหุงต้ม (2.03 lit/min) ที่สามารถป้อนให้แก่เครื่องยন্ত্রได้ โดยปราศจากอาการน็อก โดยค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าต่ำกว่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยন্ত্রดีเซลปกติ(18.6 kJ/s) ตลอดช่วงที่ปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-42 แสดงอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-42 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าที่ภาระต่ำ 25% load เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าสูงกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติชัดเจน และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม พบว่า ช่วงแรกของการปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้กลับพบว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับเพิ่มขึ้นเมื่อก๊าซหุงต้มมากขึ้น กระทั่งถึงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงสุดค่าหนึ่ง ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.09 (1.43 lit/min) เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีก พบว่า แนวโน้มอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับลดลงเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้ม และอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดลงจนกระทั่งถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่ง ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.13 (2.03 lit/min) จากนั้นหากเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีกจะทำให้อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับเพิ่มขึ้นอีกครั้ง กระทั่งค่าที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.16 (2.51 lit/min) โดยความชันของเส้นแนวโน้มสูงขึ้นตลอดอย่างชัดเจน

เมื่อพิจารณาที่ค่าภาระ 50% load พบว่า ลักษณะเส้นแนวโน้มของอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกด้ายกับที่ภาระต่ำ แต่ให้ค่าบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดลงเล็กน้อยกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ต่ำที่สุดที่ภาระปานกลางนี้อยู่ที่ 11.0 MJ/kW.hr ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.13 (2.01 lit/min) ซึ่งให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย เมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรรมีแนวโน้มสูงขึ้นจากนี้

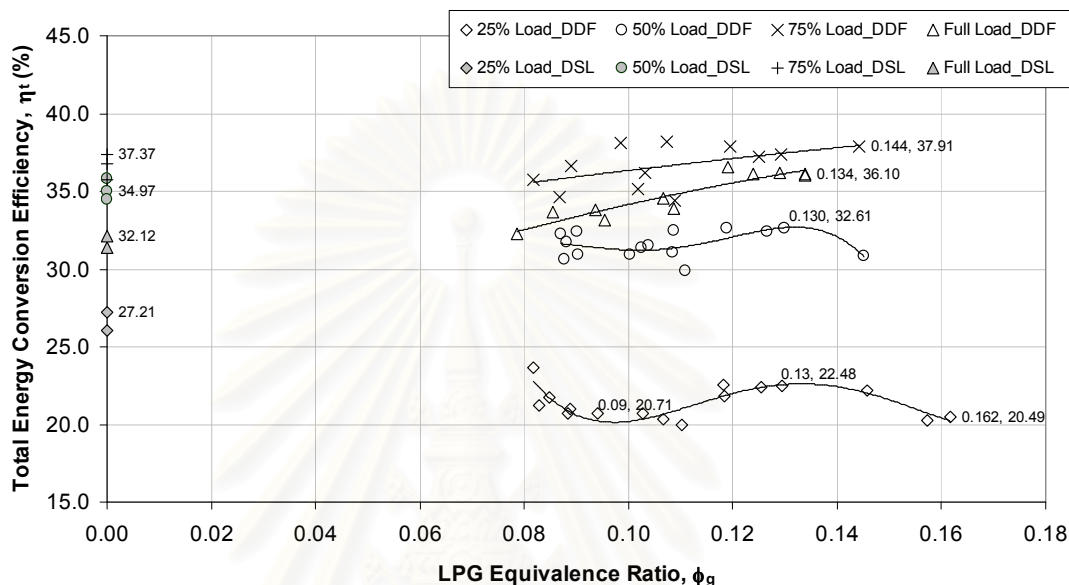
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าใกล้เคียงกับค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรรมีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อใช้เครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มที่ประมาณ 2.25 lit/min พบว่าหากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีกอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูมีแนวโน้มสูงขึ้นและสูงกว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm พบว่า อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีแนวโน้มต่ำกว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรรมีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และเมื่อค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.12 (1.82 lit/min) พบว่าการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มมากขึ้นอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรรมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่ ซึ่งยังคงมีอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้มกระทั่งถึงค่าอัตราการไหลก๊าซหุงต้มสูงสุดที่จ่ายได้ที่ 2.03 lit/min

นอกจากนี้ พบว่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1400 rpm มีค่าต่ำที่สุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูและแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกรวมสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูและแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูเมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดต่ำกว่าการใช้งานที่ภาระต่ำและภาระ

ปานกลาง ต่างจากกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่จะให้อัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรกดต่ำเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาวะปานกลางและที่ภาวะสูง แต่จะให้อัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรกดสูงเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาวะต่ำและสูงสุด

1400 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM setting



รูปที่ 5-43 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกด (Total Energy Conversion Efficiency, η_t) ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากนิยามของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดที่เป็นค่าผกผันกับค่าอัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรกด ดังนั้น เส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-43 จึงมีลักษณะที่กลับกับเส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-42 สามารถอธิบายได้ดังนี้

จากรูปที่ 5-43 พบว่าที่ภาวะต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดต่ำกว่าที่ภาวะ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าที่ภาวะต่ำ 25% load เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดมีค่าต่ำกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติชัดเจน และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม พบว่า ช่วงแรกของการปล่อยก๊าซหุงต้ม เข้าสู่ห้องเผาไหม้กลับพบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดกลับลดลงเมื่อก๊าซหุงต้มมากขึ้น กระทั่งถึงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะ

เบรกต่ำสุดค่าหนึ่ง ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.09 (1.43 lit/min) เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีก พบว่า แนวโน้มประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกก้าวเพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้ม และประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่ง ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.13 (2.03 lit/min) จากนั้นหากเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปอีกจะทำให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกก้าวลดลงอีกครั้งกระทั่งค่าที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.16 (2.51 lit/min) โดยความชันของเส้นแนวโน้มลดลงตลอดชัดเจน

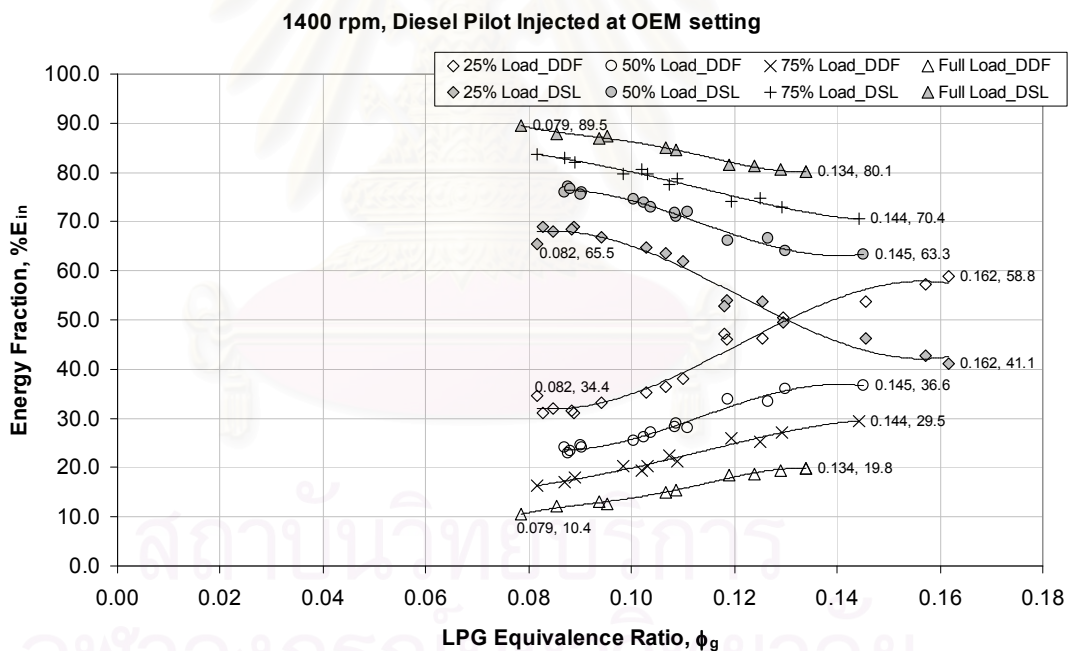
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 50% load พบว่า ลักษณะเส้นแนวโน้มของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกก้าวกับที่ภาระต่ำ แต่ให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่สูงที่สุดที่ภาระปานกลางนี้อยู่ที่ 32.62% ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.13 (2.01 lit/min) ซึ่งให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกก้าวสูงกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย เมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกก้าวมีแนวโน้มลดลงจากนี้

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มือค่าใกล้เคียงกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกก้าวมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อใช้เครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มที่ประมาณ 2.25 lit/min พบว่าหากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีก ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มือมีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มือมีแนวโน้มสูงกว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และเมื่อค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.12 (1.82 lit/min) พบว่าการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มมากขึ้นประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่ ซึ่งยังคงมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกก้าวสูงกว่า

เครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้มกระทั่งถึงค่าอัตราการไหลก๊าซหุงต้มสูงสุดที่จ่ายได้ที่ 2.03 lit/min

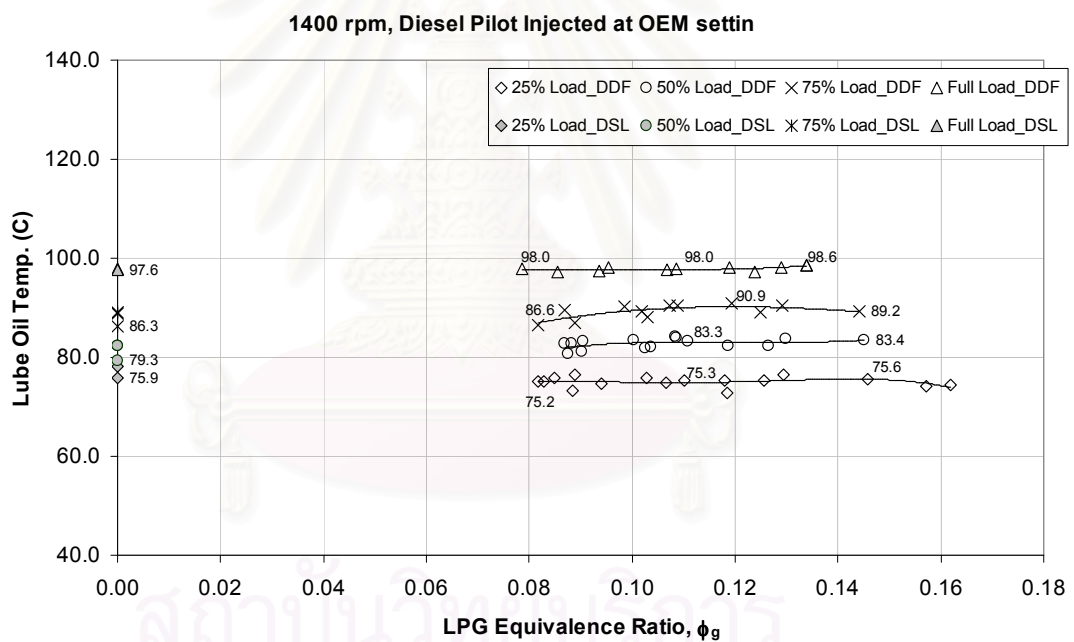
นอกจากนี้ พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1400 rpm มีค่าสูงสุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำสุด ของที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าการใช้งานที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง ต่างจากกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาระปานกลางและที่ภาระสูง แต่จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำเมื่อใช้เครื่องยนต์ที่ภาระต่ำและสูงสุด



รูปที่ 5-44 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง (Energy Fraction, %E_{in}) ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

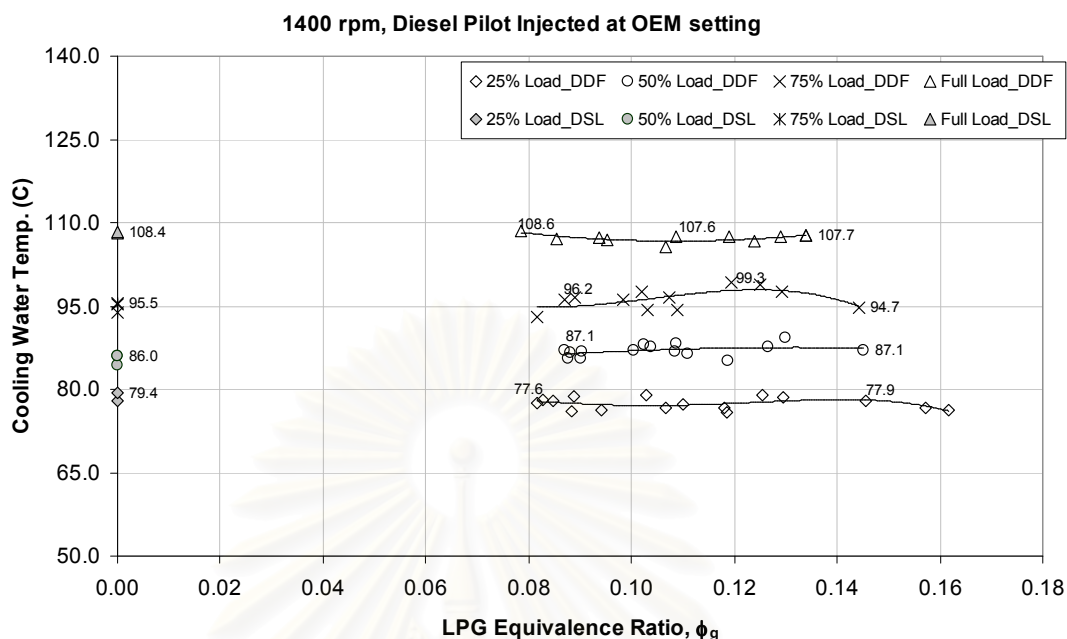
จากรูปที่ 5-44 แสดงสัดส่วนของพลังงานจากก๊าซหุงต้มและจากน้ำมันดีเซลเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยคิดเป็นร้อยละเปรียบเทียบกับค่าพลังงานรวมที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดรวมกัน จากรูปที่ 5-44 ให้สัญลักษณ์โปร่งใสไม่แรเงาแทนค่าร้อยละพลังงาน

จากก๊าซหุงต้มต่อค่าพลังงานรวม และให้สัญลักษณ์ที่แรเงาแทนค่าร้อยละพลังงานจากน้ำมันดีเซลต่อค่าพลังงานรวม จากรูปที่ 5-44 พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาระต่ำ 25% load จะสามารถป้อนพลังงานจากก๊าซหุงต้มได้มากที่สุด กล่าวคือ สัดส่วนพลังงานจากน้ำมันดีเซล ต่อ พลังงานจากก๊าซหุงต้ม เท่ากับ 41.1 ต่อ 58.9 ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.162 (2.51 lit/min) และให้สัดส่วนพลังงานจากน้ำมันดีเซล ต่อ พลังงานจากก๊าซหุงต้ม เท่ากับ 65.5 ต่อ 34.5 เมื่ออัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มที่ 0.082 (1.28 lit/min) ซึ่งสัดส่วนพลังงานที่ได้จากแต่ละเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ตามลำดับของภาระ โดยที่ภาระสูงสุดจะสามารถป้อนพลังงานจากก๊าซหุงต้มได้น้อยที่สุด กล่าวคือ ได้สัดส่วนพลังงานจากเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ต่อ ก๊าซหุงต้มเท่ากับ 89.6 ต่อ 10.4 และ 89.9 ต่อ 19.9 ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม 0.079 (1.17 lit/min) และที่ 0.134 (2.61 lit/min) ตามลำดับ



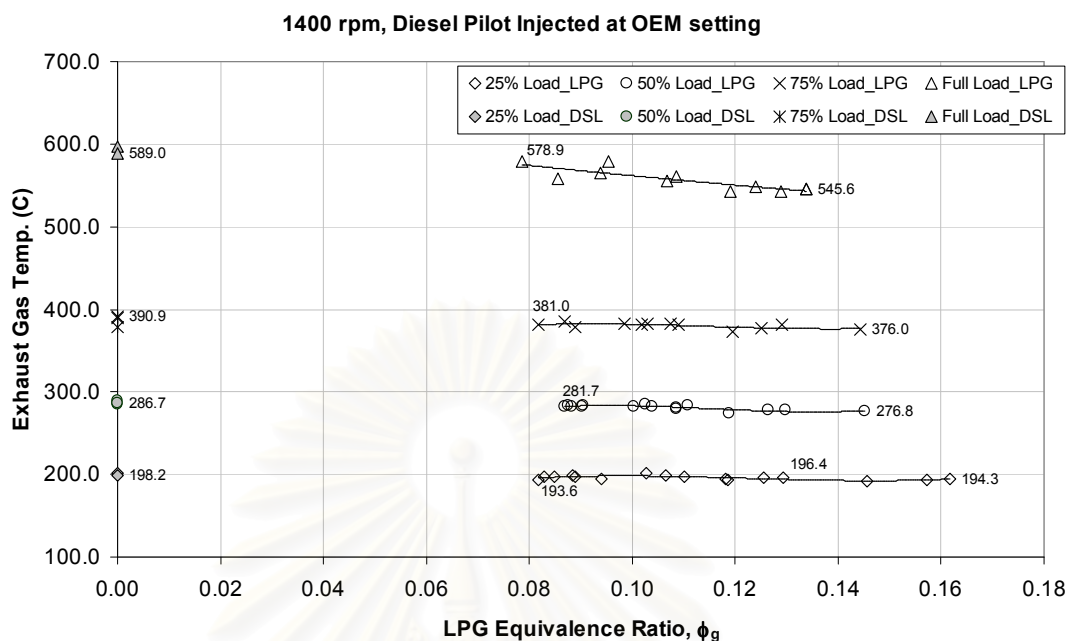
รูปที่ 5-45 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-45 พบว่าที่ภาระ 50%, 75% และ 100% load เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยอุณหภูมิค่อนข้างคงที่เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม ส่วนที่ภาระต่ำ 25% load พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย



รูปที่ 5-46 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

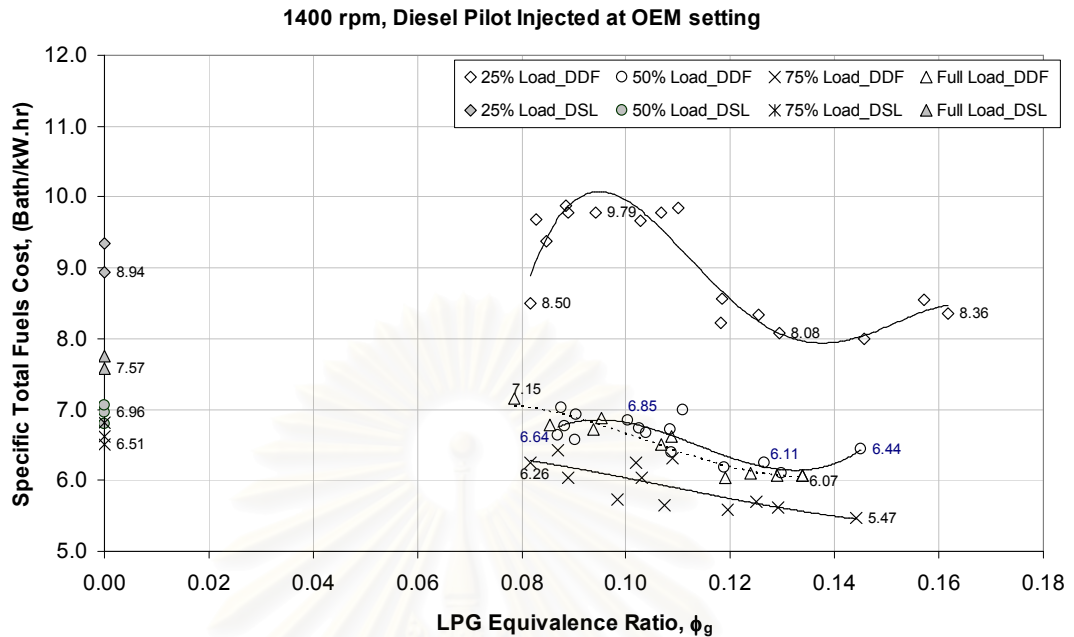
จากรูปที่ 5-46 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่ภาระต่ำ 25% load พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ เช่นเดียวกับค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นดังกล่าวแล้วจากรูปที่ 5-46 โดยอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นไม่มีการเปลี่ยนแปลงมากนักเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้ม เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางและที่ภาระสูง(50%, 75% load) พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยที่ภาระปานกลางเมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นค่อนข้างคงที่ ส่วนที่ภาระสูง พบว่า ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นในช่วงแรกเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มและถึงค่าสูงสุดที่ 99.3 C ที่ค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้ม 0.119 (1.84 lit/min) เมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่อไปพบว่า อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นมีแนวโน้มลดลง ส่วนที่ภาระสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นใกล้เคียงหรือต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย



รูปที่ 5-47 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของแก๊สหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-47 พบว่าเครื่องยนตระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียต่ำกว่าเครื่องยนตดีเซลปกติที่ทุกค่าภาระที่ทำการทดสอบ โดยมีแนวโน้มในลักษณะเดียวกันคือเมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนสมมูลของแก๊สหุงต้มพบว่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียมีค่าลดลง โดยที่ภาระบางส่วน(25%, 50%, 75% load) ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียมีค่าลดลงประมาณ 4-5 C จากค่าเริ่มต้นเมื่อเริ่มปล่อยแก๊สหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ในขณะที่ที่ภาระสูงสุด พบว่า เมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนสมมูลของแก๊สหุงต้ม อุณหภูมิของแก๊สไอเสียจะลดลงมากกว่า 30 C จากค่าเริ่มต้นเมื่อเริ่มปล่อยแก๊สหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ และค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียที่ต่ำที่สุด (545.6 C) พบว่ามีค่าต่ำกว่ากรณีเครื่องยนตดีเซลปกติ (589.0 C) ถึงกว่า 40 C

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-48 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-48 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงที่สุดในทุกค่าภาระที่ทำการทดสอบชัดเจน เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะสูงขึ้นและสูงกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ กระทั่งถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งซึ่ง 9.79 Bath/kW.hr เมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.094 (1.43 lit/min) หากเพิ่มก๊าซหุงต้มไปมากกว่านี้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะลดต่ำลงและถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งซึ่ง 8.08 Bath/kW.hr เมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.129 (2.03 lit/min) และเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มไปมากกว่านี้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะสูงขึ้นอีกครั้งไปจนถึงปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ป้อนให้เครื่องยนต์

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง 50% load พบว่า ลักษณะเส้นแนวโน้มคล้ายกับกรณีภาระต่ำ โดยที่ภาระปานกลางนี้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เริ่มให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะสูงขึ้นเล็กน้อยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้แต่ยังคงมีค่าต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ กระทั่งถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งซึ่ง 6.85 Bath/kW.hr เมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.10 (1.50 lit/min) หากเพิ่มก๊าซหุงต้มไปมากกว่านี้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะลดต่ำลงเล็กน้อยและถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งซึ่ง 6.11 Bath/kW.hr เมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.130 (1.90 lit/min) และเมื่อเพิ่มก๊าซหุง

ต้มไปมากกว่านี้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะสูงขึ้นอีกครั้งไปจนถึงปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ป้อนให้เครื่องยนต์

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูง 75% load พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดที่ภาระนี้ และต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ยิ่งเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นจะพบว่าสามารถลดค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะได้มากขึ้น โดยพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดเท่ากับ 5.47 Bath/kW.hr เมื่ออัตราส่วนผสมมวลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.144 (2.13 lit/min)

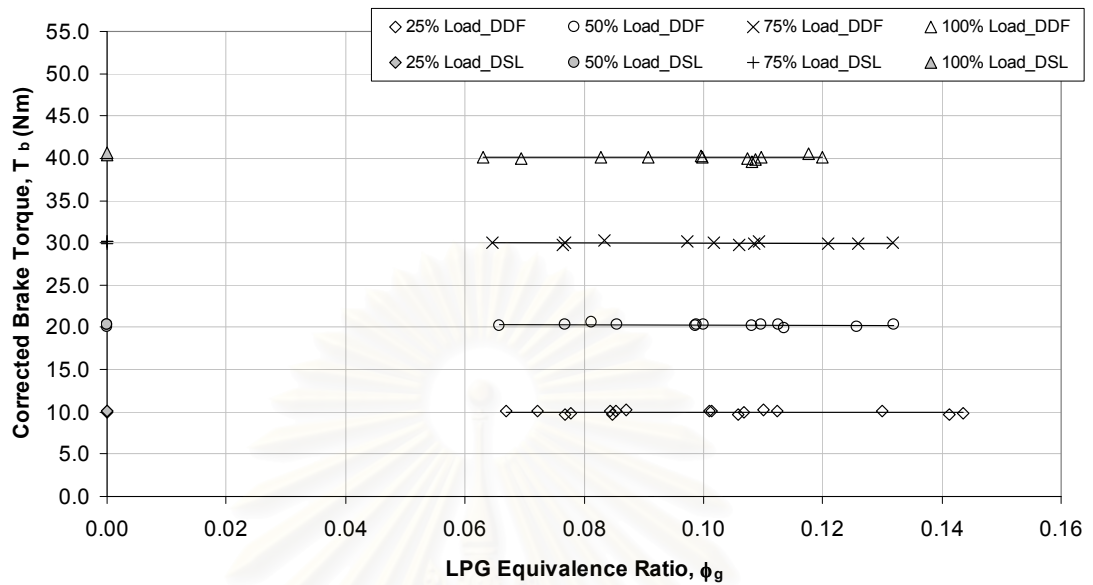
เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าปริมาณก๊าซหุงต้มที่ป้อนให้เครื่องยนต์ โดยค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะลดลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมมวลของก๊าซหุงต้มเป็นเช่นนี้ไปจนถึงค่าปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนให้แก่เครื่องยนต์ได้ โดยค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะรวมที่ต่ำที่สุดที่ภาระสูงสุดนี้อยู่ที่ 6.07 Bath/kW.hr ที่อัตราส่วนผสมมวลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.134 (2.03 lit/min)

5.2.2 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากข้อกำหนดของมาตรฐานการทดสอบ ESC Test Cycle เมื่อนำมาปรับใช้กับการศึกษา นี้จะได้ ค่าภาระที่ต้องทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ดังแสดงในรูปที่ 5-49, 5-50 โดยที่ 25% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~10.0 Nm, ที่ 50% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~20.0 Nm, ที่ 75% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~30.0 Nm และที่ภาระสูงสุด (100% load) เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~40.0 Nm ในการทดสอบสามารถควบคุมจุดทำงานของเครื่องยนต์ (ค่าภาระ และความเร็วรอบ)

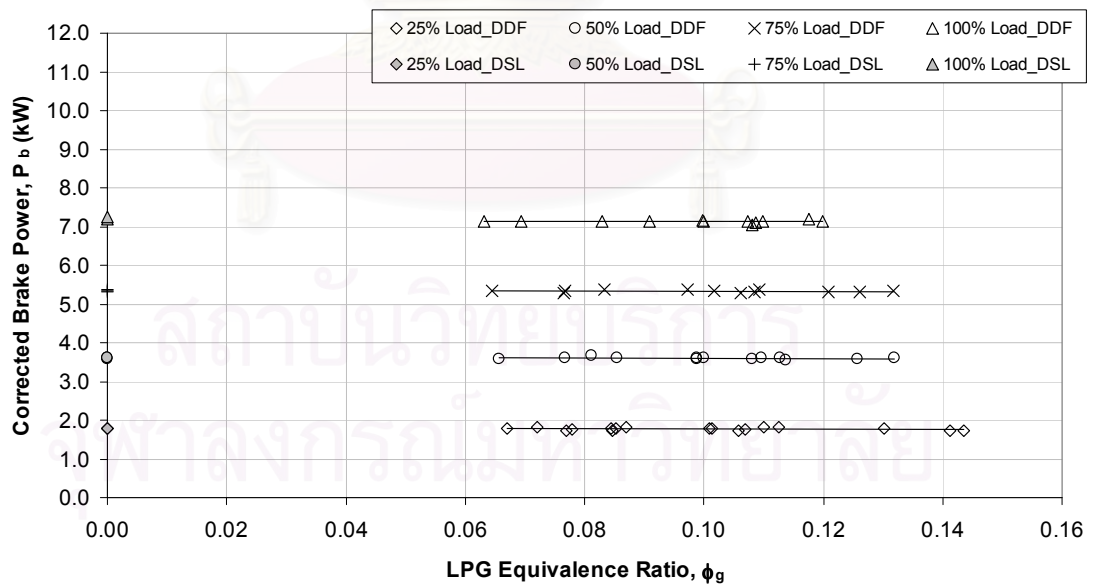
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



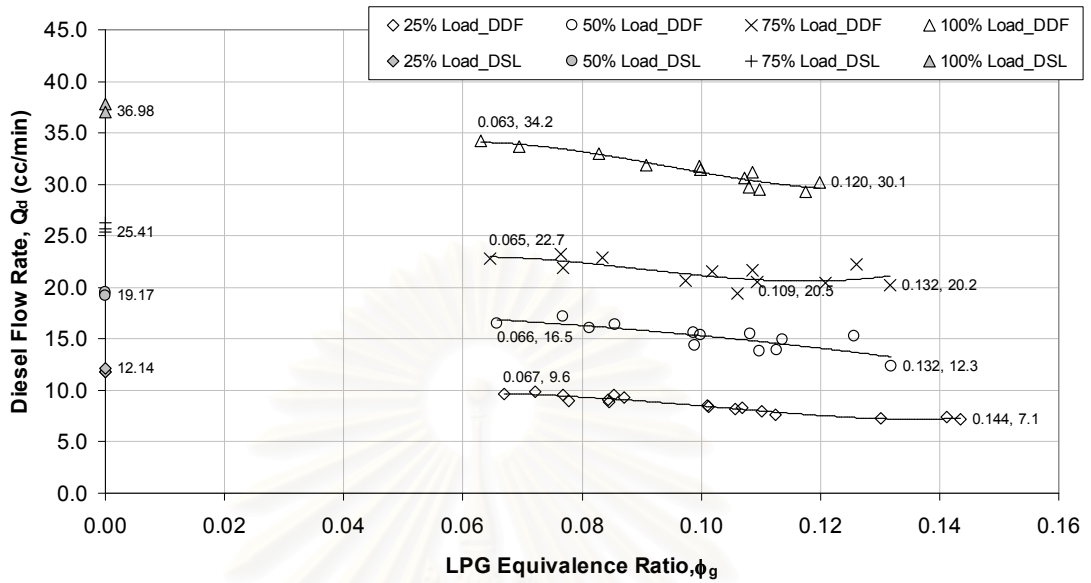
รูปที่ 5-49 แสดงผลของแรงบิดแก้ไขที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-50 แสดงผลของกำลังเบรคแก้ไขที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

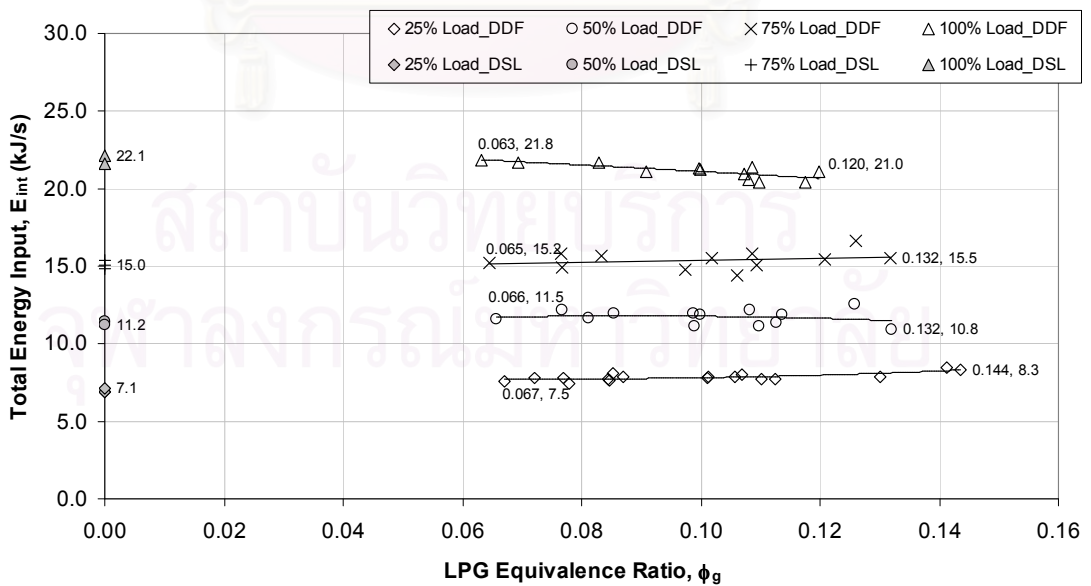
1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-51 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-51 พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้ความต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลลดลงในทุกภาระของเครื่องยนต์

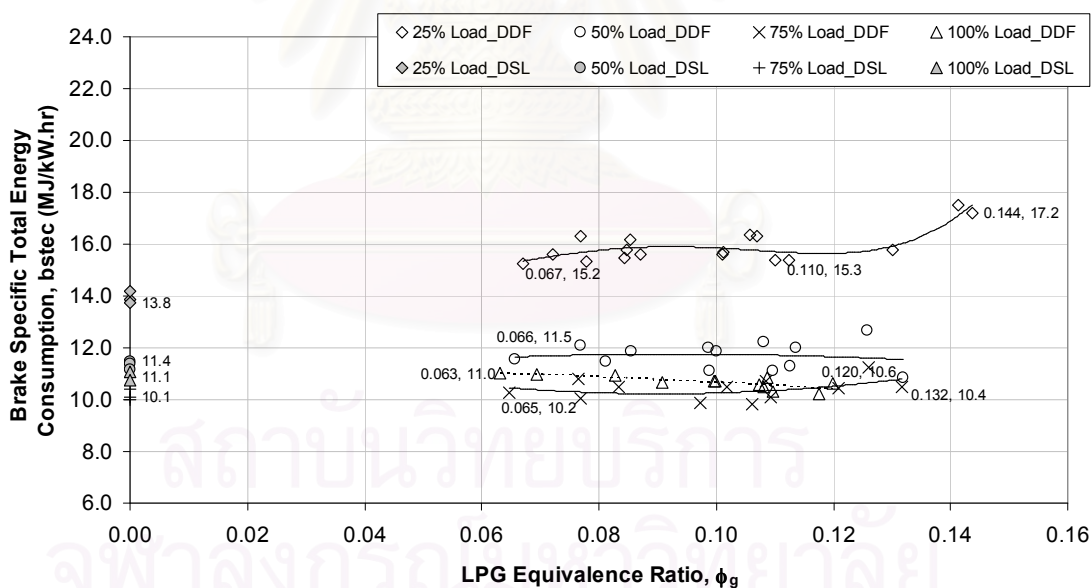
1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-52 แสดงค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-52 พบว่าที่ความเร็วรอบสูงขึ้นนี้ 1700 rpm ที่ภาระบางส่วน ค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าใกล้เคียงกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับที่ความเร็วรอบต่ำ 1400 rpm โดยที่ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 25%, 75% load พบว่าค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าใกล้เคียงหรือมากกว่าพลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มที่ภาระ 25%, 75% นี้ พบว่าค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูสูงขึ้นเล็กน้อย ขณะที่ภาระปานกลาง 50% load พบว่า พลังงานรวมที่จ่ายให้แก่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงมีค่าใกล้เคียงหรือต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไปค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้เครื่องยนต์มีค่าค่อนข้างคงที่หรือลดลงเล็กน้อย เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้เครื่องยนต์ต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าปริมาณก๊าซหุงต้มที่ป้อนเข้าไป โดยเมื่อเพิ่มอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มมากขึ้นค่าพลังงานรวมที่จ่ายให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูจะลดลงชัดเจน

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-53 แสดงอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรคที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-53 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบ

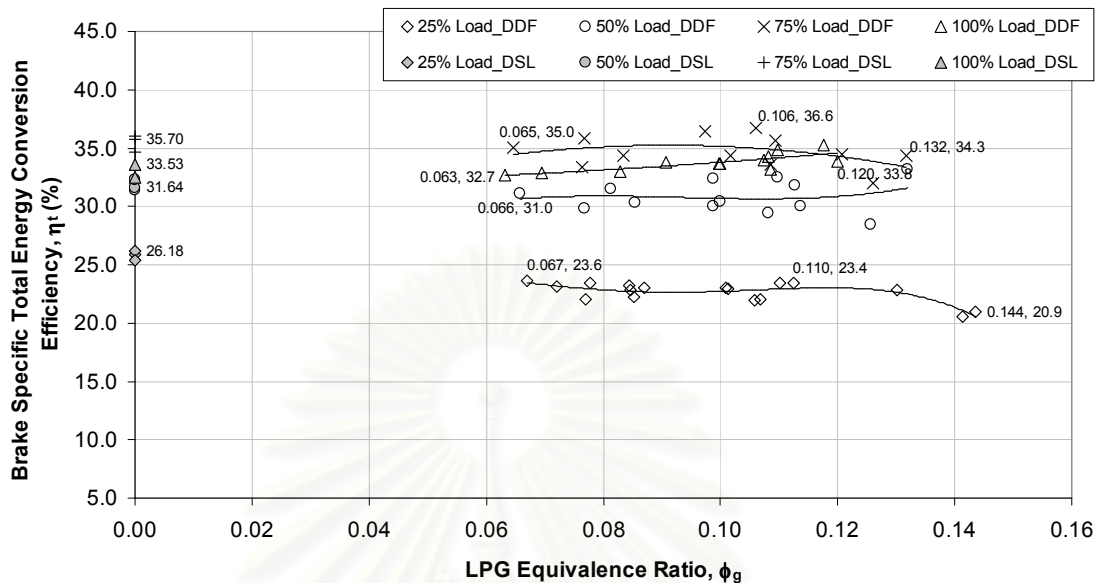
ระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าสูงกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่เครื่องยนต์ในช่วงแรกจนถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปค่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกจะกลับลดลงมาถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งและจะกลับเพิ่มขึ้นอีกครั้งตลอดปริมาณก๊าซหุงต้มที่เพิ่มมากกว่านี้ พบว่าที่ภาระต่ำนี้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าปริมาณก๊าซหุงต้ม

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 50%, 75% load พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงหรือสูงกว่าเล็กน้อยกับกรณีเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม โดยเมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มพบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกค่อนข้างคงที่

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าต่ำกว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ทุกค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้ม โดยเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้ม พบว่า ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดลงจนถึงปริมาณหุงต้มสูงสุดที่ป้อนให้แก่เครื่องยนต์

นอกจากนี้ พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1700 rpm มีค่าต่ำที่สุดทั้งกรณีของเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงที่สุด ของที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าการใช้งานที่ภาระต่ำและที่ภาระปานกลาง เช่นเดียวกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-54 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก (Total Energy Conversion Efficiency, η_t) ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากนิยามของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่เป็นค่าผกผันกับค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ดังนั้น เส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-54 จึงมีลักษณะที่กลับกับเส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-53

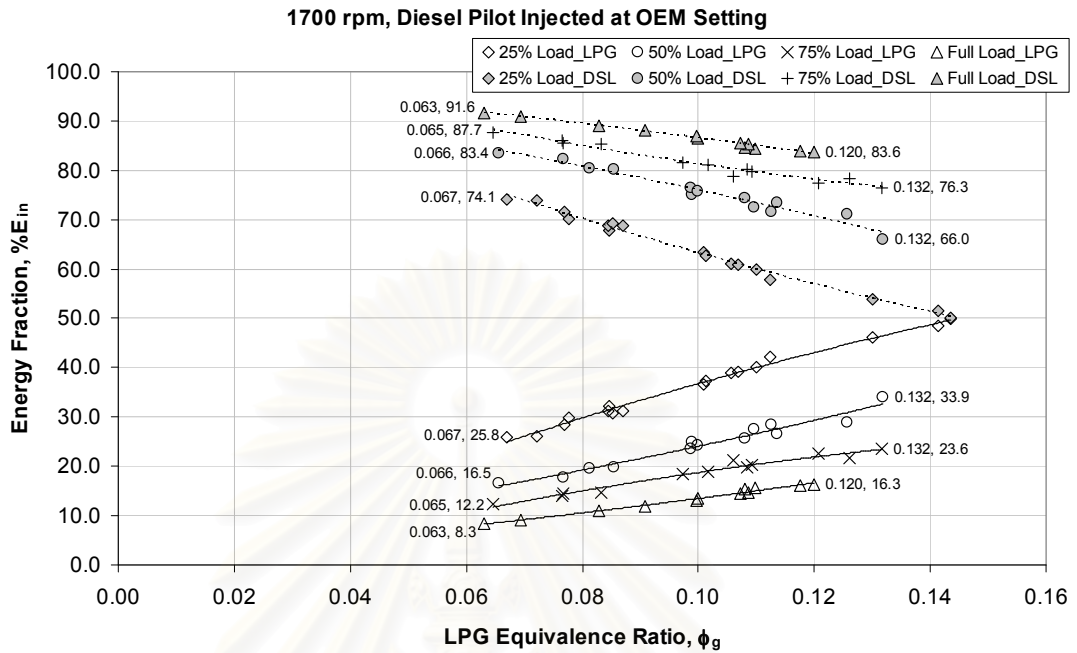
จากรูปที่ 5-54 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าต่ำกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่เครื่องยนต์ในช่วงแรกจนถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปค่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกจะกลับเพิ่มขึ้นมาถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งและจะกลับลดลงอีกครั้งตลอดปริมาณก๊าซหุงต้มที่เพิ่มมากกว่านี้ พบว่าที่ภาระต่ำนี้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าปริมาณก๊าซหุงต้ม

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 50% load พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าใกล้เคียงเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ยังพบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีค่าใกล้เคียงและสูงกว่ากับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.106 (1.88 lit/min) พบว่าหากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีกค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูมีแนวโน้มลดลงและต่ำกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จากรูปที่ 5-54 พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคูมีแนวโน้มสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มมากขึ้นจะได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ซึ่งค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อยตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้ม

นอกจากนี้ พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 1700 rpm มีค่าสูงสุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูและแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำสุด ของที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคูและแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคูเมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบนี้การทำงานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าการทำงานที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง เช่นเดียวกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

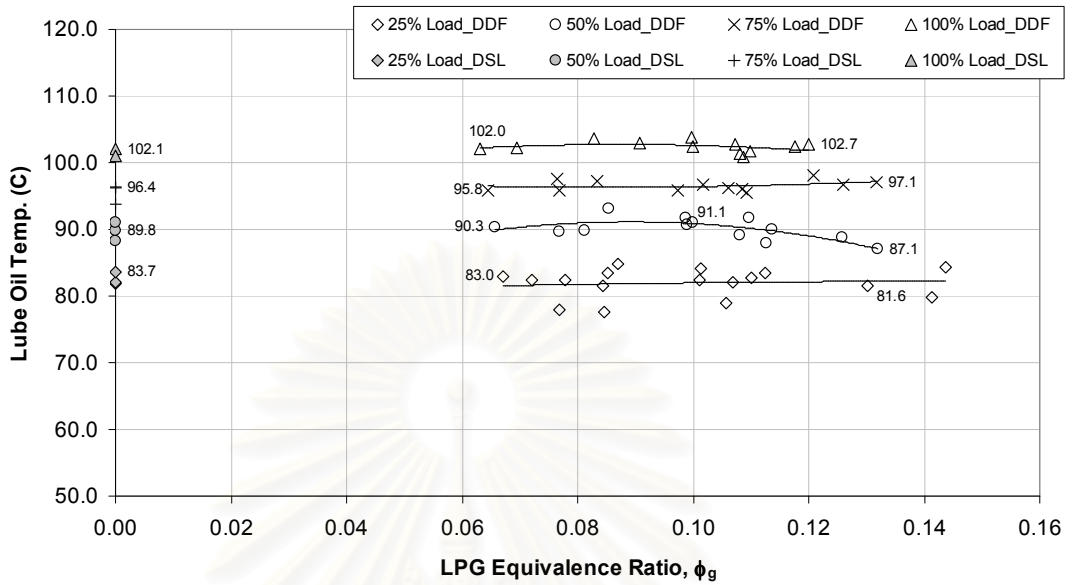


รูปที่ 5-55 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง (Energy Fraction, %E_{in}) ที่ค่าอัตราส่วน
สมมูล ของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-55 พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาระต่ำ 25% load จะสามารถป้อนสัดส่วนพลังงานจากก๊าซหุงต้มได้มากที่สุด กล่าวคือ สัดส่วนพลังงานจากน้ำมันดีเซล ต่อ พลังงานจากก๊าซหุงต้ม เท่ากับ 50 ต่อ 50 ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มที่ 0.144 (2.55 lit/min) ซึ่งสัดส่วนพลังงานที่ได้จากแต่ละเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ตามลำดับของภาระ โดยที่ภาระสูงสุดสัดส่วนพลังงานจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ต่อ น้ำมันดีเซล ต่ำที่สุด กล่าวคือ 8.3 ต่อ 91.7 และ 16.3 ต่อ 83.7 ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มที่ 0.063 (1.12 lit/min) และที่ 0.120 (2.11 lit/min) ตามลำดับ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

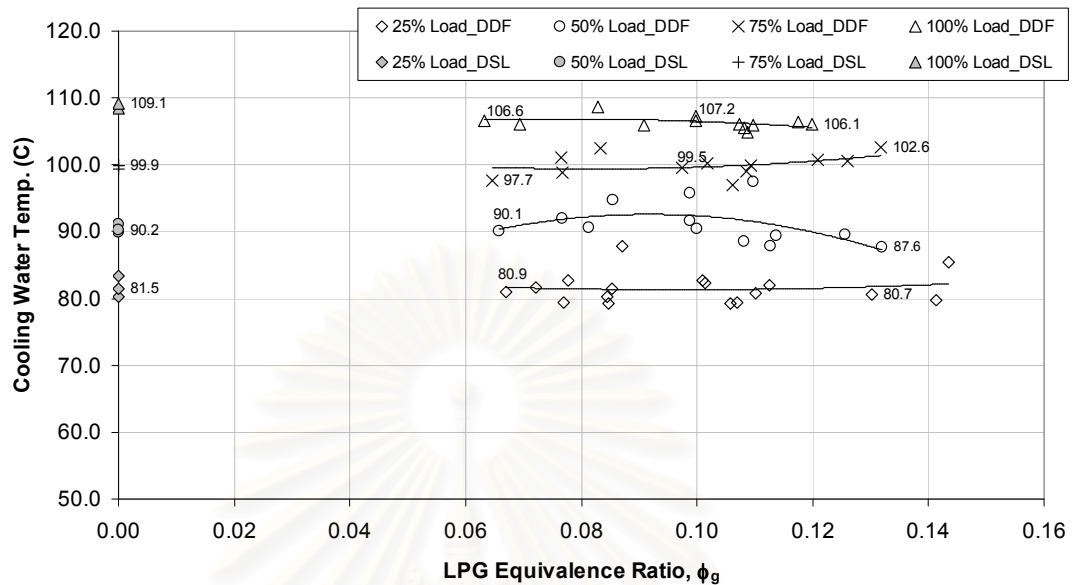
1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-56 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-56 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีมีค่าใกล้เคียงกันทุกค่าภาระที่ทดสอบ และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม พบว่า เมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ค่อนข้างคงที่ ยกเว้นที่ภาระ 50% load พบว่าที่ปริมาณก๊าซสูงสุดที่ป้อนให้เครื่องยนต์อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นลดลงเล็กน้อย

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting

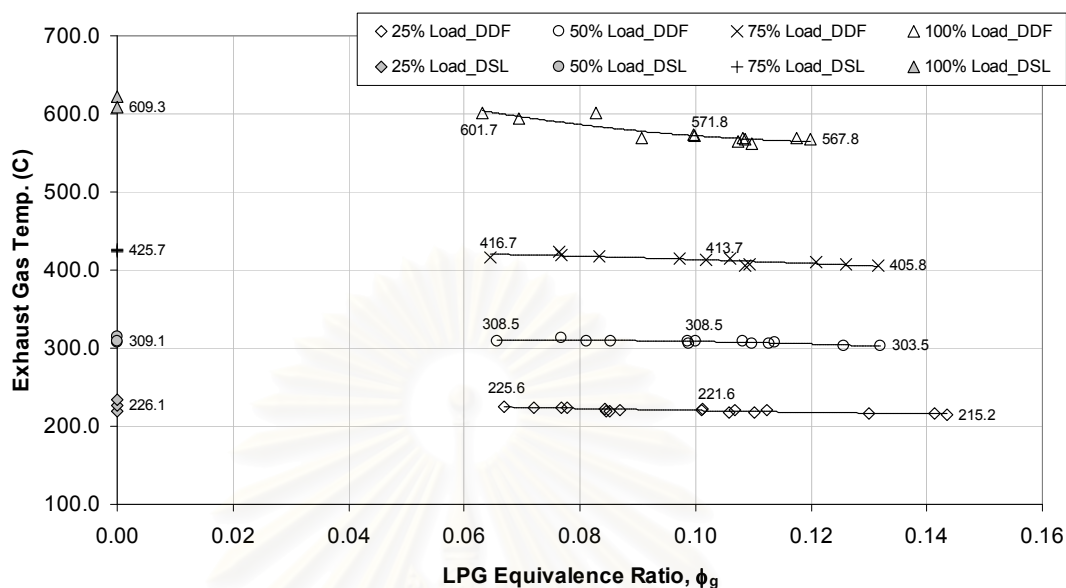


รูปที่ 5-57 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-57 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ 25% load พบว่าเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนตี่เซลปกติให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นใกล้เคียงกันโดยที่เครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ำกว่าเพียงเล็กน้อย และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม พบว่าเมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นค่อนข้างคงที่ เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง 50% load พบว่า

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting

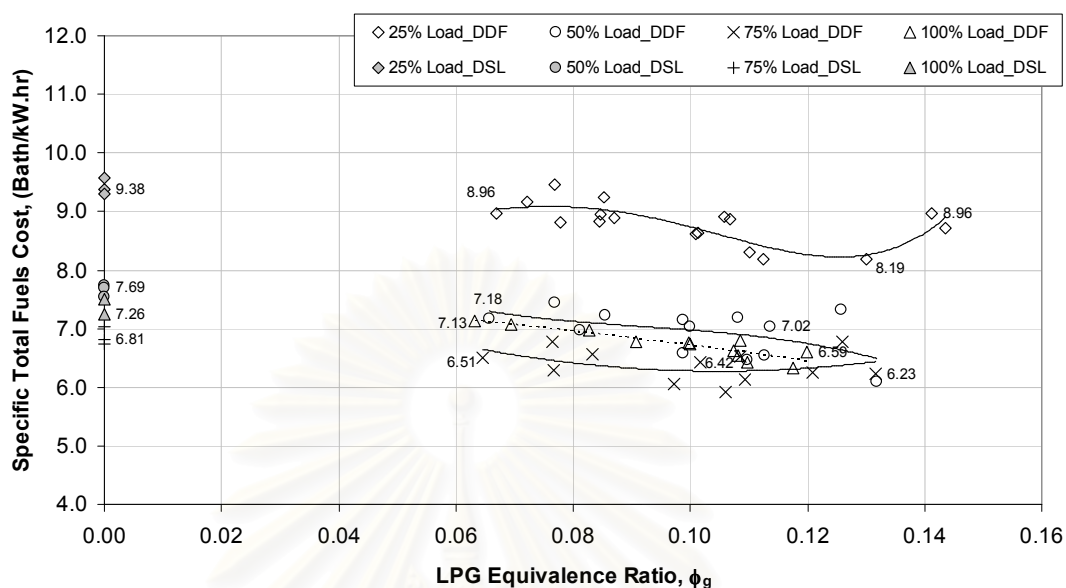


รูปที่ 5-58 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียที่อัตราส่วนสมมูลของแก๊สหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-58 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่สภาวะคงตัวของกรณีเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยแก๊สหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย มีแนวโน้มลดลงตลอดช่วงที่เพิ่มแก๊สหุงต้ม โดยพบว่าที่ภาระต่ำอุณหภูมิไอเสียมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มแก๊สหุงต้มเข้าไป และค่าอุณหภูมิของแก๊สไอเสียยังใกล้เคียงกันมากกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิแก๊สไอเสียเมื่อเพิ่มแก๊สหุงต้มจะเห็นได้ชัดเจนที่ภาระที่สูงขึ้นตามลำดับ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

1700 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-59 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-59 พบแนวโน้มที่น่าสนใจเมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ 25% Load เนื่องจากค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะกรณีทดสอบเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเฉพาะเมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มมากกว่า 0.084 (1.50 lit/min) ขึ้นไป เส้นแนวโน้มลดลงชัดเจนตลอดช่วงค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้ม โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่จะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดเมื่ออัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.130 (2.25 lit/min) ซึ่งต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติและหากเพิ่มค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่อไปจากนี้ จะพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงขึ้น ยังคงพบว่าที่ภาระต่ำนี้ทั้งเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซลปกติต่างก็มีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงสุดที่รอบ 1700 rpm นี้

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง 50% Load พบว่าการทดสอบเครื่องยนต์แบบระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มเช่นกันและยังพบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีแนวโน้มลดลงตลอดช่วงค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มที่เพิ่มขึ้น

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูง 75% Load พบว่าที่ภาระนี้ยังคงให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดจากภาระที่ทำการทดสอบ ซึ่งเป็นไปในทำนองเดียวกันทั้งเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และ

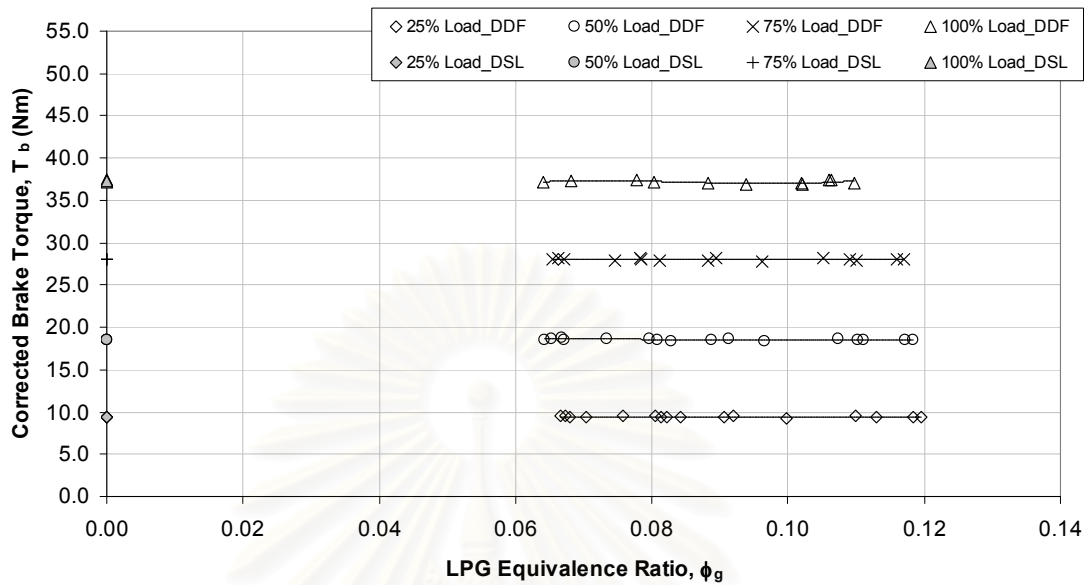
เครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยพบว่าในช่วงแรกที่เพิ่มอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเข้าไปจนถึงค่า 0.102 (1.8 lit/min) พบว่าค่าต้นทุนพลังงานเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มต่อไปจะพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะกลับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยแต่ก็ยังต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ข้อสังเกตเพิ่มเติมพบว่าที่รอบ 1700 rpm นี้ลำดับค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ทั้งสองแบบ กล่าวคือ การใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระ 25% Load, 50% Load, 100% Load และ 75% Load จะให้ราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจากค่าสูงไปหาค่าต่ำสุดตามลำดับ เช่นเดียวกัน โดยที่การใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ให้ค่าราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าภาระที่ทำการทดสอบ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด 100% Load พบแนวโน้มเช่นเดียวกับที่ภาระ 50% Load และ มีค่าราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าที่ภาระ 50% Load เล็กน้อย โดยในช่วงแรกที่เริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้พบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีค่าใกล้เคียงกับกรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นไปตลอดช่วงค่าอัตราการไหลของก๊าซหุงต้ม พบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีแนวโน้มลดลง และยังมีค่าราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติด้วย

5.2.3 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

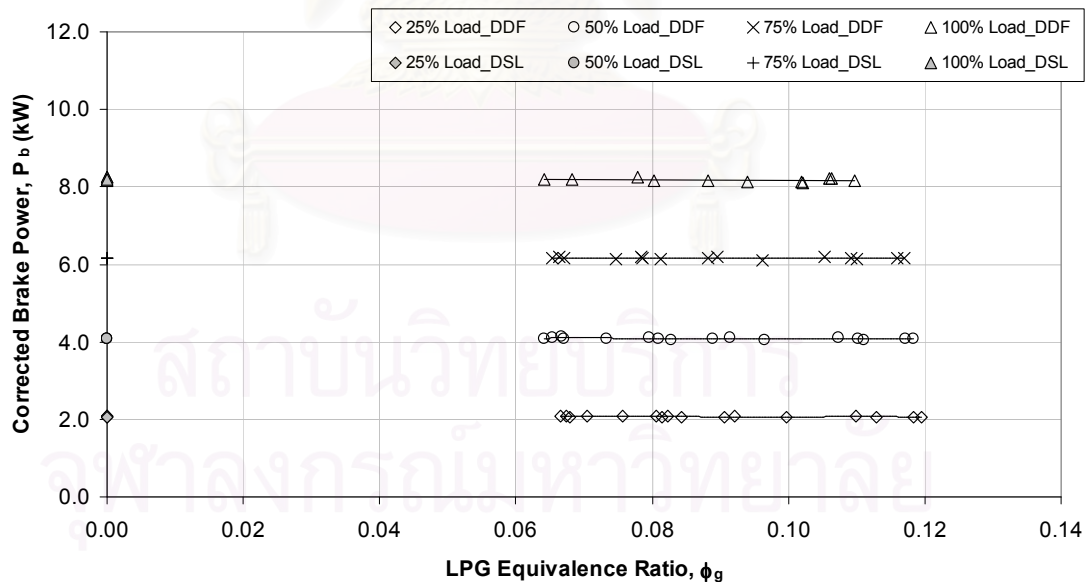
จากข้อกำหนดของมาตรฐานการทดสอบ ESC Test Cycle เมื่อนำมาปรับใช้กับการศึกษา นี้จะได้ ค่าภาระที่ต้องทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ดังแสดงในรูปที่ 5-60 โดยที่ 25% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 9.4 Nm, ที่ 50% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 18.5 Nm, ที่ 75% load เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 28.0 Nm และที่ภาระสูงสุด (100% load) เท่ากับค่าแรงบิดเบรกแก้ไข ~ 37.3 Nm ในการทดสอบสามารถควบคุมจุดทำงานของเครื่องยนต์ (ค่าภาระและความเร็วรอบ) ให้คงที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 5-60, 5-61

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



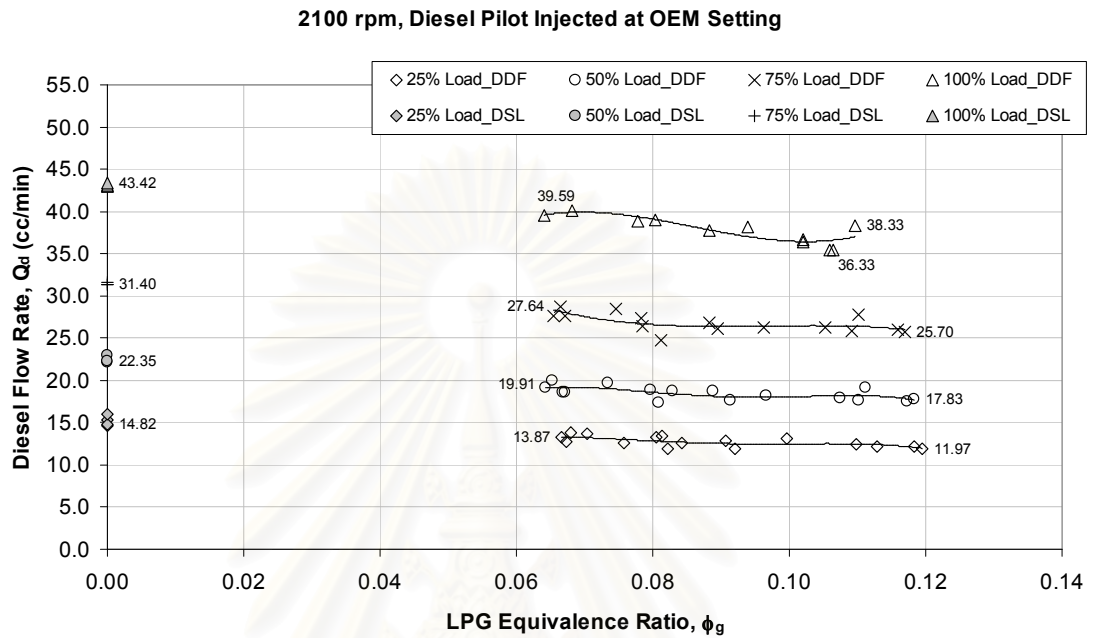
รูปที่ 5-60 แสดงผลของแรงบิดแก้ไขที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-61 แสดงผลของกำลังเบรกแก้ไขที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75% และ 100% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

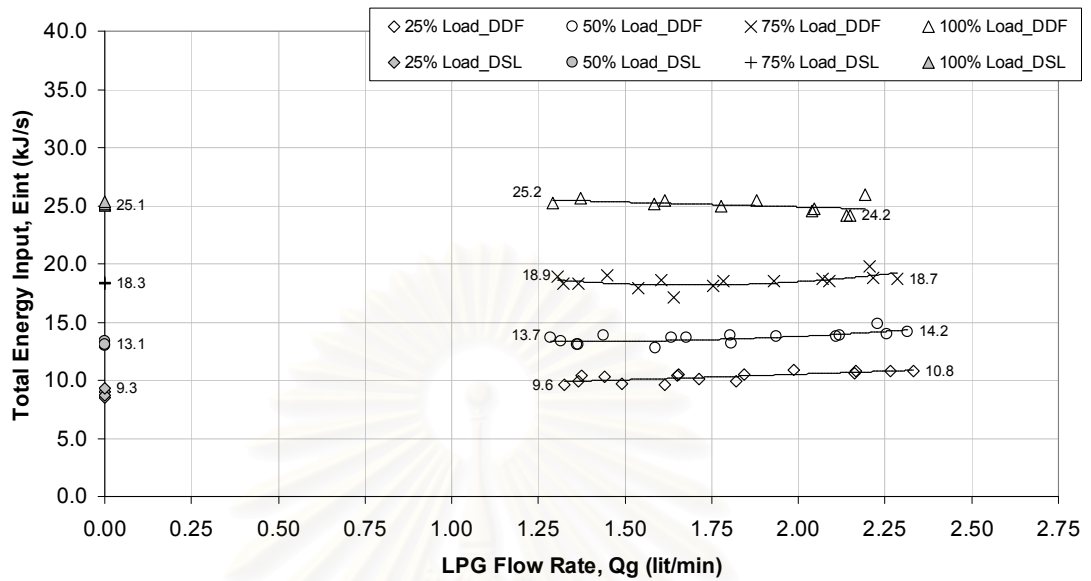
ทำการแสดงผลของการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรตามต่างๆที่เกิดจากการแปรของตัวแปรต้นในที่นี้คือ ปริมาณก๊าซหุงต้ม ดังนี้



รูปที่ 5-62 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม ต่างๆที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-62 พบว่าเมื่อปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้จะลดค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลลงได้ เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำและที่ภาวะปานกลาง พบว่า เมื่อเพิ่มค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลจะลดลงเล็กน้อยและลดลงไปตลอดที่ค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเพิ่มขึ้น โดยจะได้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุด เมื่อค่าอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มหนาที่สุด สำหรับที่ภาวะสูงสุด พบว่า เมื่อ อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มเท่ากับ 0.106 (2.14 lit/min) จะให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุดเท่ากับ 36.33 cc/min หากเพิ่มอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มให้หนากว่านี้ ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลจะเพิ่มขึ้น

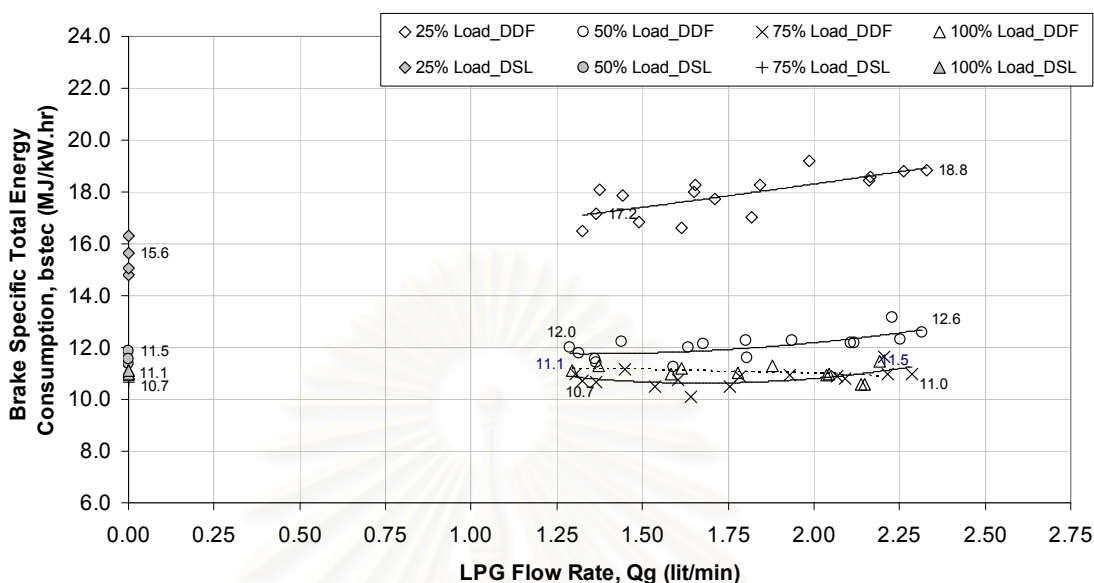
2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-63 แสดงค่าพลังงานรวมที่ให้แก่เครื่องยนต์ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-63 พบว่าที่ภาระบางส่วน 25%, 50%, 75% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าจำเป็นต้องจ่ายพลังงานรวมให้แก่เครื่องยนต์ใกล้เคียงกับพลังงานที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นที่ภาระบางส่วนค่าพลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์มีแนวโน้มสูงขึ้นเล็กน้อยและสูงกว่าพลังงานที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด (100% load) พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ พลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ต่ำกว่าพลังงานรวมที่ต้องจ่ายให้แก่เครื่องยนต์ดีเซลปกติ

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-64 แสดงอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-64 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นั้นอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าสูงกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกกลับเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้น โดยความชันของเส้นแนวโน้มสูงขึ้นตลอดอย่างชัดเจน

เมื่อพิจารณาที่ค่าภาระ 50% load พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงหรือสูงกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย พบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มสูงขึ้น

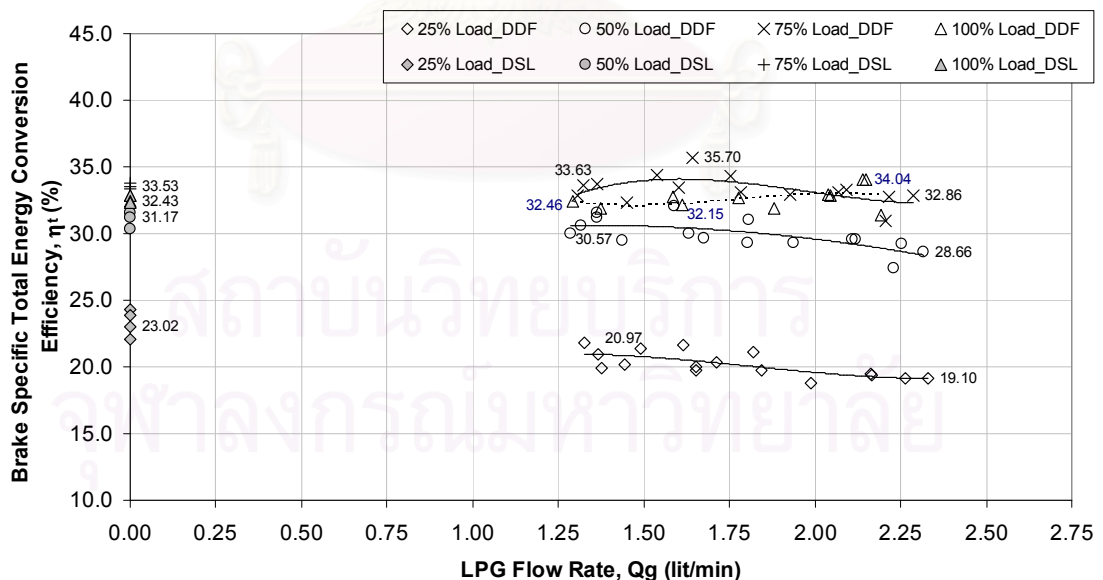
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงกับค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อ

ทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นไม่พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มลดลง

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จากรูปที่ 5-64 พบว่า อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงหรือต่ำกว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย โดยเมื่อปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่

นอกจากนี้ พบว่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาวะ 75%, 100% load ของความเร็วรอบ 2100 rpm มีค่าต่ำที่สุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาวะต่ำ 25% load จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงที่สุด ของที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้งานที่ภาวะสูง และภาวะสูงสุด จะให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าการใช้งานที่ภาวะต่ำและภาวะปานกลาง เช่นเดียวกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-65 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก (Total Energy Conversion Efficiency, η_t) ที่ค่าอัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากนิยามของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่เป็นค่าผกผันกับค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ดังนั้น เส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-65 จึงมีลักษณะที่กลับกับเส้นแนวโน้มที่ได้ในรูปที่ 5-64 ดังรูป สามารถอภิปรายผลได้ดังนี้

จากรูปที่ 5-65 พบว่าที่ภาระต่ำ 25% load ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นั้นค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าที่ภาระ 50%, 75%, 100% load ทั้งกรณีเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ และเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ทั้งสองรูปแบบพบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีค่าต่ำกว่าเมื่อทดสอบด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มที่ใช้ พบว่า การปล่อยก๊าซเข้าสู่ห้องเผาไหม้มากขึ้นทำให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกลดลง

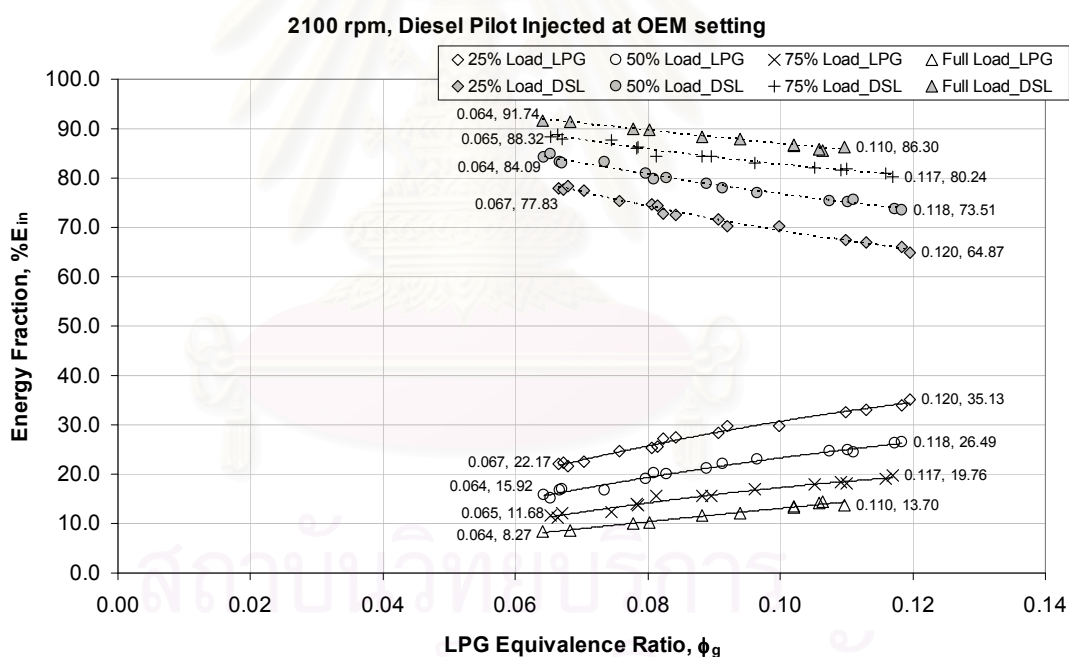
เมื่อพิจารณาที่ภาระ 50% load พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้ม ซึ่งค่าความต่างไม่สูงมากเมื่อเปรียบเทียบกับที่ภาระ 25% load ที่ภาระ 50% load ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นี้พบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มต่ำลง และต่ำกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระ 75% พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปมากขึ้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกเมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย กระทั่งเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มที่ประมาณ 1.64 lit/min พบว่า หากเพิ่มก๊าซหุงต้มต่อไปอีกค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มลดลงแต่ยังคงใกล้เคียงกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จากรูปที่ 5-65 พบว่า ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก

เมื่อทดสอบเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติ และพบว่าการเพิ่มอัตราการใช้เชื้อเพลิงปริมาณของก๊าซหุงต้มมากขึ้นจะได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกมีแนวโน้มสูงขึ้น ซึ่งค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

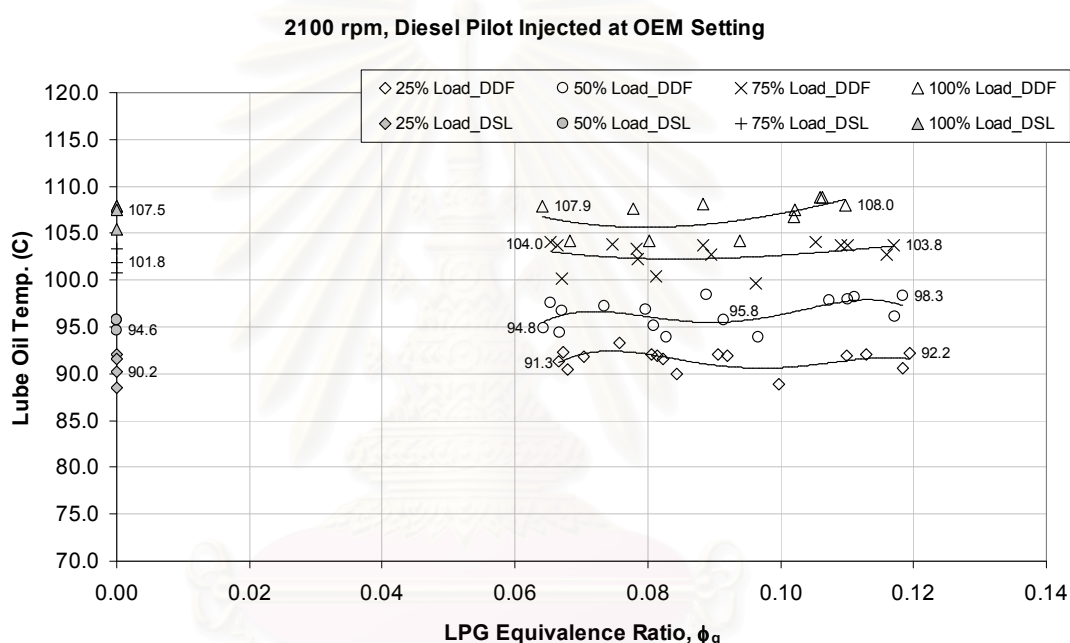
นอกจากนี้พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ภาระ 75% ของความเร็วรอบ 2100 rpm มีค่าสูงสุดทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และการใช้งานเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำ 25% load จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำสุด ของที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นี้ ทั้งกรณีทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่และแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบต่ำนี้การใช้งานที่ภาระสูง และภาระสูงสุด จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าการใช้งานที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง เช่นเดียวกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



รูปที่ 5-66 แสดงสัดส่วนพลังงานจากแต่ละเชื้อเพลิง(Energy Fraction, %E_{in})ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-66 แสดงสัดส่วนของพลังงานที่ได้จากก๊าซหุงต้มและที่ได้จากน้ำมันดีเซลเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยเทียบกับพลังงานรวมที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดออกมาในค่าของเปอร์เซ็นต์ จากรูปให้สัญลักษณ์โปร่งไม่มีแรเงาแทนค่าจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม และให้สัญลักษณ์ที่แรเงาแทนค่าที่ได้จากน้ำมันดีเซล เมื่อพิจารณาค่าสัดส่วนที่แสดงในรูปที่ 5-66

พบว่าเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาระต่ำ 25% load จะสามารถใช้สัดส่วนพลังงานจากก๊าซหุงต้มได้มากที่สุด กล่าวคือ สัดส่วนพลังงานก๊าซหุงต้ม ต่อ พลังงานจากน้ำมันดีเซล เท่ากับ 35 ต่อ 65 ที่อัตราการไหลก๊าซหุงต้มสูงสุดที่ 2.25 lit/min และให้สัดส่วนประมาณ 22 ต่อ 77 เมื่อใช้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่ 1.25 lit/min ซึ่งสัดส่วนพลังงานที่ได้จากแต่ละเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกัน ตามลำดับของภาระ โดยที่ภาระสูงสุดสัดส่วนพลังงานจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ต่อ น้ำมันดีเซล ต่ำที่สุด กล่าวคือ 8 ต่อ 92 และ 14 ต่อ 86 ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่ 1.25 lit/min และที่ 2.19 lit/min ตามลำดับ

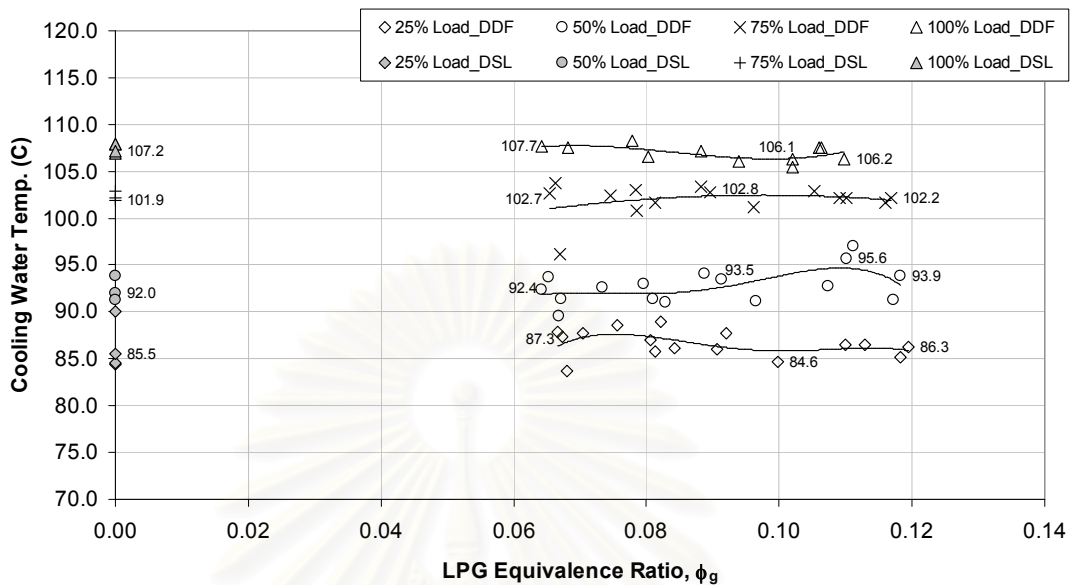


รูปที่ 5-67 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-67 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ และเมื่อพิจารณาเฉพาะกรณี

เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นมีแนวโน้มค่อนข้างคงที่

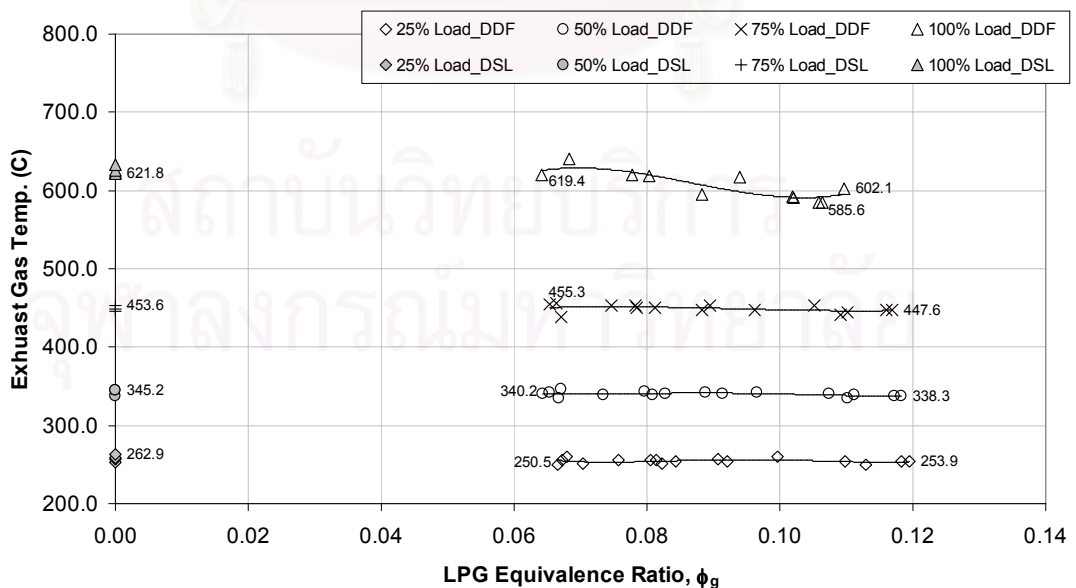
2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-68 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-68 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่ภาระเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ พบว่าค่าอุณหภูมิที่สภาวะคงตัวของทั้งสองกรณีไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ

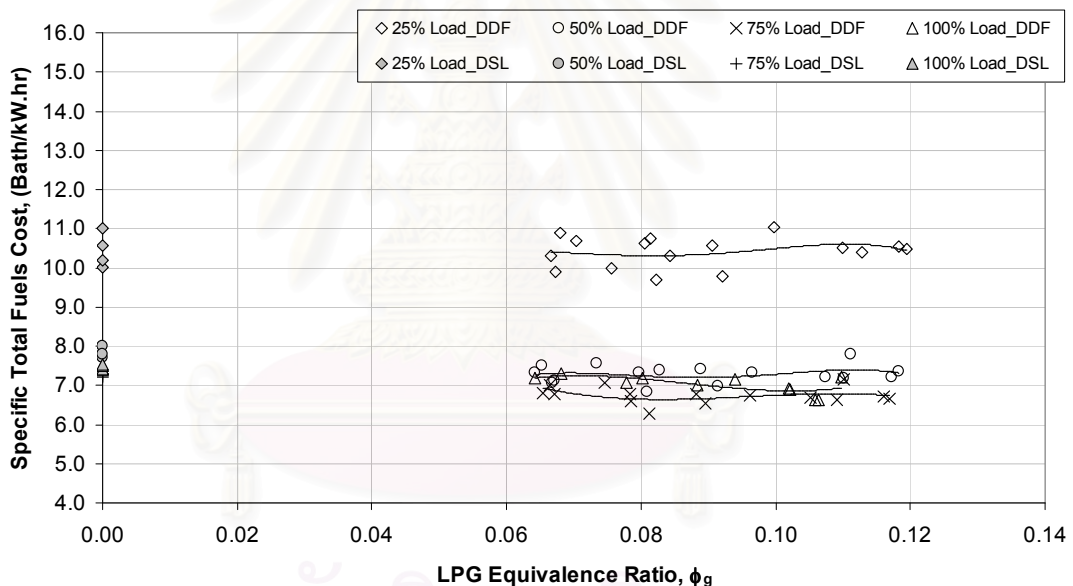
2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-69 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราส่วนผสมของก๊าซหุงต้มต่างๆ ที่ภาระ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-69 เมื่อพิจารณาค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่ภาวะเดียวกันเปรียบเทียบระหว่างเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ กับ เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติพบว่าค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่สภาวะคงตัวของกรณีเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยจะแตกต่างกันอย่างชัดเจนที่ภาวะสูงสุด เมื่อพิจารณาเฉพาะกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อเริ่มปล่อยก๊าซหุงต้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้ อุณหภูมิก๊าซไอเสีย มีแนวโน้มคงที่หรือลดลงเล็กน้อยตลอดช่วงที่เพิ่มก๊าซหุงต้ม โดยพบว่าที่ภาวะต่ำ อุณหภูมิไอเสียค่อนข้างจะคงที่มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไป และค่าอุณหภูมิของก๊าซไอเสียยังใกล้เคียงกันมากกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แนวโน้มการลดลงของอุณหภูมิก๊าซไอเสียเมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มจะเห็นได้ชัดเจนที่ภาวะที่สูงกว่าตามลำดับ

2100 rpm, Diesel Pilot Injected at OEM Setting



รูปที่ 5-70 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่างๆที่ภาวะ 25%, 50%, 75%, 100% ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-70 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ 25% Load พบว่าทั้งเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่รอบสูงนี้มีค่าราคาเชื้อเพลิงรวมจำเพาะแกว่งซึ่งเมื่อพิจารณาช่วงค่าที่แกว่งในกราฟพบว่าไม่มีความแตกต่างที่สำคัญของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะของทั้งสองกรณี และเมื่อพิจารณาเฉพาะเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้มากขึ้นค่าราคาเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีแนวโน้มสูงขึ้นเล็กน้อย และที่ภาวะต่ำนี้ยังคงเป็นภาวะ

ที่ให้ค่าราคาต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่สูงที่สุดในภาวะที่ทำการทดสอบทั้งในกรณีของเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่

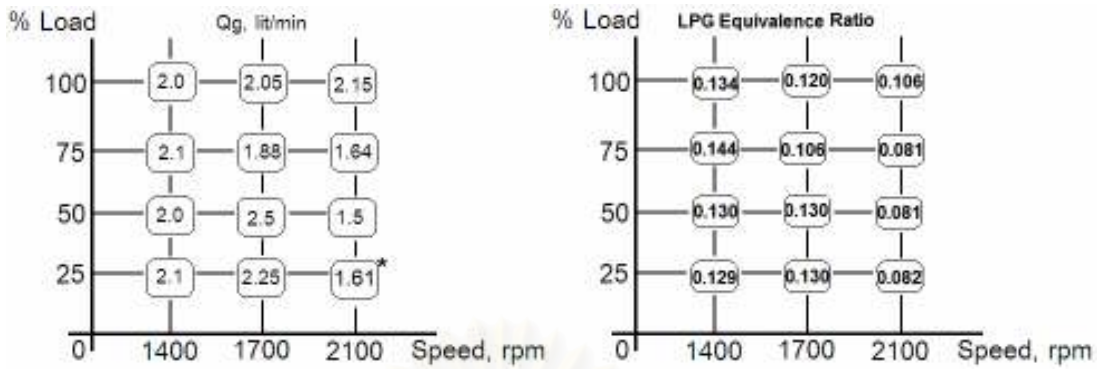
เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง 50% Load เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แต่เมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงขึ้นเล็กน้อยแต่ยังคงมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูง 75% Load พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ เมื่อเพิ่มก๊าซหุงต้มเข้าไปในห้องเผาไหม้มากขึ้นพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำลงกระทั่งถึงค่าต่ำสุดค่าหนึ่งที่ปริมาณก๊าซหุงต้มเท่ากับ 1.75 lit/min หากเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากไปจากนี้พบว่าแนวโน้มค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงขึ้นอีกครั้งแต่ยังคงต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติไปตลอดช่วงอัตราการไหลของก๊าซหุงต้มที่ใส่เข้าไปได้ และเช่นเดียวกับที่รอบ 1400 rpm และ 1700 rpm พบว่าที่ภาวะ 75% Load นี้การใช้งานเครื่องยนต์ทั้งสองแบบให้ค่าเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดในค่าภาวะที่ทำการทดสอบ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงสุด พบว่า มีแนวโน้มคล้ายกับที่รอบ 1700 rpm คือมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะใกล้เคียงและต่ำกว่าที่ภาวะ 50% Load เล็กน้อย โดยในช่วงแรกที่เติมก๊าซหุงต้มเข้าสู่เครื่องยนต์พบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเท่ากับที่ภาวะ 50% Load และเมื่อปริมาณก๊าซหุงต้มมีค่าตั้งแต่ 1.60 lit/min เป็นต้นไปถึงค่าสูงสุดที่ใส่ได้ พบว่า ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะของภาวะ 100% Load นี้จะต่ำกว่าที่ภาวะ 50% Load และมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลตั้งแต่อัตราการไหลที่ 1.60 lit/min เป็นต้นไป และมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติเมื่อใส่ปริมาณก๊าซหุงต้มต่ำกว่า 1.60 lit/min ข้อสังเกตที่รอบสูงนี้พบว่าลำดับของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะยังคงเป็นเช่นเดียวกับที่รอบ 1700 rpm คือการใช้งานเครื่องยนต์ทั้งสองแบบที่ภาวะ 25% Load, 50% Load, 100% Load และที่ 75% Load จะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเรียงจากค่าสูงไปหาค่าต่ำตามลำดับ

5.2.4 สรุปอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มที่เหมาะสม ณ จุดทำงานต่างๆ

5.2.4.1 เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ



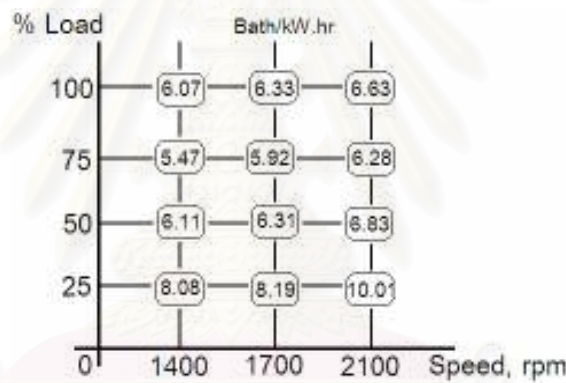
a)

b)

รูปที่ 5-71 แสดง a) ปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ *ใช้ดีเซลปกติประหยัดกว่า

b) อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม

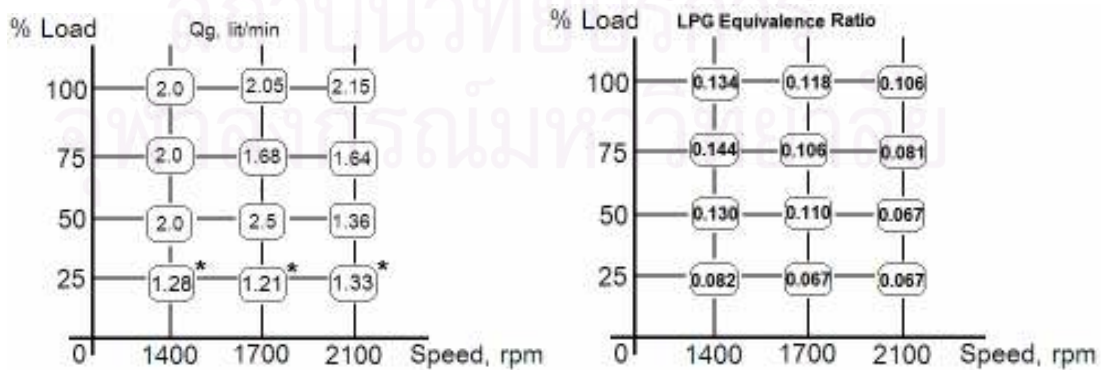
เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุด



รูปที่ 5-72 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำสุดที่แต่ละจุดทำงานที่ทำการทดสอบ

5.1.4.2 เมื่อพิจารณาบนพื้นฐานของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะ

เบรก

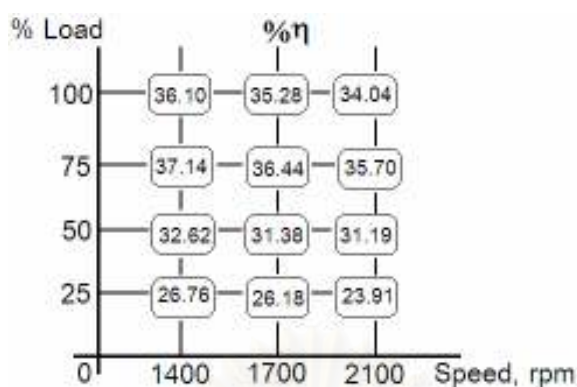


a)

b)

รูปที่ 5-73 แสดง a) ปริมาณก๊าซหุงต้มที่เหมาะสมสำหรับจุดทำงานต่างๆ *ใช้ดีเซลปกติประสิทธิภาพสูงกว่า

b) อัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม



รูปที่ 5-74 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคที่สูงที่สุด ที่แต่ละจุดทำงาน ที่ทำการทดสอบ

5.3 ผลการทดสอบสมรรถนะเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล (injection timing)

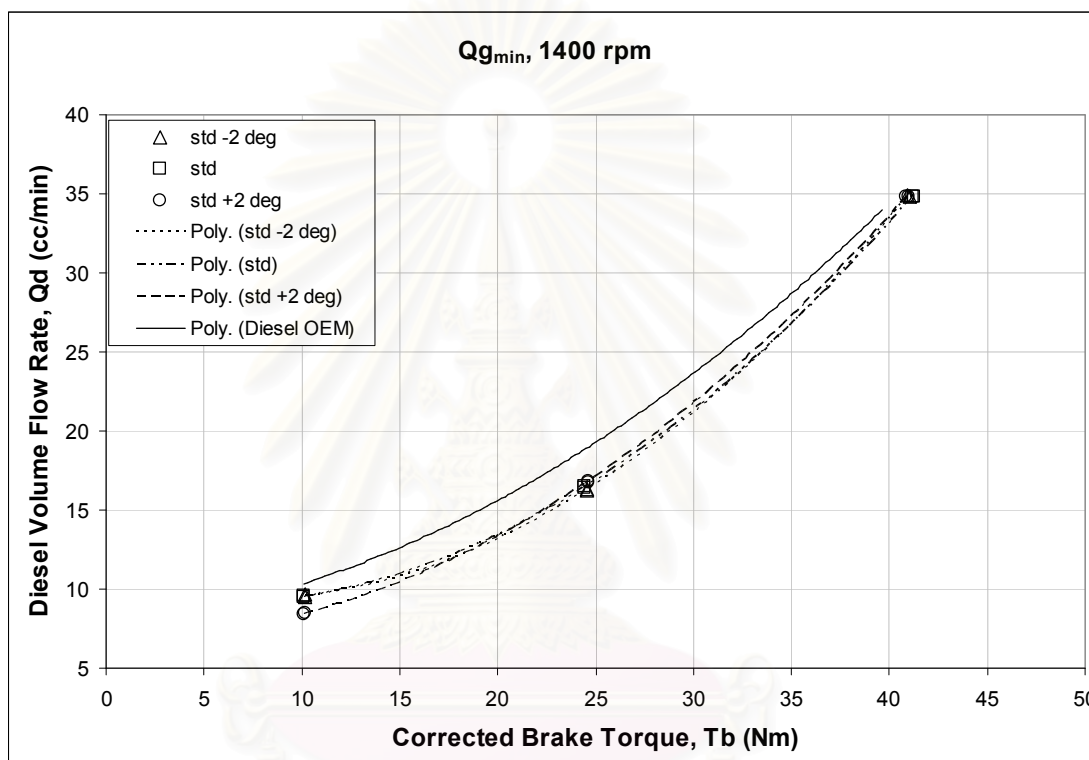
ผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ(Diesel Mode or DSL) และเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับน้ำมันดีเซล(DDF Mode)ที่ความเร็วรอบคงที่และสภาวะคงตัว เพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่มีต่อพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ ประกอบด้วย ผลการเปรียบเทียบค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล, ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรค(brake specific total energy consumption: bstec, MJ/kW.hr), ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค(brake specific total energy conversion efficiency), ค่าอัตราการจ่ายพลังงานรวมให้เครื่องยนต์(Total Energy Input, kJ/s), ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ(Specific Total Fuels Cost, Bath/kW.hr) ไปถึงข้อมูลอุณหภูมิก๊าซไอเสีย, อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น เป็นต้น โดยจะแสดงในรูปของการเปลี่ยนแปลงของค่าตัวแปรตามต่างๆเมื่ออัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม(ตัวแปรต้นตัวที่ 2) เปลี่ยนแปลงไปที่ค่าแรงบิดเบรคต่างๆ

ในการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่มีต่อค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ได้ทำการทดสอบสมรรถนะที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกันสามค่า ได้แก่ ที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้า (retarded injection timing) ใช้คำย่อ “std-2 deg” ที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานที่ตั้งมาจากโรงงานผลิต (Original Engine Manufacturing : OEM setting) ใช้คำย่อ “std” และที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้า (advanced injection timing) ใช้คำย่อ “std+2 deg” ดังแสดงต่อไปนี้

5.3.1 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

ได้แสดงผลการทดสอบเมื่อใช้ปริมาณก๊าซหุงต้มที่เท่ากัน โดยนำผลการทดสอบเมื่ออัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มอยู่ที่ $1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$, $1.75 \leq Q_{\text{med}} \leq 2.00$ และ $2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min ดังนี้

5.3.1.1 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min ที่ 1400 rpm



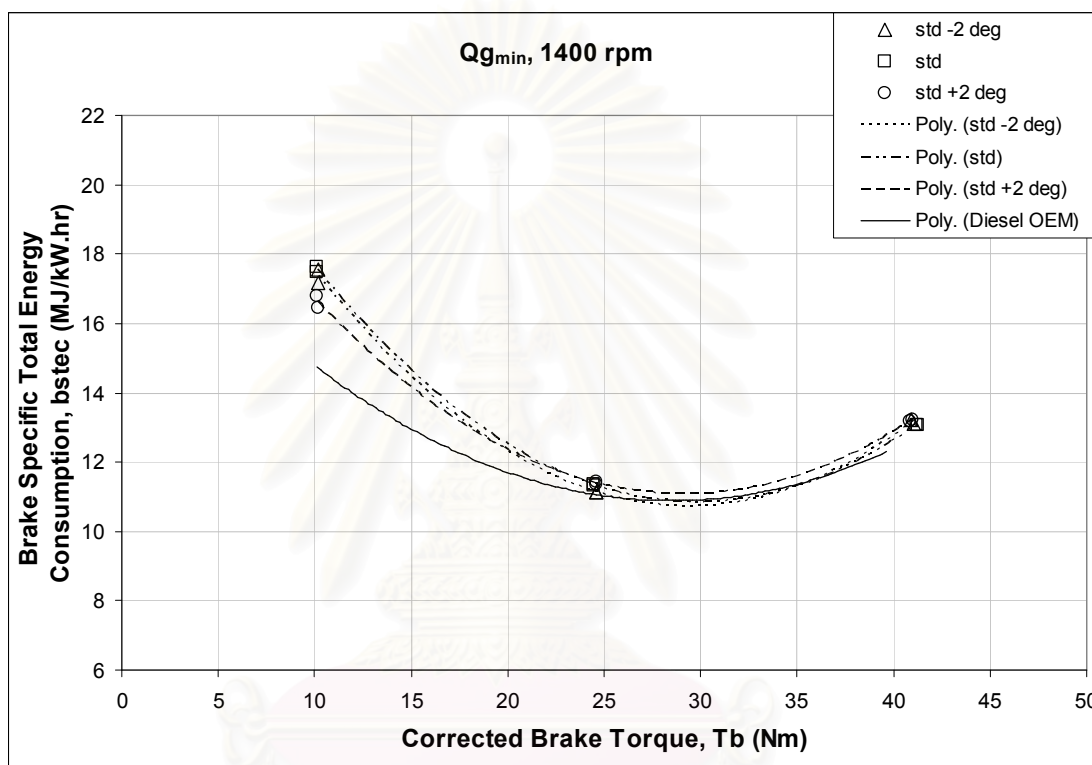
รูปที่ 5-75 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่เข้าทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-75 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด โดยไม่พบความแตกต่างที่สำคัญระหว่างจังหวะการฉีดแบบมาตรฐานและล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้ากลับให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มสูงที่สุด โดยไม่พบความแตกต่างที่สำคัญระหว่างจังหวะการฉีดแบบมาตรฐานและล่าช้าเช่นเดียวกับที่ภาวะต่ำ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบ

เชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้อัตราการใช้เชื้อเพลิงสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้าและพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดมากกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและล่วงหน้า โดยค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



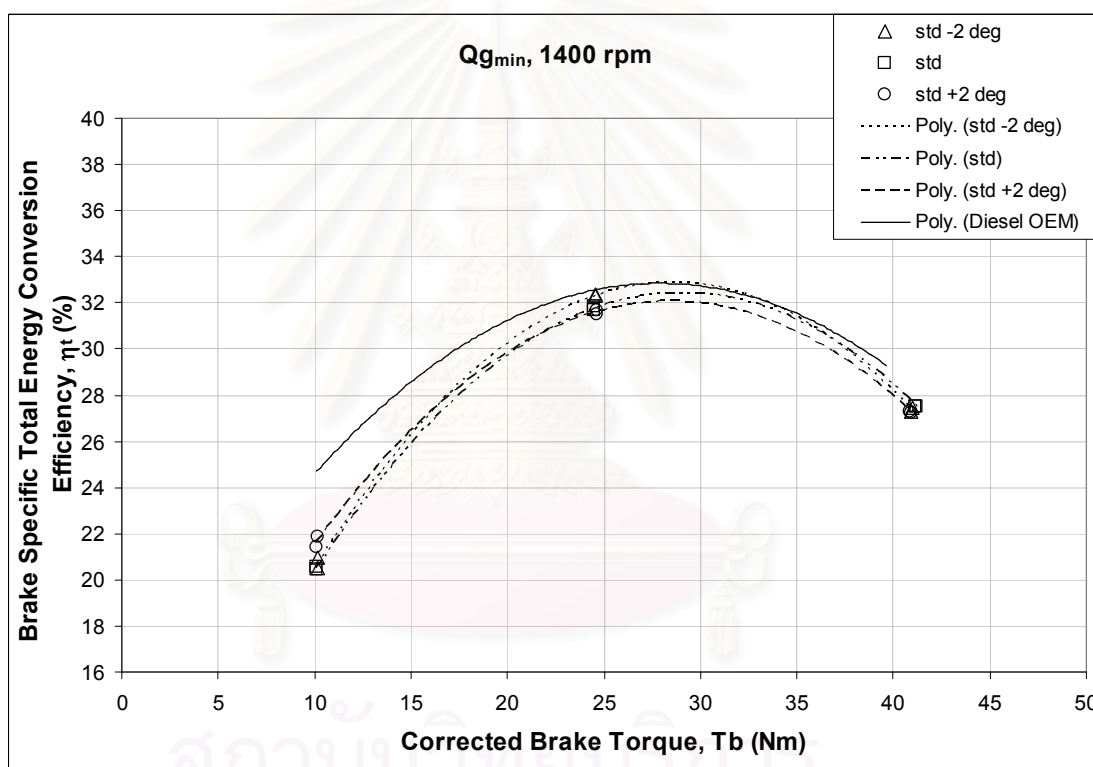
รูปที่ 5-76 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-76 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างชัดเจน และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้า โดยไม่พบความแตกต่างที่สำคัญระหว่างจังหวะการฉีดแบบมาตรฐานและล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า อัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ทุกจังหวะการฉีดมีค่าใกล้เคียงกันมาก

ขึ้นเมื่อเข้าสู่ภาวะปานกลาง โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ยังคงให้อัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เมื่อพ้นภาวะปานกลางเข้าสู่ภาวะสูง เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานมีแนวโน้มให้ค่าอัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่าทั้งกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลด้วยจังหวะล่วงหน้าและจังหวะล่าช้า และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าและจังหวะล่าช้าเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้อัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

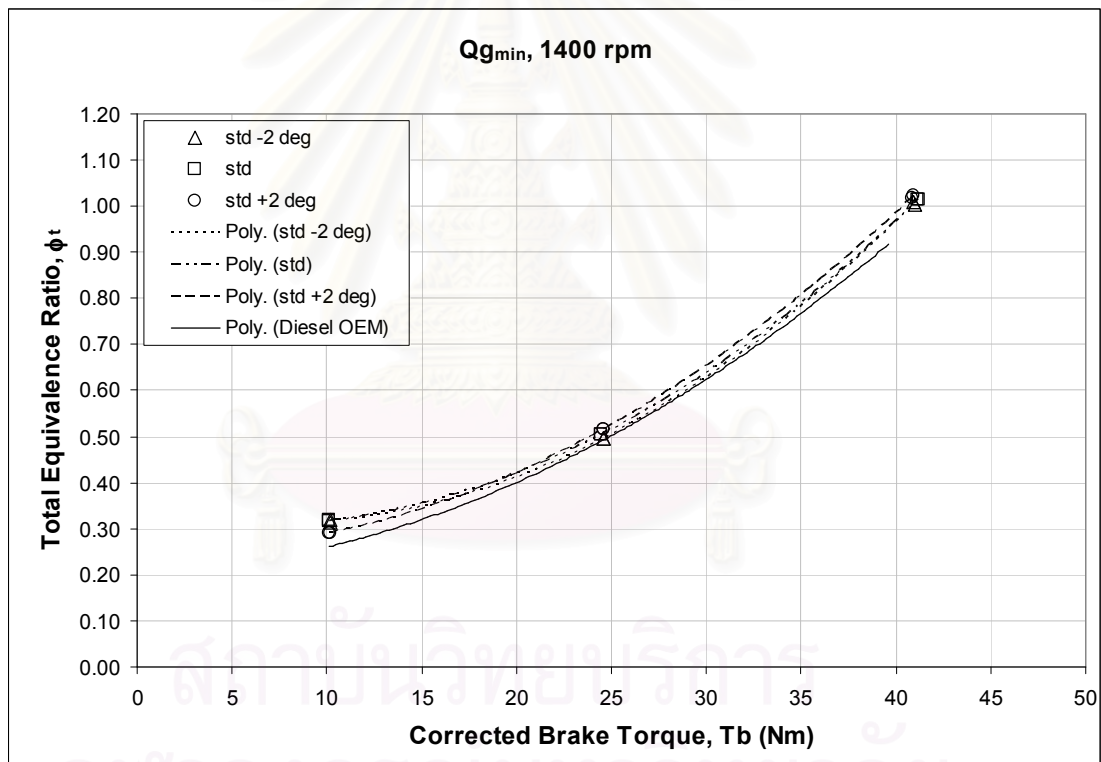


รูปที่ 5-77 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-77 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างชัดเจน และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้า โดยไม่พบความแตกต่างที่สำคัญระหว่างจังหวะการฉีดแบบมาตรฐานและล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ทุกจังหวะการฉีดมีค่าใกล้เคียงกันมากขึ้นเมื่อเข้าสู่ภาระปานกลาง โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ยังคงให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เมื่อพ้นภาระปานกลางเข้าสู่ภาระสูงเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานมีแนวโน้มให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าทั้งกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลด้วยจังหวะล่วงหน้าและจังหวะล่าช้า และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าและจังหวะล่าช้าเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



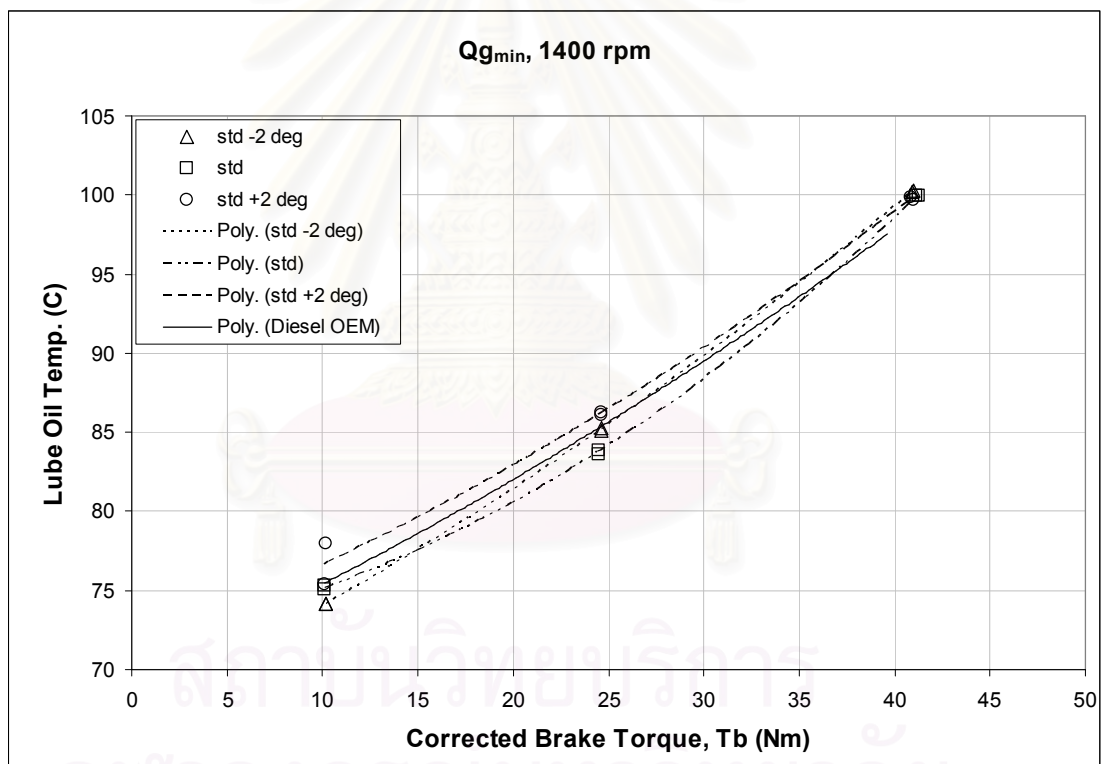
รูปที่ 5-78 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-78 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่า

อัตราส่วนสมมูลรวมบางกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมในแต่ละกรณีเริ่มมีค่าใกล้เคียงกันมากขึ้น โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ยังคงให้อัตราส่วนสมมูลรวมหนากว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และไม่พบความแตกต่างที่สำคัญของค่าอัตราส่วนสมมูลรวมระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะต่างๆ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมของเครื่องยนต์ดีเซลปกติยังคงบางกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่แต่เส้นแนวโน้มใกล้เคียงกันมากขึ้นที่ภาระสูงสุด และไม่พบความแตกต่างที่สำคัญของค่าอัตราส่วนสมมูลรวมระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่



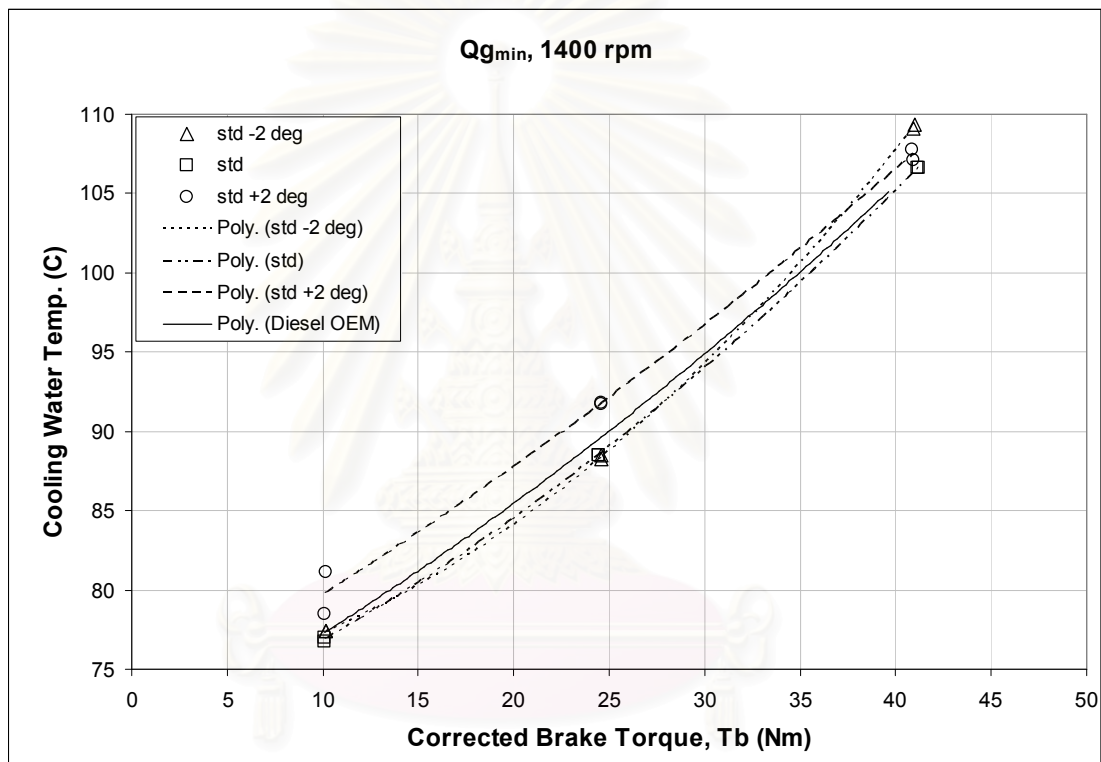
รูปที่ 5-79 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-79 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้ามีแนวโน้มให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้า โดยพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าให้อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นต่ำที่สุด และต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

ซึ่งมีค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นใกล้เคียงกับเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวัดมาตรฐาน

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวัดการฉีดน้ำมันหล่อลื่นและของเครื่องยนตรดีเซลปกติมีค่าใกล้เคียงกัน ไม่พบความแตกต่างของค่าอุณหภูมิที่ภาระปานกลางนี้

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า แนวโน้มของค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นยังคงมีลักษณะเช่นเดียวกับที่ภาระปานกลางกล่าวคือทุกกรณีมีค่าอุณหภูมิที่ใกล้เคียงกันมาก

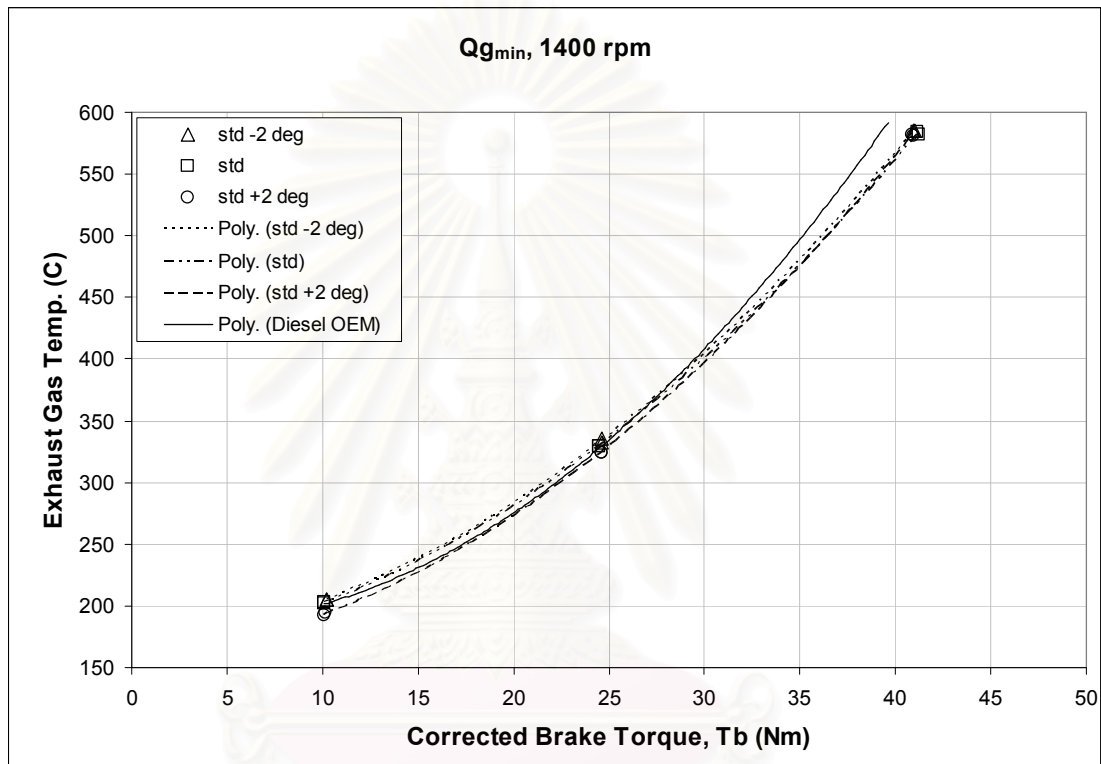


รูปที่ 5-80 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-80 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวัดสงขลามีแนวโน้มให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น สูงกว่าเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวัดมาตรฐานและจังหวัดลำปาง โดยพบว่าเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวัดลำปางให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นใกล้เคียงกับเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวัดมาตรฐาน และต่ำกว่ากรณีเครื่องยนตรดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้ามีแนวโน้มให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น สูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า แนวโน้มของค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ยังคงมีลักษณะเช่นเดียวกับที่ภาวะปานกลางกล่าวคือทุกกรณีมีค่าอุณหภูมิที่ใกล้เคียงกันมาก

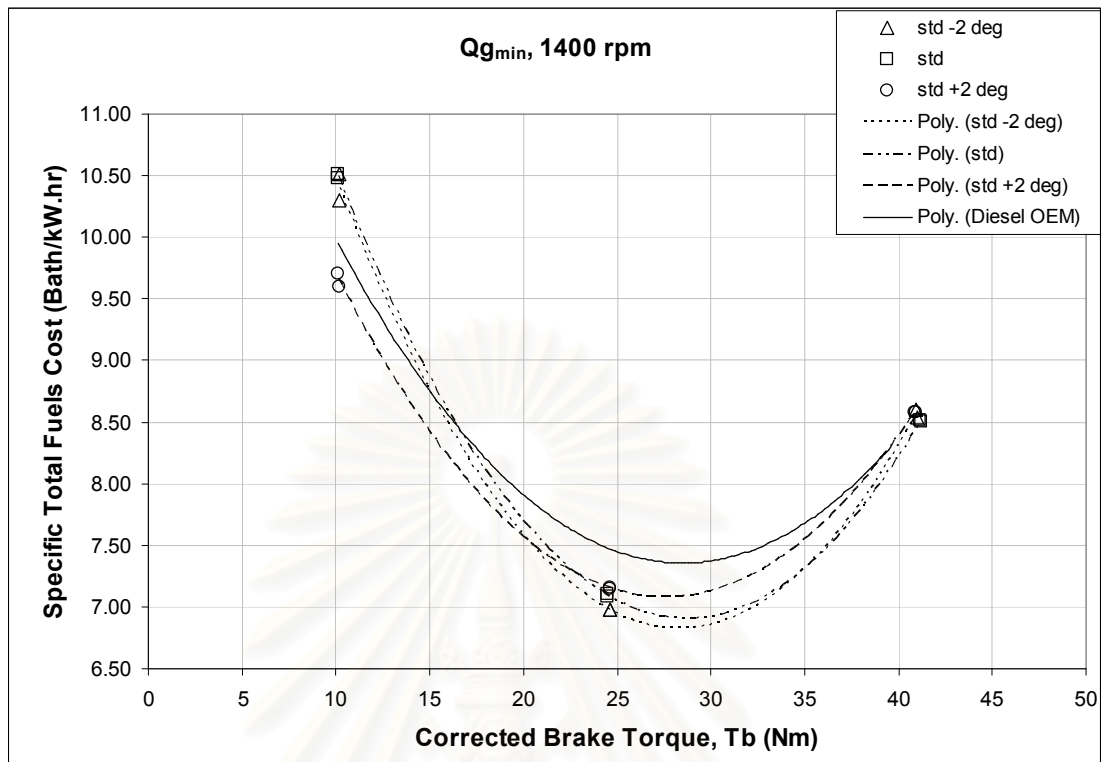


รูปที่ 5-81 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-81 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า อุณหภูมิก๊าซไอเสียใกล้เคียงกันมาก แต่มีแนวโน้มว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียต่ำกว่ากรณีอื่น

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า อุณหภูมิก๊าซไอเสียมีค่าใกล้เคียงกันมาก ไม่พบความต่างที่ภาวะปานกลางนี้ทั้งกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า ยิ่งภาวะสูงขึ้นไปจะพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติมากขึ้นตามภาวะที่สูงขึ้น และหากเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าเมื่อฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าและล่วงหน้าจะให้ค่าอุณหภูมิใกล้เคียงกันและสูงกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานเล็กน้อย



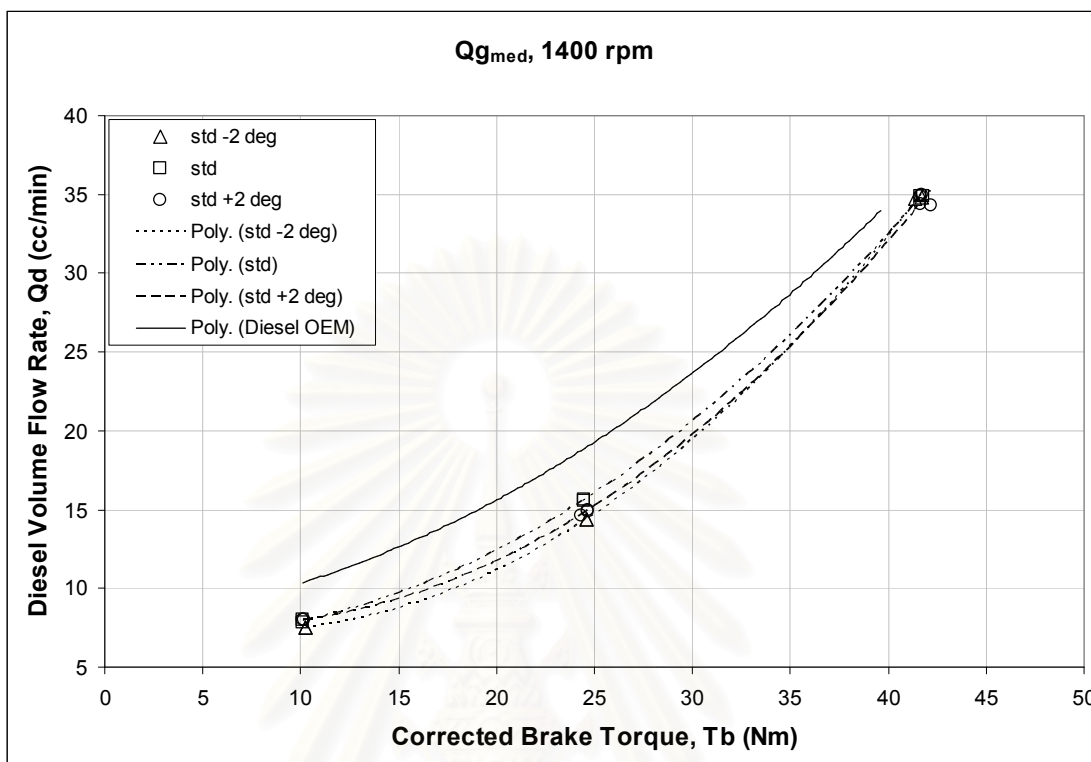
รูปที่ 5-82 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-82 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดและต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐานที่ภาระต่ำจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐานให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดและมีค่าใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ยังคงให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้ามีแนวโน้มให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะอื่นๆที่ภาระสูงสุด

5.3.1.2 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.75 \leq Q_{\min} \leq 2.00$ lit/min ที่ 1400 rpm

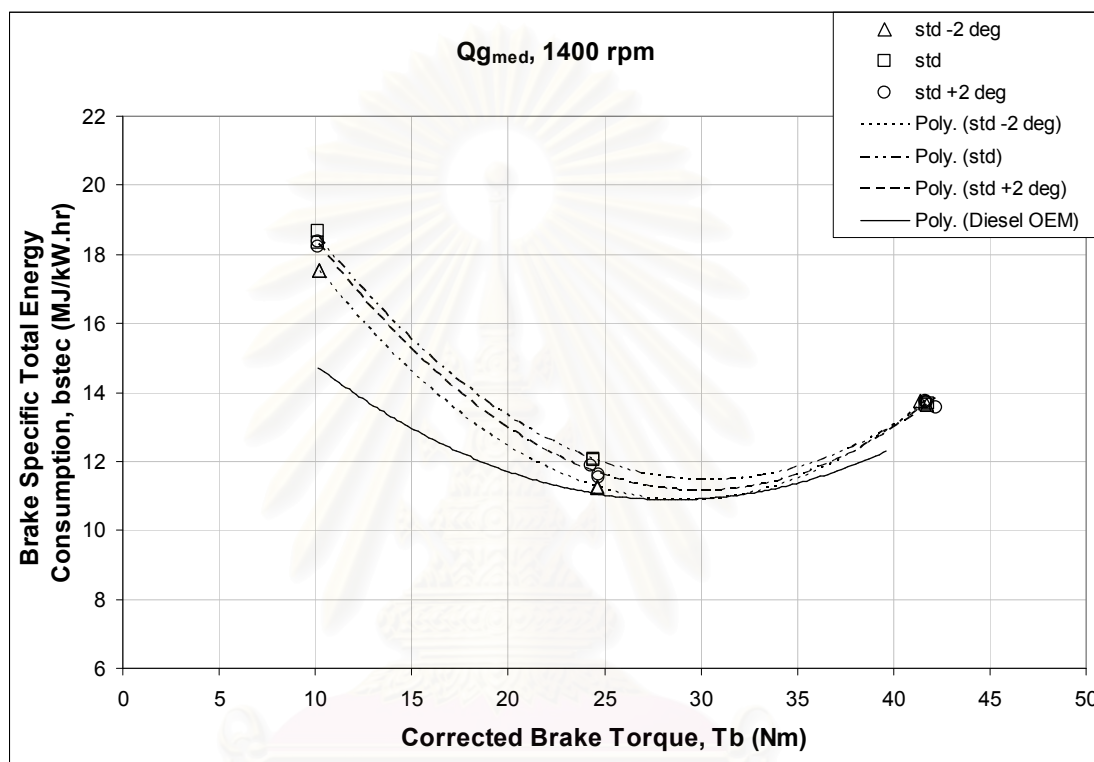


รูปที่ 5-83 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{\text{med}} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-83 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ ความเร็วรอบ 1400 rpm พบว่าองศาการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลต่ำกว่าที่องศาการฉีดจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้า และพบว่าที่ภาวะต่ำ ความเร็วรอบต่ำนี้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลเมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ในทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลมีค่าต่ำกว่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างชัดเจนตลอดค่าภาวะที่ทำการทดสอบที่รอบ 1400 rpm นี้

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลางถึงภาวะสูง พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยองศาการฉีดจังหวะมาตรฐานต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลต่ำกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า และมีอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่เมื่อฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าจะให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลสูงกว่าแต่ยังคงใช้ปริมาณน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเมื่อเทียบกับกรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยองศาการฉีดจังหวะมาตรฐาน ต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลต่ำกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า และมีอัตราการใช้เชื้อเพลิงปริมาณของน้ำมันดีเซลต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่เมื่อฉีดน้ำมันจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าจะให้อัตราการใช้เชื้อเพลิงปริมาณของน้ำมันดีเซลสูงกว่า และใช้ปริมาณน้ำมันดีเซลสูงกว่าเมื่อเทียบกับกรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



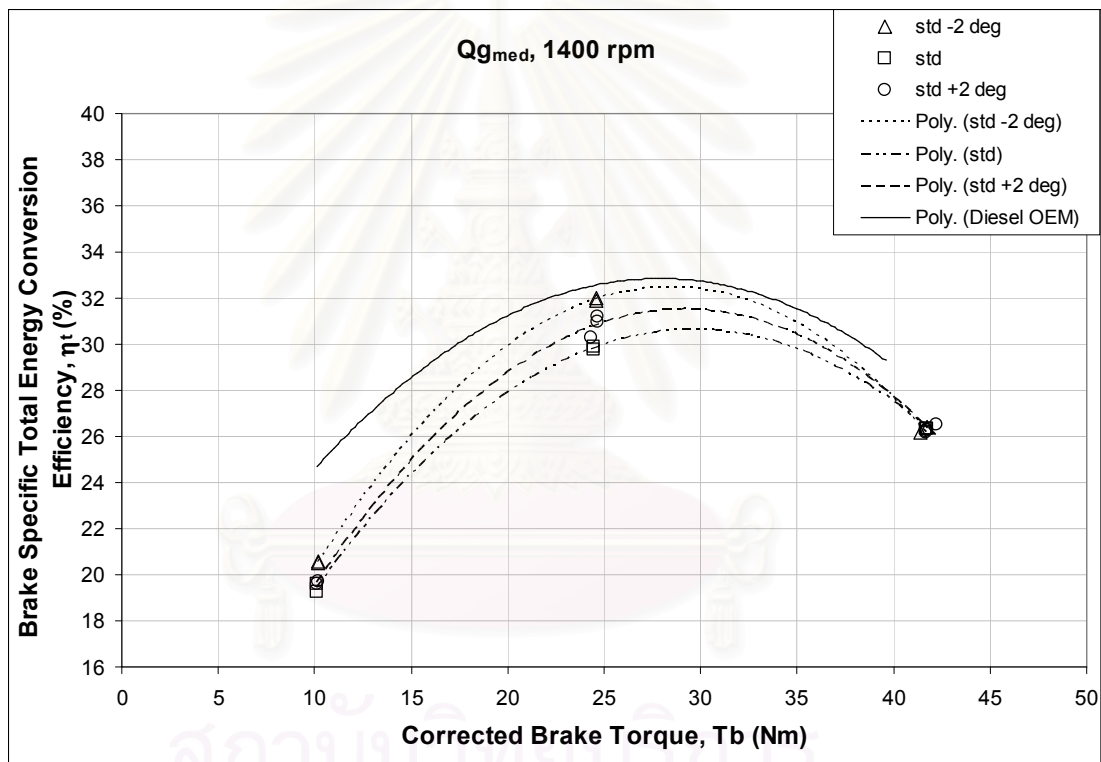
รูปที่ 5-84 แสดงค่าอัตราการใช้เชื้อเพลิงรวมเฉพาะเบรก ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-84 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ ความเร็วรอบ 1400 rpm พบว่าองศาการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้อัตราอัตราการใช้เชื้อเพลิงรวมเฉพาะเบรกต่ำกว่าที่องศาการฉีดจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้า และพบว่าที่ภาระต่ำ ความเร็วรอบต่ำนี้อัตราการใช้เชื้อเพลิงรวมเฉพาะเบรก เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่สูงกว่าอัตราการใช้เชื้อเพลิงรวมเฉพาะเบรก เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างชัดเจน

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูง พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยองศาการฉีดจังหวะมาตรฐานให้อัตราการใช้เชื้อเพลิงรวมเฉพาะเบรกต่ำกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า แต่มีอัตราการใช้เชื้อเพลิงรวมเฉพาะเบรกสูงกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่เมื่อฉีดน้ำมันจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าให้อัตราการใช้เชื้อเพลิง

พลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่า โดยการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้อัตราการบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าที่องศาการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงสุด พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยองศาการฉีดจังหวะมาตรฐานให้อัตราการบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า แต่มีอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลสูงกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่เมื่อฉีดน้ำมันจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าจะให้อัตราการบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรคสูงกว่า นอกจากนี้พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้กำลังบิดเบรคแก้ไขสูงสุดมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

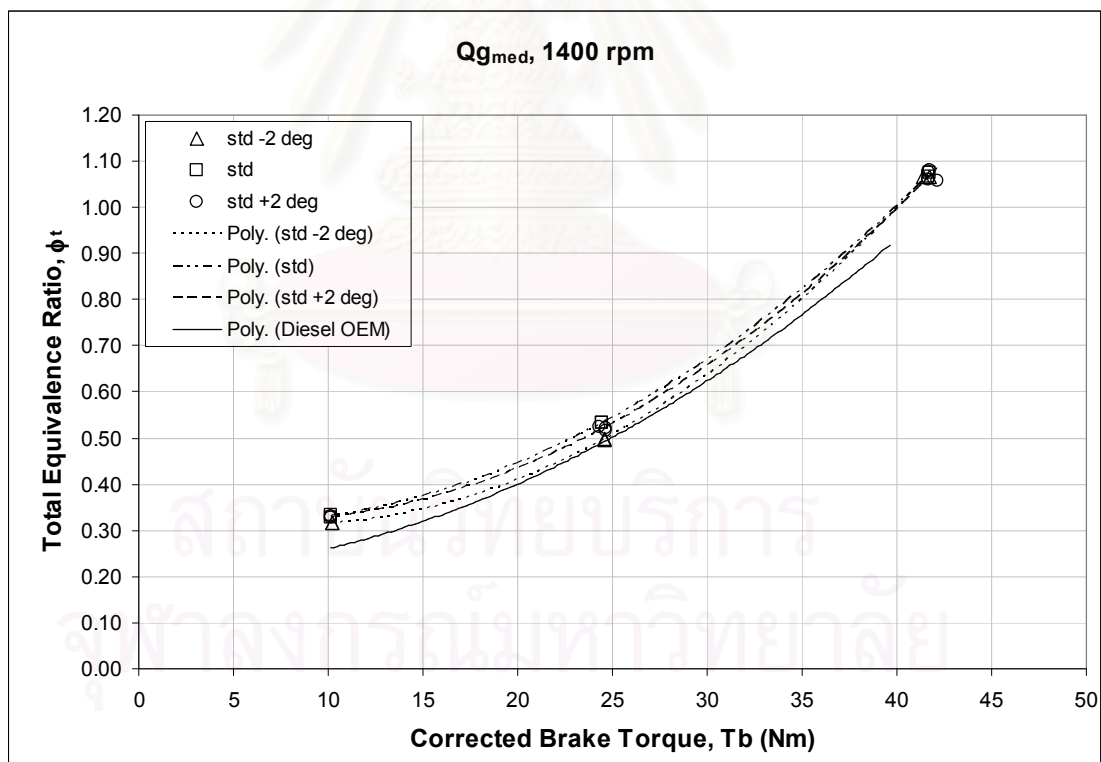


รูปที่ 5-85 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-85 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ ความเร็วรอบ 1400 rpm พบว่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าที่จังหวะการฉีดจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้า และพบว่าที่ภาวะต่ำ ความเร็วรอบต่ำนี้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ต่ำกว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค เมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติอย่างชัดเจน

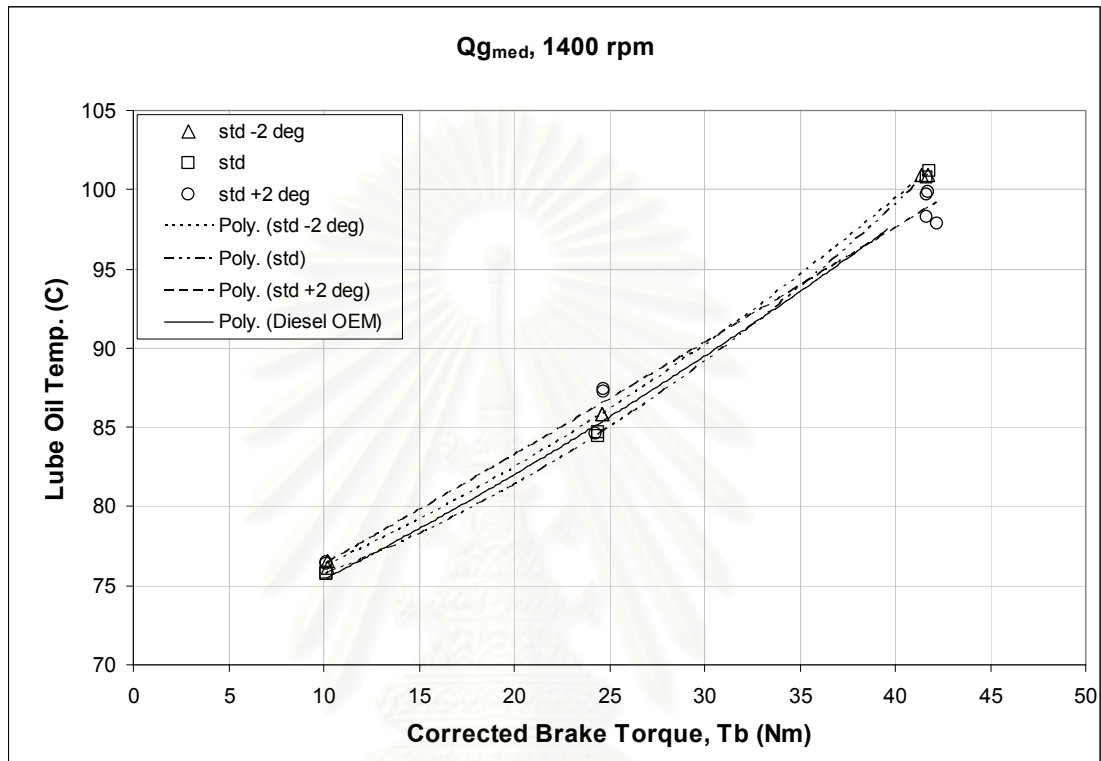
เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลางถึงภาวะสูง พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยองศาการฉีดจังหวะมาตรฐานให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า แต่มีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่เมื่อฉีดน้ำมันจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าจะให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่า โดยการฉีดน้ำมันดีเซลแบบล่วงหน้าจะให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่าที่องศาการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงสุด พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยองศาการฉีดจังหวะมาตรฐานให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า แต่มีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่ากรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่เมื่อฉีดน้ำมันจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าจะให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่า



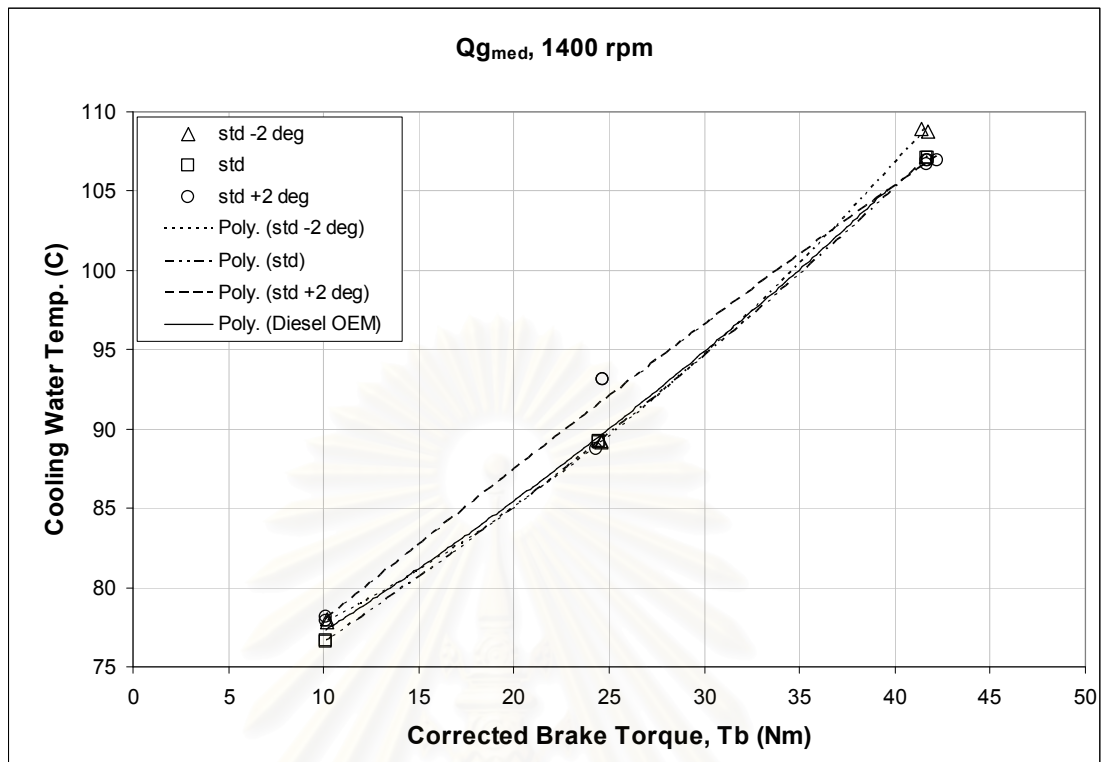
รูปที่ 5-86 แสดงค่าอัตราส่วนผสมรวม ที่อัตราการใช้ของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-86 พบว่าการทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ให้อัตราส่วนผสมรวมมากกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราส่วนผสมรวมหนาที่สุดตลอดช่วงภาระที่ทดสอบ



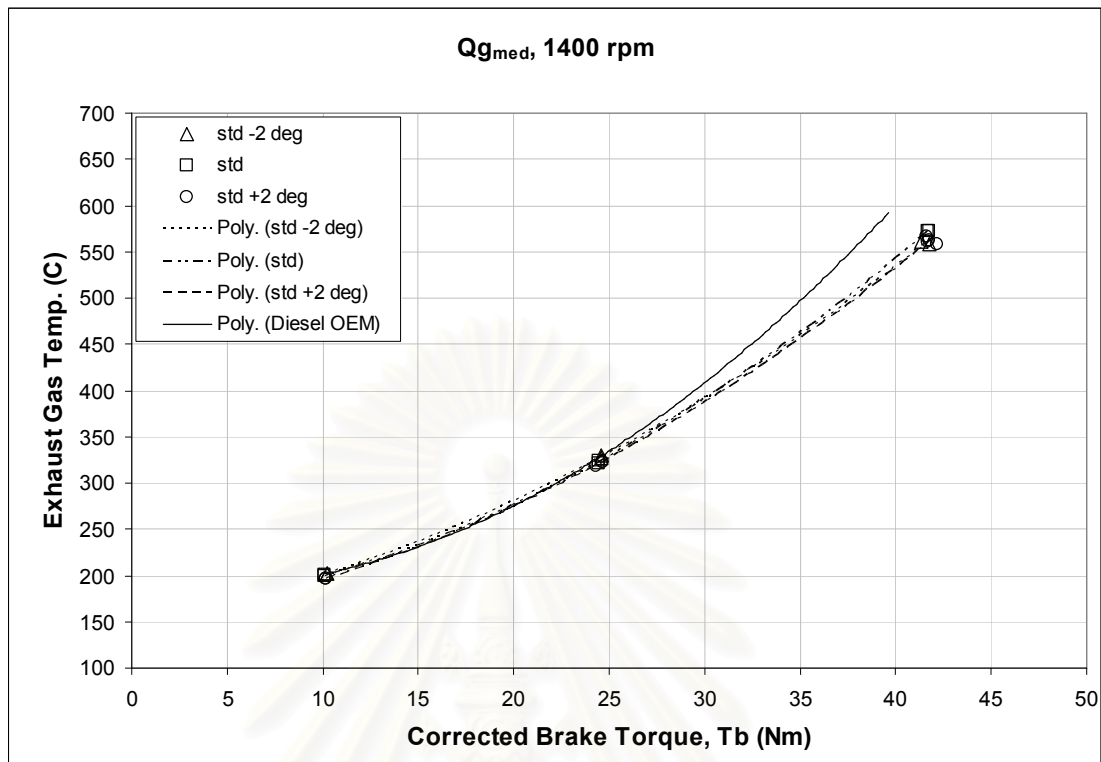
รูปที่ 5-87 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-87 พบว่าการทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติในทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล โดยการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้ามีแนวโน้มให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าที่ภาระต่ำ ส่วนที่ภาระปานกลางไม่พบว่าองศาการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ ส่วนที่ภาระสูงสุดพบว่าองศาการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานมีแนวโน้มให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่า



รูปที่ 5-88 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

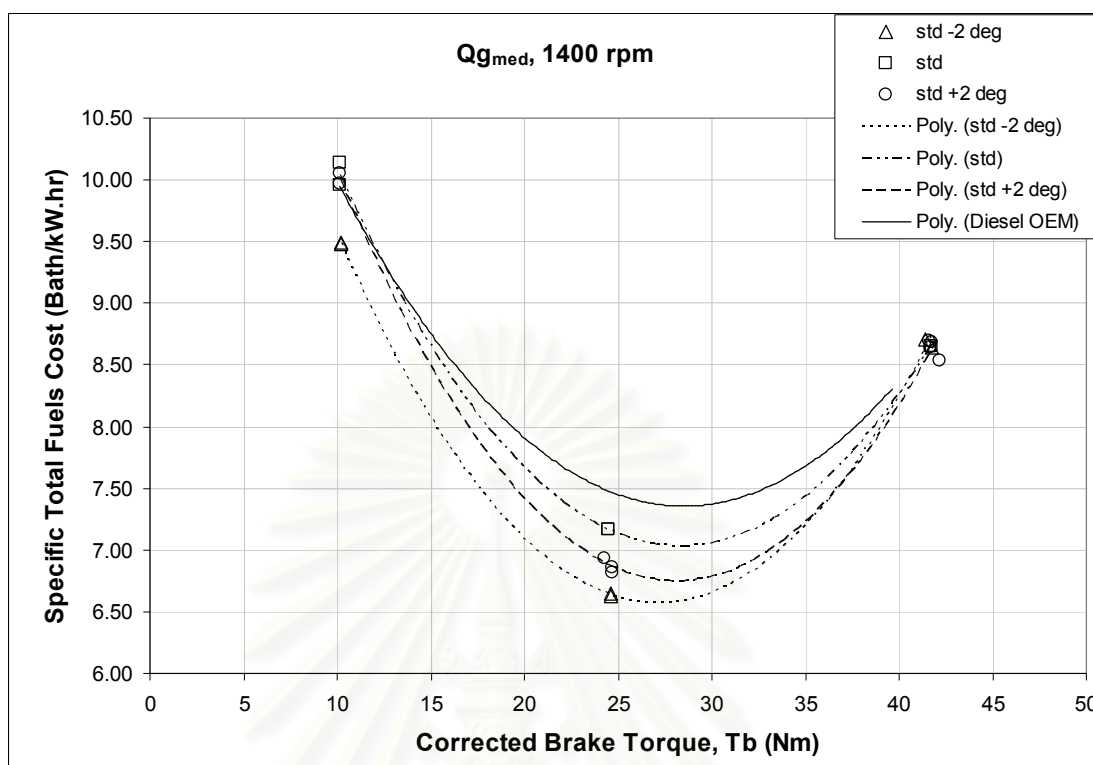
จากรูปที่ 5-88 พบว่าที่ภาระต่ำการทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ของสากการฉีดจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงกว่าเมื่อฉีดน้ำมันดีเซลด้วยของสากการฉีดจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้ารวมถึงสูงกว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติในทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล พบว่าของสากการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นใกล้เคียงกับกรณีทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงภาระที่ทำการทดสอบ ที่ภาระสูงถึงสูงสุดพบว่าทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลและการทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติมีค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นใกล้เคียงกันมาก



รูปที่ 5-89 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสีย ที่อัตราการไหลของแก๊ซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-89 พบว่าที่ภาระต่ำถึงภาระปานกลาง ที่ความเร็วรอบต่ำนี้การทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้องศาการฉีดต่างๆ ให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียไม่แตกต่างจากเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติ เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุดพบว่า การทดสอบเครื่องยนต์ด้วยระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้จังหวะการฉีดต่างๆ ให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียต่ำกว่ากว่าเมื่อทดสอบแบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติในทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล โดยไม่พบความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญระหว่างองศาการฉีดน้ำมันดีเซลที่ตำแหน่งต่างๆ กัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

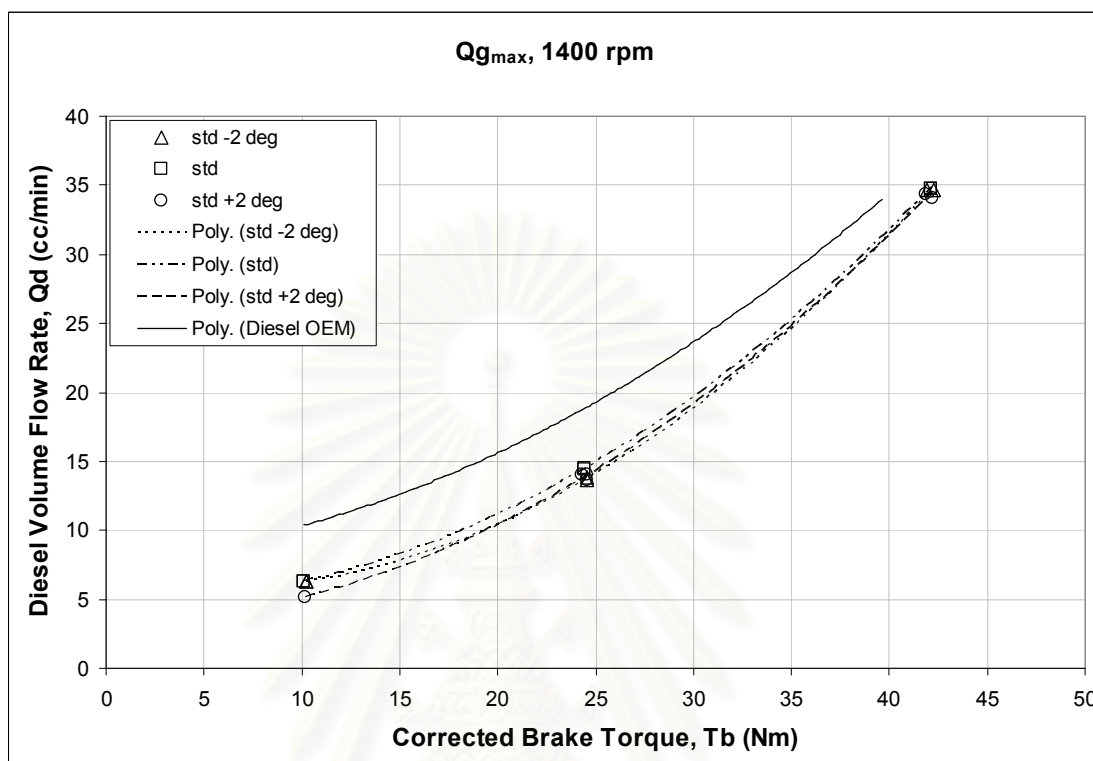


รูปที่ 5-90 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-90 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำถึงภาวะปานกลาง พบว่า การฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้า (std -2 deg) จะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าจังหวะฉีดอื่นๆ ที่ทำการทดสอบ นอกจากนี้ยังพบว่าการฉีดที่จังหวะปกติ (std) ที่ภาวะต่ำให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่การฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงภาวะสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีอื่นๆ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐานให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมที่ใกล้เคียงกันและมีค่าสูงกว่ากรณีใช้เครื่องยนต์ดีเซลปกติ

5.3.1.3 ผลการทดสอบ เมื่อ $2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min ที่ 1400 rpm

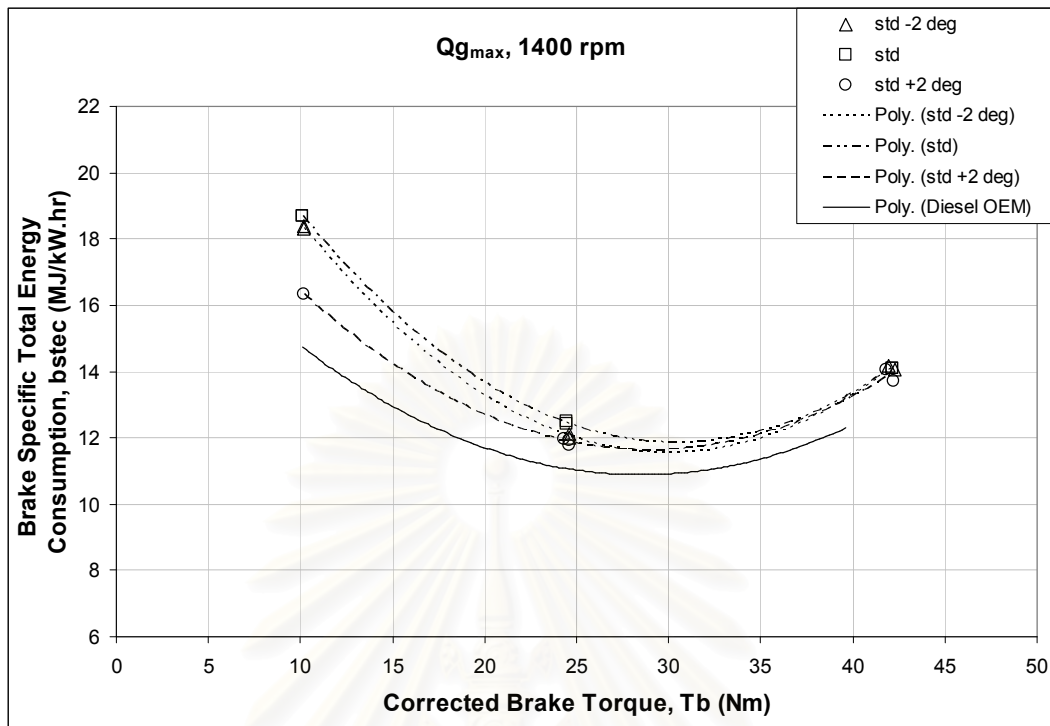


รูปที่ 5-91 แสดงค่าค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-91 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุด โดยที่ภาระต่ำนี้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่สามารถลดค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลได้มากกว่าที่ภาระอื่นๆ

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลในกรณีของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงกันมากขึ้นและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเพียงเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลในกรณีของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีค่าใกล้เคียงกันมากกว่าที่ภาระปานกลาง และมีค่าต่างจากกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติลดลง



รูปที่ 5-92 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

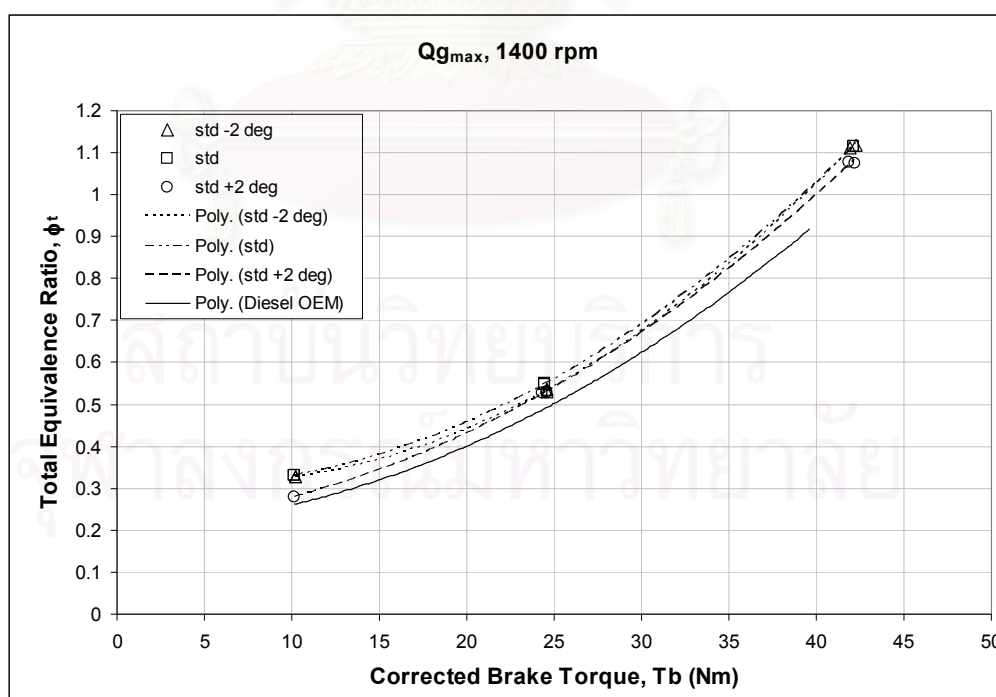


รูปที่ 5-93 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-93 พบว่า ที่ความเร็วรอบต่ำนี้ตลอดค่าภาระที่ทำการทดสอบ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคต่ำกว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมัน ดีเซลในจังหวะล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐาน

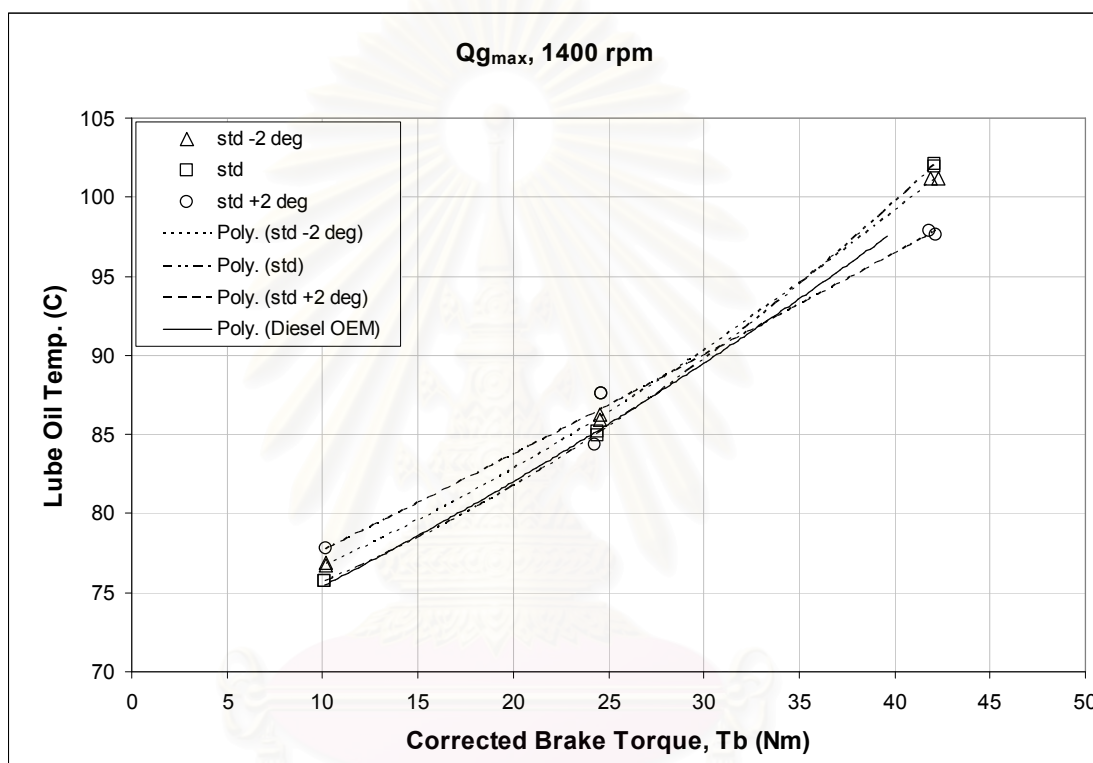
เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมัน ดีเซลในจังหวะล่วงหน้ายังคงให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐาน

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมัน ดีเซลในจังหวะล่วงหน้ายังคงให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐาน และพบว่าการฉีด น้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงขึ้นที่ภาระสูง และมีค่าใกล้เคียงกับกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้า และเมื่อ ทำงานที่ภาระสูงสุดพบว่าทั้งสามจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงาน รวมจำเพาะเบรคใกล้เคียงกัน



รูปที่ 5-94 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวมที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-94 พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดค่าภาระที่ทำการทดสอบและทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมบางกว่าจังหวะการฉีดมาตรฐานและจังหวะล่าช้าตลอดค่าภาระที่ทำการทดสอบ โดยที่ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้ามีค่าใกล้เคียงกัน



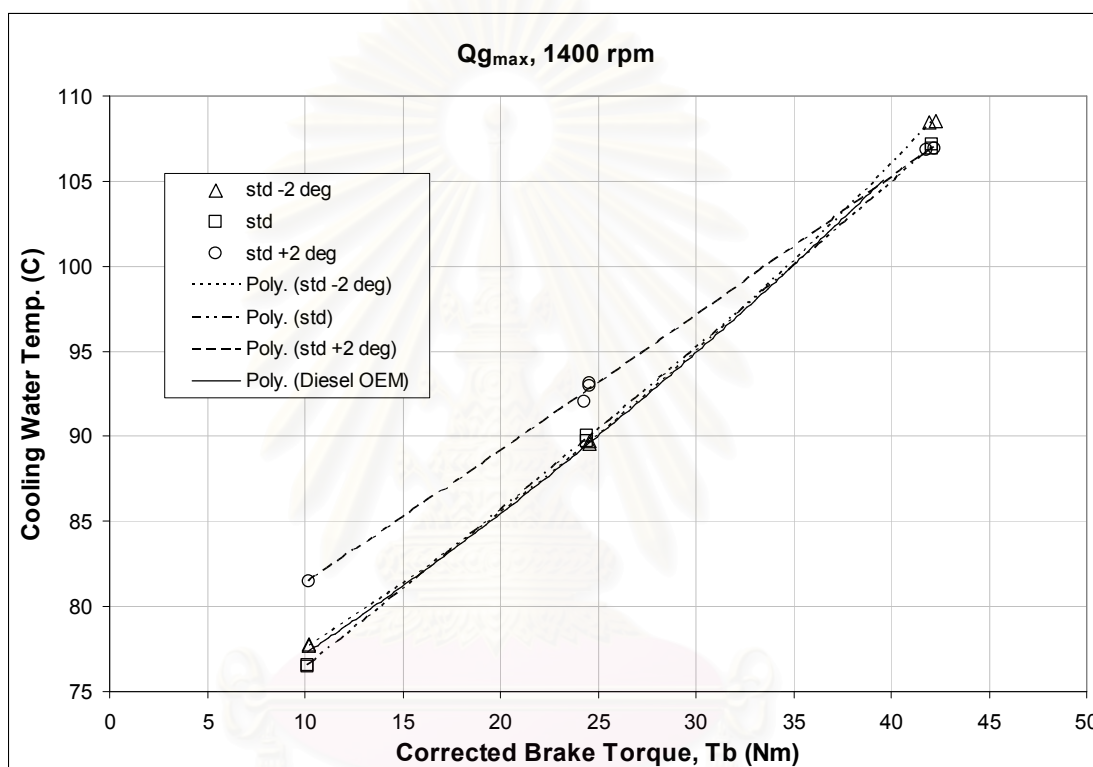
รูปที่ 5-95 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงที่สุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-95 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด ตามด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้า และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ภาระต่ำ

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า ยังคงมีแนวโน้มเช่นเดียวกับที่ภาระต่ำ คือพบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด ตามด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้า และพบว่าเครื่องยนต์

ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ภาระต่ำ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุดตามด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นต่ำที่สุดที่ภาระสูงสุด



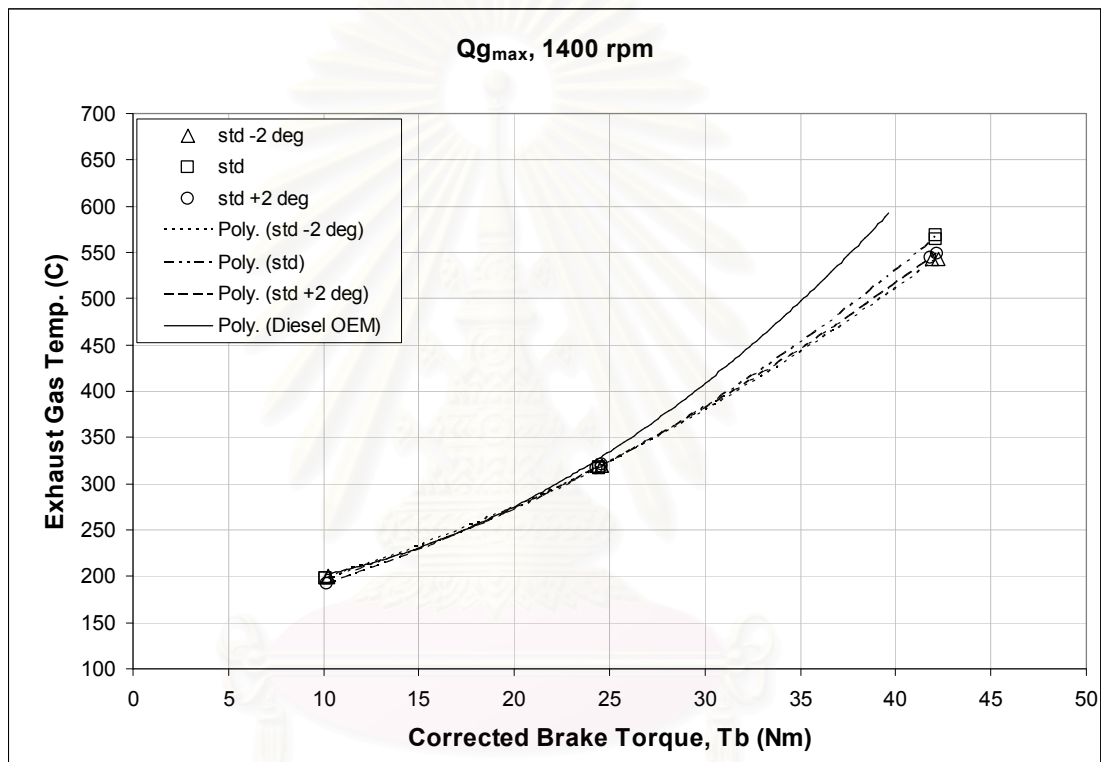
รูปที่ 5-96 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-96 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นสูงที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ภาระต่ำ

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า ยังคงมีแนวโน้มเช่นเดียวกับที่ภาระต่ำ คือ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นสูงที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าและเครื่องยนต์ระบบ

เชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ภาระต่ำ

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติที่ภาระต่ำ



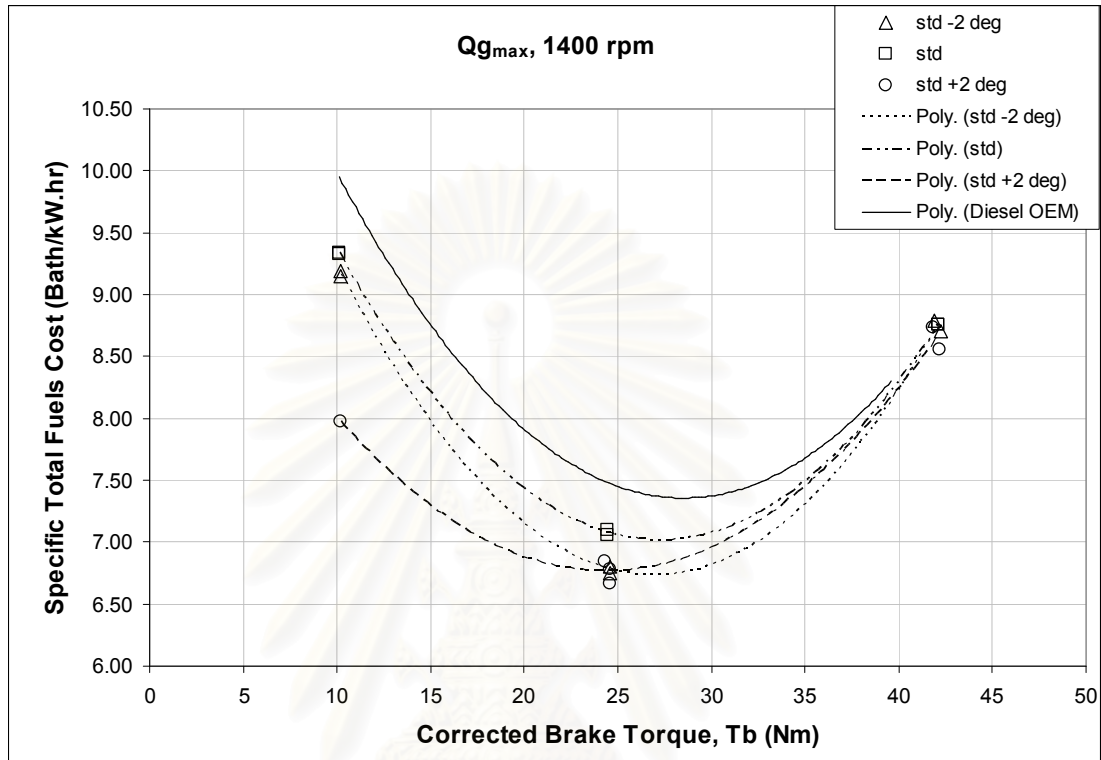
รูปที่ 5-97 แสดงค่าอุณหภูมิอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-97 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า ที่ภาระต่ำนี้อุณหภูมิก๊าซไอเสียของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลและเครื่องยนต์ดีเซลปกติมีค่าใกล้เคียงกันมาก

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลเริ่มมีค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลมีค่าใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลมีค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติชัดเจน โดยที่เครื่องยนต์ระบบ

เชื้อเพลิงคู่ที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่าช้าและล่วงหน้ามีค่าใกล้เคียงกันและต่ำกว่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลมาตรฐาน



รูปที่ 5-98 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

จากรูปที่ 5-98 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่วงหน้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด และเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

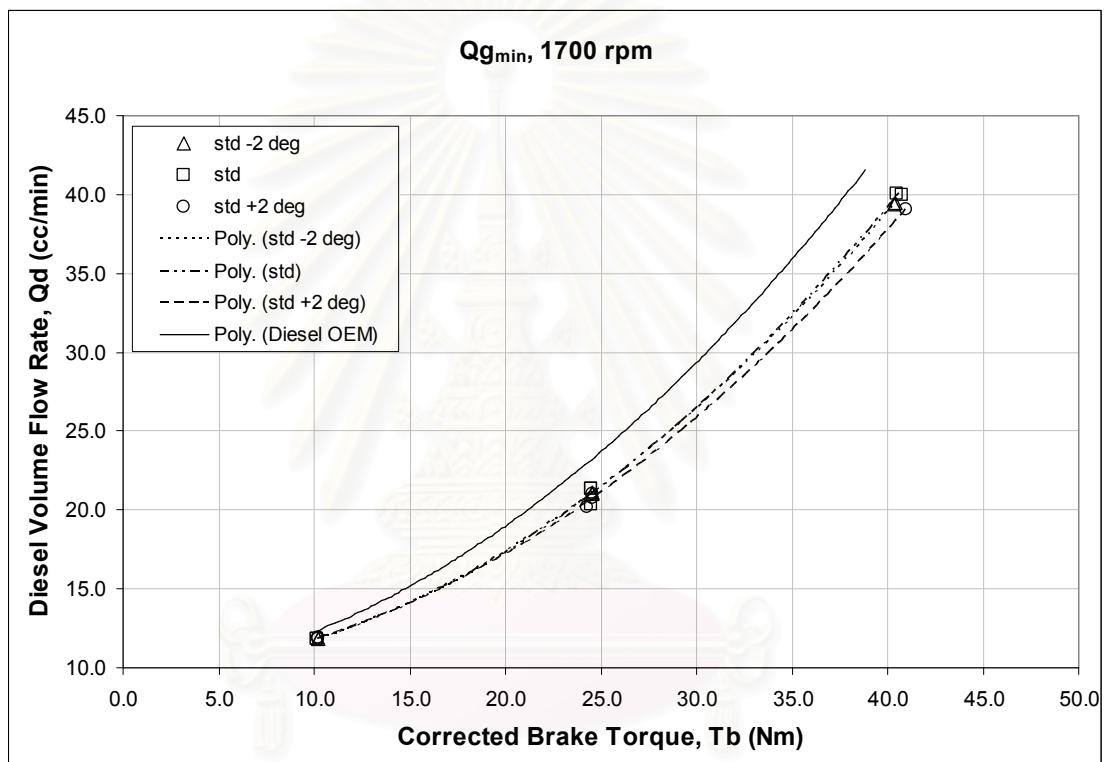
เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะและจังหวะล่วงหน้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะใกล้เคียงกันและมีค่าต่ำที่สุด

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะใกล้เคียงกันมากขึ้นตามภาระที่สูงขึ้นรวมทั้งเครื่องยนต์ดีเซลปกติก็มีค่าลู่วิ่งค่าที่ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยพบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้ามีแนวโน้มให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเล็กน้อย

5.3.2 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

ได้แสดงผลการทดสอบเมื่อใช้ปริมาณก๊าซหุงต้มที่เท่ากัน โดยนำผลการทดสอบเมื่ออัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มอยู่ที่ $1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$, $1.75 \leq Q_{\text{med}} \leq 2.00$ และ $2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min ดังนี้

5.3.2.1 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min ที่ 1700 rpm



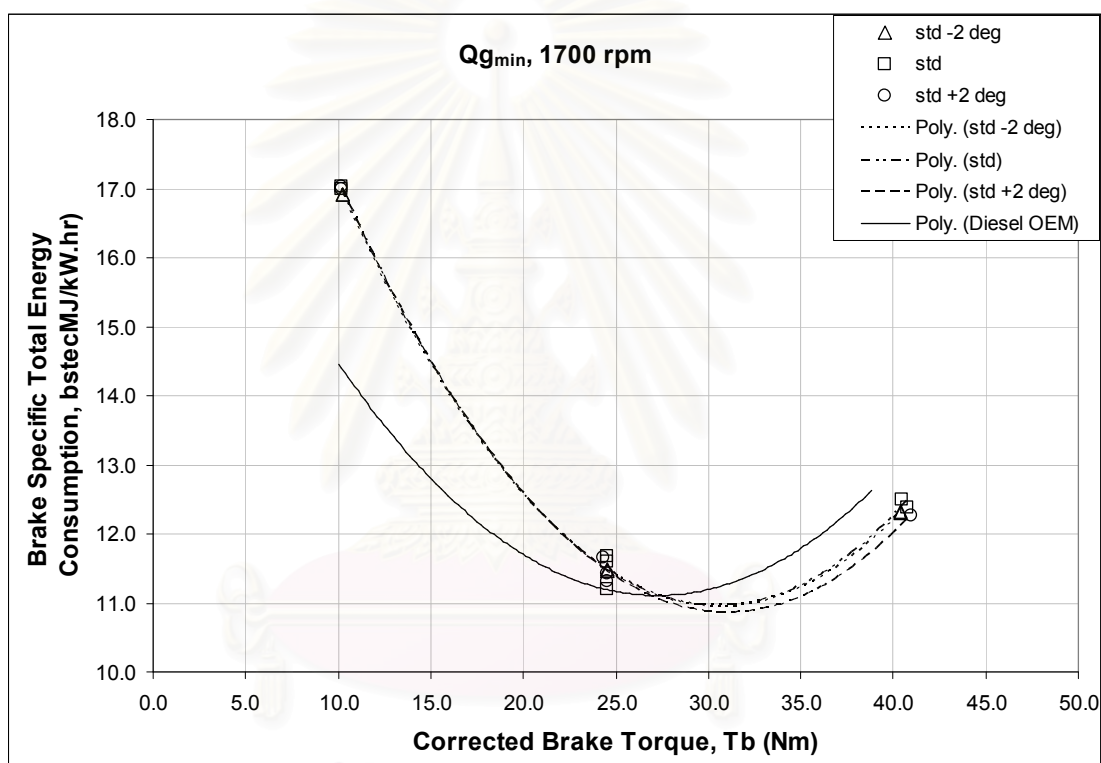
รูปที่ 5-99 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-99 เมื่อพิจารณาที่ระตั่ว พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย โดยไม่พบความต่างระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะต่างกัน

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เมื่อภาระสูงขึ้นที่รอบ 1700 rpm นี้ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับภาระต่ำ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่จังหวะฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ฉีด

น้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้าซึ่งมีค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่จังหวะฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้ามากขึ้นตามภาวะที่สูงขึ้น โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้าซึ่งมีค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลใกล้เคียงกัน

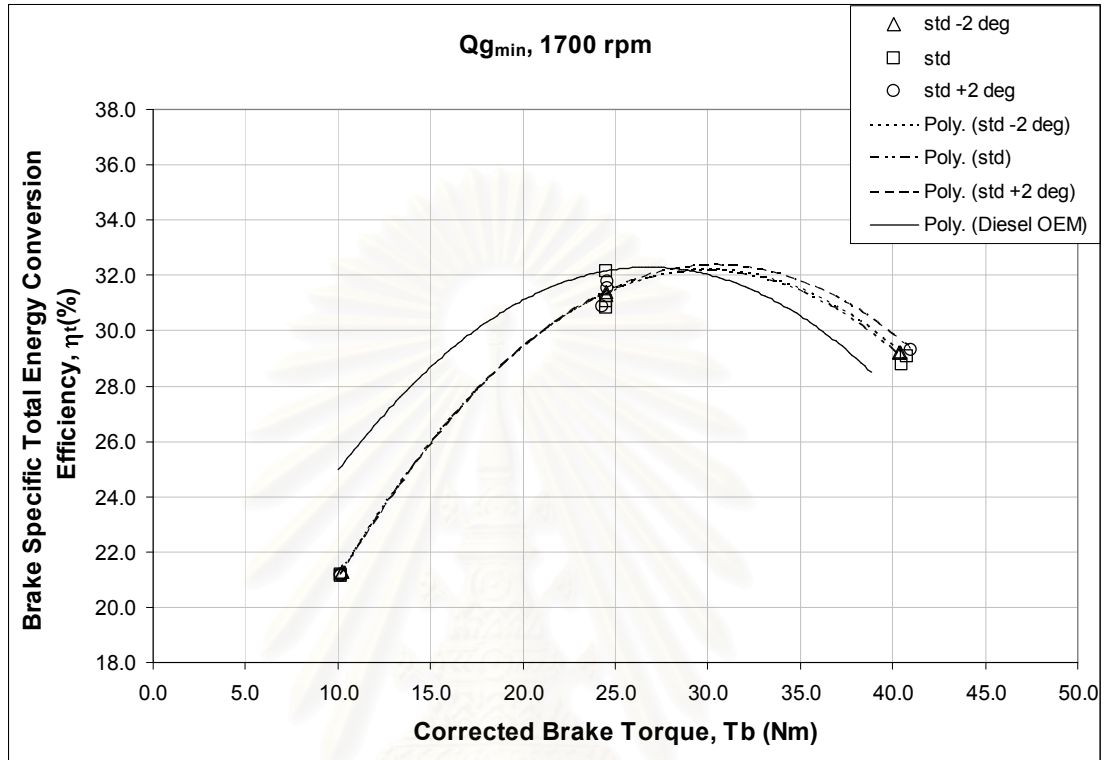


รูปที่ 5-100 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-100 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติชัดเจน โดยที่ไม่พบความต่างของค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะต่างกัน

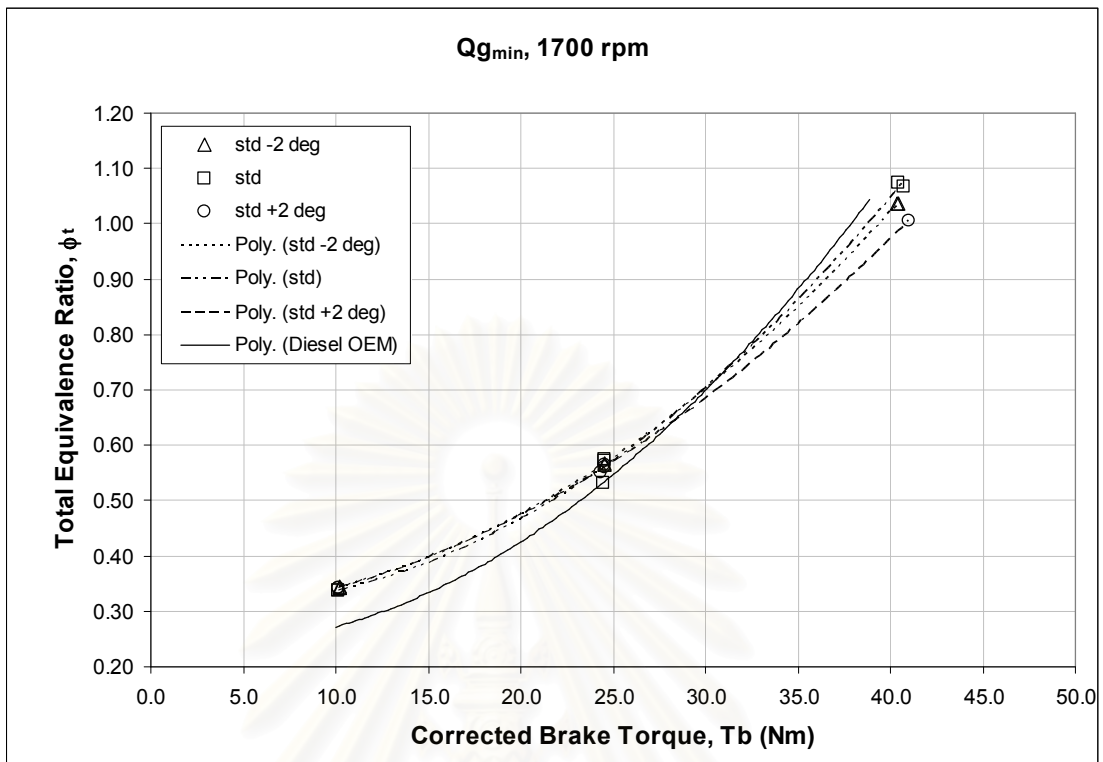
เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลยังคงมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลปกติมากขึ้น แต่พบว่าแนวโน้มให้ค่าใกล้เคียงกันมากขึ้น

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงภาวะสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุก
 จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรกดต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

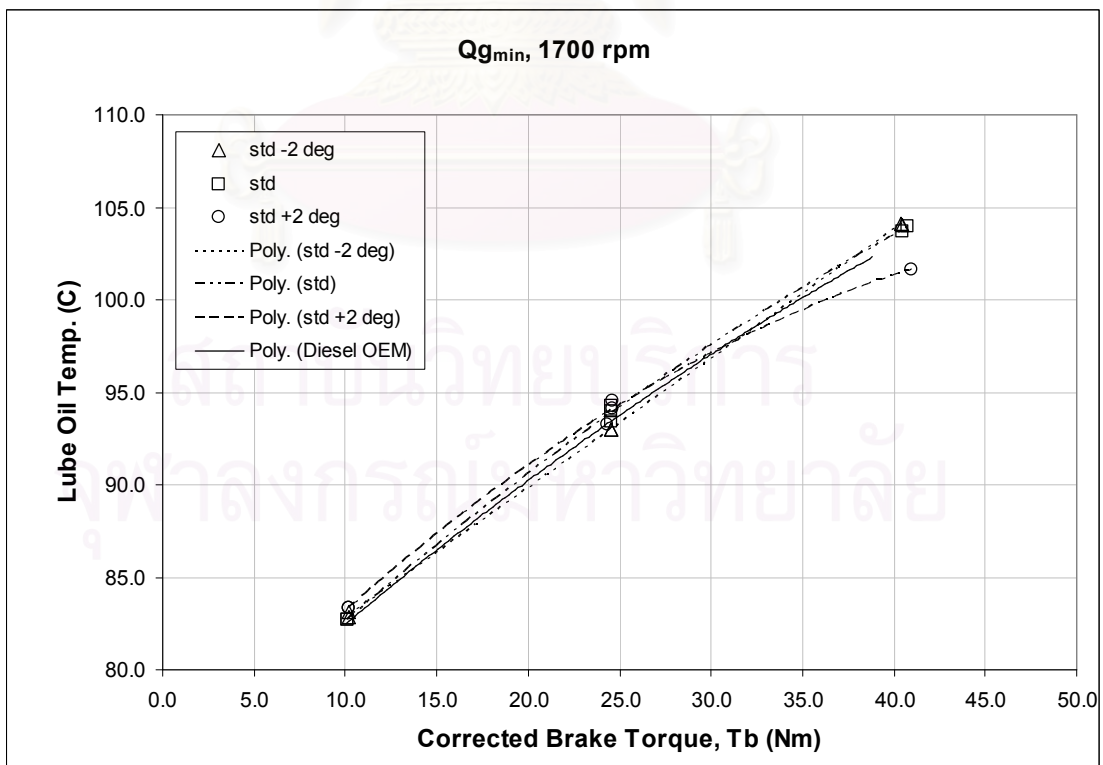


รูปที่ 5-101 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกด ที่อัตราการใช้ของก๊าซหุง
 ต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

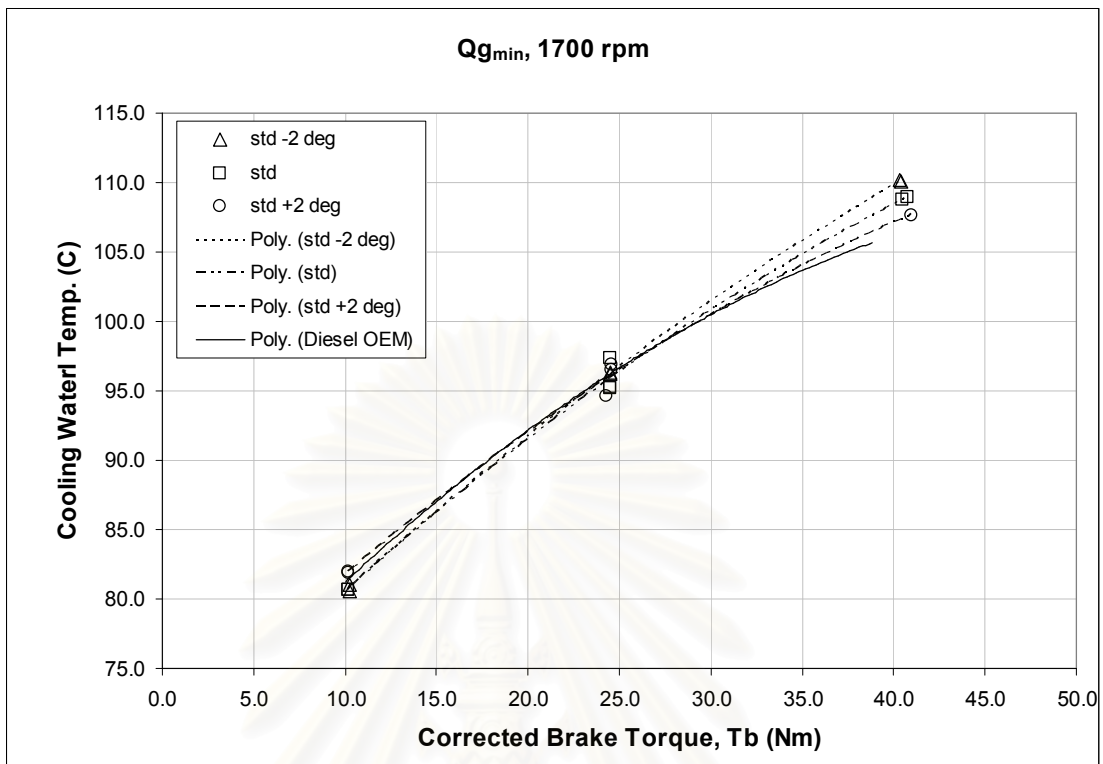
สถาบันวิทยบริการ
 จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



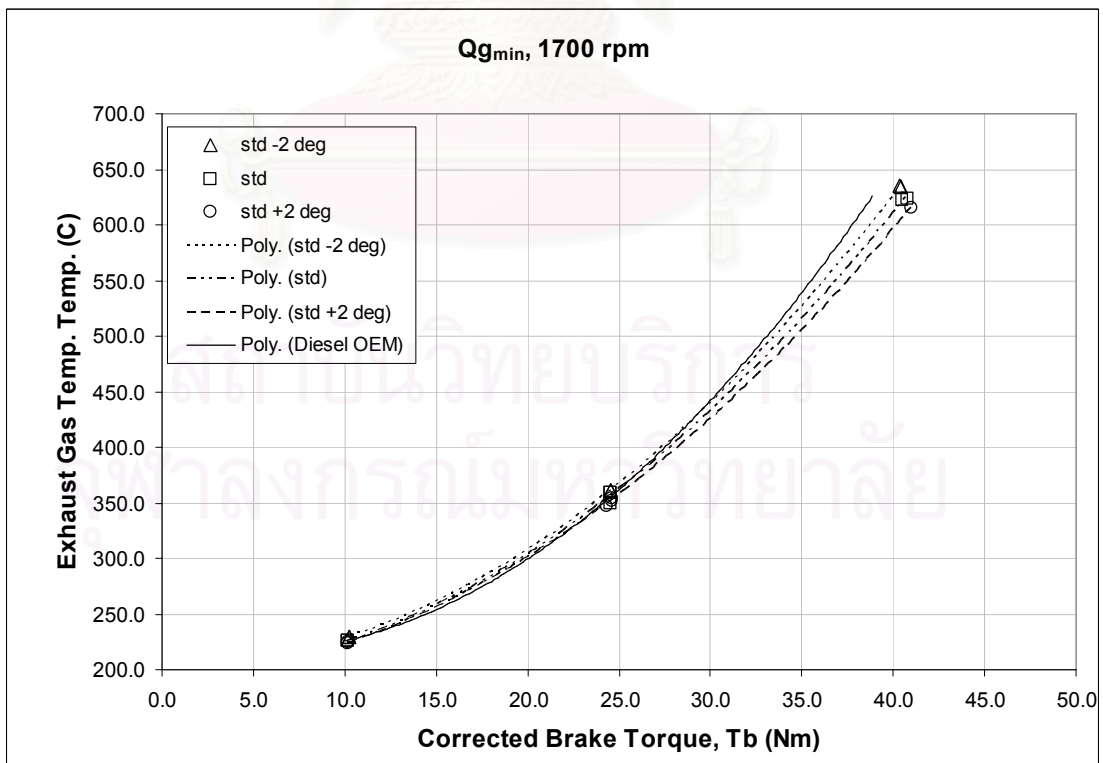
รูปที่ 5-102 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm



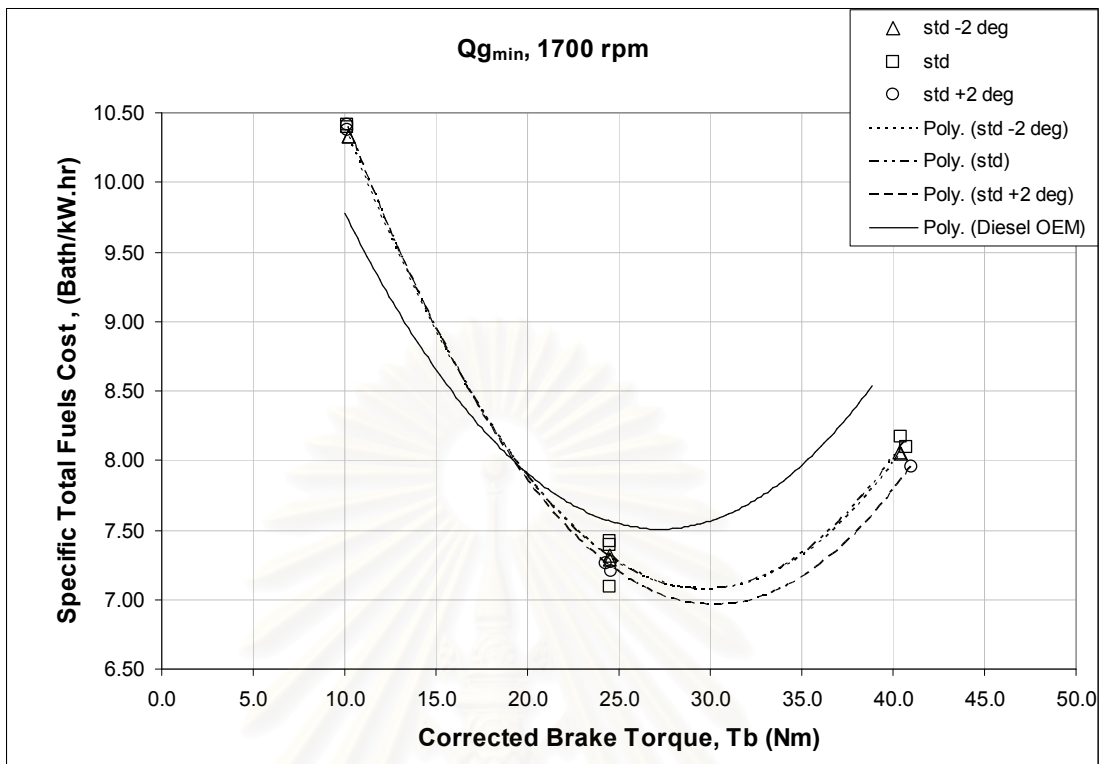
รูปที่ 5-103 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm



รูปที่ 5-104 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm



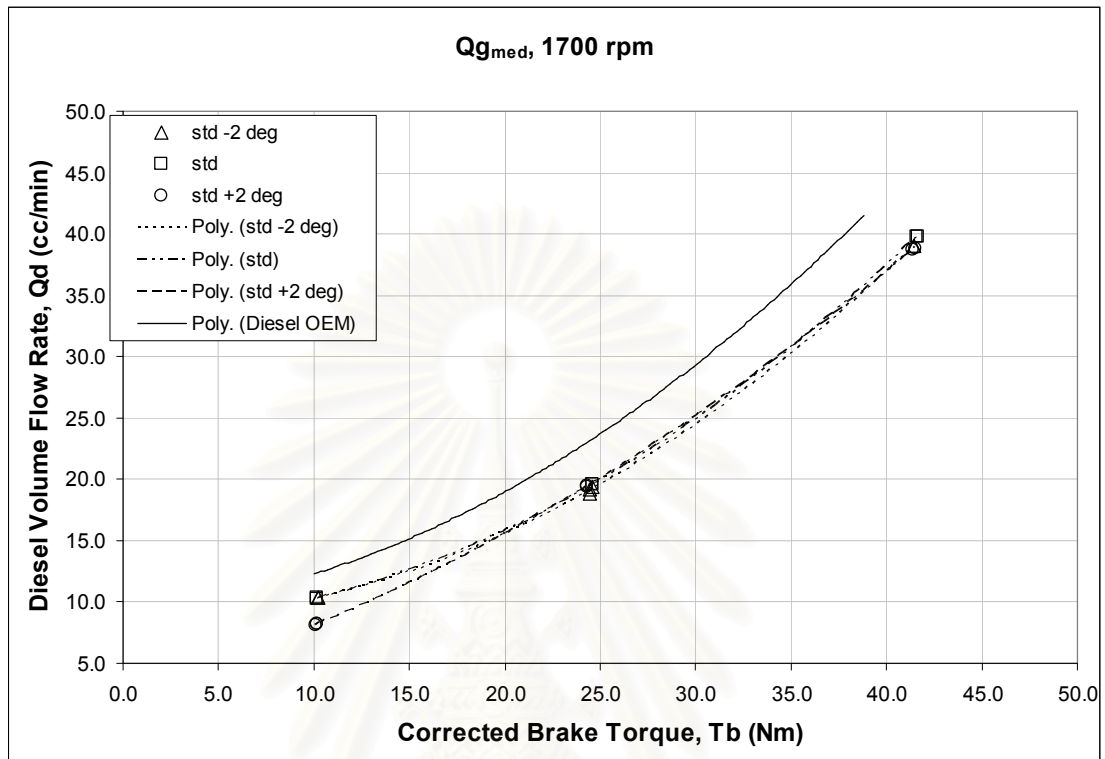
รูปที่ 5-105 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm



รูปที่ 5-106 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงของก๊าซหุงต้มต่ำที่สุด ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

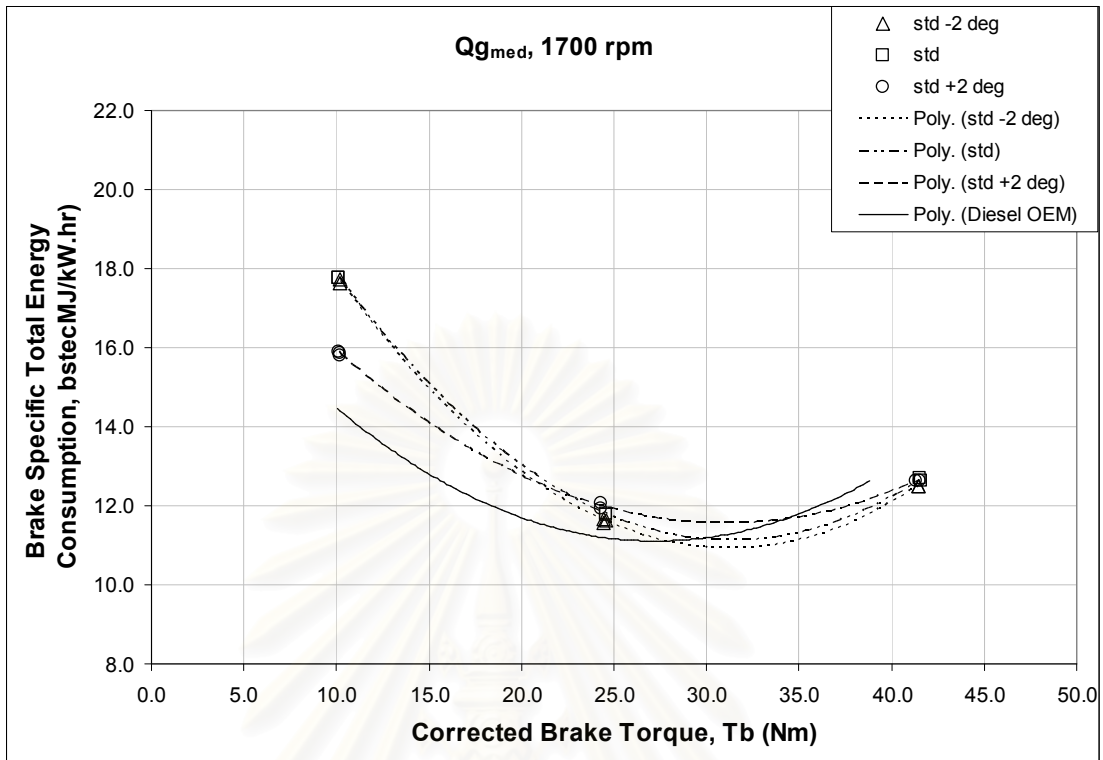
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

5.3.2.2 ผลการทดสอบ เมื่อ $1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min ที่ 1700 rpm



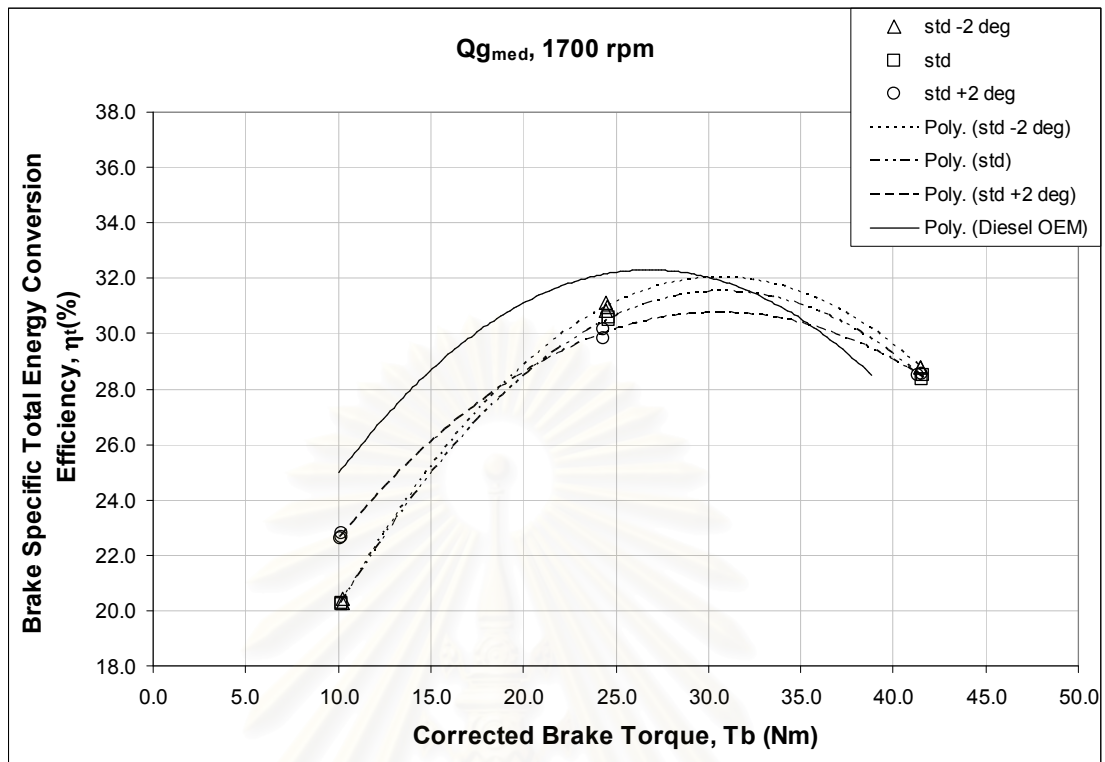
รูปที่ 5-107 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-107 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ ที่รอบ 1700 rpm นี้ พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซล จังหวะล่วงหน้าในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าที่ องศาการฉีดจังหวะอื่น และที่ภาระปานกลางพบว่าทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลใกล้เคียงกันมาก ส่วนที่ภาระสูงถึงสูงสุดพบว่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าที่จังหวะการฉีดอื่นๆ และยังให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดมากกว่าที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ตำแหน่งอื่นๆ ด้วย เมื่อพิจารณาความต่างระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลปกติกับเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ พบว่า ที่ภาระต่ำ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่างจากเครื่องยนต์ดีเซลปกติมากกว่าที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุด



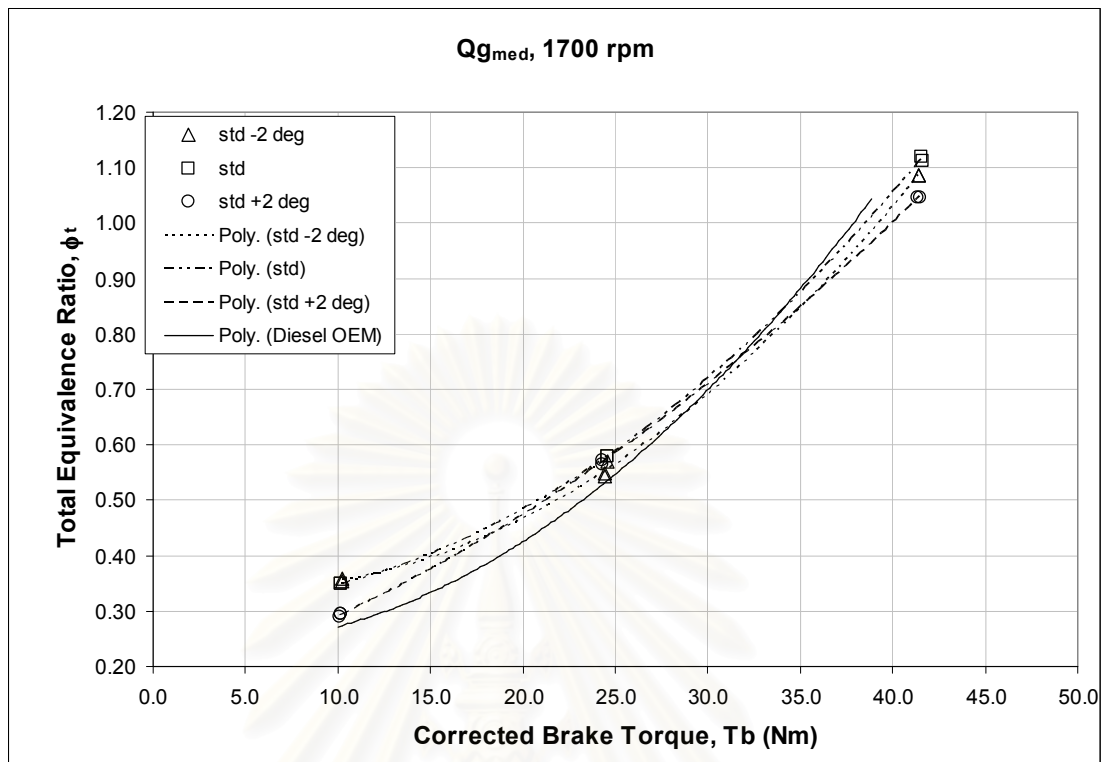
รูปที่ 5-108 แสดงค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-108 พบว่าที่ภาวะต่ำ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐาน เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลางถึงภาวะสูงสุดพบว่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้อัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า และตลอดช่วงค่าภาวะที่ทำการทดสอบพบว่าค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่สูงกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ยกเว้นที่ภาวะสูงถึงสูงสุดที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่องศาจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ แต่ให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



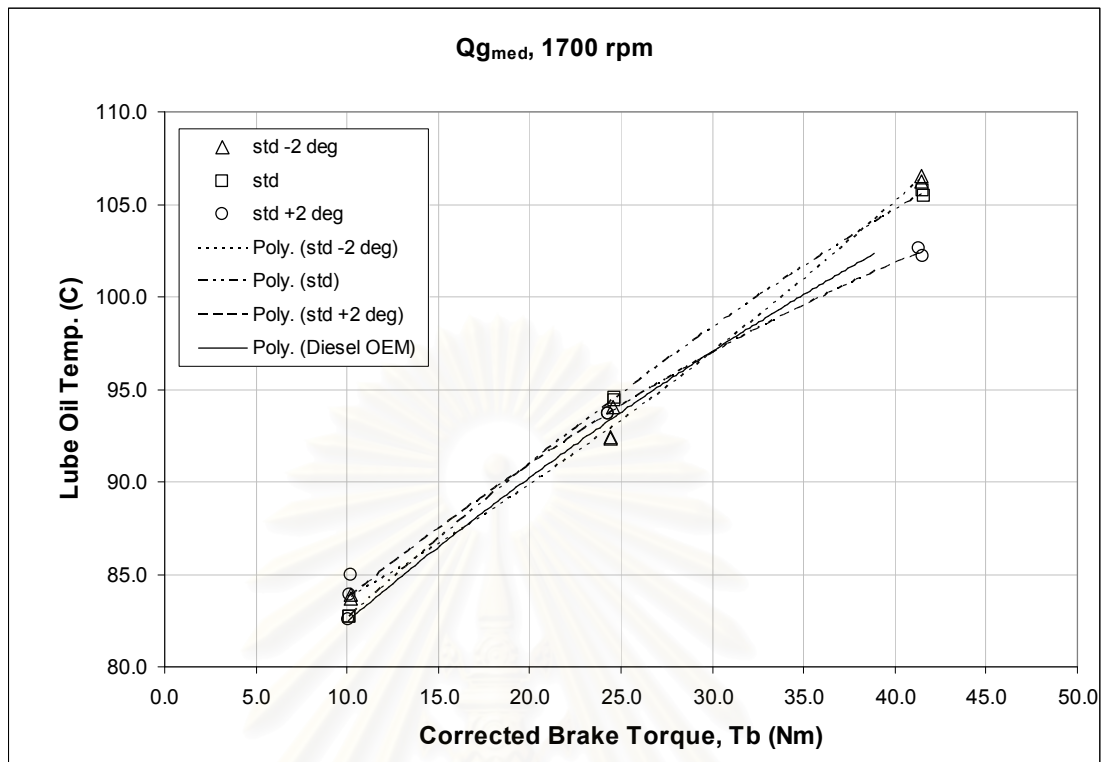
รูปที่ 5-109 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-109 พบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นี้ เครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ตลอดช่วงภาระที่ทำการทดสอบ เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐาน เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า โดยพบว่า การฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำที่สุดที่ภาระสูงถึงสูงสุดนี้ นอกจากนี้พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดมากกว่ากรณีฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า



รูปที่ 5-110 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

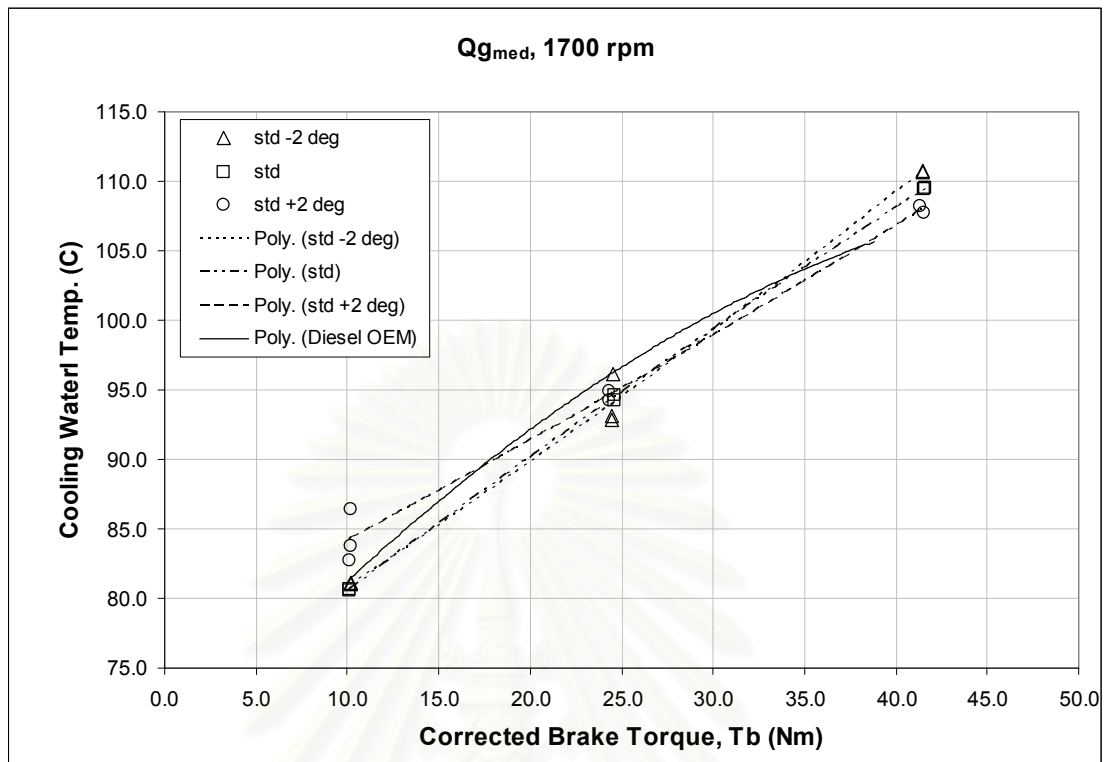
จากรูปที่ 5-110 พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้อัตราส่วนสมมูลรวมมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงค่าภาระที่ทำการทดสอบ เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำพบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้อัตราส่วนสมมูลรวมหนาที่สุด และเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้อัตราส่วนสมมูลรวมบางกว่าที่องศาการฉีดจังหวะอื่นๆ เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้อัตราส่วนสมมูลรวมหนาที่สุด และเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้อัตราส่วนสมมูลรวมบางที่สุดในทุกค่าองศาการฉีด โดยที่ภาระสูงสุดนี้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมหนากว่าค่า stoichiometric ขณะที่เครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมต่ำกว่าค่า stoichiometric



รูปที่ 5-111 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-111 พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าภาระที่ทำการทดสอบ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานมีแนวโน้มให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่ากรณีอื่นๆ โดยเฉพาะที่ภาระปานกลางถึงภาระสูง ขณะที่ภาระต่ำค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นแต่ละกรณีมีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนที่ภาระสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด

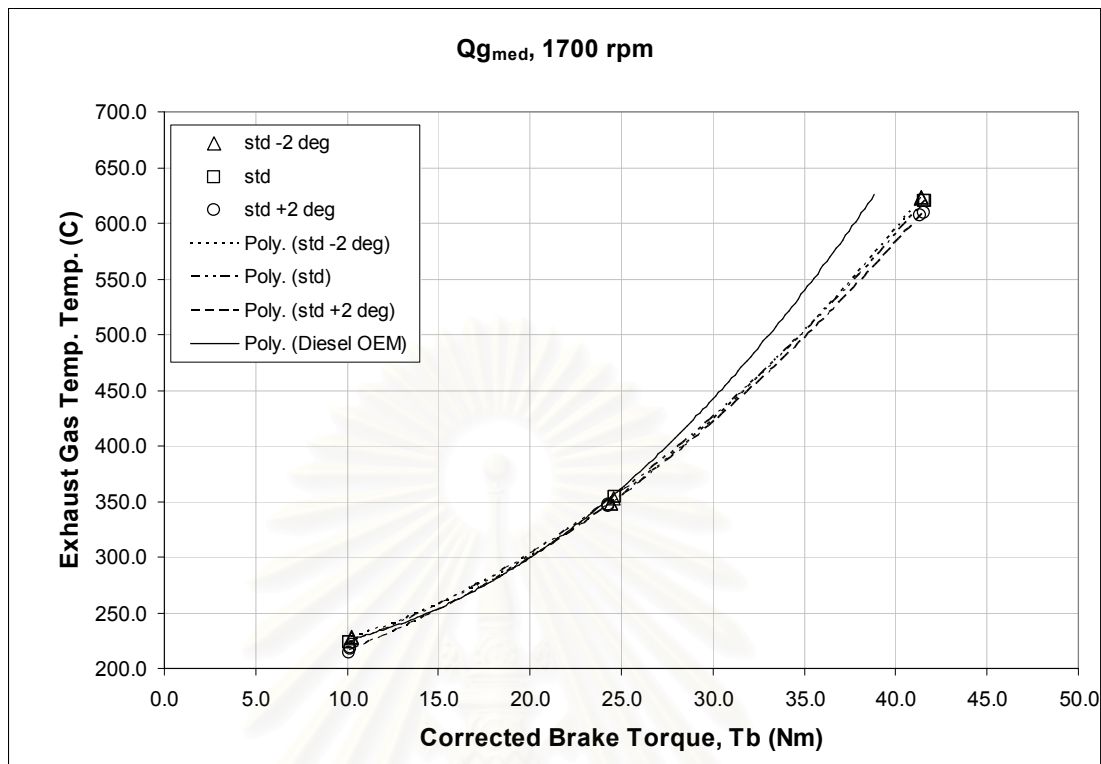
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-112 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-112 พบว่าที่ภาระต่ำเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงที่สุด ขณะที่กรณีอื่นๆไม่พบความต่างที่มีนัยสำคัญ ที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงพบว่าเครื่องยนต์ดีเซลที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงกว่ากรณีอื่นๆ และที่ภาระสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงที่สุด

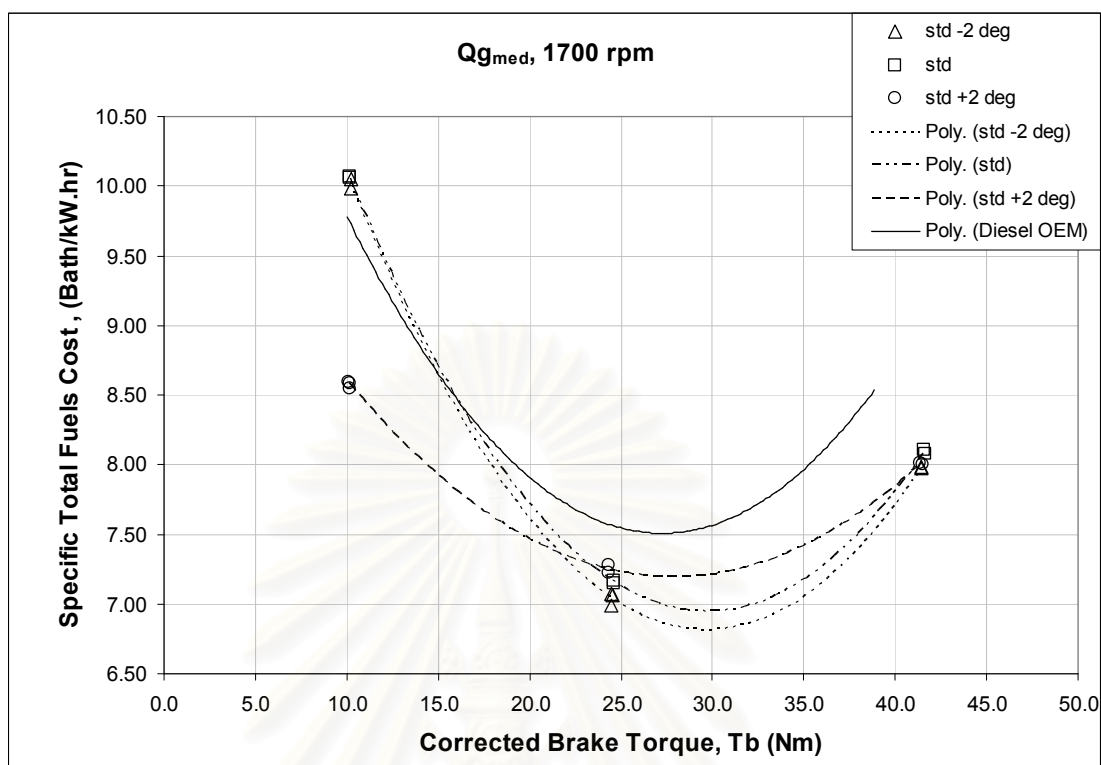
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-113 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่อัตราการไหลของแก๊สหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-112 พบว่า ที่ภาระต่ำค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียมีค่าใกล้เคียงกันมาก ยกเว้นกรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียต่ำกว่ากรณีอื่นๆ เล็กน้อย และค่าอุณหภูมิในแต่ละกรณีเริ่มใกล้เคียงกันเมื่อเข้าใกล้ภาระปานกลาง ส่วนที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุด พบว่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลปกติสูงกว่ากรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ชัดเจน และไม่พบความต่างของอุณหภูมิแก๊สไอเสียในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะต่างกัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

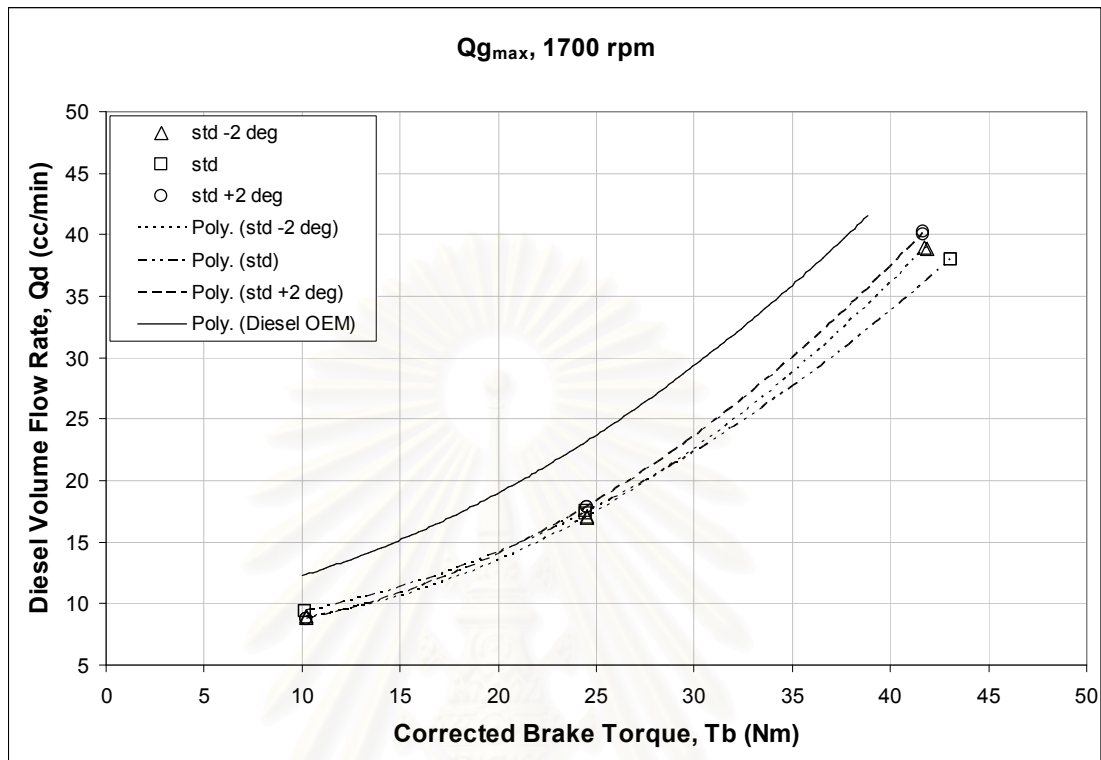


รูปที่ 5-114 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการใช้ของกำซาหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-114 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำถึงภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าจังหวะการฉีดจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้า รวมถึงมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติอีกด้วย และเมื่อเข้าสู่ภาระปานกลางแนวโน้มค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะจะมีค่าใกล้เคียงกันในทุกกรณีที่ทำการศึกษาซึ่งเป็นไปได้ในลักษณะเดียวกันกับความเร็วยรอบที่ 1400 rpm

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า รวมถึงมีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่วงหน้าที่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่ากรณีอื่นๆ ที่ทำการทดสอบที่ภาระต่ำถึงปานกลางแต่เมื่อมาทำงานที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุดกลับพบว่าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่ากรณีอื่นๆ ที่ทำการทดสอบ รวมถึงมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติด้วย

5.3.2.3 ผลการทดสอบ เมื่อ $2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min ที่ 1700 rpm

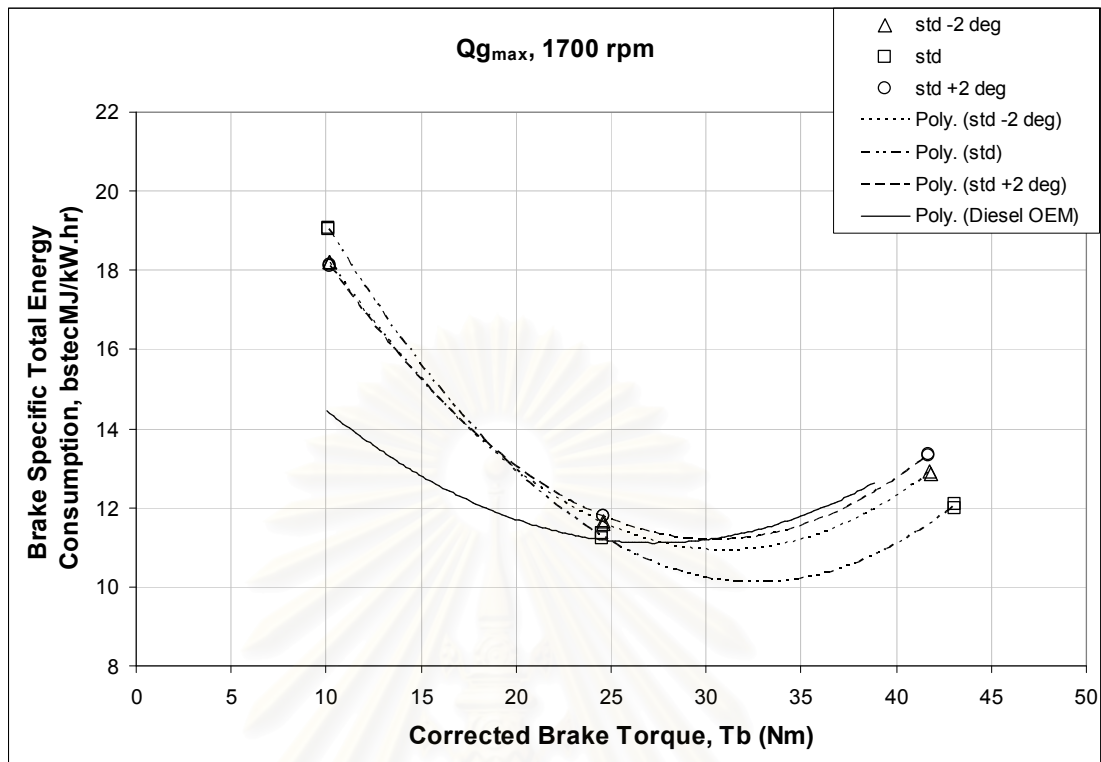


รูปที่ 5-115 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \leq Q_{\text{med}} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-115 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่จังหวะฉีดน้ำมันดีเซลต่างกันให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มใกล้เคียงกัน โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเพียงเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า มีแนวโน้มคล้ายกับที่ภาระต่ำ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่จังหวะฉีดน้ำมันดีเซลต่างกันให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มใกล้เคียงกัน โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเพียงเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลที่ได้จากแต่ละกรณีมีความต่างกันมากขึ้นตามภาระที่สูงขึ้น โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน ให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าตามลำดับ

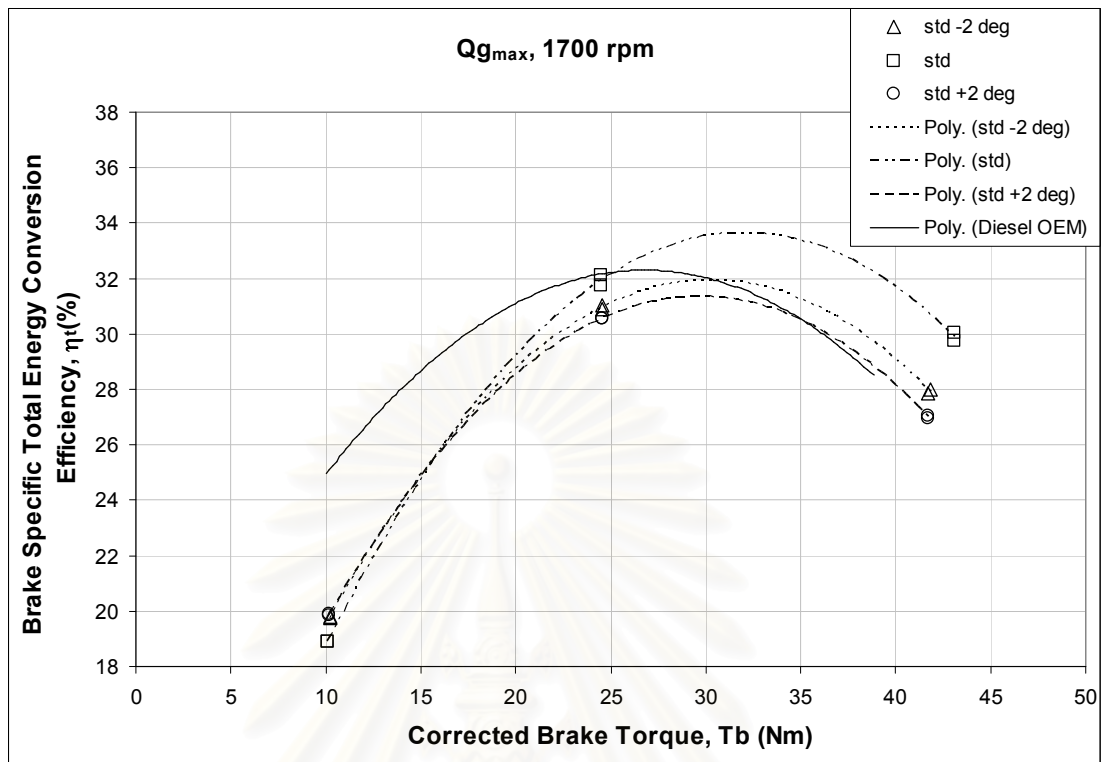


รูปที่ 5-116 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-116 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ทำการทดสอบ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกันโดยที่การฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าและล่วงหน้า

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกันเมื่อเข้าสู่ภาวะปานกลาง โดยที่เครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกันมากและต่ำกว่ากรณีอื่นๆ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำที่สุด ตามด้วยจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าตามลำดับ



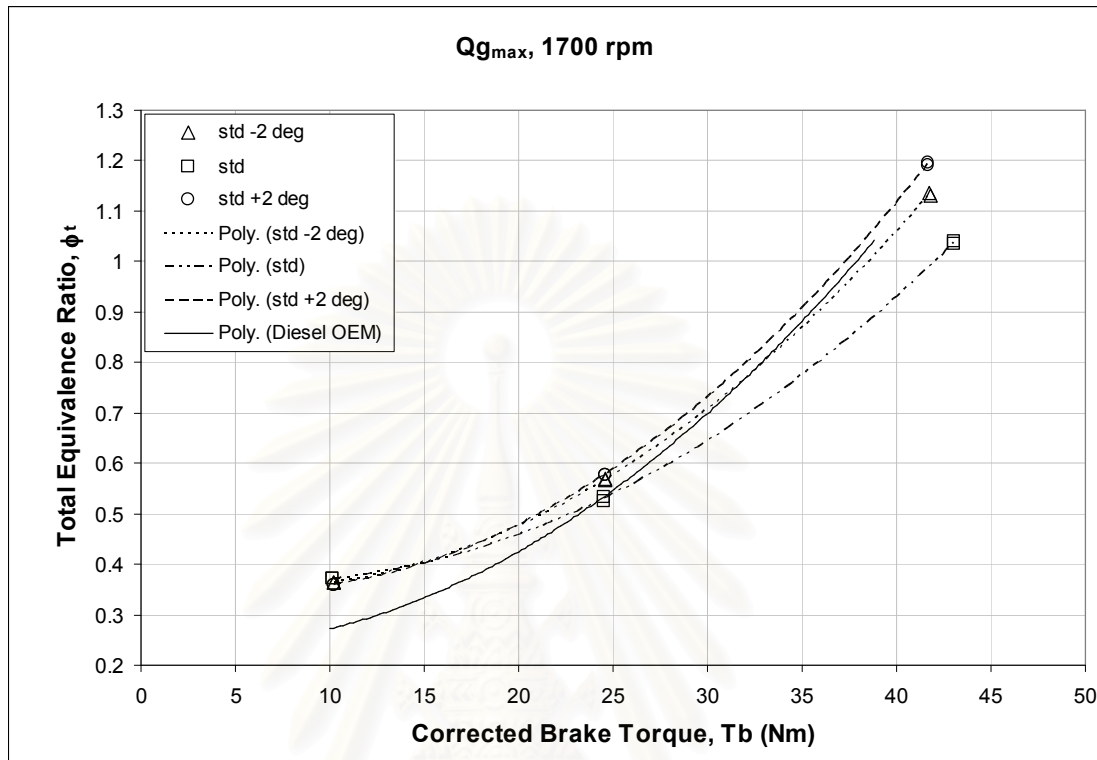
รูปที่ 5-117 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-117 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก สูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ทำการทดสอบ และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่า ให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ใกล้เคียงกันโดยที่การฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ต่ำกว่าการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าและล่วงหน้า

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ใกล้เคียงกันเมื่อเข้าสู่ภาวะปานกลาง โดยที่เครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมาตรฐานให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ใกล้เคียงกันมากและสูงกว่ากรณีอื่นๆ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก สูงกว่า

เครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตรา
บริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงที่สุด ตามด้วยจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าตามลำดับ



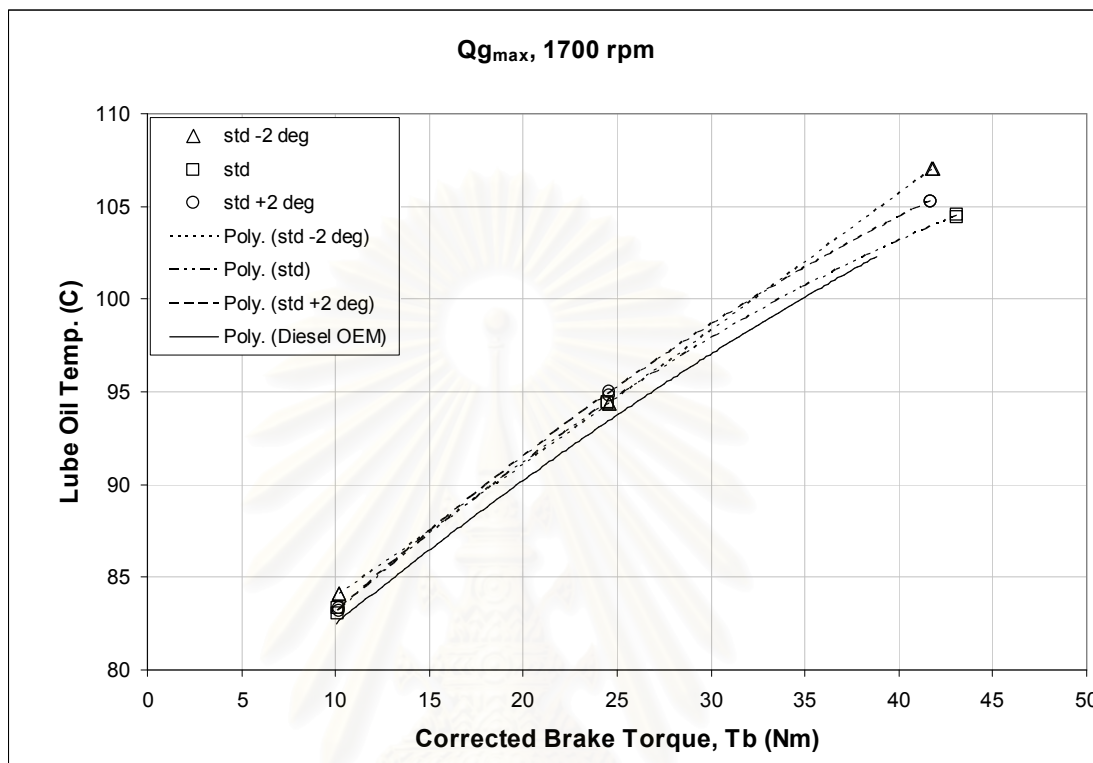
รูปที่ 5-118 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้
($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-118 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบ
เชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมน้อยกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีด
น้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลปกติ คือมีค่า
อัตราส่วนสมมูลรวมบางกว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าและ
ล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติมี
แนวโน้มให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมหนามากขึ้นเมื่อภาระสูงขึ้น ขณะที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มี
แนวโน้มให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมหนาขึ้นแต่เส้นแนวโน้มมีความชันต่ำกว่า นอกจากนี้พบว่าเมื่อ
พ้นภาระปานกลางเข้าสู่ภาระสูงถึงสูงสุดเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะ
มาตรฐานให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมบางที่สุดและบางกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ ขณะที่เครื่องยนต์

ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้อัตราส่วนสมมูลรวมหนาที่สุดและหนา กว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติตั้งแต่ที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุด



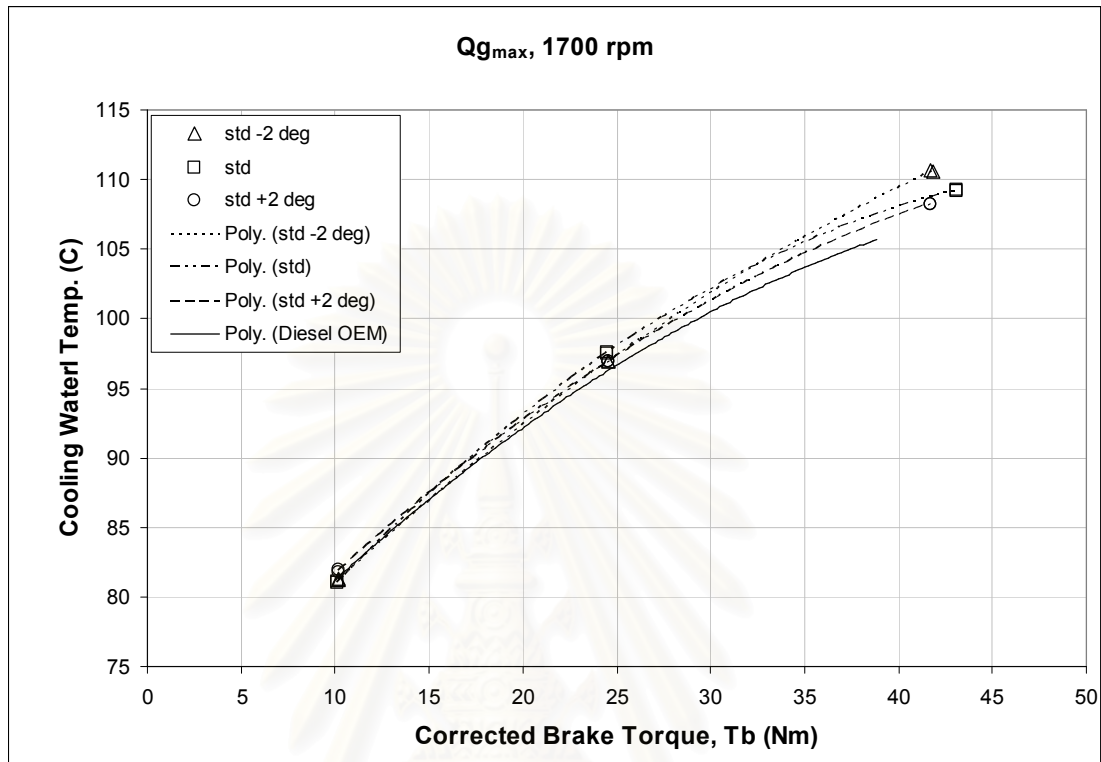
รูปที่ 5-119 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-119 ตลอดค่าภาระที่ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นใกล้เคียงกันโดยที่การฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้อุณหภูมิสูงกว่าเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เมื่อภาระสูงขึ้นจากภาระต่ำค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ในจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกันเริ่มให้ค่าที่ต่างกันมากขึ้น โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่ากรณีอื่นเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงภาระสูงสุด พบว่า มีค่าความต่างของอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นมากขึ้นเมื่อภาระสูงขึ้น โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า

ล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่ากรณีอื่นที่ภาระสูงสุด ตามด้วยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้า จังหวะมาตรฐานตามลำดับ



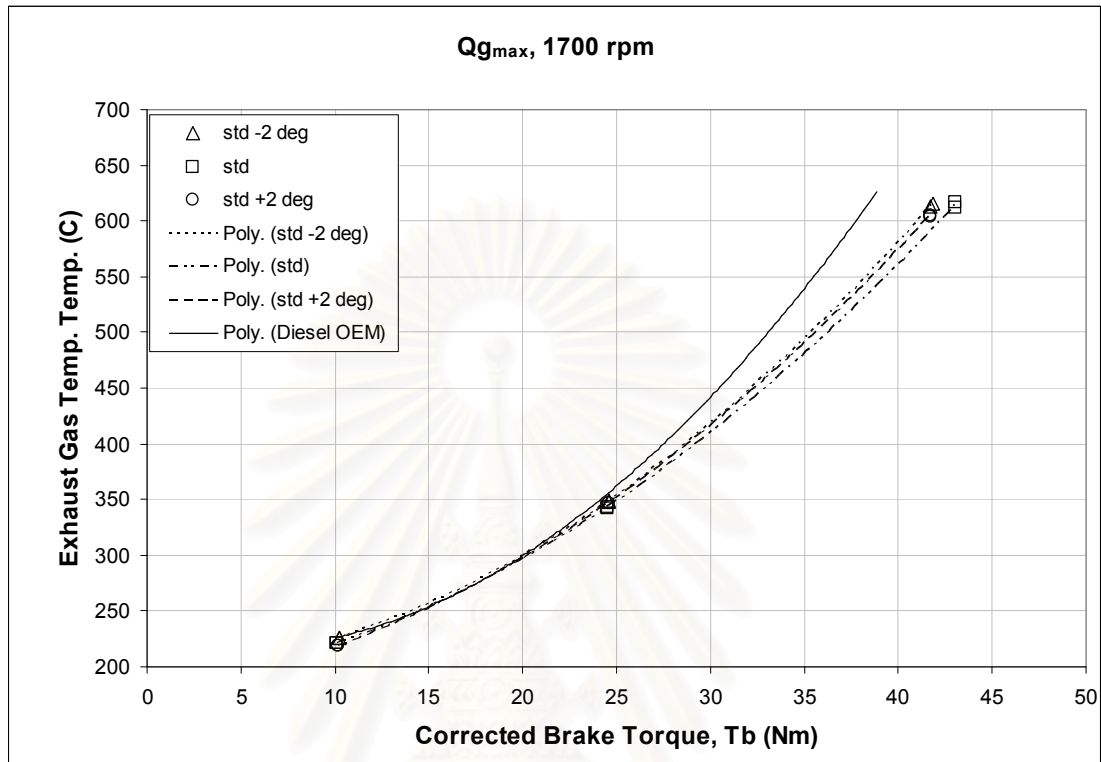
รูปที่ 5-120 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-120 ตลอดค่าภาระที่ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ใกล้เคียงกันโดยที่การฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าให้อุณหภูมิสูงกว่าเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เมื่อภาระสูงขึ้นจากภาระต่ำค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น ระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ในจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกันเริ่มให้ค่าที่ต่างกันมากขึ้น โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็น สูงกว่ากรณีอื่นเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงภาระสูงสุด พบว่า มีค่าความต่างของอุณหภูมิ น้ำมันหล่อเย็น มากขึ้นเมื่อภาระสูงขึ้น โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้า

ให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น สูงกว่ากรณีอื่นที่ภาระสูงสุด ตามด้วยเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน จังหวะล่วงหน้าตามลำดับ



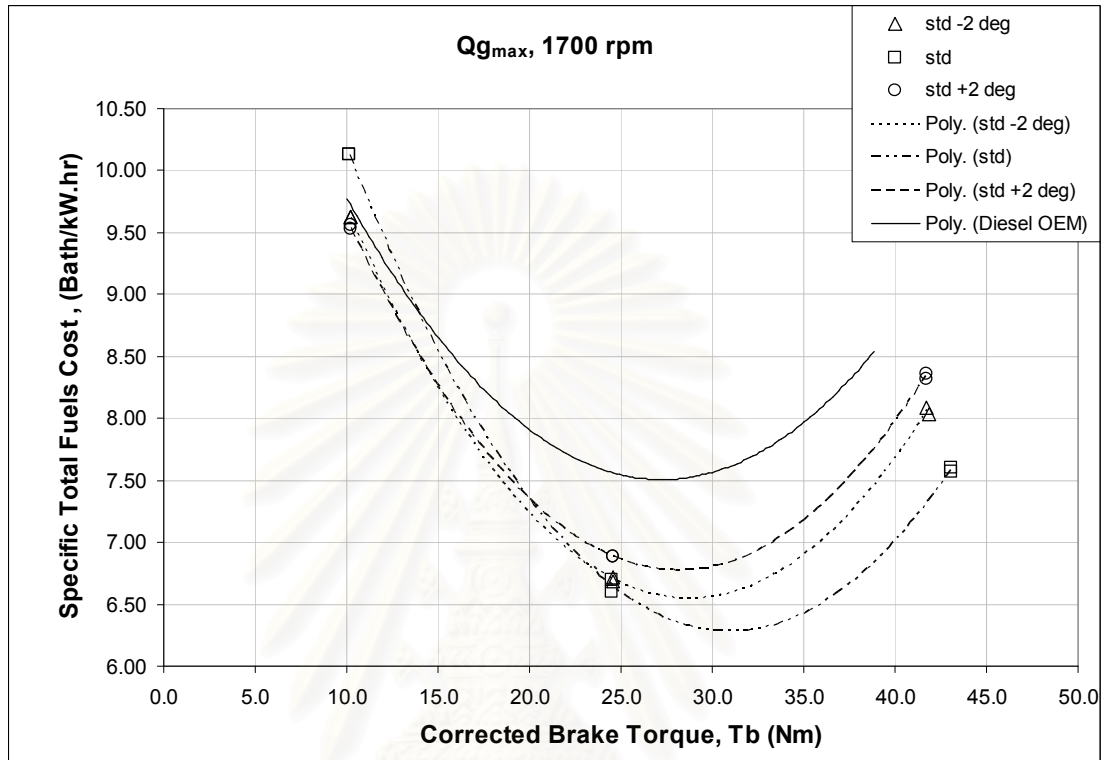
รูปที่ 5-121 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-121 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า ไม่พบความต่างของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ระหว่างเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่(ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล)กับเครื่องยนตรดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า ค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ได้จากเครื่องยนตรดีเซลปกติเริ่มสูงกว่าค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ได้จากเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่(ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล) โดยที่อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ได้จากเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ในแต่ละจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลมีค่าใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงและสูงสุด พบว่า ค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ได้จากเครื่องยนตรดีเซลปกติเริ่มสูงกว่าค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ได้จากเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่(ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล)มากขึ้นเมื่อภาระสูงขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนตรดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะต่างกัน พบว่า การฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าให้ค่า

อุณหภูมิก๊าซไอเสียสูงกว่ากรณีอื่น และการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียต่ำที่สุด



รูปที่ 5-122 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-122 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้า ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดโดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเล็กน้อย ขณะที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงที่สุดและสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด และพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ทดสอบให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลชัดเจน

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ทดสอบให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติมากกว่าที่ภาวะปานกลาง เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่วงหน้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงที่สุด รองลงมาคือการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้า

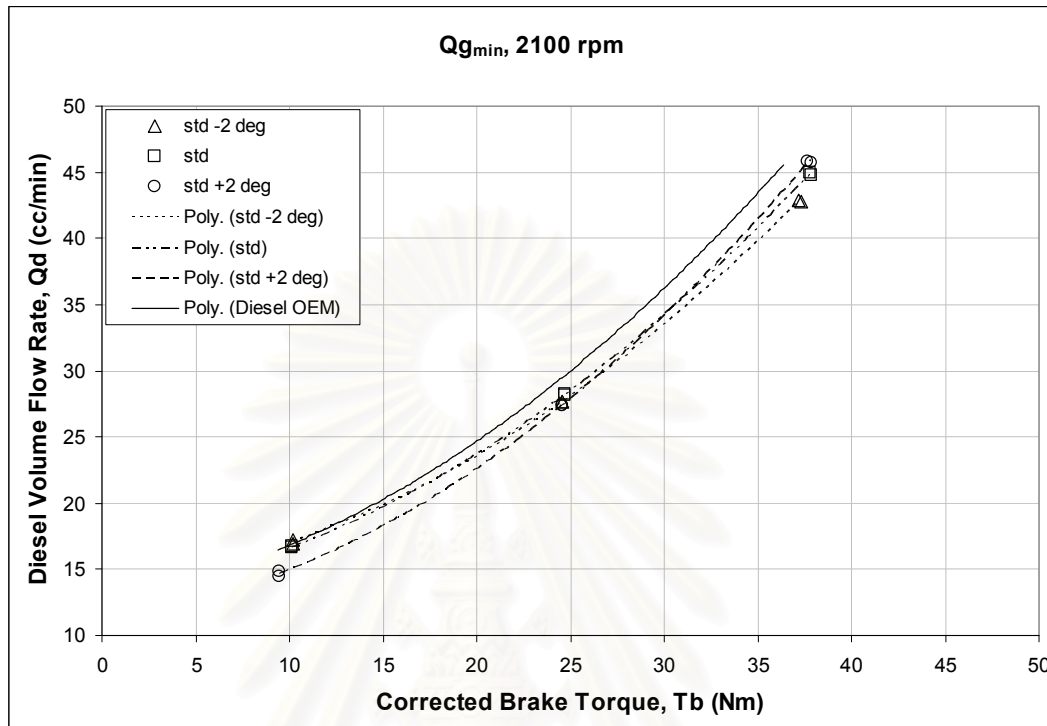
5.3.3 ผลการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

ได้แสดงผลการทดสอบเมื่อใช้ปริมาณก๊าซหุงต้มที่เท่ากัน โดยนำผลการทดสอบเมื่ออัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซหุงต้มอยู่ที่ $1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$, $1.75 \leq Q_{\text{med}} \leq 2.00$ และ $2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min ดังนี้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

5.3.3.1 ผลการทดสอบเมื่อ $1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min ที่ 2100

rpm

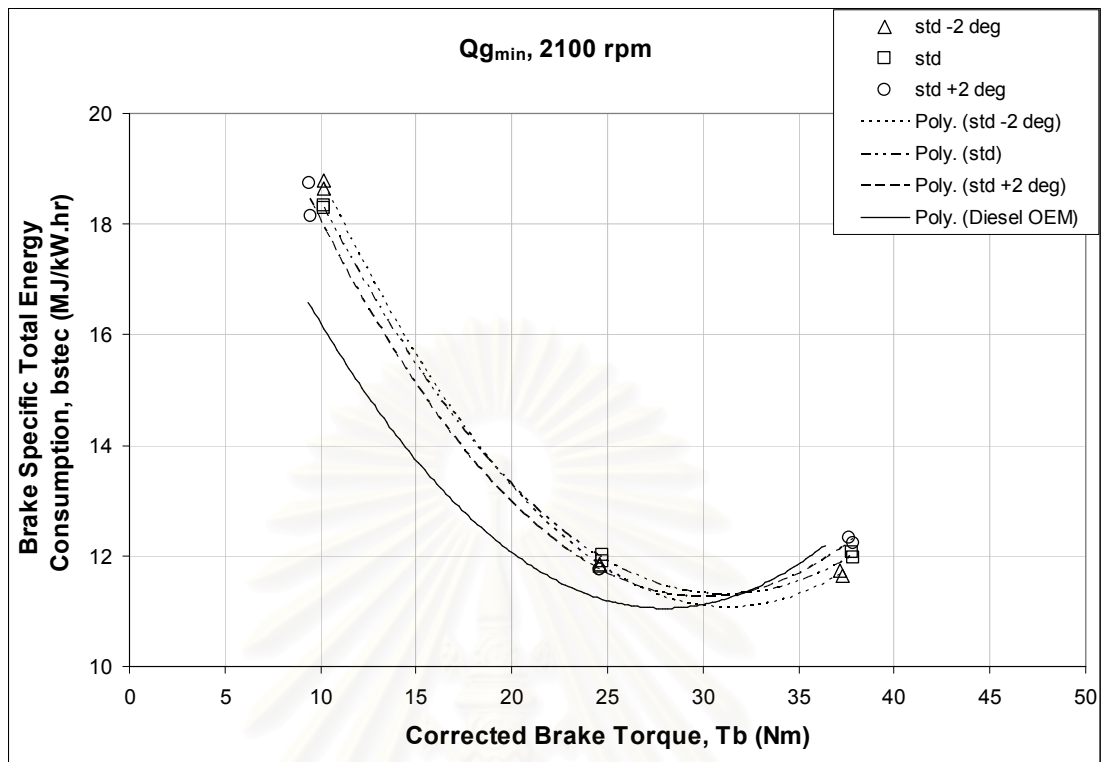


รูปที่ 5-123 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-123 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุด โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะต่างกันให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลใกล้เคียงกันโดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุด ขณะที่การฉีดน้ำมันดีเซลแบบล่วงหน้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลสูงที่สุดระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และให้ค่าแรงบิดเบรกสูงกว่าด้วย



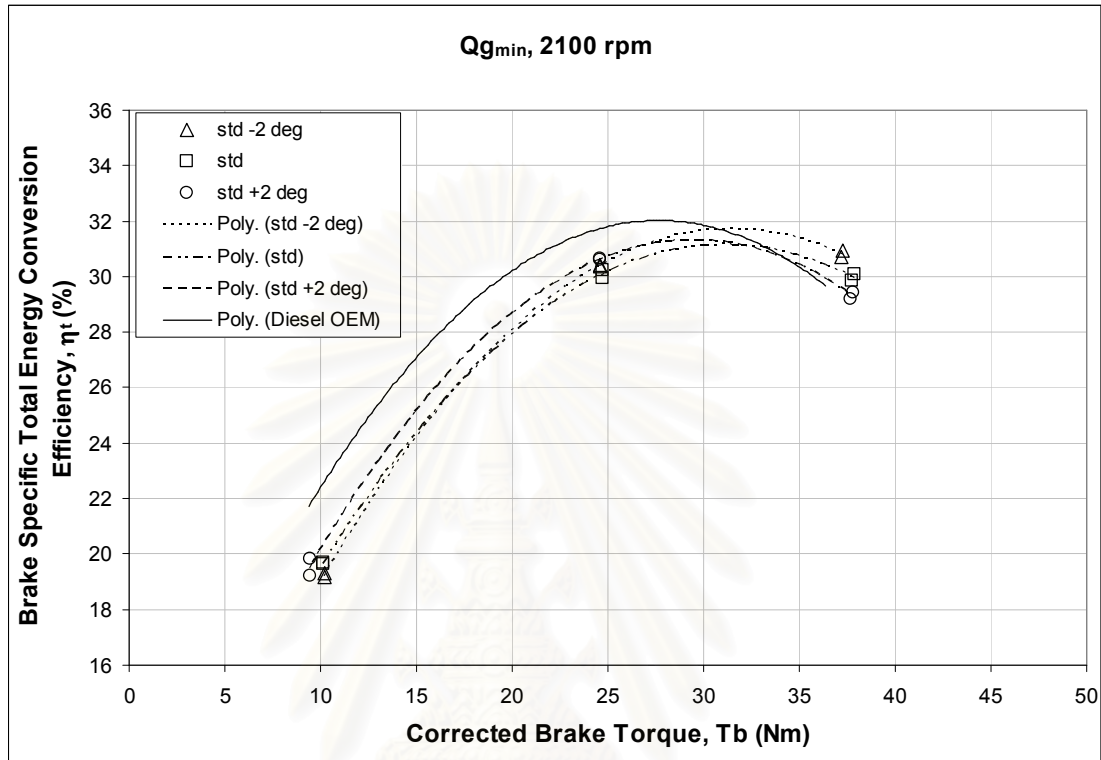
รูปที่ 5-124 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-124 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลทุกค่าจังหวะให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติชัดเจน โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้า

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลทุกค่าจังหวะยังคงให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและล่วงหน้าให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกันและต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานเพียงเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงภาวะสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเมื่อเข้าใกล้ภาวะสูงสุด โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่พบว่า

เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราบริโภคน้ำมันรวมจำเพาะเบรคสูงที่สุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน

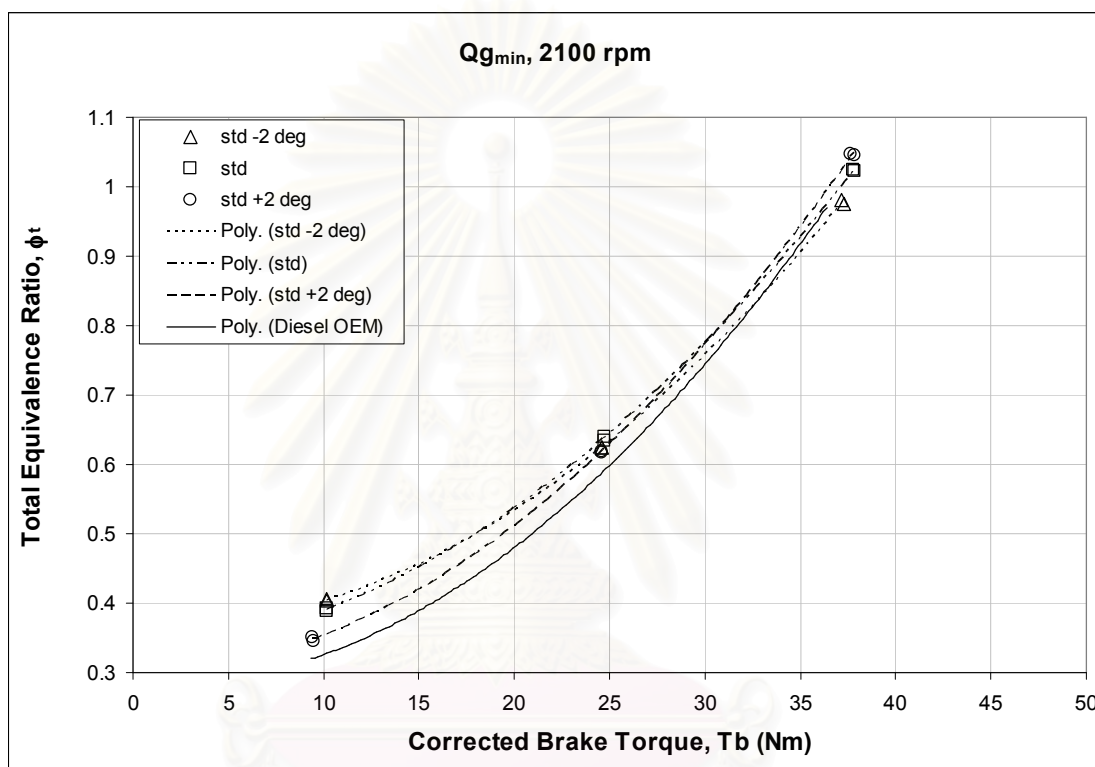


รูปที่ 5-125 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรค ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-125 เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ชัดเจน และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ พบว่า ระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้าตามลำดับ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติยังคงให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ชัดเจน และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ พบว่า ระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่าช้าตามลำดับ

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงภาวะสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ มีแนวโน้มให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคสูงที่สุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้าตามลำดับ



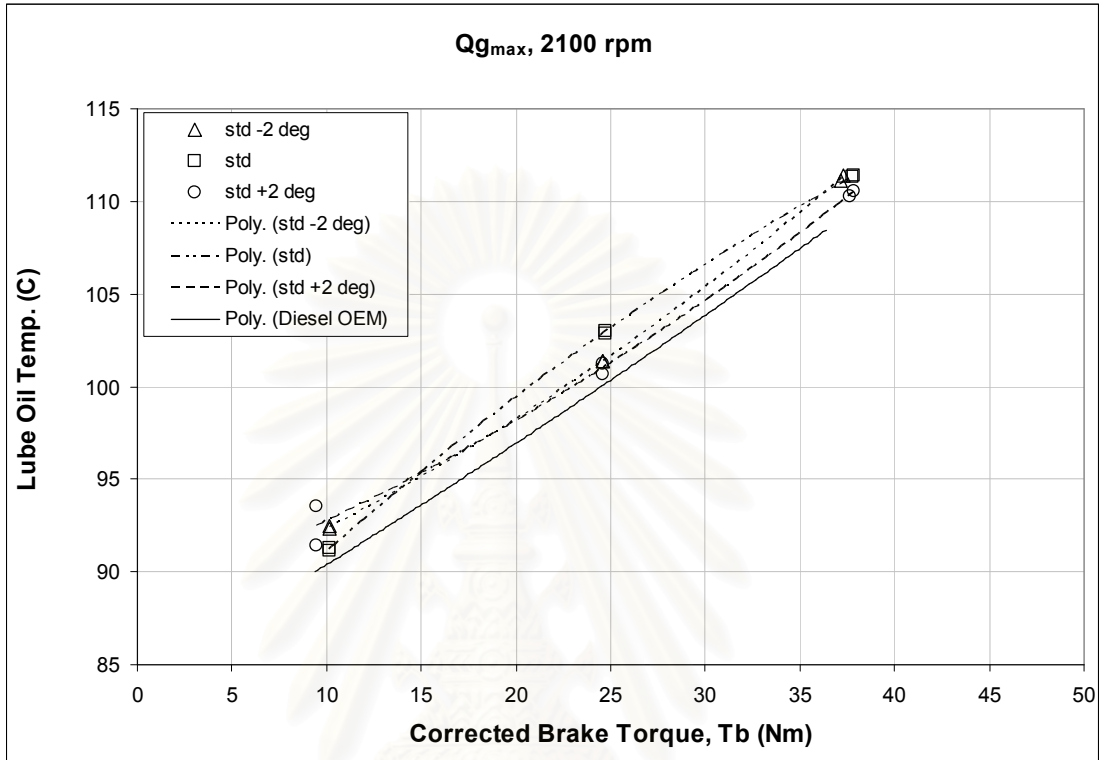
รูปที่ 5-126 แสดงค่าอัตราส่วนผสมรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-126 พบว่าทุกค่าภาวะเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราส่วนผสมรวมมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราส่วนผสมรวมหน้าที่สุดโดยมีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน

เมื่อพิจารณาที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะต่างกันให้ค่าอัตราส่วนผสมรวมใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราส่วนผสมรวมหน้าที่สุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบ

เชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน เครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้า

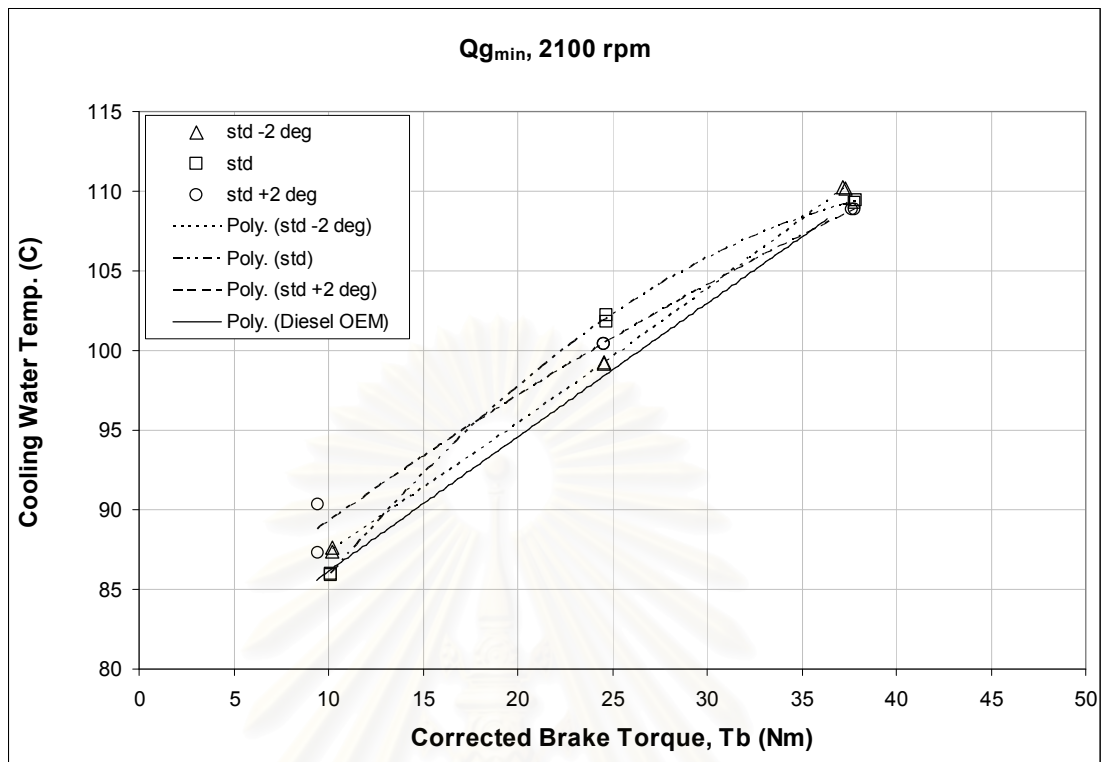


รูปที่ 5-127 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-127 พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกค่าภาระที่ทำการทดสอบ เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้า และจังหวะมาตรฐานตามลำดับ

ที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมัน ดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุดและ ใกล้เคียงกัน รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้า และ เครื่องยนต์ดีเซลปกติตามลำดับ

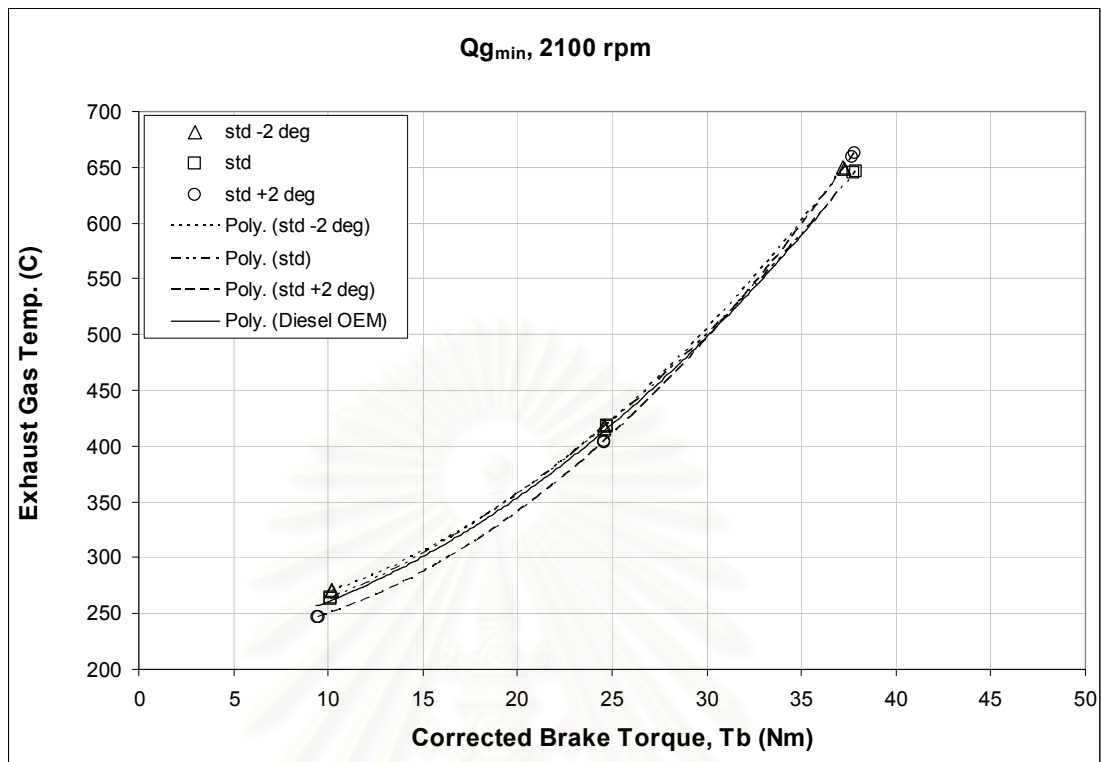


รูปที่ 5-128 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-128 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงสุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะมาตรฐานตามลำดับ โดยที่เครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นใกล้เคียงเครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐาน

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงสุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าและจังหวะล่าช้าตามลำดับโดยที่เครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ชัดเจน

เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงสุด รองลงมาคือเครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้าตามลำดับ

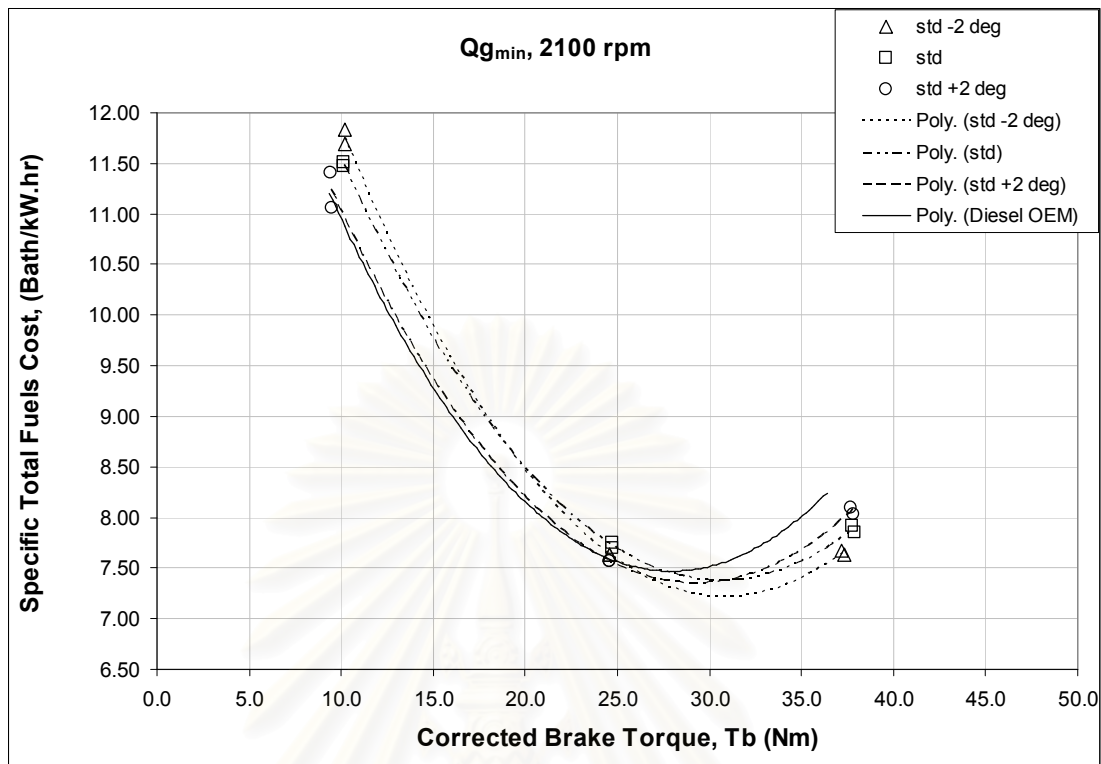


รูปที่ 5-129 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสีย ที่อัตราการไหลของแก๊ซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-129 พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียต่ำที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียสูงที่สุดและใกล้เคียงกับจังหวะมาตรฐานโดยทั้งสองจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลนี้ให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

ที่ภาระปานกลาง พบว่า ยังคงมีแนวโน้มคล้ายกับที่ภาระต่ำคือ เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียต่ำที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบดีเซลเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียสูงที่สุดและใกล้เคียงกับจังหวะมาตรฐานโดยทั้งสองจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลนี้ให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

ที่ภาระสูงและสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียต่ำที่สุดและใกล้เคียงกัน โดยที่เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าและจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิแก๊ซไอเสียสูงกว่าเล็กน้อย



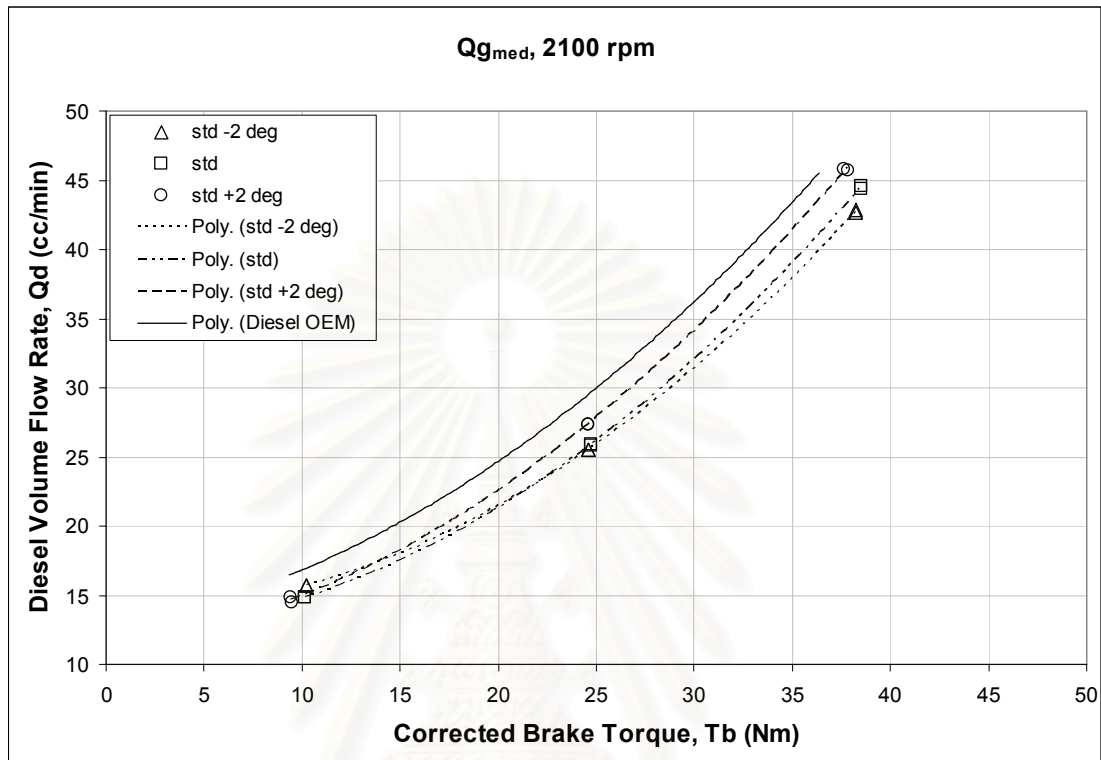
รูปที่ 5-130 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มต่ำสุดที่ใช้ทดสอบ ($1.00 \leq Q_{\min} \leq 1.25$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-130 ที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยพบว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่และให้ค่าใกล้เคียงเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

ที่ภาระปานกลาง พบว่า ยังคงมีแนวโน้มคล้ายกับที่ภาระต่ำ แต่ค่าที่ได้ใกล้เคียงกันมากขึ้น กล่าวคือ เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยพบว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่และให้ค่าใกล้เคียงเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

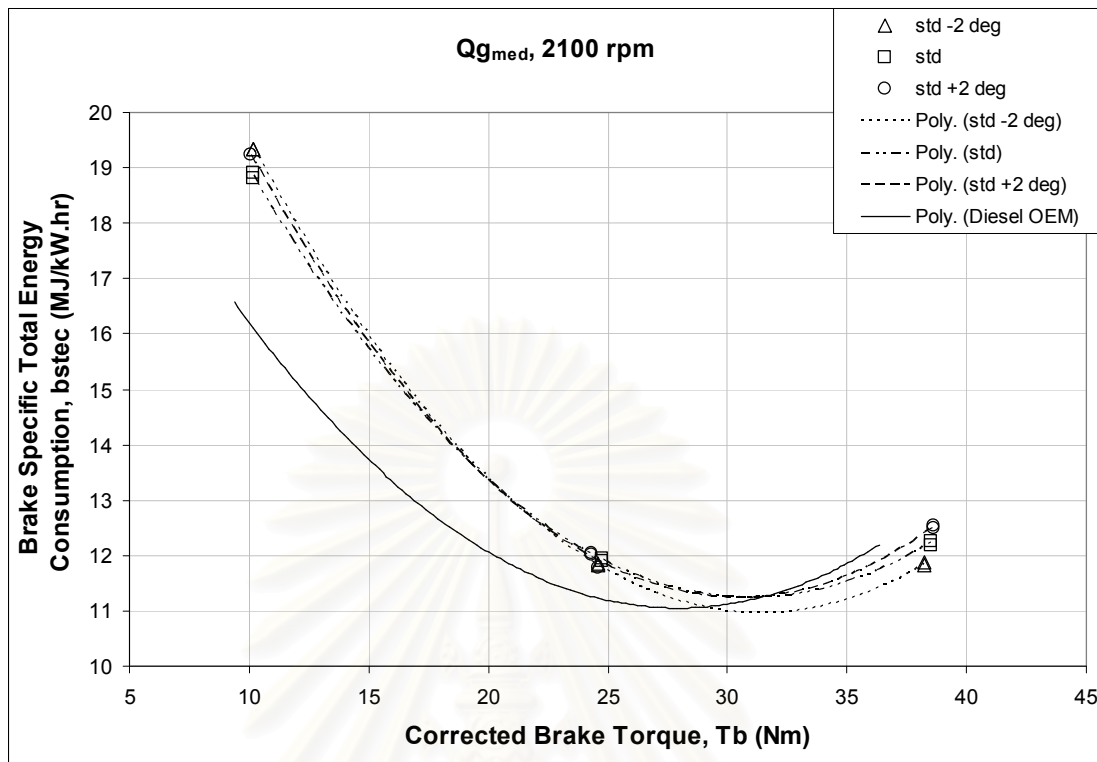
ที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยพบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด รองลงมาคือ เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้าตามลำดับ

5.3.3.2 ผลการทดสอบเมื่อ $1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min ที่ 2100 rpm



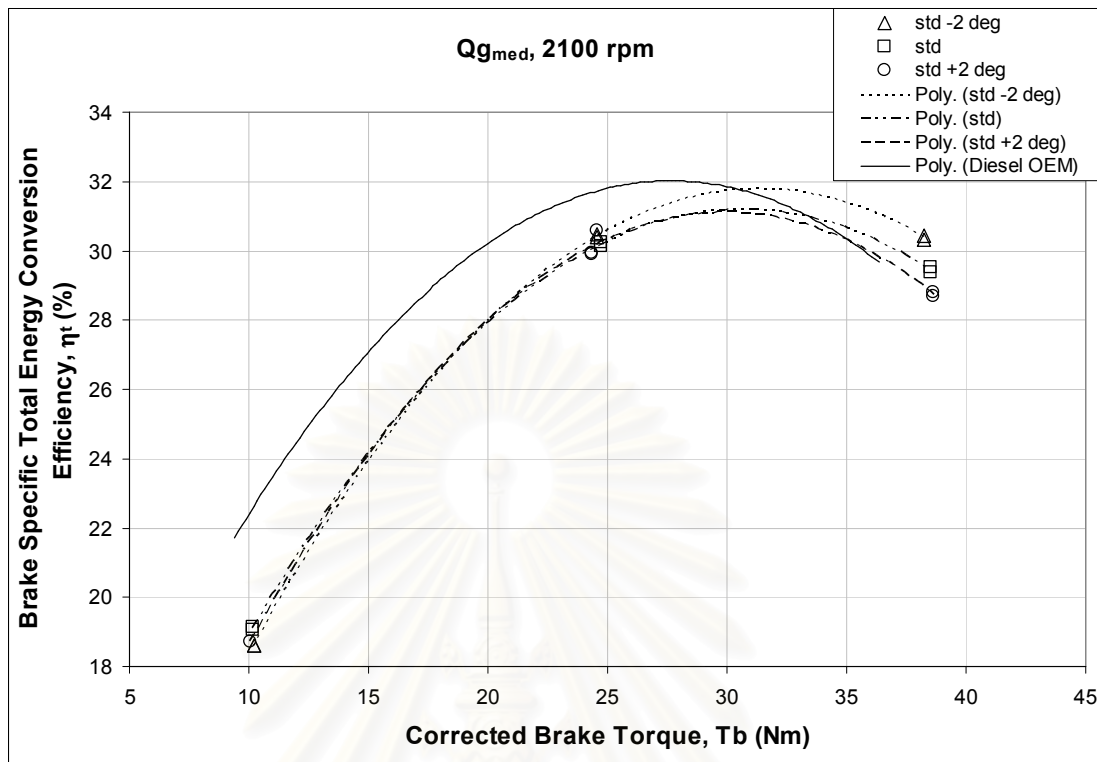
รูปที่ 5-131 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-131 ที่ความเร็วรอบสูงนี้ เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุด และการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลสูงกว่าการฉีดที่องศาอื่น แต่อย่างไรก็ตามไม่พบว่ามีค่าต่างกันมาก เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรต่ำกว่าการฉีดที่จังหวะอื่นๆ พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลสูงกว่ากรณีฉีดที่องศาอื่นๆ และยังมีค่าใกล้เคียงกับกรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติ



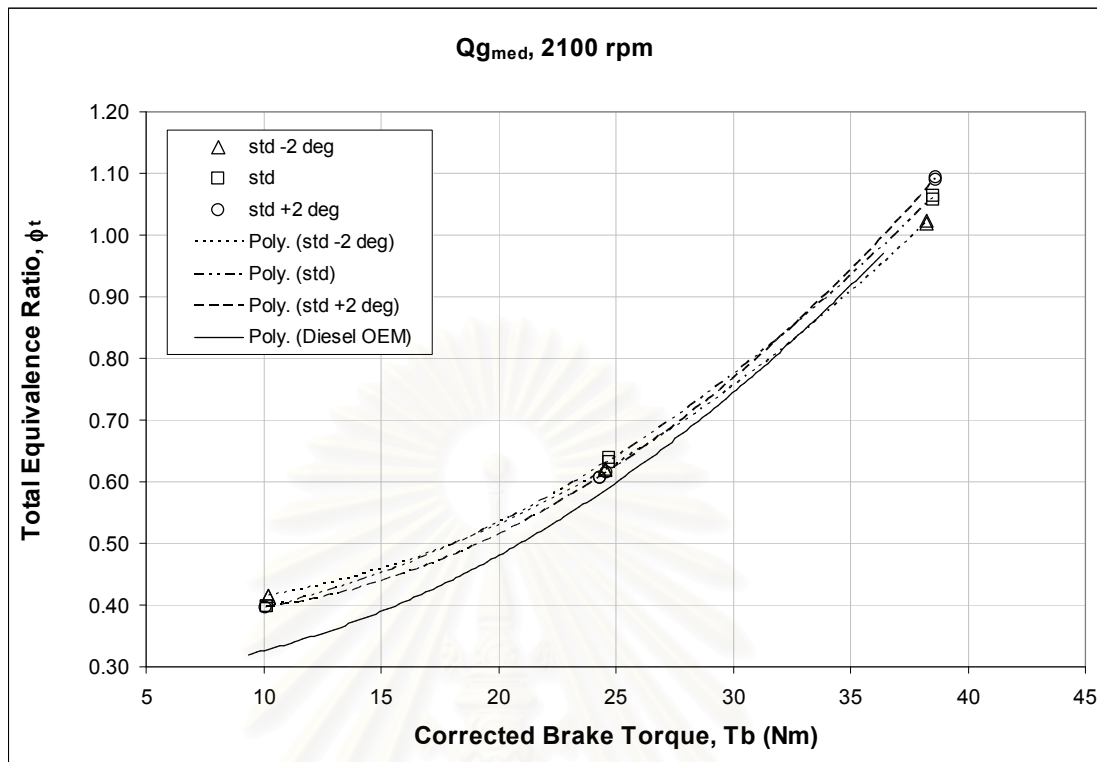
รูปที่ 5-132 แสดงค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-132 พบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบสูงนี้ที่ภาวะ 30 Nm ให้ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำที่สุดทั้งกรณีของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซล พบว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ทุกค่าภาวะที่ทดสอบ เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า และค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกจะเริ่มใกล้เคียงกันมากขึ้นเมื่อภาวะเข้าใกล้ที่ค่า 25 Nm หลังจากนั้นที่ภาวะสูงถึงสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าจะให้ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้า โดยการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าอัตราการบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกมากกว่า



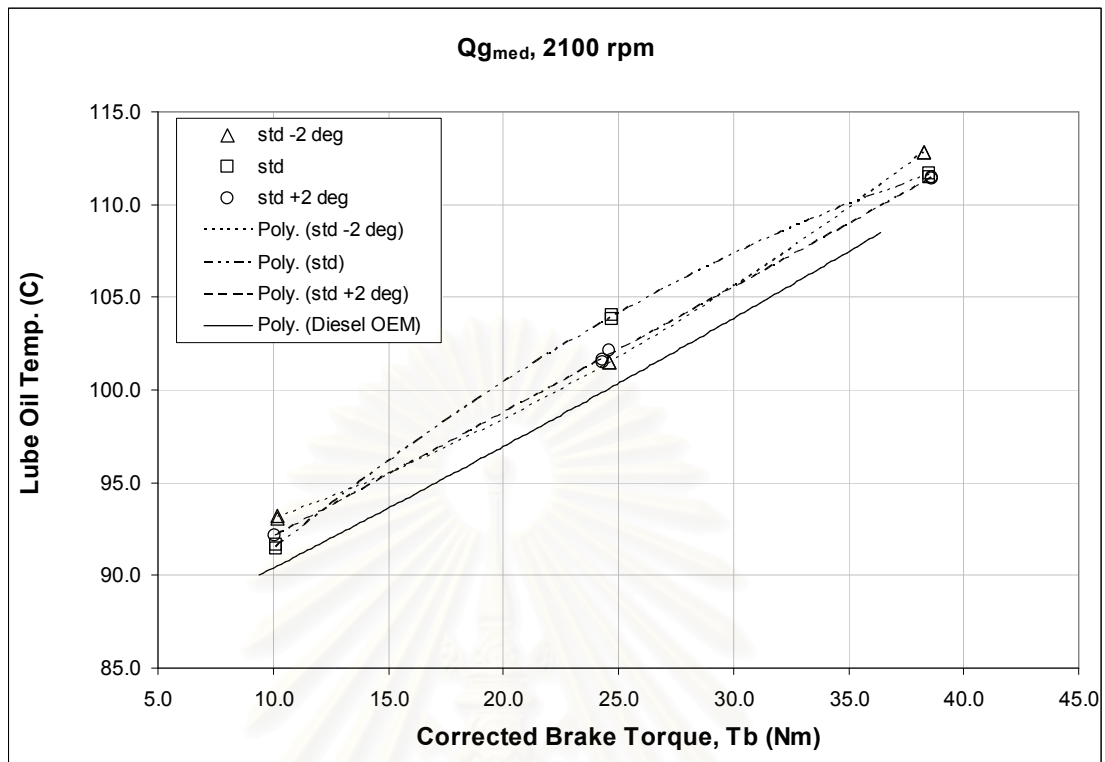
รูปที่ 5-133 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-133 พบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบสูงนี้ที่ภาวะ 30 Nm ให้ค่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก สูงสุดทั้งกรณีของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่และเครื่องยนต์ดีเซล พบว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติให้ค่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก สูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ทุกค่าภาวะที่ทดสอบ เมื่อพิจารณาที่ภาวะต่ำพบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าและจังหวะล่วงหน้า และค่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก จะเริ่มใกล้เคียงกันมากขึ้นเมื่อภาวะเข้าใกล้ที่ค่า 25 Nm หลังจากนั้นที่ภาวะสูงถึงสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าจะให้ค่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก สูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้า โดยการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่า



รูปที่ 5-134 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

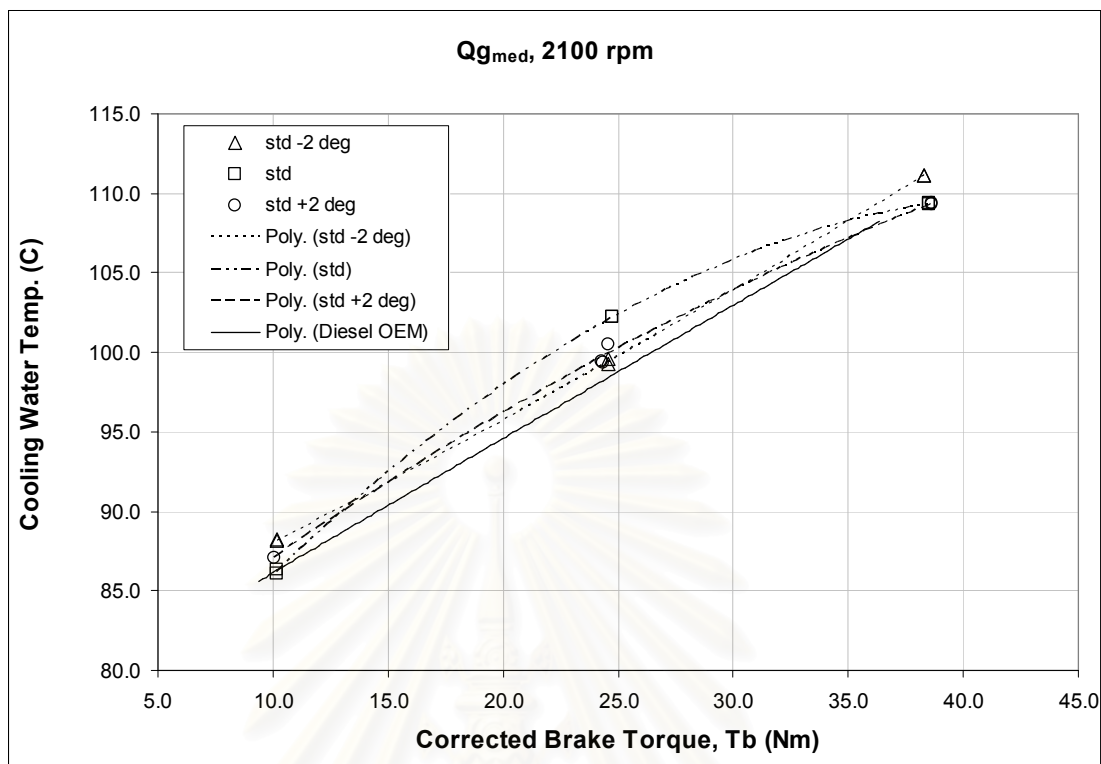
จากรูปที่ 5-134 เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงภาระที่ทำการทดสอบ โดยที่ภาระต่ำพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมบางกว่ากรณีเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่อื่น และการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้อัตราส่วนสมมูลรวมหนาที่สุด เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้อัตราส่วนสมมูลรวมหนาที่สุด ตามด้วยฉีดจังหวะมาตรฐาน และฉีดจังหวะล่าช้า ตามลำดับ โดยที่ภาระสูงสุดอัตราส่วนสมมูลรวมของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่หนากว่าค่า stoichiometric ส่วนเครื่องยนต์แบบดีเซลปกติให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมบางกว่าค่า stoichiometric



รูปที่ 5-135 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-135 พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่ากรณีเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดค่าภาระที่ทำการทดสอบ โดยที่ภาระต่ำไม่พบความต่างที่สำคัญระหว่างจังหวะการฉีดต่างๆ ที่ภาระปานกลางถึงระสูงพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด ตามด้วยการฉีดจังหวะมาตรฐาน และจังหวะล่าช้าตามลำดับ ที่ภาระสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่ากรณีอื่นๆ

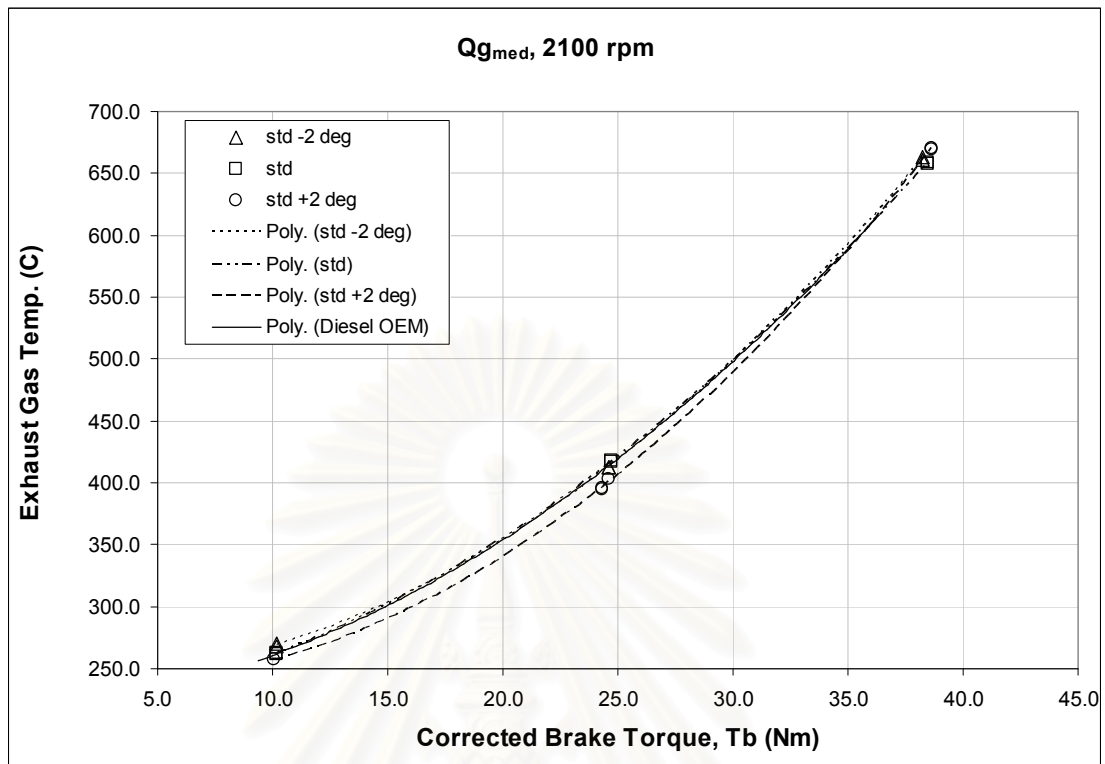
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-136 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-136 พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงกว่ากรณีมาเครื่องยนต์ดีเซลปกติทุกช่วงค่าภาระที่ทำการทดสอบ โดยจะมีค่าต่างกันมากขึ้นเมื่อภาระสูงขึ้น เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำถึงภาระสูง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงกว่ากรณีอื่น ตามด้วยการฉีดจังหวะล่วงหน้า และการฉีดจังหวะล่าช้าตามลำดับ แต่เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงที่สุด

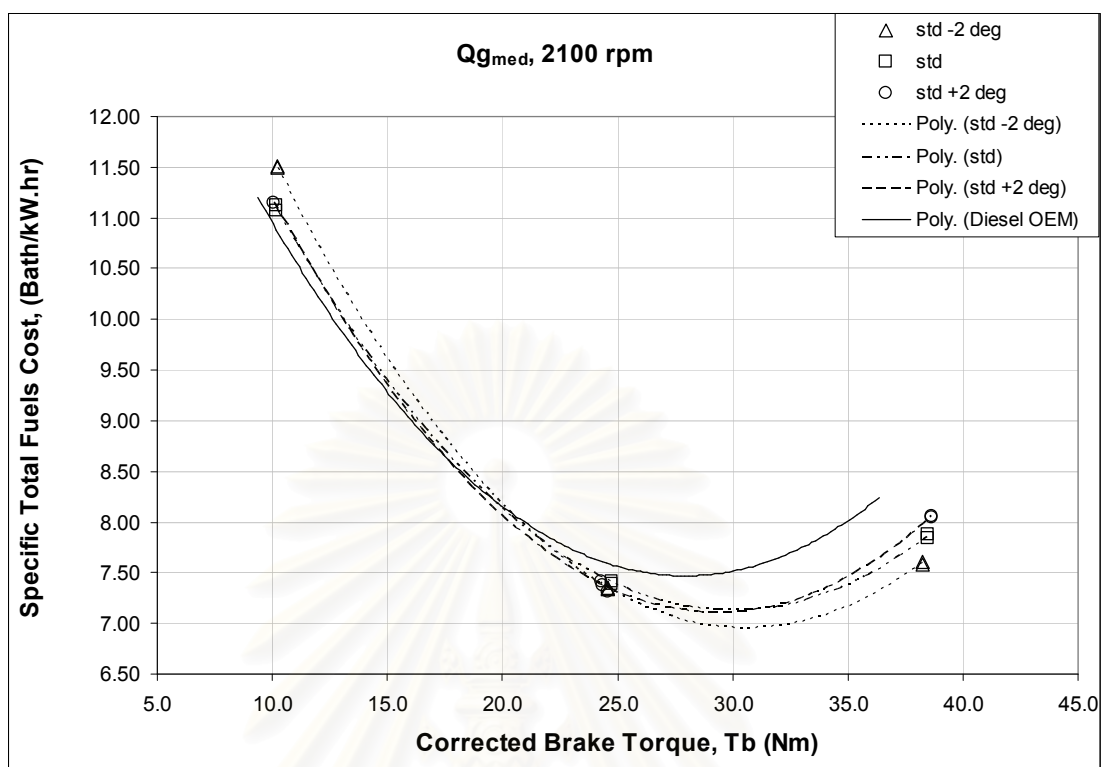
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-137 แสดงค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-137 พบว่าการทำงานที่ความเร็วรอบสูงนี้ ค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียมีค่าใกล้เคียงกันมากทั้งระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลปกติกับเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ หรือระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลต่างๆกัน อย่างไรก็ตามที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำสุด ส่วนที่ภาระสูงสุด พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกค่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอุณหภูมิไอเสียสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติเล็กน้อย

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



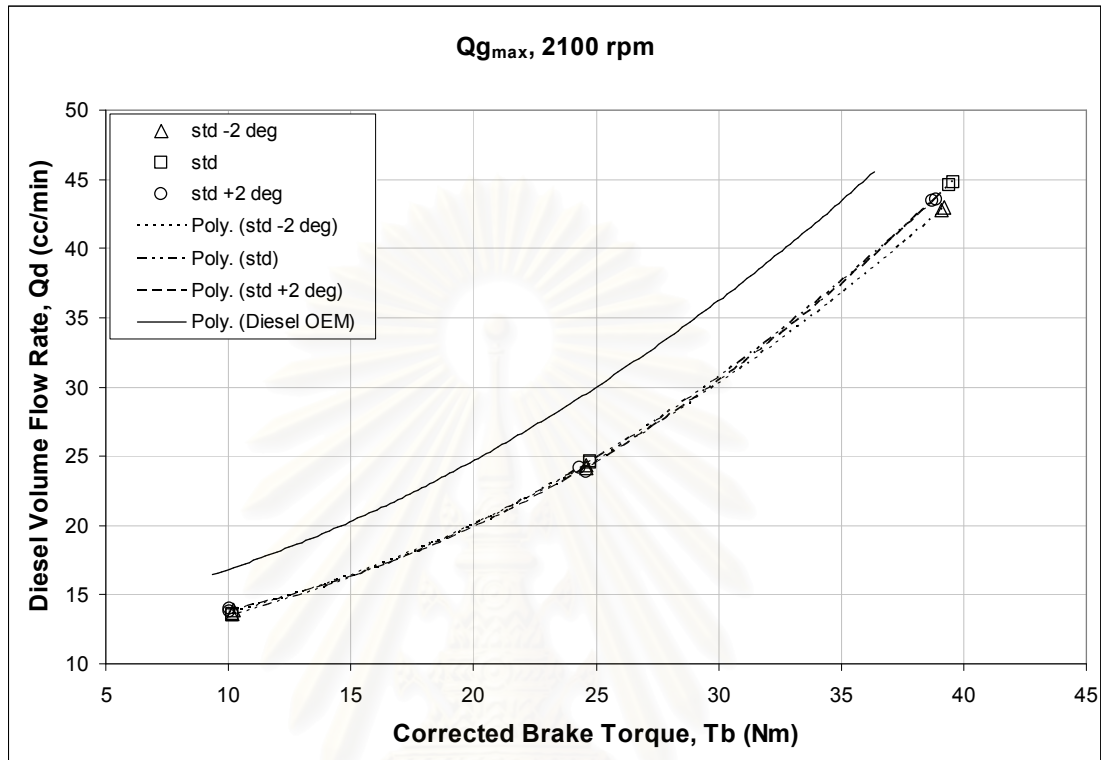
รูปที่ 5-138 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการใช้ของกำซาหุงต้มปานกลาง ($1.75 \leq Q_{med} \leq 2.00$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-138 เมื่อพิจารณาที่ภาระต่ำถึงภาระปานกลาง ที่ความเร็วรอบสูงนี้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลทั้งสามจังหวัด ได้แก่ จังหวัดมาตรฐาน จังหวัดล่วงหน้า และจังหวัดล่าช้า ทั้งหมดให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวัดล่าช้าจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่ากรณีอื่นๆ และเมื่อเข้าสู่ภาระปานกลางพบว่าค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะมีค่าใกล้เคียงกัน เช่นเดียวกับความเร็วรอบที่ 1400 rpm, 1700 rpm

เมื่อพิจารณาที่ภาระปานกลางถึงภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติกลับให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวัดการฉีดน้ำมันดีเซล โดยเมื่อเปรียบเทียบในระหว่างเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ พบว่า การฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวัดล่าช้ากลับให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด และการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวัดล่วงหน้าจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงที่สุด

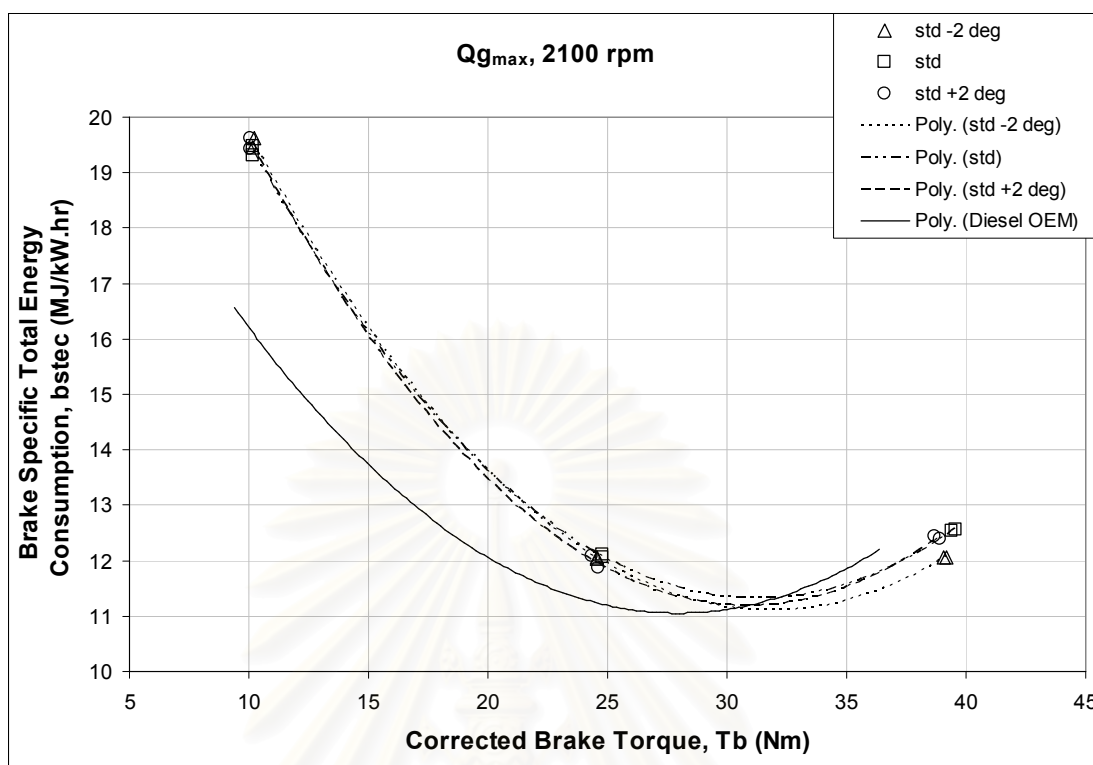
5.3.3.3 ผลการทดสอบเมื่อ $2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min ที่ 2100

Rpm



รูปที่ 5-139 แสดงค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซล ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

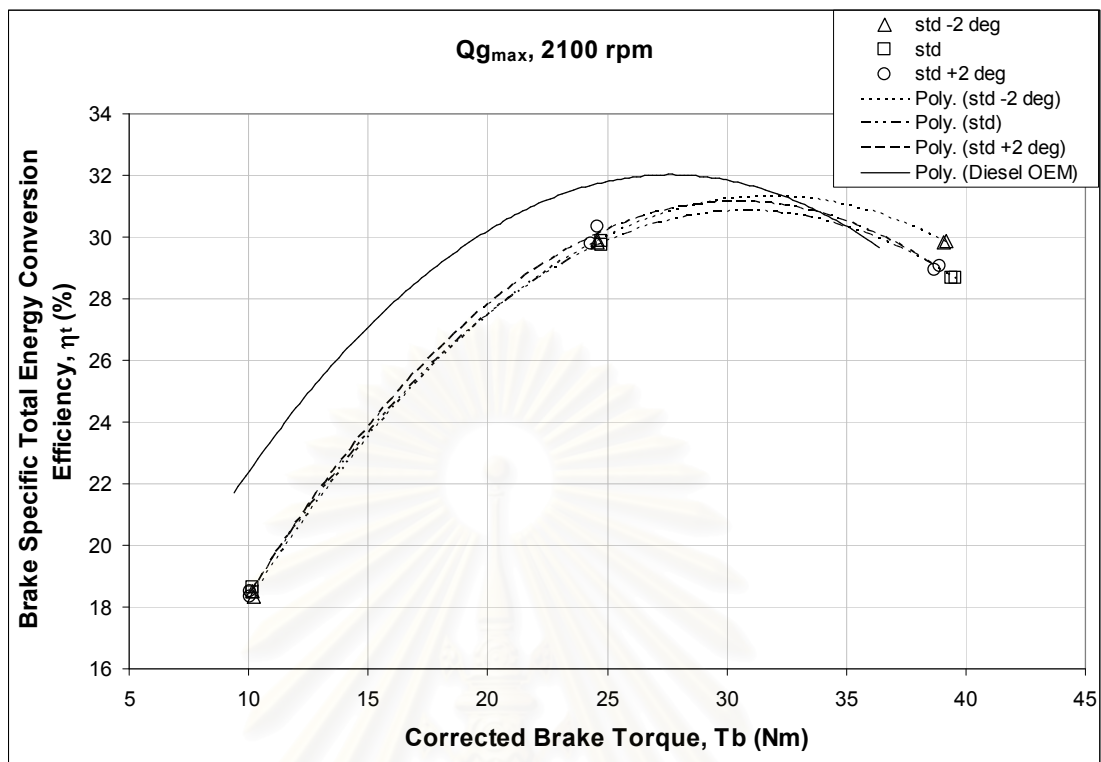
จากรูปที่ 5-139 พบว่าที่ความเร็วรอบสูง 2100 rpm นี้ เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ในจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกันให้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลใกล้เคียงกันมากโดยเฉพาะที่ภาระต่ำและภาระปานกลาง และเริ่มพบความแตกต่างเล็กน้อยที่ภาระสูง เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า การฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำมันดีเซลต่ำที่สุด และไม่พบความแตกต่างระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้า



รูปที่ 5-140 แสดงค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-140 ที่ความเร็วรอบสูง พบว่า ที่ภาวะต่ำและภาวะปานกลาง เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติมาก โดยไม่พบความต่างที่สำคัญระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ในจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกัน

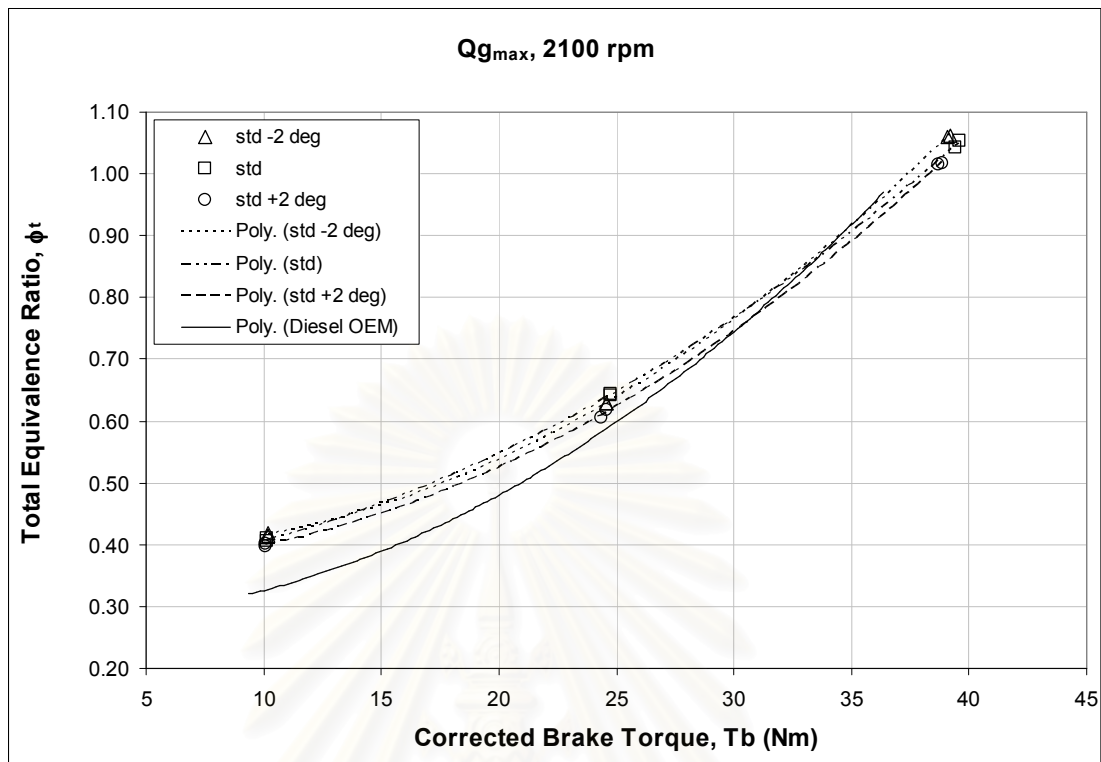
เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยพบว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำที่สุด ส่วนจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและล่วงหน้าให้ค่าอัตราบริโภคพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกัน



รูปที่ 5-141 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรก ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-141 พบว่าที่ภาวะต่ำและที่ภาวะปานกลางเครื่องยนตรบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติชัดเจน โดยที่ภาวะต่ำไม่พบความต่างระหว่างเครื่องยนตรบบเชื้อเพลิงคู่ ส่วนที่ภาวะปานกลางพบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าจังหวะอื่นเล็กน้อย

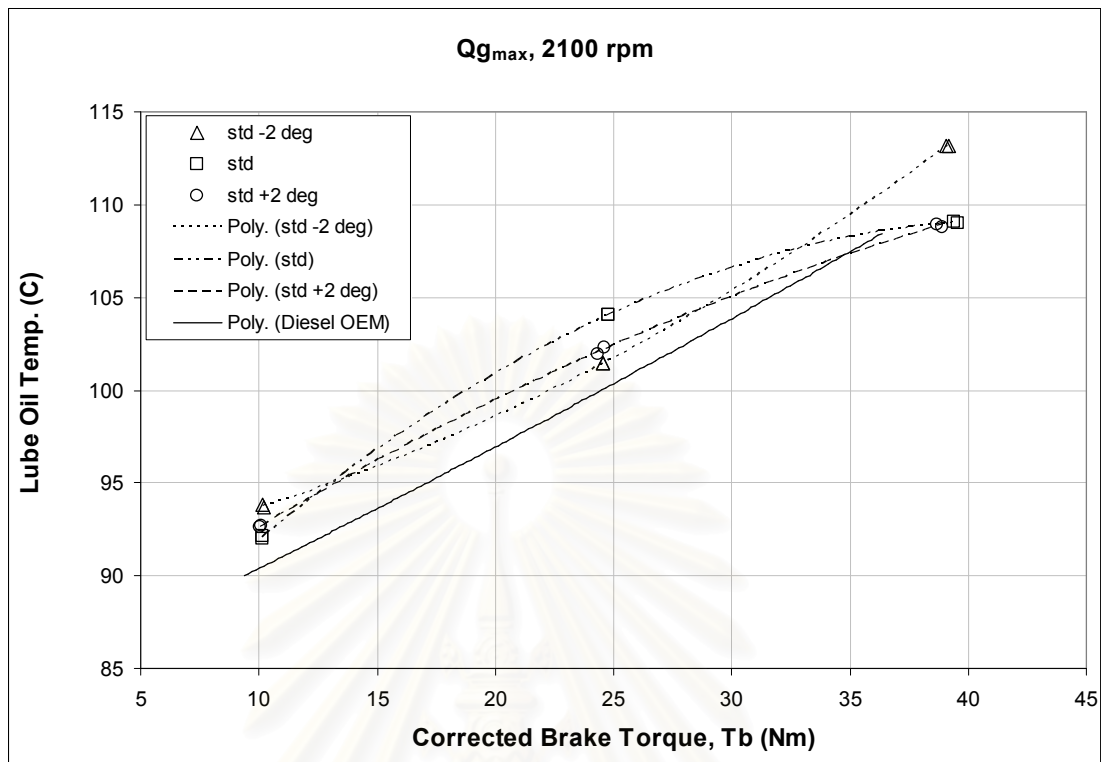
เมื่อพิจารณาที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยพบว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะล่าช้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงที่สุด ส่วนจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและล่วงหน้าให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงกัน



รูปที่ 5-142 แสดงค่าอัตราส่วนสมมูลรวม ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-142 ที่ภาวะต่ำและที่ภาวะปานกลางเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมมากกว่าเครื่องยนตดีเซลปกติ โดยจะมีค่าเข้าใกล้กันมากขึ้นเมื่อเข้าใกล้ภาวะปานกลาง พบว่าเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้อัตราส่วนสมมูลรวมหนาที่สุด

ที่ภาวะสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่มีแนวโน้มให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมบางกว่าเครื่องยนตดีเซลปกติ โดยที่ภาวะสูงสุดเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ พบว่าเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่น้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอัตราส่วนสมมูลรวมหนาที่สุด รองลงมาคือเครื่องยนตรระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้าตามลำดับ

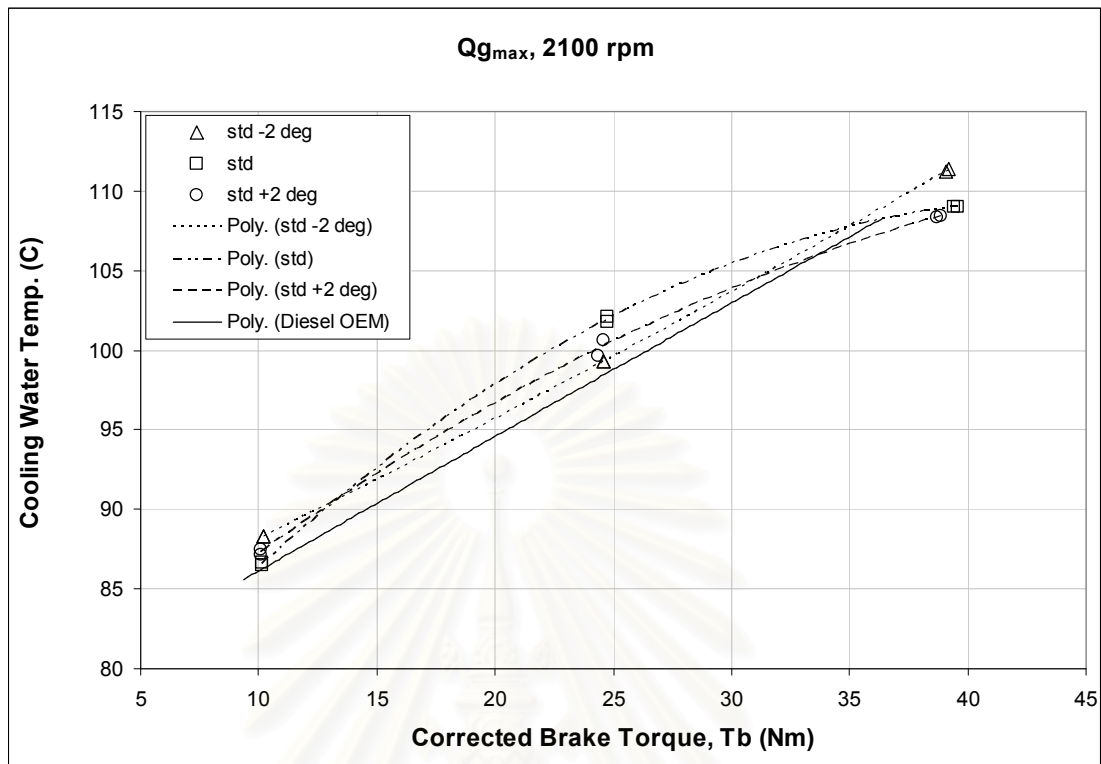


รูปที่ 5-143 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-143 ที่ภาระต่ำ พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเครื่องยนต์ปกติ โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด ตามด้วยจังหวะล่วงหน้าและมาตรฐานตามลำดับ

ที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ยังคงให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเครื่องยนต์ปกติ เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด ตามด้วยจังหวะล่วงหน้าและล่าช้าตามลำดับ

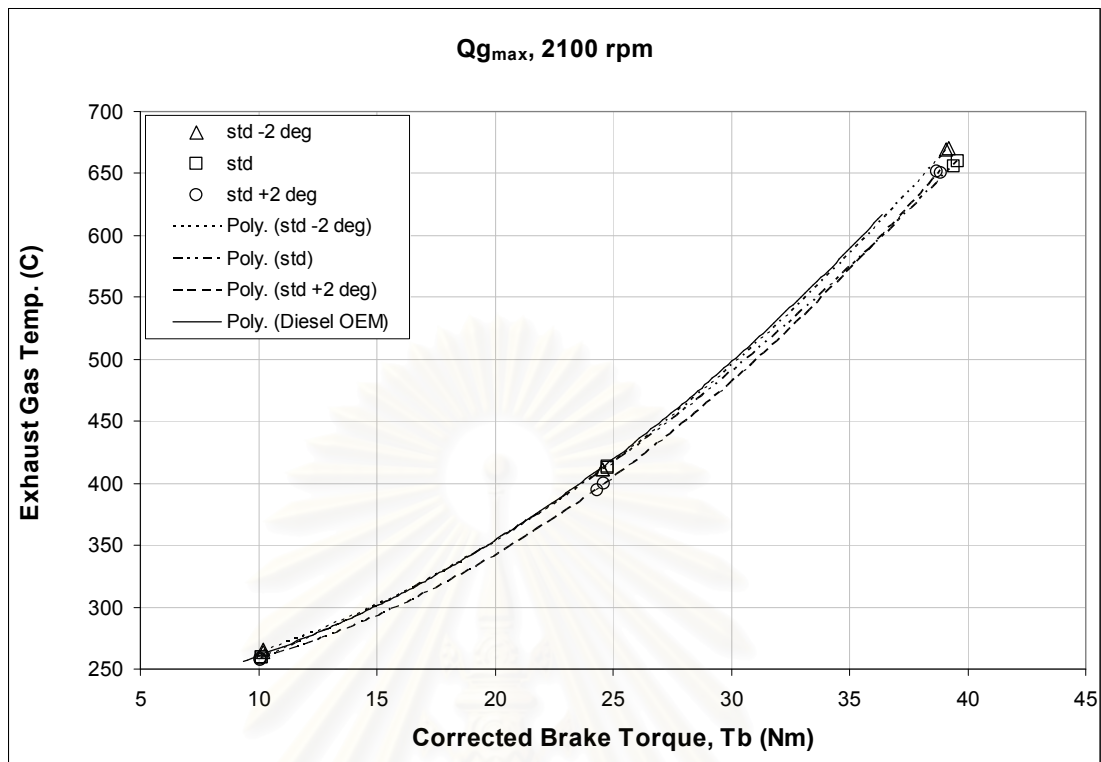
ที่ภาระสูงถึงสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด โดยที่อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานและล่วงหน้ามีค่าใกล้เคียงกัน



รูปที่ 5-144 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-144 พบว่า ที่ภาระต่ำและที่ภาระปานกลาง เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิสูงกว่าที่จังหวะมาตรฐานและล่วงหน้าเล็กน้อย ส่วนที่ภาระปานกลางเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงสุด รองลงมาเป็นจังหวะล่วงหน้าและจังหวะล่าช้าตามลำดับ

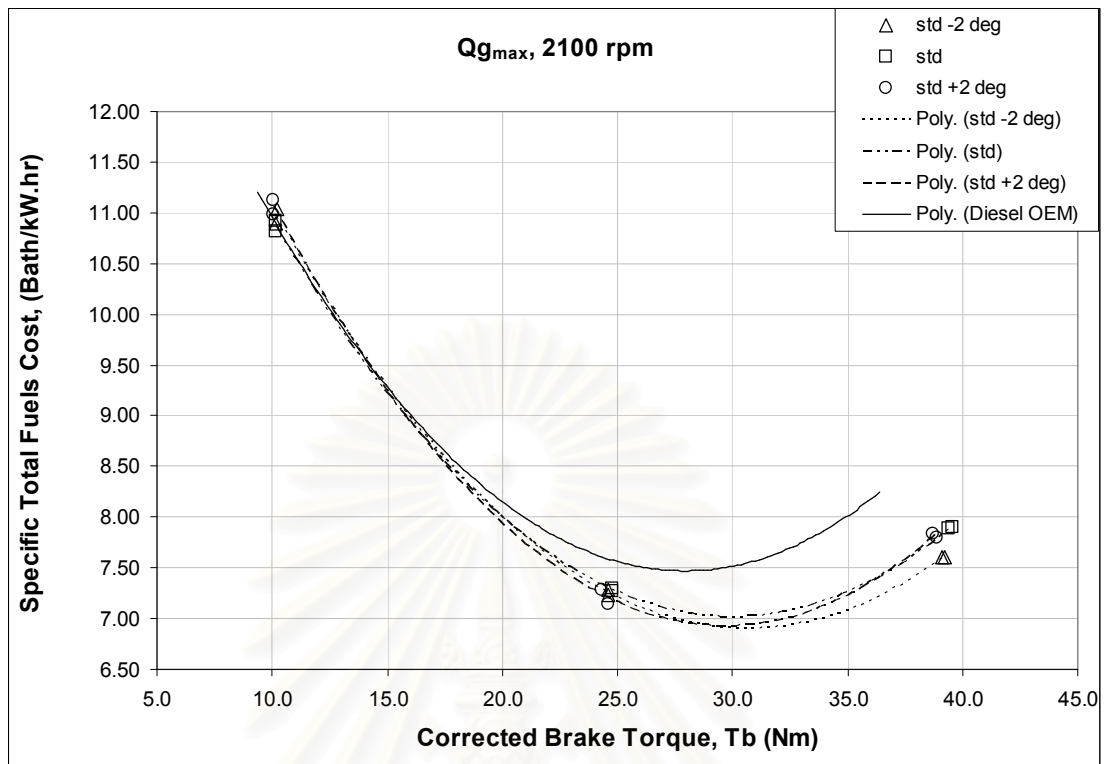
เมื่อพิจารณาที่ภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงสุด ขณะที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นใกล้เคียงกัน



รูปที่ 5-145 แสดงค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสีย ที่อัตราการไหลของแก๊สสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาวะต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-145 ที่ภาวะต่ำ พบว่า ค่าอุณหภูมิไอเสียมีค่าใกล้เคียงกัน โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าให้ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียต่ำกว่ากรณีอื่นเล็กน้อย ที่ภาวะปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้ายังให้ค่าอุณหภูมิแก๊สไอเสียต่ำกว่ากรณีอื่น และที่ภาวะสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ทุกจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้ค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ โดยเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าอุณหภูมิสูงกว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้าที่มีค่าใกล้เคียงกัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-146 แสดงค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มสูงสุดที่สามารถป้อนได้ ($2.25 \leq Q_{\max} \leq 2.50$ lit/min) ที่ภาระต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

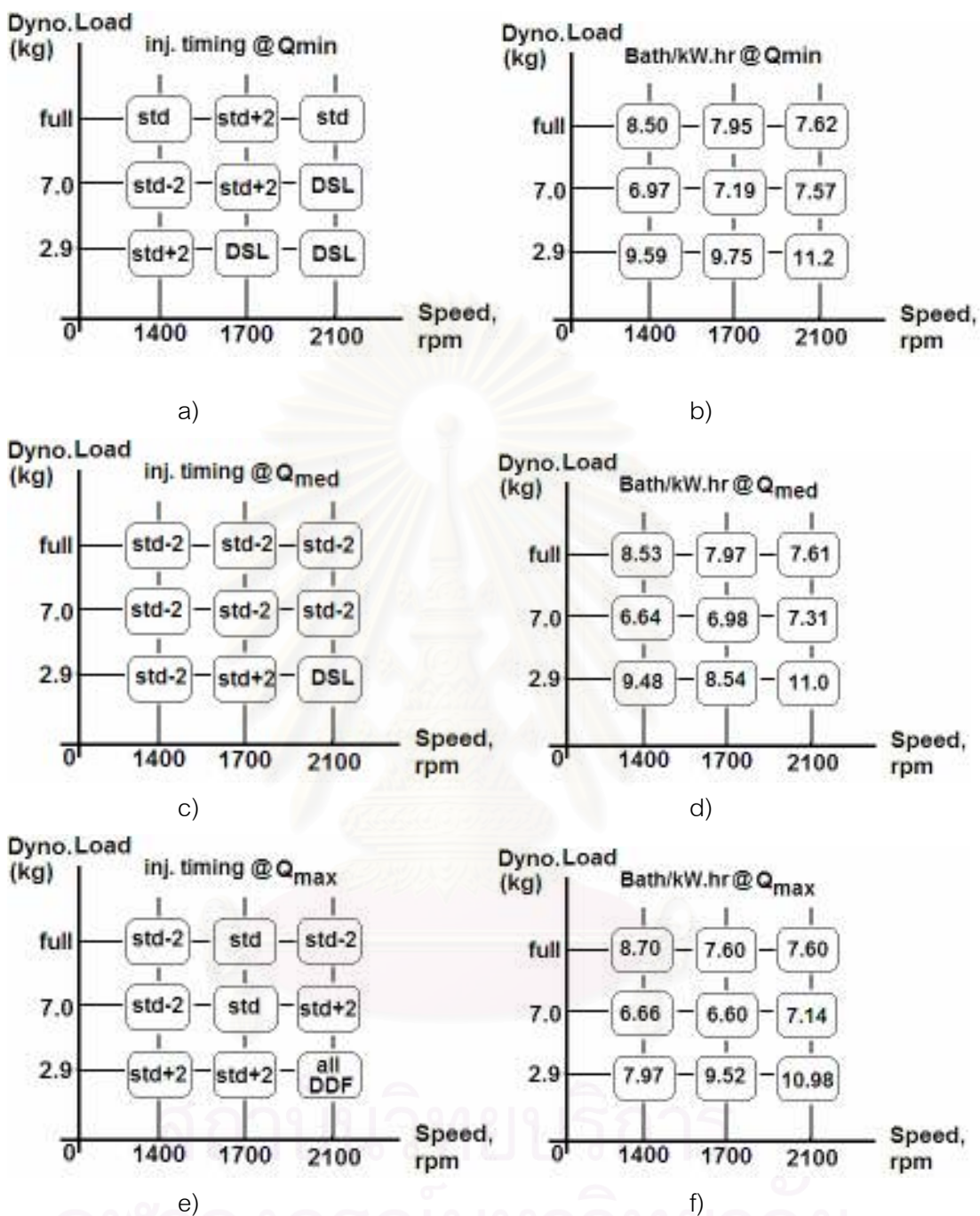
จากรูปที่ 5-146 ที่ภาระต่ำ พบว่า ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะแต่ละกรณีมีค่าใกล้เคียงที่ภาระปานกลาง พบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซล โดยพบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่วงหน้าจะให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าการฉีดที่จังหวะอื่นเล็กน้อย ส่วนที่ภาระสูงสุด พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะล่าช้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุด ขณะที่เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะมาตรฐานและจังหวะล่วงหน้าให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะใกล้เคียงกัน โดยที่ภาระสูงสุดนี้พบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลชัดเจน

5.3.4 สรุปจังหวะชีวิตน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมที่จุดทำงานต่างๆ

จากผลการทดลองที่ได้จากการศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลข้างต้น จะพบว่าแต่ละจุดทำงานมีจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมต่างกัน เพื่อให้เห็นภาพรวมได้ชัดเจนขึ้นจึงได้ทำแผนภาพสรุปผลการทดลอง โดยแสดงแยกตามค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของ ก๊าซหุงต้ม บนพื้นฐานของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุดในแต่ละจุดทำงานที่อัตราการไหลของก๊าซหุงต้มนั้นๆ ดังนี้

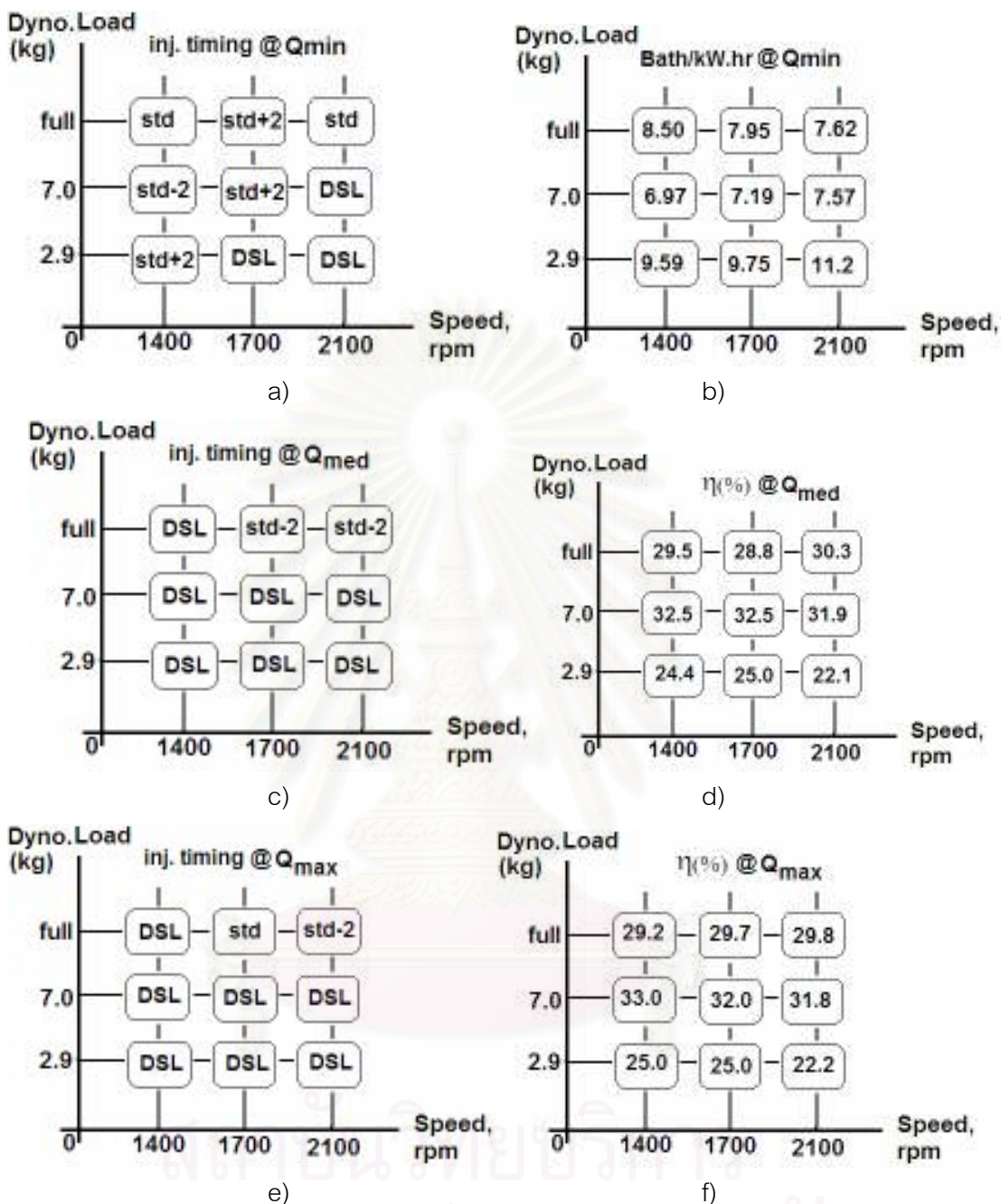


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-147 แสดงจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมเมื่อพิจารณาจากค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุด โดยแยกแสดงตามค่าอัตราการใช้เชื้อเพลิงของก๊าชงัด

เมื่อพิจารณาจากค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกที่สูงที่สุดจะสามารถสรุปบนแผนภาพแสดงจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมได้ ดังรูปที่ 5-145



รูปที่ 5-148 แสดงจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมเมื่อพิจารณาจากค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรคที่สูงที่สุด โดยแยกแสดงตามค่าอัตราการใช้เชื้อเพลิงของก้านสูบ

บทที่ 6

สรุปผล และข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผล

6.1.1 อิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้มและอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ ก๊าซหุงต้ม

จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้ม นั้น สามารถสรุป ได้ว่าการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะต่ำนั้นได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติชัดเจน โดยเฉพาะที่ความเร็วรอบต่ำ และเมื่ออัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มหนามากขึ้นพบว่าไม่สามารถเพิ่มค่าประสิทธิภาพให้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ได้ที่ภาวะต่ำ ส่วนที่ภาวะปานกลางมีแนวโน้มคล้ายกับที่ภาวะต่ำแต่ความต่างของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลปกติและเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ลดลง สำหรับที่ภาวะสูงและภาวะสูงสุดพบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกใกล้เคียงหรือดีกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติและการเพิ่มอัตราส่วนสมมูลของก๊าซหุงต้มที่ภาวะสูงและสูงสุดนี้สามารถเพิ่มค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกได้เล็กน้อย แต่ไม่สามารถป้อนก๊าซหุงต้มได้มากเท่ากับที่ใช้ที่ภาวะต่ำและปานกลาง เนื่องจาก พบว่าเกิดการน็อกเสียก่อน แต่หากมองในมุมของต้นทุนเชื้อเพลิงจำเพาะพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่สามารถช่วยลดค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะได้มากที่ภาวะต่ำและภาวะปานกลางและลดค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะได้น้อยลงที่ภาวะสูงและภาวะสูงสุด จากรูปที่ 5-33 และ 5-34 ได้แสดงว่าการทำงานของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะ 75% ของภาวะสูงสุดที่รอบ 1400 rpm ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำที่สุดที่ 5.47 Bath/kW.hr โดยใช้อัตราการใช้ของไหลของก๊าซหุงต้มที่ 2.1 lit/min (ϕ_g 0.144) และการใช้งานที่ภาวะต่ำ 25% ของภาวะสูงสุดจะสิ้นเปลืองต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะที่สุดโดยเฉพาะเมื่อรอบสูงขึ้น พบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะต่ำ 25% ของภาวะสูงสุดความเร็วรอบ 2100 rpm มีค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะสูงกว่าการใช้งานด้วยเครื่องยนต์ดีเซลปกติ และเมื่อพิจารณาค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงสุดพบว่าการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะ 75% ของภาวะสูงสุดที่รอบ 1400 rpm ให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงที่สุด เท่ากับ 37.14% ซึ่งเป็นจุดเดียวกันกับจุดที่ให้ค่าต้นทุนพลังงานจำเพาะเบรกสูงสุด และการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ภาวะต่ำที่ทุกความเร็วรอบที่ทดสอบพบว่าให้ค่าประสิทธิภาพต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ

6.1.2 อิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์

จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ดังได้แสดงผลโดยละเอียดแล้วในบทที่ 5 นั้น สามารถสรุป ได้ว่าการใช้งานเครื่องยนต์ระบบ เชื้อเพลิงคู่ที่ภาระต่ำและที่ภาระปานกลางยังคงให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวม จำเพาะเบรกดต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติแม้จะได้เปลี่ยนจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลเป็นล่วงหน้า และล่าช้าแล้ว ส่วนที่ภาระสูงสุดพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าแรงบิดเบรกดสูงสุดสูงกว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติและให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะสูงกว่าเครื่องยนต์ ดีเซลปกติโดยแต่ละจุดทดสอบมีจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมแตกต่างกันไป แต่เมื่อมองในมุม ของค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะพบว่าเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะ ต่ำกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติโดยเฉพาะที่ภาระสูงสุด โดยพบว่าจุดที่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวม จำเพาะที่ต่ำที่สุดสำหรับการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่อยู่ที่ 75% ของภาระสูงสุดที่รอบ 1700 rpm เมื่อใช้ปริมาณก๊าซหุงต้มสูงสุด (2.25-2.5 lit/min) ที่จังหวะฉีดน้ำมันดีเซลมาตรฐาน และจุดที่ให้ค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะต่ำใกล้เคียงกันอีกจุดได้แก่ที่ ภาระ 75% ของภาระสูงสุด ที่รอบ 1400 rpm เมื่อใช้ปริมาณก๊าซหุงต้มปานกลาง (1.75-2.0 lit/min) โดยฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะ ล่าช้า

6.1.3 สรุปข้อดีของการใช้งานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ที่ใช้ก๊าซหุงต้มเป็น เชื้อเพลิง

- เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราบริโภคลังงานรวมจำเพาะเบรกดต่ำ กว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติและให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวม จำเพาะเบรกดสูงกว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติเมื่อทำงานที่ภาระสูงสุดที่เท่ากับ เครื่องยนต์ดีเซล และเมื่อทำงานที่ภาระสูงสุดโดยไม่ควบคุมภาระจะพบว่า เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าแรงบิดเบรกดสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลปกติ
- เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ให้ค่าอัตราบริโภคลังงานรวมจำเพาะเบรกดต่ำ ที่สุดและให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดสูงที่สุดที่ค่า ภาระ 75% ของทุกรอบการทำงานที่ทดสอบและพบว่ายังให้ค่าอัตราบริโภคล ังงานรวมจำเพาะเบรกดต่ำกว่า เครื่องยนต์ดีเซลปกติและให้ค่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานรวมจำเพาะเบรกดสูงกว่า เครื่องยนต์ดีเซล ปกติ

- c) เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่สามารถช่วยลดต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะได้และจะสามารถลดค่าต้นทุนเชื้อเพลิงรวมจำเพาะได้มากขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซหุงต้มมากขึ้นเห็นได้ชัดเจนที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- d) เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ช่วยลดการใช้ น้ำมันดีเซลได้ โดยเฉพาะที่ภาระต่ำสามารถป้อนปริมาณก๊าซหุงต้มได้ในสัดส่วนที่มากกว่าที่ภาระอื่นๆ
- e) เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงให้ควันดำต่ำมากเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล โดยเฉพาะการใช้งานที่ภาระปานกลางถึงภาระสูง

6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อเนื่อง

ควรมีการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงห้องเผาไหม้ที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ โดยเฉพาะกรณีของห้องเผาไหม้แบบล่องหน้า และควรทำการทดสอบจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะที่ต่างกันมากขึ้นในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงคู่ แบบห้องเผาไหม้ล่องหน้า

รายการอ้างอิง

- [1] Ferguson, Colin R. International combustion engines applies thermosciences. Singapore: John Wiley & Sons, 1985.
- [2] Heywood, J.B. Internal combustion engine fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [3] Riesenber, -Ing. K.-O. and others. Diesel fuel injection. Germany: Robert Bosch GmbH, 1994.
- [4] เสย้งู๊ด, จอห์น บี. เครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน ทฤษฎีและการคำนวณ. แปลโดย วีระศักดิ์ ทรัพย์วิเชียร. กรุงเทพมหานคร: สำนักพิมพ์วิทย์พัฒนา, 2543.
- [5] กรมธุรกิจพลังงาน, กระทรวงพลังงาน. บทความเรื่องก๊าซปิโตรเลียมเหลว (ตอนที่2)[Online]. แหล่งที่มา: http://www.doeb.go.th/knowledge/knowledge_article_Natural2.html[2550, มีนาคม 22]
- [6] บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน). ความรู้และความปลอดภัยเกี่ยวกับก๊าซหุงต้ม ปตท.[Online]. แหล่งที่มา: http://www.pttplc.com/th/document/lpg/lpg_20040819_files/frame.htm[2550, มีนาคม 22]
- [7] บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน). แบบแจ้งรายละเอียดสารเคมีอันตรายภายในสถานประกอบการ: ก๊าซหุงต้ม[Online]. แหล่งที่มา: http://www.pttplc.com/th/ptt_core.asp?page=cr_qs_ma#[2550, มีนาคม 22]
- [8] Laboratory PTT Oil. Certificate of Analysis:LPG. Bangkok: PTT Public Company Limited. (Mimeographed). 2006, Jul 20.
- [9] Slawomir Luft. The Influence of Regeulating Parameters of Dual Fuel Compression Emission. SAE paper No. 2001-01-3264.
- [10] Liu, Z., and G. A. Karim. . A Predictive Model for the Combustion Process in Dual Fuel Engines. SAE paper No. 952435.
- [11] Wong, Wai Y., Midkiff, K. Clark, and Bell, Stuart R. Performance and Emissions of a Natural Gas Dual-Fueled, Indirect Injected Diesel Engine. SAE paper No. 911766.
- [12] Jian, Dong., Xiaohong, Gao., Gesheng, Li., and Xintang, Zhang. Study on Diesel-LPG Dual Fuel Engines. SAE paper No. 2001-01-3679.
- [13] Papagiannakis, R.G., and D.T. Hountalas. Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas. Energy Conversion and Management 45(2004) 2971-2987.

- [14] Poonia, M. P., Ramesh, A., and Gaur, R. Effect of Intake Air Temperature and Pilot Fuel Quantity on the Combustion Characteristics of a LPG Diesel Dual Fuel Engine. SAE paper No.982455.
- [15] Lee, Kihyung, and Ryu, Jeaduk. An experimental study of the flame propagation and
- [16] Ghazi, Karim A. A Review of Combustion Processes in the Dual Fuel Engine-The Gas Diesel Engine. Prog. Energy Combust. Sci., Vol 6, pp.277-285.
- [17] Selim, Y.E. Mohamed. Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition, Energy Conversion and Management 45 (2004) 411–425.
- [18] Alla, Abd G.H., Soliman, H.A., Badr, O.A., and Rabbo, Abd M.F. Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine, Energy Conversion and Management 43(2002) 269-277.
- [19] Alla, Abd G.H., Soliman, H.A., Badr, O.A., and Rabbo, Abd M.F. Effects of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine. Energy Conversion & Management 41 (2000) 559-572.
- [20] Ghazi, .A. Karim. An Examination of Some Measures for Improving the Performance of Gas Fuelled Diesel Engines at Light Load. SAE paper No. 912366.
combustion characteristics of LPG fuel. Fuel 84(2005) 1116-1127.
- [21] Ogawa, Hideyuki., Miyamoto, Noboru., Li, Chenyu., Nakazawa, Satoshi., and Akao, Keiichi. Low Emission and Knock-Free Combustion with Rich and Lean Biform Mixture in a Dual-Fuel CI Engine with Induced LPG as the Main Fuel. SAE paper No.2001-01-3502.
- [22] Badr, O., Ghazi, Karim A., and Liu, B. An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. Applied Thermal Engineering 19 (1999) 1071-1080.
- [23] Ghazi, A. Karim, Z. Liu, and W. Jones, Exhaust Emissions from Dual Fuel Engine at light Load ,The University of Calgary 932822
- [24] Ghazi, Karim A., and Moore, N.P.W. Examination of Rich Mixture Operation of a Dual Fuel Engine. Gaseous Fuels and Other Alternative Fuels SP-832,1990.
- [25] Elizabeth North[Online]. Available from:
<http://www.flowcontrolnetwork.com/PastIssues/mar2004/2.asp> [2007, May 7]
- [26] DieselNet. Emission Test Cycles:European Stationary Cycle(ESC)[Online]. Available from: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.html>[2007, March 24].

- [27] Piper Test and Measurement Ltd. BP-Hydraulic Dynamometers[Online]. Available from: www.piper-ltd.co.uk[2007, March 25].
- [28] Siemen. BERO Sensors[Online]. Available from: www.sea.siemens.com/step/pdfs/snrs_2.pdf[2006, May 10].
- [29] Roger, C. Baker. Flow measurement handbook: industrial designs, operating principles, performance and applications. England: Cambridge University Press, 2000.
- [30] Ower, Ernest and R.C. Pankurst. The measurement of air flow. Oxford: Pergamon Press, 1966.
- [31] ISO 3046 Internal Combustion Engines-Performance Part 1-Engines for land, rail-traction and marine use-Standard reference conditions and declarations of power, fuel consumption and lubricating oil consumption.
- [32] Cited in Kastner, L.J. The air box method of measuring air consumption. Proc. I. Mech. E., 1947, 194.
- [33] An American National Standard. Measurement of Fluid Flow Using Small Bore Precision Orifice Meters. ASME MFC-14M-2001.
- [34] P.A. HILTON LTD. C551 Flame Propagation and Stability Unit[Online]. Available from: <http://www.p-a-hilton.co.uk/English/Products/Combustion/combustion.html>[2007, March 27].
- [35] บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด. คู่มือช่างเครื่องยนต์ดีเซลคูโบต้า รุ่น อาร์ที.
- [36] Available from: http://www.visionengineer.com/env/alt_lpg_prop.php[2007, May 5]

บรรณานุกรม

1. Greene, A.B., and G. G. Lucas. Testing of internal combustion engines, The English Universities Press, 1969.
2. Whith, F.M. Fluid Mechanics. 4 th edition. Boston: McGraw-Hill, 1999.
3. Blaich, B. Diesel Fuel Injection. 1 st edition. Germany: Robert Bosch GmbH, 1994.
4. Ding, J. Determining Fatigue Wear Using Wear Particle Analysis Tools [Online]. Available from:
http://www.practicingoilanalysis.com/article_detail.asp?articleid=526&relatedbookgroup=WearDebris [12 March 2004]
5. Quesnel, B. Direct-Reading and Analytical Ferrography [Online]. WearCheck Canada 1995. Available from:
<http://www.wearcheck.com/literature/techdoc/WCA001.htm> [12 March 2004]
6. Geach, A. Infrared Analysis as a Tool for Assessing Degradation in Used Engine Lubricants [Online]. WearCheck Africa. 1996. Available from:
<http://www.wearcheck.com/literature/techdoc/WCA002.htm> [12 March 2004]
7. Geach, A. Detecting particles in oil (Part 1). Technical bulletin issue 24 [Online] 2002. Available from: <http://www.wearcheck.com/literature/techdoc/WZA024.pdf> [12 March 2004]
8. Geach, A. Detecting particles in oil (Part 2). Technical bulletin issue 25 [Online] 2002. Available from: <http://www.wearcheck.com/literature/techdoc/WZA025.pdf> [12 March 2004]
9. กริชชัย คชพลายุกต์; การศึกษาแนวทางที่เหมาะสมในการใช้ก๊าซชีวภาพเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงคู่; ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ [31]

International Combustion Engines - Performance

Part 1 - Engines for land, rail-traction and marine use - Standard reference conditions and declamations of power, fuel consumption and lubricating oil consumption

1 Scope

This report of ISO 3046 specifies the standard reference conditions and the methods of declaring of power, fuel consumption and lubricating oil consumption for reciprocating internal combustion engines using liquid or gaseous for particular engine applications.

2 Field of application

This part of ISO 3046 covers reciprocating internal combustion engines for land, rail-traction and marine use, excluding engines to propel agricultural tractors, road vehicles and aircraft.

This part of ISO 3046 may be applied to engines used to proper road construction and earth-moving machines, industrial trucks and for other applications where no suitable International Standard for these engines exists.

3 References

ISO1000, SI units and recommendation for the use of their multiples and of certain other units.

ISO 1204, Reciprocating internal combustion engines - Designation of the direction of rotation.

ISO 1205, Reciprocating internal combustion engines - Designation of the direction of cylinders.

ISO 1585, Road vehicles - Engine test code - Net power.

ISO 2534, Road vehicles - Engine test code - Gross power.

ISO 2710, Reciprocating internal combustion engines - General definitions.

ISO 3046/2, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 2: Engine tests.

ISO 3046/4, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 4: Speed governing.

ISO 3046/6, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 6: Over speed protection.

4 Units and terms

4.1 The units used are those of the International System of Units (SI Unit) described in ISO 1000.

4.2 The general engine terms used are as defined in ISO 2710.

5 Standard reference conditions

For the purpose of determining the power and fuel consumption of engines, the following standard reference conditions shall be used:

Total barometric pressure:

$$P_r = 100 \text{ kPa}$$

Air temperature:

$$T_r = 300 \text{ K (27 °C)}$$

Relative humidity:

$$\phi_r = 60 \%$$

Charge air coolant temperature:

$$T_{cr} = 300 \text{ K (27 °C)}$$

If other reference conditions are chosen, these shall be stated.

NOTES

1. Relative humidity of 60% corresponds to a water vapour pressure of 2,133 kPa (16 mmHg) at a temperature of 300 K.
2. The air density at the standard reference conditions is equivalent to that at 98 kPa (376 mmHg) and 20 °C and to that at 101 kPa (760 mmHg) and 30 °C
3. For automotive type inboard and outboard marine propulsion engines, the standard reference conditions in ISO 1585 and ISO 2534 may be applied but they shall be stated.

6. Auxiliaries**6.1 Introduction**

In order to show alertly the conditions under which a power is determined, it is necessary to distinguish those auxiliaries which affect the final shaft output of the engine and also those which are necessary for the continuous or repeated use of the engine.

Items of equipment fitted to the engine and without which the engine could not in any circumstance operate at its declared power are considered to be engine components and are not therefore, classed as auxiliaries.

(Such as fuel injection pump, exhaust turbocharger and charge air cooler are in this category of engine components.)

6.2 dependent auxiliary: Item of equipment, the presence or absence of which affects the final shaft output of the engine.

6.3 independent auxiliary: Item of equipment which uses power supplied from a source other than the engine.

6.4 essential auxiliary: Item of equipment which is essential for the continued or repeated operation of the engine.

6.5 non-essential auxiliary: Item of equipment which is not essential for the continued or repeated operation of the engine.

7 Declarations of power

7.1 Introduction

7.1.1 Purpose of statement of power

Statements of power are required for two main purposes:

a) the declaration by a manufacturer of the value of the power which his engine will deliver under a given set of circumstances. This declared value is known as the "rated power".

b) the verification by measurement that the engine delivers the power which has been declared in a), under the same set of circumstances or after proper allowance has been made for any difference in circumstance.

To specify the set of circumstances under which the declared value of a power would be achieved, the declaration shall state:

a) the kind of statement of power (see 7.4) and of necessary, the ambient and operating condition (see 7.4.2).

b) the kind of power output (see 7.3).

c) the kind of power (see 7.3).

d) the corresponding engine speed.

NOTE

1. The term used in a) to c) may be combined, for example, continuous net brake fuel stop power.

2. Where appropriate to the engine application and the method of manufacture, the power achieved may be subject to a tolerance on the declared power. The existence of and its magnitude shall be stated by the manufacturer.

3. Measurement of the powers referred to in this International Standard shall be determined in accordance with ISO 3046/2.

7.1.2 Unit of power

Power shall be expressed in kilowatts (kW) the addition of the equivalent metric or imperial "horsepower" is permitted for a transitional period.

7.1.3 Power and torque

For engines delivering power by a shaft or shafts, any power in this International Standard is a quantity proportional to the mean torque, calculated or shafts transmitting this torque.

For engines delivering power other than by a shaft or shafts, reference shall be made to the appropriate International Standard for the driven for the driven machine.

7.1.4 Engine speed

The speed of an engine is the mean rotational speed of its crankshaft or crankshafts in revolution per minute, except in the case of "free piston" engines where the speed is the number of cycles per minute of the reciprocating components.

7.1.5 Engine with integral gearing

When stating the power of an engine fitted with an integral (built-in) speed increasing or reducing device, the speed of the driving shaft extremist shall also be given at the declared engine speed.

7.2 Kinds of power

7.2.1 Indicated power

The total power developed in the working cylinders by the gases on the combustion side of the working pistons.

7.2.2 Brake power

The power of the sum of the powers measured at the extremity of the engine driving shaft or shafts.

7.2.2.1 Any statement of brake powers shall be supported by the following list of auxiliaries:

- a) essential dependent auxiliaries as defined in 6.2 and 6.4;
- b) essential independent as define in 6.3 and 6.4;
- c) non-essential dependent auxiliaries as defined in 6.2 and 6.5.

The power absorbed by the independent and the non-essential dependent auxiliaries may be significant in such cases their power requirement shall be declared.

Note - Examples of typical auxiliaries are listed in annex A for guidance purposes. These lists are not necessary complete.

7.2.3 Net brake power

The brake power measured when the engine is using only the auxiliaries listed in 7.2.2 a).

7.3 Kinds of power output

7.3.1 Continuous power

Power which an engine is capable of delivering continuous, between the normal maintenance intervals stated by the manufacturer, at stated speed and under stated ambient conditions, the maintenance prescribed by the manufacturer being carried out.

7.3.1 Overload power

Power which an engine may be permitted to deliver at stated ambient conditions, immediately after working at the continuous power.

The duration and frequency of use of overload power which is permitted will depend on the service application but adequate allowance shall be made in setting the engine fuel stop permit the overload power shall be expressed as a percentage of the continuous power, together with the duration and frequency permitted and the appropriate engine speed.

Unless otherwise stated an overload power of 110% of the continuous power at a speed corresponding to the engine application is permitted for a period of 12 hours of operation.

NOTES

1. The power of marine main propulsion engines is normally limited to continuous power, so that the overload power cannot be given in service. However, for special applications, marine main propulsion engines may develop overload power in service.
2. If the engine application is not determined, the engine manufacturer shall specify the overload power and the corresponding engine speed.

7.3.2 Fuel stop power

Power which an engine is capable of delivering during a stated period corresponding to its application, and at stated speed and under stated ambient conditions, with the fuel limit so that the fuel stop power cannot exceeded.

7.4 Kinds of statements of power

7.4.1 ISO powers

7.4.1.1 ISO power

Power determined under the operating conditions of the manufacturer's test bed and adjusted to the standard reference conditions in clause 5.

7.4.1.2 ISO standard power

The name given of the continuous net brake power which the engine manufacturer declares that an engine is capable of delivering continuously, between the normal maintenance intervals stated by the manufacturer, and under the following conditions:

- a) at a stated speed under the operating conditions of the engine manufacturer's test bed;
- b) with the declared power adjusted to the standard reference conditions given in clause 5;
- c) the maintenance prescribed by the engine manufacturer being carried out.

7.4.2 Service power

Power determined under the ambient and operating conditions of an engine application.

To establish service power, the following conditions shall be taken into account:

- a) the ambient conditions, or any nominal ambient conditions according to the special requirements of inspecting and/or legislative authorities and/or classification societies, as specified by the customer (see clause 12);
- b) the normal duty of the engine;
- c) the expected interval between maintenance periods;
- d) the nature and amount of the supervision required;
- e) all information relevant to the operation of the engine in service (see clauses 12 and 13).

8. Declarations of fuel consumption

8.1 Definitions

8.1.1 Fuel consumption

The quantity of fuel consumed by an engine per unit of time at a state power and under stated conditions.

The quantity of liquid fuels shall be expressed in mass units (kg).

The quantity of gaseous fuels shall be expressed in energy units (J).

8.1.2 Specific fuel consumption

The fuel consumption per unit of power.

8.1.3 ISO specific fuel consumption

The name given in the specific fuel consumption at the ISO standard power. If not otherwise specified by the manufacturer, a declared specific fuel consumption shall be considered to be the ISO specific fuel consumption.

8.2 Reference calorific value of fuels

8.2.1 Liquid fuel engines

The declared specific fuel consumption of a liquid fuel engine shall be related to a reference lower calorific value of 42,000 kJ/kg (10,030 kcal/kg).

8.2.2 Gas engines

The declared specific fuel consumption of a gas engines shall be related to a stated lower calorific value the gas. The type of gas shall be declared.

8.2.3 Specific fuel consumption declarations

The specific fuel consumption of an engine shall be declared at:

- a) the ISO standard power;
- b) (if required by special agreement) at any other declared powers and at specific engine speeds appropriate to the particular engine application.

Unless otherwise states, a deviation of +5% is permitted for the specific fuel consumption for the declared power.

9. Declarations of lubricating oil consumption

9.1 Lubricating oil consumption

The quantity of lubricating oil consumed by an engine per unit of time. This quantity is used for guidance. It shall be expressed in litres or kilograms per engine operating hour at the declared power and engine speed.

9.2 The lubricating oil consumption after a stated period of running-in shall be declared.

9.3 The oil discarded during an engine oil change shall be not included in the lubricating oil consumption declaration.

10. Adjustment of net brake power for ambient conditions

10.1 When it is required to operate the engine under **conditions difference from the standard reference conditions given in clause 5**, the net brake power output shall be adjusted to or from the standard reference conditions by the following formulae (see note 1):

$$P_x = \alpha P_r \quad (1)$$

$$\alpha = \kappa - 0.7(1-\kappa) \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (\text{see note 2}) \quad (2)$$

$$\kappa = \left(\frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right)^m \left(\frac{T_r}{T_x} \right)^n \left(\frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^q \quad (3)$$

10.2 In the case of **turbocharged engines** in which the limits of turbocharger speed and turbocharger turbine inlet temperature have not been reached at the declared power under standard reference conditions, the manufacturer may declare substitute reference conditions to or from which power adjustments is to be made.

The following formulae (4) and (5) will then be used instead of formulae (3)

$$\kappa = \left(\frac{p_x}{p_r} \right)^m \left(\frac{T_r}{T_x} \right)^n \left(\frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^q \quad (4)$$

$$P_{ra} = P_r \times \left(\frac{\pi_r}{\pi_{max}} \right) \quad (5)$$

Where :

- P_r is the brake power;
- p_r is the standard reference total barometric pressure;
- p_{sr} is the saturation vapour pressure under standard reference conditions;
- ϕ_r is the standard reference relative humidity;
- T_r is the standard reference absolute air temperature;
- T_{cr} is the standard reference absolute charge or coolant temperature;
- P_{ra} is the substitute reference total barometric pressure given by formula (5);
- T_{ra} is the substitute reference absolute air temperature to be stated by the manufacturer;
- π_r is the boost pressure ratio at declared power under standard reference conditions to be stated by the manufacturer;
- π_{max} is the maximum available boost pressure ratio to be stated by the manufacturer;
- α is the power adjustment factor;
- κ is the ratio of indicated power;
- η_m is the mechanical efficiency (see note 4);
- P_x is the brake power under the conditions being considered;
- p_x is the total barometric pressure condition being considered;

p_{sx}	is the saturation vapour pressure under pressure the conditions being considered;
ϕ_x	is the relative humidity condition being considered;
T_x	is the absolute air temperature being considered;
T_{cx}	is the absolute charge air coolant temperature at charge air cooler inlet being considered.

The factor **a** and exponent **m**, **n**, and **q** have the numerical value given in table 1 (see note 5).

NOTES

1. For the convenience of users of these formulae, reference may be made to tables and monograms in annexes B to F, which also include numerical examples.
2. When the ambient conditions are more favourable than the standard reference conditions, the declared power under the ambient conditions may be limited by the manufacturer to the declared power at the standard reference conditions.
3. If the relative humidity is not known, a value of 60% should be assumed in formulae references **A**, **E** and **G** in table 1.
For all other formulae references the power adjustment is independent of humidity (**a** = 0).
4. The value of mechanical efficiency shall be stated by the engine manufacturer. In the absence of any such statement, the value of $\eta_m = 0.80$ will be assumed.
5. When declaring the ISO standard power the engine manufacturer shall state which of the formula references in table 1 is applicable.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Table 1 - Numerical values for power adjustment

Engine type	Condition		Formula reference	Factor a	Exponents		
					m	n	q
Compression ignition oil engine and Dual-fuel engines	Non - turbocharged	Power limited by air excess	A	1	1	0.75	0
		Power limited by thermal reason	B	0	1	1	0
	Turbocharged without charge air cooling	Low and medium speed four-stroke engine	C	0	0.7	2	0
			D	0	0.7	1.2	1
Spark ignition engines using gaseous fuel	Non - turbocharged		E	1	0.86	0.56	0
	Turbocharged with charge air cooling	Low and medium speed four-speed engine	F	0	0.57	0.55	1.75
Spark ignition engines using liquid fuel	Naturally aspirated		G	1	1	0.5	0

Note - The factors and exponents given in table 1 have been established by tests on a number of engines to be generally representative and shall be used in the absence of any other specific information; for example in formula reference **D**, for an engine with the charge air cooled by engine jacket water, the value for exponent **q** could be zero. At present, they apply only to the type of engines specified but table 1 will be extended to include other types when sufficient are available.

11 Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

11.1 When it is required to operate the engine under conditions different from the standard reference conditions given in clause 5, the fuel consumption will differ from that declared for the standard reference conditions and shall be adjusted to or from the standard reference conditions.

The following formulae shall be used if other methods are not declared by the engine manufacturers:

$$\text{where } b_x = \beta b_r \quad (6)$$

$$\beta = \kappa/\alpha \quad (7)$$

where:

- b** is the specific fuel consumption
- β** is the fuel consumption adjustment factor
- α** is the power adjustment factor (see 10.1)
- κ** is the ratio of indicated power (see 10.1)

Subscript **r** corresponds to values under the standard reference conditions.

Subscript **x** corresponds to values the conditions being considered.

Note - For the convenience of users of these formulae, reference may be made to the tables and monograms in annexes B to F, which also include numerical examples.

12 Information to be supplied by the customer

The customer shall supply the following information concerning the required power:

- a) The application and the power required from the engine and details arising therefore.

- b) The expected frequency and duration of the required powered and the corresponding engine speeds.
- c) Site conditions
 - 1) Site barometric pressure (highest and lowest reading available; if no pressure data are available the altitude above sea level).
 - 2) The monthly mean minimum and maximum air temperatures during the hottest and coldest months of the year.
 - 3) The highest and lowest ambient air temperatures around the engine.
 - 4) The relative humidity (or alternatively the water vapour pressure or the wet and dry bulb temperature) ruling at the maximum temperature conditions.
 - 5) The maximum and minimum temperature of the cooling water available.
- d) The specification and lower calorific value of the fuel available.
- e) Whether the engine is to comply with the requirements of any classification society or with special requirements.
- f) The probable period for which the engine will be running continuously, and the duration of maximum and minimum load.
- g) Any other information appropriate to the particular engine application.

13 Information to supply by the engine manufacturer

The engine manufacturer shall supply the following information:

- a) The declared powers.
- b) The corresponding crankshaft and output shaft speeds.

Note - For certain applications of variable engines it is common practice to supply a power/speed diagram covering the ranges of power over which the engine can be used in continuous and in short period operation.

- c) The direction of rotation (see ISO 1204).
- d) The number and arrangement of cylinders (see ISO 1205).
- e) Whether the engine is two-stroke or four-stroke, naturally aspirated, mechanically pressure charge or turbocharged and whether with or without charge air cooler.
- f) The quantity of air required for the operation of the engine for:
 - 1) combustion and scavenging;
 - 2) cooling and ventilation.
- g) The method of starting, apparatus supplied and additional apparatus required.
- h) The type and grade of lubricating oil(s) recommended.
- j) The type of governing, with speed droop of required (see ISO 3046/4 and ISO 3046/6).

If for variable speed duties, the working speed range and the idling speed.
If necessary, the critical speed range shall be indicated.

- k) The method of cooling and the capacity of the cooling system with the rates of circulation of the cooling fluids.
- m) (From air cooled engines only.) Whether hot air discharge ducting can be fitted.
- n) A schedule recommended maintenance and overhaul periods.
- p) Specifications and lower calorific values of fuels recommended.
- q) Maximum permissible back-pressure in the exhaust system and the maximum permissible intake depression.
- r) Any other information appropriate to the particular engine application.

Annex A
Examples of auxiliaries which may be fitted

Note - These lists are governed for guidance purposes only and are not necessary complete.

LIST A - Essential dependent auxiliaries (see 6.2 and 6.4)

- 1) Engine-driven lubricating oil pressure pump.
- 2) Engine-driven lubricating oil scavenge pump for dry-sump engines.
- 3) Engine-driven engines cooling water pump.
- 4) Engine-driven raw water pump.
- 5) Engine-driven radiator cooling fan.
- 6) Engine-driven engine cooling fan for air-cooled engines.
- 7) Engine-driven gaseous fuel pump.
- 8) Engine-driven fuel feed pump.
- 9) Engine-driven fuel pressure pump for common rail or servo-injection system.
- 10) Engine-driven generator, air compressor or hydraulic pump when supplying power to items in lists B.
- 11) Engine-driven cylinder lubricating pump.
- 12) Air cleaner or air silencer (normal or special).
- 13) Exhaust silencer (normal or special).

LIST B - Essential independent auxiliaries (see 6.3 and 6.4)

- 1) Separately driven lubricating oil pressure pump.
- 2) Separately driven lubricating oil scavenge pump for dry-sump engines.
- 3) Separately driven engine cooling water pump.
- 4) Separately driven raw water pump.
- 5) Separately driven radiator cooling fan
- 6) Separately driven engine cooling fan for air-cooled engines.
- 7) Separately driven gaseous fuel compressor.
- 8) Separately driven fuel feed pump.
- 9) Separately driven scavenge air blower and/or charge air blower.
- 10) Separately driven scavenge air blower and or charge air blower.
- 11) Separately driven crankcase extractor fan.
- 12) Separately driven cylinder lubricating pump.
- 13) Governing or control system using power from fan an external source.

LIST C - Non-essential dependent auxiliaries (see 6.2 and 6.5)

- 1) Engine-driven starting air compressor.
- 2) Engine-driven generator, air compressor or hydraulic pump when supplying power to items not in list B.
- 3) Engine-driven bilge pump.
- 4) Engine-driven fire pump.
- 5) Engine-driven ventilation fan.
- 6) Engine-driven fuel transfer pump.
- 7) Engine-driven thrust bearing.

Annex B
Determination of the power adjustment factor (α)

The table below gives values of the power adjustment factor (α) for known values of the ratio of indicated power (κ) and mechanical efficiency (η_m).

The value of κ can be determined from annex D.

The value of η_m is stated by the manufacturer (see clause 10, note 4).

κ	α					
	η_m					
	0.70	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95
0.50	0.350	0.383	0.413	0.438	0.461	0.482
0.52	0.376	0.408	0.436	0.461	0.483	0.502
0.54	0.402	0.433	0.460	0.483	0.504	0.523
0.56	0.428	0.457	0.483	0.506	0.526	0.544
0.58	0.454	0.482	0.507	0.528	0.547	0.565
0.60	0.480	0.507	0.530	0.551	0.569	0.585
0.62	0.506	0.531	0.554	0.573	0.590	0.606
0.64	0.532	0.556	0.577	0.596	0.612	0.627
0.66	0.558	0.581	0.601	0.618	0.634	0.647
0.68	0.584	0.605	0.624	0.641	0.655	0.668
0.70	0.610	0.630	0.648	0.663	0.677	0.689
0.72	0.636	0.655	0.671	0.686	0.698	0.709
0.74	0.662	0.679	0.695	0.708	0.720	0.730
0.76	0.688	0.704	0.718	0.730	0.741	0.751
0.78	0.714	0.729	0.742	0.753	0.763	0.772
0.80	0.740	0.753	0.765	0.775	0.784	0.793
0.82	0.766	0.778	0.789	0.798	0.806	0.813
0.84	0.792	0.803	0.812	0.820	0.827	0.834
0.86	0.818	0.827	0.836	0.843	0.849	0.855
0.88	0.844	0.852	0.859	0.865	0.870	0.876
0.90	0.870	0.877	0.883	0.888	0.892	0.896
0.92	0.896	0.901	0.906	0.910	0.913	0.917
0.94	0.922	0.926	0.930	0.933	0.935	0.938
0.96	0.948	0.951	0.955	0.955	0.957	0.959
0.98	0.974	0.975	0.978	0.978	0.978	0.979
1.00	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
1.02	1.026	1.025	1.024	1.023	1.023	1.021
1.04	1.052	1.049	1.047	1.045	1.045	1.042
1.06	1.078	1.074	1.071	1.067	1.067	1.062
1.08	1.104	1.099	1.094	1.090	1.090	1.083
1.10	1.130	1.123	1.118	1.112	1.112	1.104
1.12	1.156	1.148	1.141	1.135	1.135	1.124
1.14	1.182	1.173	1.165	1.157	1.157	1.145
1.16	1.208	1.197	1.188	1.180	1.180	1.166
1.18	1.234	1.222	1.212	1.202	1.202	1.187
1.20	1.260	1.247	1.235	1.225	1.225	1.207

Annex C
Determination the fuel consumption adjustment factor (β)

The table below gives values of the fuel consumption adjustment factor (ϕ_3) for known values of the ratio of indicated power (κ) and mechanical efficiency (η_m)

The value of κ can be determined from annex D.

The value of η_m is stated by the manufacturer (see clause 10, note 4).

κ	β					
	η_m					
	0.70	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95
0.50	1.429	1.304	1.212	1.141	1.084	1.038
0.52	1.383	1.275	1.193	1.129	1.077	1.035
0.54	1.343	1.248	1.175	1.118	1.071	1.032
0.56	1.308	1.225	1.159	1.108	1.065	1.030
0.58	1.278	1.203	1.145	1.098	1.060	1.027
0.60	1.250	1.184	1.132	1.090	1.055	1.025
0.62	1.225	1.167	1.120	1.082	1.050	1.023
0.64	1.203	1.151	1.109	1.075	1.046	1.021
0.66	1.184	1.137	1.099	1.068	1.042	1.019
0.68	1.164	1.123	1.090	1.062	1.038	1.018
0.70	1.148	1.111	1.081	1.056	1.035	1.016
0.72	1.132	1.100	1.073	1.051	1.031	1.015
0.74	1.118	1.089	1.066	1.045	1.028	1.013
0.76	1.105	1.080	1.059	1.041	1.025	1.012
0.78	1.092	1.070	1.052	1.035	1.022	1.011
0.80	1.081	1.062	1.046	1.032	1.020	1.009
0.82	1.071	1.054	1.040	1.028	1.017	1.008
0.84	1.061	1.047	1.035	1.024	1.015	1.007
0.86	1.051	1.040	1.029	1.021	1.013	1.006
0.88	1.043	1.033	1.024	1.017	1.011	1.005
0.90	1.035	1.027	1.020	1.014	1.009	1.004
0.92	1.027	1.021	1.016	1.011	1.007	1.003
0.94	1.020	1.015	1.011	1.008	1.005	1.002
0.96	1.013	1.010	1.007	1.005	1.003	1.002
0.98	1.006	1.005	1.004	1.003	1.002	1.001
1.00	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
1.02	0.994	0.995	0.997	0.998	0.999	0.999
1.04	0.989	0.991	0.993	0.995	0.997	0.999
1.06	0.983	0.987	0.990	0.993	0.996	0.998
1.08	0.978	0.983	0.987	0.991	0.996	0.997
1.10	0.974	0.979	0.984	0.989	0.993	0.997
1.12	0.969	0.976	0.982	0.987	0.992	0.996
1.14	0.965	0.972	0.979	0.985	0.991	0.996
1.16	0.960	0.969	0.976	0.983	0.989	0.995
1.18	0.956	0.966	0.974	0.982	0.988	0.994
1.20	0.952	0.963	0.972	0.980	0.987	0.994

Annex D
Determination of the ratio of indicated power (κ)

Formula (3) or (4) can be written as : $\kappa = (R_1)^{y_1}(R_2)^{y_2}(R_3)^{y_3}$ (3)

Where $R_1 = \left(\frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right)$ or $\left(\frac{p_x}{p_r} \right)$

$$R_2 = \frac{T_r}{T_x} \text{ or } \frac{T_{ra}}{T_x}$$

$$R_3 = \frac{T_{cr}}{T_{cx}}$$

and $y_1 = m$ $y_2 = n$ $y_3 = q$

The value of $R_1 = \left(\frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right)$ can be obtained from annex E and other values of R can

be calculated.

The value of m, n, q are obtained from table 1.

The table below then gives values of R^y for known ratios R and known factors y.

The value of κ is then obtained by multiplying together the appropriate values of R^y .

R	R^y								
	y								
	0.50	0.55	0.57	0.70	0.75	0.86	1.20	1.75	2.00
0.60	0.775	0.755	0.747	0.699	0.682	0.645	0.542	0.409	0.360
0.62	0.787	0.769	0.762	0.716	0.699	0.663	0.564	0.433	0.384
0.64	0.800	0.782	0.775	0.732	0.716	0.681	0.585	0.458	0.410
0.66	0.812	0.796	0.789	0.748	0.732	0.700	0.607	0.483	0.436
0.68	0.825	0.809	0.803	0.763	0.749	0.718	0.630	0.509	0.462
0.70	0.837	0.822	0.816	0.779	0.765	0.736	0.652	0.536	0.490
0.72	0.849	0.835	0.829	0.795	0.782	0.754	0.674	0.593	0.518
0.74	0.860	0.847	0.842	0.810	0.798	0.772	0.697	0.590	0.548
0.76	0.872	0.860	0.855	0.825	0.814	0.790	0.719	0.619	0.578
0.78	0.883	0.872	0.868	0.840	0.830	0.808	0.742	0.647	0.608
0.80	0.894	0.885	0.881	0.855	0.846	0.825	0.765	0.677	0.640
0.82	0.906	0.897	0.893	0.870	0.862	0.843	0.788	0.707	0.672
0.84	0.917	0.909	0.905	0.885	0.877	0.861	0.811	0.737	0.706
0.86	0.927	0.920	0.918	0.900	0.893	0.878	0.834	0.768	0.740
0.88	0.938	0.932	0.930	0.914	0.909	0.896	0.858	0.800	0.774
0.90	0.949	0.944	0.942	0.929	0.924	0.913	0.881	0.832	0.810
0.92	0.959	0.955	0.954	0.943	0.939	0.931	0.905	0.864	0.846
0.94	0.970	0.967	0.965	0.958	0.955	0.948	0.928	0.897	0.884
0.96	0.980	0.978	0.977	0.972	0.970	0.966	0.952	0.931	0.922
0.98	0.990	0.989	0.989	0.986	0.985	0.983	0.976	0.965	0.960
1.00	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
1.02	1.010	1.011	1.011	1.014	1.015	1.017	1.024	1.035	1.040
1.04	1.020	1.022	1.023	1.028	1.030	1.034	1.048	1.071	1.082
1.06	1.030	1.033	1.034	1.042	1.045	1.051	1.072	1.107	1.124
1.08	1.038	1.043	1.045	1.055	1.059	1.068	1.097	1.144	1.166
1.10	1.049	1.054	1.056	1.069	1.074	1.085	1.121	1.182	1.210
1.12	1.058	1.064	1.067	1.083	1.089	1.102	1.146	1.219	1.254
1.14	1.068	1.075	1.078	1.096	1.103	1.119	1.170	1.258	1.300
1.16	1.077	1.085	1.088	1.110	1.118	1.136	1.195	1.297	1.346
1.18	1.086	1.095	1.099	1.123	1.132	1.153	1.220	1.336	1.392
1.20	1.095	1.106	1.110	1.135	1.147	1.170	1.245	1.376	1.440

Annex E
Determination dry air pressure ratio

The dry air pressure ratio $\left(\frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right)$ used in formula (3) given in the table below for the

value of $\alpha = 1$ of formula references **A**, **E** and **G** and for different values of total barometric pressure (ϕ_x) and water vapor pressure ($\phi_x p_{sx}$).

If the water vapour pressure is not known it can be obtained from the air temperature and relative humidity by the use of annex F.

Altitude (m)	Total barometric pressure P_a (kPa)	$p_x - a\phi_x p_{sx}$													
		$p_r - a\phi_r p_{sr}$													
		$\phi_x p_{sx}$ (kPa)													
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	101.3	1.04	1.02	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90
100	100.0	1.02	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89
200	98.9	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.88
400	96.7	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.88	0.87	0.86
600	94.4	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83
800	92.1	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.81
1000	89.9	0.92	0.91	0.90	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.81	0.80	0.79
1200	87.7	0.90	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.82	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76
1400	85.6	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74
1600	83.5	0.85	0.84	0.83	0.82	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72
1800	81.5	0.83	0.82	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.71	0.70
2000	79.5	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68
2200	77.6	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66
2400	75.6	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64
2600	73.7	0.75	0.74	0.73	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64	0.63	0.62
2800	71.9	0.73	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64	0.63	0.62	0.61	0.60
3000	70.1	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66	0.64	0.63	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58
3200	68.4	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64	0.63	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57
3400	66.7	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64	0.63	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55
3600	64.9	0.66	0.65	0.64	0.63	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.54	0.53
3800	63.2	0.65	0.64	0.63	0.62	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.54	0.53	0.52	0.51
4000	61.5	0.63	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.56	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50
4200	60.1	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50	0.49	0.48
4400	58.5	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50	0.49	0.48	0.47
4600	56.9	0.58	0.57	0.56	0.55	0.54	0.53	0.52	0.51	0.52	0.49	0.48	0.47	0.46	0.45
4800	55.3	0.57	0.55	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50	0.49	0.50	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43
5000	54.1	0.55	0.54	0.53	0.52	0.51	0.50	0.49	0.48	0.49	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42

Annex F
Determination of water vapour pressure

The water vapour pressure ($\phi_x p_{sx}$) is given in the table below in units of kPa for different values of the air temperature in degrees Celsius and relative humidity ϕ_x .

T_x (°C)	$\phi_x p_{sx}$ (kPa)				
	ϕ_x				
	1	0.8	0.6	0.4	0.2
-10	0.3	0.2	0.2	0.1	0.1
-5	0.4	0.3	0.2	0.2	0.1
0	0.6	0.5	0.4	0.2	0.1
5	0.9	0.7	0.5	0.4	0.2
10	1.2	1	0.7	0.5	0.2
15	1.7	1.4	1	0.7	0.5
20	2.3	1.9	1.4	0.9	0.5
25	3.2	2.5	1.9	1.3	0.6
27	3.6	2.9	2.1	1.4	0.7
30	4.2	3.4	2.5	1.7	0.9
32	4.8	3.8	2.9	1.9	1
34	5.3	4.3	3.2	2.1	1.1
36	6	4.8	3.6	2.6	1.2
38	6.6	5.3	4	2.7	1.3
40	7.4	5.9	4.4	3	1.5
42	8.2	6.6	4.9	3.3	1.6
44	9.1	7.3	5.5	3.6	1.8
46	10.1	8.1	6.1	4	2
48	11.2	8.9	6.7	4.5	2.2
50	12.3	9.9	7.4	4.9	2.5

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ข

การวัดอัตราการไหลของอากาศ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

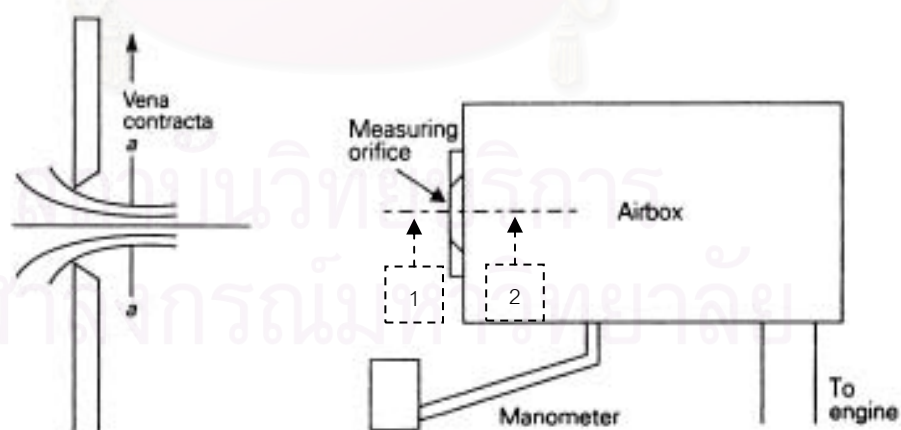
การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air box method[32]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air box method เป็นการวัดโดยใช้แผ่น Orifice ประกอบกับถังพักอากาศ ถังพักอากาศช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่าน Orifice มีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอสามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่น Orifice โดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดังตาราง ข-1

ตาราง ข-1 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice โดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ

Orifice diameter (mm.)	Air Flow rate (m ³ /s)	Mass Flow rate (kg/s)
10	0.002	0.002
20	0.008	0.009
50	0.048	0.057
100	0.19	0.23
150	0.43	0.51



รูปที่ ข-1 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air box method [32]

ภาพถ่ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น orifice plate

ภาพขวาแสดงภาพ Orifice flow meter

ปริมาตรของถังที่เล็กที่สุดที่ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล วิเคราะห์โดย
Kastner [32] ดังสมการ (ข-1)

$$V_b = \frac{4.57 \times 10^6 K^2 d^4}{N_c V_s N_{\min}^2} \quad (\text{ข-1})$$

โดยที่	V_b	คือ ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด (m^3)
	K	คือ ค่าคงที่ มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และ มีค่าเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ
	d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของ orifice plate ในที่นี้เท่ากับ 0.032 (m)
	N_c	คือ จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์
	V_s	คือ ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ (swept volume, m^3)
	N_{\min}	คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด (rev/min)

สมมติให้อากาศที่ไหลผ่าน orifice plate เป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible flow) และพิจารณาให้ความหนาแน่นของอากาศคงที่ จากสมการเบอร์นูลลี จะได้ว่า

$$\frac{p_1}{\rho_{air} g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\rho_{air} g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (\text{ข-2})$$

โดยที่	p	คือ ความดัน (kPa)
	v	คือ ความเร็วอากาศ (m/s)
	ρ_{air}	คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3) เท่ากับ $\frac{P_{amb}}{R.T_{airbox}}$
	Z	คือ ระดับความสูงของลำอากาศ (m)
	g	คือ ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2) เท่ากับ $9.807 m/s^2$

เนื่องจากสภาวะ 1 อากาศนิ่ง ($v_1=0$) และทั้งสองสภาวะอยู่ในระดับความสูงเดียวกัน ($Z_1=Z_2$) ดังนั้นจะได้ความเร็วของอากาศ ตามสมการที่ (ข-5)

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{air}}} \quad (\text{ข-3})$$

การไหลผ่าน orifice จะเกิด Vena contracta (พื้นที่หน้าตัดการไหล ไม่เต็ม พื้นที่หน้าตัดของช่อง orifice) ซึ่งจะทำให้การไหลจริงน้อยกว่าทฤษฎีเสมอ ดังนั้นเมื่อคิดการไหลแบบคงตัว ($m_1 = m_2$, $Q = VA$) จะได้อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ คือ

$$\dot{m}_a = C_D \rho_{air} v A_o \quad (ข-4)$$

โดยที่ C_D คือ Discharge coefficient ของ orifice plate
 A_o คือ พื้นที่หน้าตัดของรู orifice (m^2)

การวัดผลต่างความดันตกคร่อม orifice plate วัดโดยใช้นานอิมิตอร์ จะได้ค่าผลต่างของระดับ working fluid ในนานอิมิตอร์ (Δh) ที่ใช้ สามารถนำมาคำนวณหาผลต่างความดันตกคร่อม orifice plate ได้จากสมการ

$$\Delta p = \rho_w g \Delta h \quad (ข-5)$$

โดยที่ Δh คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากนานอิมิตอร์ (m)
 ρ_w คือ ความหนาแน่นของ working fluid

เมื่อนำสมการ (ข-5) และ (ข-7) มาแทนลงในสมการ (ข-6) จะได้สมการที่นำไปใช้งาน คือ

$$\dot{m}_a = \rho_{air} C_{D0} A_o \sqrt{2 \cdot SG \cdot \rho_{H_2O} \cdot \rho_{air} \cdot g \cdot \Delta h} \quad (ข-6)$$

โดยที่ SG คือ ความถ่วงจำเพาะของ working fluid (Red Gage Oil) ในนานอิมิตอร์ เท่ากับ 0.826 จะได้ความหนาแน่น เท่ากับ 997×0.826 (kg/m^3)

ดังนั้นจากสมการ (ข-2) และ (ข-8) จะสามารถหาอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ และ Equivalent ratio ได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$F/A = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (ข-7)$$

$$\text{Equivalent ratio } (\phi) = \frac{(F/A)}{(F/A)_s}$$

การคำนวณหาค่า C_D [33]

$$C_D = \left[0.5991 + \frac{0.0044}{D} + \left(0.3155 + \frac{0.0175}{D} \right) (\beta^4 + 2\beta^{16}) \right] \sqrt{1 - \beta^4} + \left[\frac{0.52}{D} - 0.192 + \left(16.48 - \frac{1.16}{D} \right) (\beta^4 + 4\beta^{16}) \right] \sqrt{\frac{1 - \beta^4}{R_D}} \quad (7-8)$$

โดยที่

D = inside diameter of the meter tube in inches

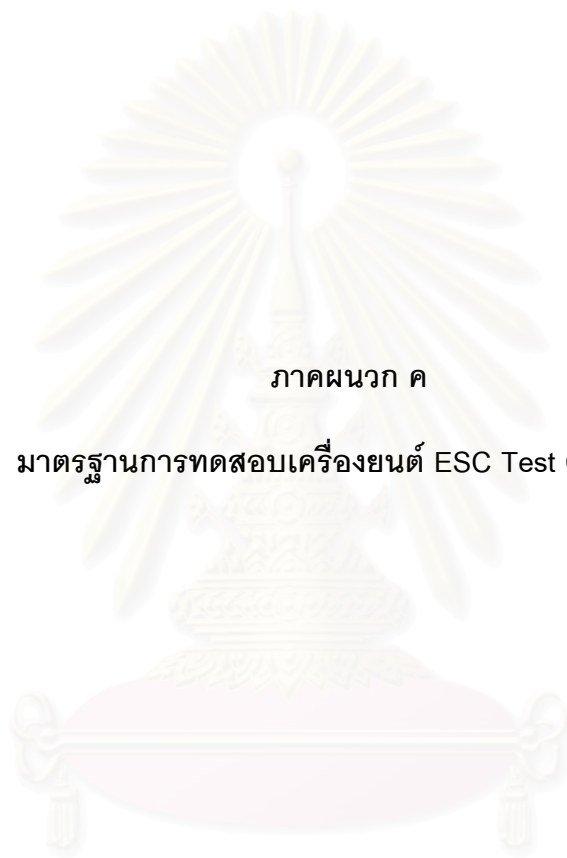
R_D = pipe Reynolds number

β = orifice diameter/pipe diameter

เมื่อแทนค่า D, R_D และ β ลงในสมการ จะได้

$$C_D \cong 0.6$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ค

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle[26]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

The ESC test cycle (also known as OICA/ACEA cycle) has been introduced, together with the ETC (European Transient Cycle) and the ELR (European Load Response) tests, for emission certification of heavy-duty diesel engines in Europe starting in the year 2000 (Directive 1999/96/EC of December 13, 1999). The ESC is a 13-mode, steady-state procedure that replaces the R-49 test. The engine is tested on an engine dynamometer over a sequence of steady-state modes (Table 1, Figure 1). The engine must be operated for the prescribed time in each mode, completing engine speed and load changes in the first 20 seconds. The specified speed shall be held to within ± 50 rpm and the specified torque shall be held to within $\pm 2\%$ of the maximum torque at the test speed. Emissions are measured during each mode and averaged over the cycle using a set of weighting factors. Particulate matter emissions are sampled on one filter over the 13 modes. The final emission results are expressed in g/kWh.

During emission certification testing, the certification personnel may request additional random testing modes within the cycle control area (Figure 1). Maximum emission at these extra modes are determined by interpolation between results from the neighboring regular test modes.

Mode	Engine Speed	% Load	Weight factor, %	Duration
1	Low idle	0	15	4 minutes
2	A	100	8	2 minutes
3	B	50	10	2 minutes
4	B	75	10	2 minutes
5	A	50	5	2 minutes
6	A	75	5	2 minutes
7	A	25	5	2 minutes
8	B	100	9	2 minutes
9	B	25	10	2 minutes
10	C	100	8	2 minutes
11	C	25	5	2 minutes
12	C	75	5	2 minutes
13	C	50	5	2 minutes

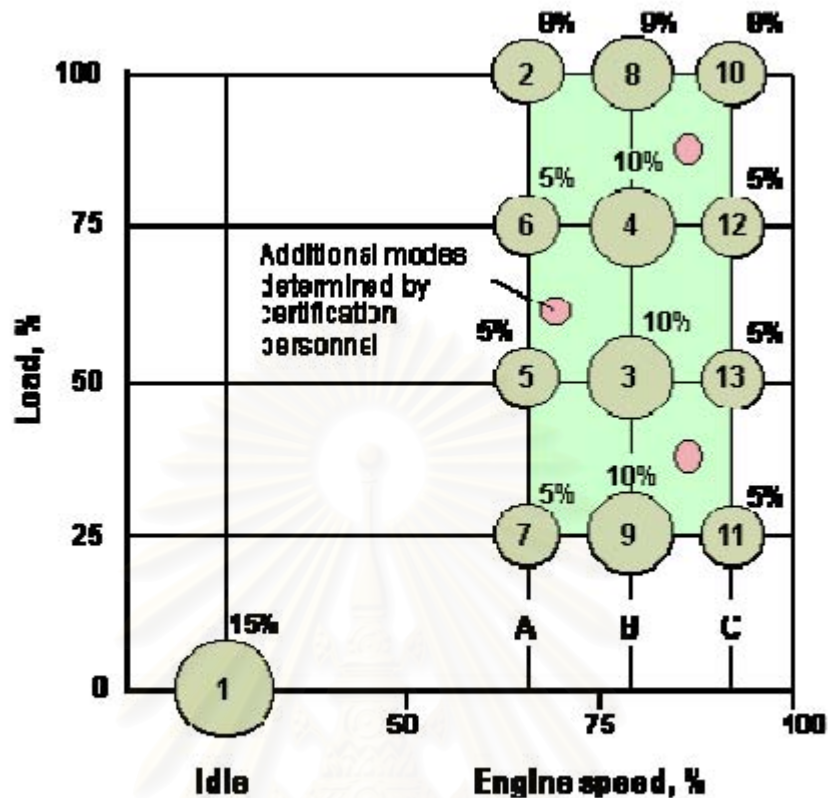


Figure 1. European Stationary Cycle (ESC)

The engine speeds are defined as follows:

1. The high speed n_{hi} is determined by calculating 70% of the declared maximum net power. The highest engine speed where this power value occurs (i.e. above the rated speed) on the power curve is defined as n_{hi} .
2. The low speed n_{lo} is determined by calculating 50% of the declared maximum net power. The lowest engine speed where this power value occurs (i.e. below the rated speed) on the power curve is defined as n_{lo} .
3. The engine speeds A, B, and C to be used during the test are then calculated from the following formulas:

$$A = n_{lo} + 0.25(n_{hi} - n_{lo})$$

$$B = n_{lo} + 0.50(n_{hi} - n_{lo})$$

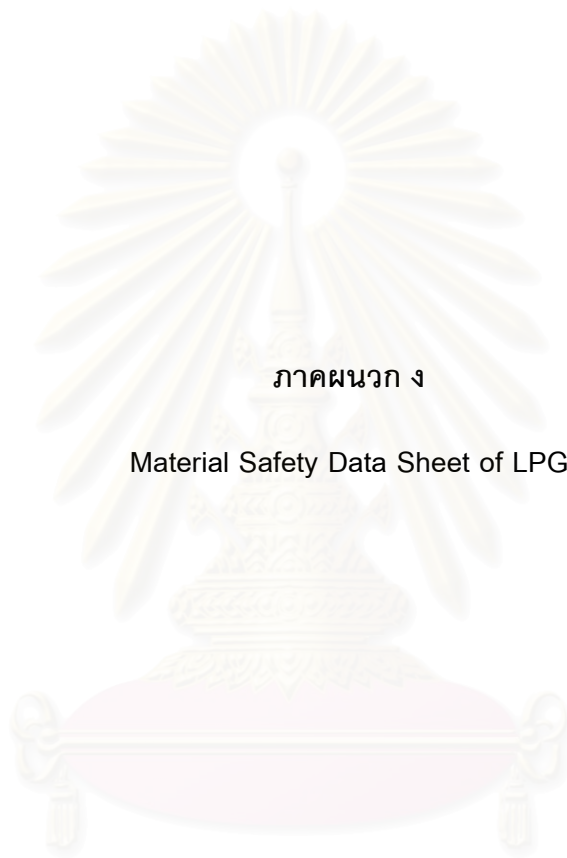
$$C = n_{lo} + 0.75(n_{hi} - n_{lo})$$

The ESC test is characterized by high average load factors and very high exhaust gas

temperatures. as Euro I ... V. Sometimes Arabic numerals are also used (Euro 1 ... 5). We will use Roman numerals when referencing standards for heavy-duty engines, and reserve Arabic numerals for light-duty vehicle standards. The heavy-duty engine regulations were originally introduced by the Directive 88/77/EEC, followed by a number of amendments. In 2005, the regulations were re-cast and consolidated by the Directive 05/55/EC. The emission standards apply to all motor vehicles with a “technically ermissible maximum laden mass” over 3,500 kg, equipped with compression ignition engines or positive ignition natural gas or LPG engines.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ง

Material Safety Data Sheet of LPG

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

MATERIAL SAFETY DATA SHEET

แบบแจ้งรายละเอียดของสารเคมีอันตรายในสถานประกอบการ

ก๊าซหุงต้ม Liquefied Petroleum Gas

รายละเอียดเกี่ยวกับผลิตภัณฑ์ (Product Data)

ชื่อทางการค้า (Trade Name) ก๊าซหุงต้ม Liquefied Petroleum Gas, LPG

ชื่อทางเคมี (Chemical Name) Propane + Butane

สูตรทางเคมี (Chemical Formular) $C_3H_8 + C_4H_{10}$

การใช้ประโยชน์ (Use) ใช้เป็นก๊าซหุงต้ม ใช้เป็นเชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม และเป็นวัตถุดิบในอุตสาหกรรมปิโตรเคมี

ปริมาณสูงสุดที่มีไว้ครอบครอง (Max Quantity Storage) 20,000 ตัน

ผู้ผลิต / ผู้นำเข้า (Manufacturer / Importer) โรงแยกก๊าซธรรมชาติระยอง บมจ.ปตท.

ที่อยู่ (Address) - 555 ถ.สุขุมวิท ต.มาบตาพุด อ.เมือง จ.ระยอง 21150

การจำแนกสารเคมีอันตราย (Chemical Classification)

U.N. Number 1075 CAS Number 68746 – 85 – 7

สารก่อมะเร็ง (Carcinogenicity) ไม่ใช่

สัญลักษณ์สากลตามมาตรฐาน NFPA

สารประกอบที่เป็นอันตราย (Hazardous Ingredients)

ชื่อสารเคมี (Substances)	ความเข้มข้น (Concentrate)	ค่ามาตรฐานความปลอดภัย	
		TLV	LD ₅₀
โพรเพน	55.0-64.2%	1000 ppm (Time-Weighted Average) (ACGIH)	NAV
บิวเทน	32.5-45.0%	800 ppm (Time-Weighted Average) (ACGIH)	NAV

ข้อมูลทางกายภาพและทางเคมี(Physical and Chemical Data)

จุดเดือด (Boiling Point) °C

จุดหลอมเหลว (Melting Point) °C -187

ความดันไอ (Vapour Pressure) 127.88 psig (37.8 °C)

การละลายได้ในน้ำ (Solubility in Water) ละลายเล็กน้อย

ความถ่วงจำเพาะ (Specific Gravity) 0.522-0.534 (15C, น้ำ = 1)

อัตราการระเหย (Evaporation Rate) 100% (%Volatile)

ความหนาแน่นไอ (Vapour Density) 1.73 (15C, อากาศ = 1)

ความเป็นกรดต่าง (pH-Value) NAV

ลักษณะสีและกลิ่น(Appearance Colour and Odour)

ของเหลว (ภายใต้ความดัน) ไม่มีสี แต่จะมีกลิ่นจากการเติมสารประกอบซัลเฟอร์

ข้อมูลด้านอัคคีภัยและการระเบิด (Fire and Explosion Hazard Data)

จุดวาบไฟ (Flash Point) -60 ถึง - 105 °C

ขีดจำกัดการติดไฟ (Flammable limits)

ค่าต่ำสุด (Lower Flammable Limit-LFL) % 2

ค่าสูงสุด (Upper Flammable Limit-UFL) % 9

อุณหภูมิสามารถติดไฟได้เอง (Autoignition Temperature) 400-500 °C

การเกิดปฏิกิริยาเคมี (Chemical Reactivity) ปกติจะเปลี่ยนแปลงได้ช้า

สารที่ต้องหลีกเลี่ยงจากกัน (Materials to Avoid)

สารออกซิไดซ์ต่างๆ เช่น คลอรีน โบรมีน ฟลูออรีน

(เนื่องจากทำปฏิกิริยารุนแรงต่อกัน)

สารอันตรายที่เกิดจากการสลายตัว (Hazardous Decomposition Products)

คาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนอกไซด์ (Hazardous Combustion Products)

ข้อมูลเกี่ยวกับอันตรายต่อสุขภาพ (Health Hazard Data)

ทางเข้าสู่ร่างกาย (Ways of Exposure) การหายใจ ผิวหนัง ทางตา การกิน

อันตรายเฉพาะที่ (Local Effects) กรณีสัมผัส LPG ความเข้มข้นเกิน 1000 ppm
 ทางระบบหายใจ-ทำให้เกิดอาการระคายเคืองต่อจมูกและทางเดินหายใจ
 ทางผิวหนัง-เกิดอาการระคายเคืองต่อผิวหนัง ทางตา-เกิดอาการระคายเคืองเยื่อตา
 ทางระบบทางเดินอาหาร-เกิดอาการ ระคายเคืองปากและทางเดินอาหาร
 ผลจากการสัมผัสสารที่มากเกินไปในระยะสั้น (Effects of Overexposure Short-term)
 กรณีความเข้มข้นสูงมาก จะสามารถแทนที่ออกซิเจนในปอดได้
 (Simple Aphyxiant) ทำให้เกิดอาการปวดศีรษะ เดินโซเซ ตาลาย
 จนกระทั่งอาจหมดสติได้
 ผลจากการสัมผัสสารที่มากเกินไปในระยะยาว (Effects of Overexposure Long - term)
 กรณีสัมผัส LPG เหลว อาจจะดูดความร้อนจากอวัยวะที่สัมผัส จนทำให้เกิดแผลไหม้เย็น
 (Frostbite)
 ค่ามาตรฐานความปลอดภัย TLV 1000 ppm (Time-Weighted Average) (ACGIH)

มาตรการด้านความปลอดภัย (Safety Measure)

การป้องกันไฟและการระเบิด (Fire and Explosion Prevention)

ถังเก็บ LPG และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องทุกตัวต้องมีการต่อสายดิน เพื่อป้องกันการสะสมของประจุไฟฟ้าสถิต มีการติดตั้งสายล่อฟ้าในบริเวณใกล้เคียงเพื่อป้องกันฟ้าผ่า นอกจากนี้ ควรมีการตรวจสอบอุปกรณ์ก่อนการใช้งานทุกครั้งว่ามีรอยรั่วหรือไม่
 กรณีที่เกิดการรั่วไหลให้ตัดแยกอุปกรณ์ กำจัดแหล่งประกายไฟหรือแหล่งความร้อนต่างๆ แล้วฉีดน้ำหล่อเย็นที่ตัวอุปกรณ์หรือถังเก็บ

การระบายอากาศ (Ventilation) ถังเก็บและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องอยู่ในที่ที่ให้อากาศถ่ายเทสะดวก
 ชนิดของอุปกรณ์ป้องกันทางหายใจ (Respiratory Protection Type)

- ถ้าความเข้มข้นมากกว่า 1,000 ppm ให้ใช้หน้ากากกรองไอสารอินทรีย์
- - ถ้าความเข้มข้นมากกว่า 10,000 ppm ใช้ Respirator แบบมีถังอัดอากาศติดตัว
- - ถ้าความเข้มข้นมากกว่า 19,000 ppm ใช้ Respirator แบบมีถังอัดอากาศติดตัวพร้อมสวมหน้ากาก Full Face หรือสวม SCBA (Self-Contained Breathing Apparatus)
- การป้องกันอันตรายที่จะเกิดขึ้นกับมือ (Hand Protection) สวมถุงมือยาง
- การป้องกันอันตรายที่จะเกิดขึ้นกับตา (Eye Protection) ใส่แว่นตานิรภัยหน้าหน้ากาก Full Face

- การป้องกันอื่นๆ (Other Protection) Protection)
สวมชุดทำงานที่เหมาะสม และควรมีที่ล้างตาและทำความสะอาด
ร่างกายฉุกเฉินบริเวณที่ปฏิบัติงาน

การปฐมพยาบาล (First Aid)

กรณีสัมผัสทางผิวหนัง ห้ามขัดถูผิวหนังบริเวณที่สัมผัสสาร ให้แช่น้ำอุ่น ถ้ายังระคายเคืองอยู่ให้ไปพบแพทย์

กรณีสัมผัสทางตา ถ้าเข้าตา ห้ามขยี้ตา ให้ล้างตาในน้ำสะอาด ถ้ายังระคายเคืองอยู่ให้ไปพบแพทย์

กรณีได้รับสารทางการหายใจ เคลื่อนย้ายผู้ป่วยออกมาบริเวณที่มีอากาศบริสุทธิ์ หากผู้ป่วยหมดสติ ให้ออกซิเจนผายปอดแล้วนำส่งแพทย์

ข้อมูลเพิ่มเติมในการรักษาพยาบาล (ระบุงการรักษาหรือการแก้ไข)

กรณีกลิ่นของเหลวเข้าไป ให้ดื่มน้ำตามมากๆ เพื่อเจือจาง LPG ลงมากที่สุด แล้วไปพบแพทย์

ข้อปฏิบัติที่สำคัญ (Special Instructions)

การขนย้ายและการจัดเก็บ (Handling and Storing) ขนส่งด้วยระบบท่อที่สามารถรับแรงดันก๊าซในท่อหรือเก็บในภาชนะบรรจุก๊าซ ซึ่งสามารถทนแรงดันได้สูง ระบบท่อและภาชนะบรรจุก๊าซควรอยู่ในที่ที่อากาศถ่ายเทสะดวก ห่างจากแหล่งความร้อน แหล่งประกายไฟ และสารที่ต้องหลีกเลี่ยงจากกัน

การป้องกันการกัดกร่อน (Corrosiveness Prevention) สำหรับระบบท่อก๊าซใต้ดิน ควรมีระบบป้องกันการกัดกร่อน (Cathodic Protection)

การรั่วไหลและการหก (Spill and Leak Procedures)

กรณีที่ก๊าซรั่วให้กันหรือแยกพื้นที่บริเวณที่มีก๊าซรั่ว ห้ามบุคคลที่ไม่เกี่ยวข้องเข้าใกล้ โดยเฉพาะบุคคลที่อยู่ใต้ลมให้ห่างออกไปประมาณ 800 เมตร หรือถ้าเป็นไปได้ให้อพยพไปอยู่ทิศทางเหนือลม ป้องกันการเกิดประกายไฟในบริเวณใกล้เคียง จัดให้มีการระบายอากาศ และทำการอุดรอยรั่วของก๊าซ กรณีหนักให้ใช้ทรายหรือวัสดุดูดซับอื่นๆ เพื่อดูดซับเอาไว้ และตัดพื้นดินบริเวณที่ผลิตภัณฑ์ LPG หกฉนวนไว้เพื่อรอการจำกัด ส่วนที่เหลืออาจจะล้างบริเวณที่หกด้วยน้ำปริมาณมากๆ กรณีหนักปริมาณมาก ให้ฉีดโฟมคลุมรวมทั้งอาจจะใช้พัดลมหรือก๊าซไนโตรเจนเป่าไล่ให้กระจายออกไป โดยเฉพาะถ้าบริเวณที่หกเป็นพื้นที่อับอากาศ เช่น รางระบายน้ำ เพื่อป้องกันการสะสมของก๊าซจนเกิดการระเบิด

วิธีการกำจัด / ทำลาย (Disposal Methods) เผาโดนระบบ Flare

การใช้สารดับเพลิง (Extinguishing Media)

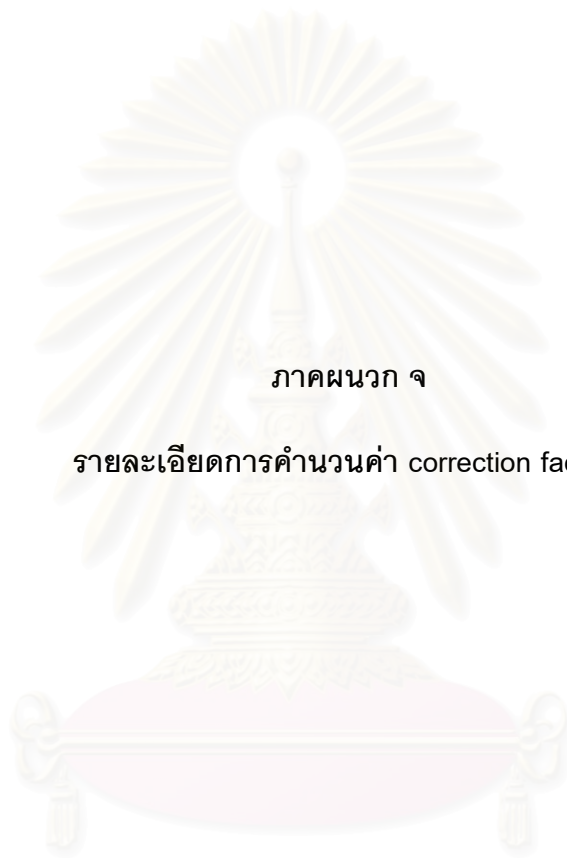
กรณีก๊าซรั่วและลุกติดไฟ ใช้ผงเคมีแห้งหรือคาร์บอนไดออกไซด์และใส่ SCBA ในการพจญเพลิง และใช้น้ำฉีดเพื่อหล่อเย็นที่ตัวอุปกรณ์หรือถังเก็บหรือเพื่อกระจายกลุ่มก๊าซให้เจือจางลงมากที่สุด

บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน)

http://www.pttplc.com/th/ptt_core.asp?page=cr_qs_ma#



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก จ

รายละเอียดการคำนวณค่า correction factors

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จากข้อกำหนดในมาตรฐาน ISO 3046 จะได้

declared power

$$P_r = \frac{P_x}{\alpha}$$

power adjustment factor, α

$$\alpha = k - 0.7(1 - k) \left[\frac{1}{\eta} - 1 \right], \text{assumed } \eta = 0.8$$

ratio of indicated power, k

$$k = \left[\frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right]^m \left[\frac{T_r}{T_x} \right]^n \left[\frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right]^q$$

for CI engine;

$$a = \begin{cases} 1, \text{power limited by air} \\ 0, \text{power limited by thermal} \end{cases}$$

$$m = 1$$

$$n = \begin{cases} 0.75, \text{power limited by air} \\ 1, \text{power limited by thermal} \end{cases}$$

$$q = 0$$

then

$$a = 0, m = 1, n = 1, q = 0$$

then

$$k = \left[\frac{p_x}{p_r} \right] \left[\frac{T_r}{T_x} \right] = \left[\frac{p_{amb}}{100kPa} \right] \left[\frac{300K}{DB} \right]$$

fuel consumption

$$b_r = \frac{b_x}{\beta}$$

fuel consumption adjustment factor, β

$$\beta = \frac{k}{\alpha}$$



ภาคผนวก ฉ

การออกแบบ mixer

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ระบบจ่ายเชื้อเพลิงในปัจจุบันที่ใช้กันมากมีด้วยกันสองลักษณะ คือ ระบบที่ใช้หลักการเปลี่ยนแปลงความดันจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วของของไหลเรียกว่า Carburetor กับระบบที่ใช้ไฟฟ้าควบคุมการจ่ายปริมาณเชื้อเพลิงเรียกว่า Injector โดยระบบแรกจะมีความซับซ้อนน้อยกว่าและราคาที่ถูกกว่าระบบที่สอง แต่มีความแม่นยำที่ต่ำกว่า เพื่อให้สอดคล้องกับจุดประสงค์ของการใช้ระบบ DDF การจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไปในท่ออากาศต้องมีลักษณะไม่ยุ่งยากและมีราคาถูก ดังนั้น

carburetor จึงเป็นตัวเลือกเพื่อใช้ในการจ่ายก๊าซ สำหรับระบบ DDF

การใช้ Carburetor นั้น จะต้องมีการออกแบบลักษณะของมิกเซอร์ซึ่งเป็นอุปกรณ์หลักในระบบ Carburetor มิกเซอร์เป็นส่วนประกอบที่มีลักษณะเป็นคอคอคอด คอคอคอดนี้จะทำให้ของไหลที่ผ่านท่อหลักหรือท่อไอดีมีความดันลดลงเนื่องจากความเร็วของไหลมีค่าเพิ่มขึ้นจากกฎการอนุรักษ์พลังงาน ดังนั้นของไหลที่อยู่ในท่อขนาดเล็กจะมีความต่างความดันเกิดขึ้นทำให้ของไหลที่อยู่ในท่อขนาดเล็กหรือเชื้อเพลิงสามารถไหลเข้าสู่ท่อหลักได้

ในทางทฤษฎีสัดส่วนของส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงที่เหมาะสมถูกกำหนดด้วยกำลังที่ต้องการโดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ต่ำที่สุดและจะต้องทำงานได้เป็นปกติราบรื่นตลอดช่วงการทำงาน แต่ในความเป็นจริงปัจจัยอีกด้านหนึ่งที่ต้องพิจารณาคือขีดจำกัดของมลพิษที่ปล่อยออกมาจะต้องผ่านเกณฑ์ตามกฎหมาย ดังนั้นอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่เหมาะสมจึงมีค่าแตกต่างกันไปตามภาวะที่รับกับความเร็วยานยนต์ต่างๆ

๑.1 พื้นฐานความรู้เกี่ยวกับคุณสมบัติของของไหลที่อัดได้

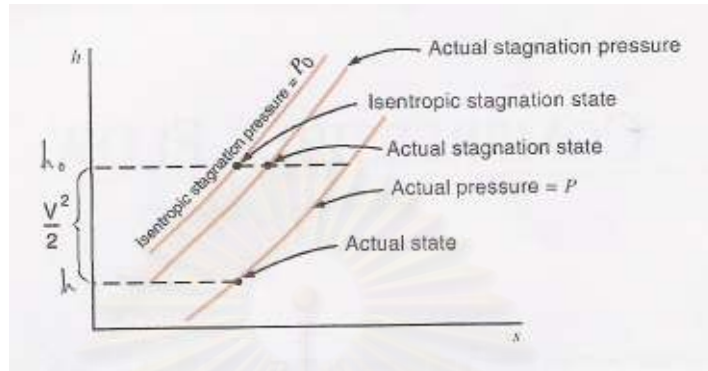
๑.1.1 คุณสมบัติที่ Stagnation

ในปัญหาเกี่ยวกับการไหลของของเหลว ตัวแปรที่ใช้ในการเชื่อมความสัมพันธ์ของจุดต่างๆมักจะใช้คุณสมบัติที่สถานะ Isentropic stagnation ซึ่งเป็นสถานะของของไหลที่ถูกหน่วงแบบผันกลับได้และไม่มีการสูญเสียความร้อนจนมีความเร็วเป็นศูนย์ ตัวแปรที่สถานะนี้จะใช้ตัวแปรห้อยด้วยเลขศูนย์ จากกฎข้อที่หนึ่งสำหรับกระบวนการไหลที่ไม่ขึ้นกับเวลาจะได้ว่า

$$h + \frac{V^2}{2} = h_0$$

จากรูปที่ ๑.1 เป็นกราฟ h-s เปรียบเทียบระหว่างสถานะ Isentropic stagnation และ Actual stagnation สำหรับก๊าซทั่วไป จากกราฟจะพบว่าที่ Actual stagnation จะเกิดที่ความเร็วถูกหน่วงให้เป็นศูนย์อย่างแท้จริงไม่ว่ากระบวนการจะเป็นแบบผันกลับไม่ได้ก็ตาม ดังนั้น

คุณสมบัติที่ Stagnation มักจะใช้คุณสมบัติของสถานะจริง (Actual state) และคุณสมบัติโดยรวม (Total property) จะใช้คุณสมบัติที่สถานะ Isentropic stagnation

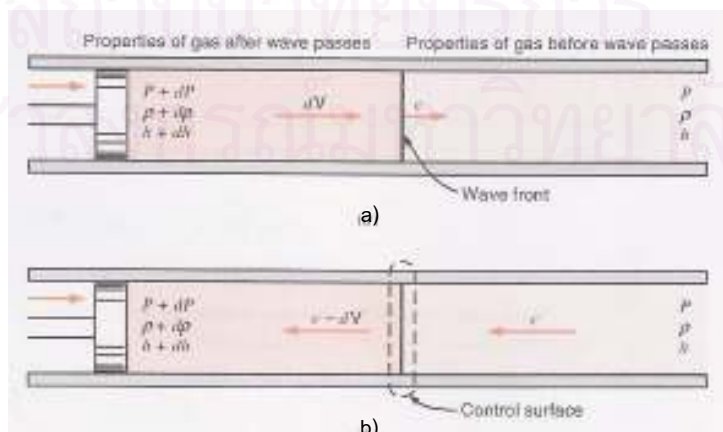


รูปที่ ๑.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง h-s ที่สถานะ stagnation

จะเห็นได้ว่าค่า Enthalpy ที่สถานะ Stagnation ทั้งแบบจริงกับแบบ Isentropic (ในกรณีที่กระบวนการจริงนั้นไม่มีการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อม) มีค่าเท่ากัน ดังนั้น อุณหภูมิที่ Stagnation ของทั้งสองกรณีจะมีค่าเท่ากันด้วยเมื่อก๊าซเป็นแบบก๊าซในอุดมคติ แต่อย่างไรก็ตาม ความดันที่ Stagnation ของกระบวนการจะน้อยกว่าของกระบวนการ Isentropic

๑.1.2 ความเร็วของเสียงผ่านก๊าซในอุดมคติ

เมื่อความดันภายในของไหลที่สามารถอัดตัวได้ (Compressible flow) ถูกการรบกวน การรบกวนนี้จะถูกส่งผ่านไปใของไหลด้วยความเร็วซึ่งขึ้นกับสถานะของของไหล ความเร็วเสียงก็ถือเป็นสิ่งรบกวนอย่างหนึ่งที่มีผลต่อความดันของของไหล ความเร็วเสียงสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของคุณสมบัติของก๊าซในกรณีก๊าซในอุดมคติได้ดังนี้



รูปที่ ๑.2 แบบจำลองแสดงความเร็วเสียงที่เกิดภายในของไหล

- a) กรณีกรอบอ้างอิง (ผู้สังเกต) หยุดนิ่ง
 b) กรณีกรอบอ้างอิง (ผู้สังเกต) เคลื่อนที่ไปพร้อมกับคลื่น

เมื่อกระบอกสูบเคลื่อนที่ไปทางซ้ายดังรูปที่ ๑.2 a) คลื่นจะวิ่งไปด้วยความเร็วเสียง c เมื่อคลื่นนี้วิ่งผ่าน คุณสมบัติของก๊าซจะเกิดการเปลี่ยนแปลงและก๊าซจะเคลื่อนตัวตามคลื่นด้วยความเร็ว dV เมื่อกำหนดพื้นผิวควบคุม (Control surface) ดังรูปที่ ๑.2 b) กรอบอ้างอิงจะเคลื่อนที่ไปกับคลื่นและจะเห็นความเร็วของคลื่นและก๊าซมีทิศทางดังรูป จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิคจะได้ว่า

$$h + \frac{c^2}{2} = (h + dh) + \frac{(c - dV)^2}{2}$$

$$dh - cdV = 0$$

สมการความต่อเนื่อง

$$\rho Ac = (\rho + d\rho)A(c - dV)$$

$$cd\rho - \rho dV = 0$$

สมการความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติของของไหล

$$Tds = dh - \frac{dP}{\rho}$$

กรณีที่กระบวนการเป็นแบบ Isentropic เมื่อรวมสมการข้างต้นจะได้

$$\frac{dP}{\rho} - cdV = 0$$

$$\left(\frac{dP}{\rho}\right)_{isen} = c^2$$

สำหรับก๊าซในอุดมคติภายใต้สภาวะ Isentropic และสมมติว่าค่าความร้อนจำเพาะมีค่าคงที่

$$\frac{dP}{P} - k \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{isen} = \frac{kP}{\rho}$$

เมื่อรวมสมการแล้วจะได้ว่า

$$c^2 = \frac{kP}{\rho} = \frac{kRT}{\rho}$$

$$c = \sqrt{kRT}$$

จากสมการความเร็วเสียงจะเป็นฟังก์ชันของคุณสมบัติของก๊าซในกรณีที่เป็นก๊าซในอุดมคติและอยู่ภายใต้สภาวะ Isentropic

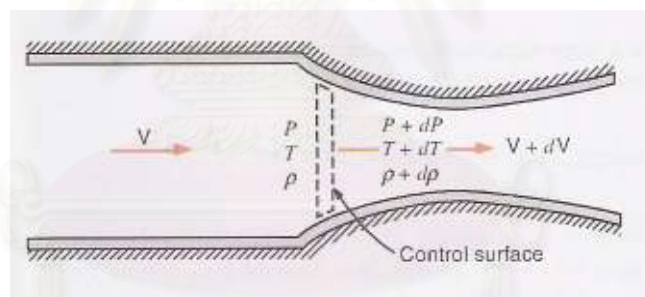
นอกจากนี้ ตัวแปรไร้มิติที่นิยมใช้เกี่ยวกับความเร็วคือ เลขมัค (Mach number) โดยมีค่าเท่ากับอัตราส่วนระหว่างความเร็วที่เกิดขึ้น (V - actual velocity) กับความเร็วเสียง (C - sonic velocity)

$$M = \frac{V}{c}$$

กรณีที่ เลขมัคมีค่ามากกว่าหนึ่งจะเรียกว่า Supersonic และถ้าเลขมัคมีค่าน้อยกว่าหนึ่งจะเรียกการไหลนี้ว่า Subsonic

ฉ.1.3 การไหลผ่านคอขวดของก๊าซในอุดมคติแบบ Adiabatic, reversible

ท่อที่มีลักษณะรูเข้าหรือรูออก แสดงให้เห็นในรูปที่ ฉ.3 ส่วนที่มีพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดจะเรียกว่า คอขวด (Throat) ท่อทั้งสองแบบนี้สามารถประพฤติตัวเป็น Nozzle หรือ Diffuser ได้ซึ่งจะขึ้นอยู่กับลักษณะที่เกิดขึ้นที่คอขวด จากปริมาตรควบคุมสามารถเขียนความสัมพันธ์ได้ดังต่อไปนี้



รูปที่ ฉ.3 แสดงลักษณะของคอขวด และตัวแปรใช้สำหรับปริมาตรควบคุม

กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ :

$$dh + VdV = 0$$

สมการความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติของของไหล

$$Tds = dh - \rho = 0$$

สมการความต่อเนื่อง

$$\rho AV = \dot{m} = \text{constant}$$

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0$$

เมื่อรวมทั้งสามสมการเข้าด้วยกันจะได้

$$dh = \frac{dP}{\rho} = -VdV$$

$$dV = -\frac{1}{\rho V} dP$$

$$\frac{dA}{A} = \left(-\frac{d\rho}{\rho} - \frac{dV}{V} \right) = -\frac{d\rho}{\rho} \left(\frac{dP}{dP} \right) + \frac{1}{\rho V^2} dP = \frac{dP}{\rho} \left(-\frac{1}{(dP/d\rho)} + \frac{1}{V^2} \right)$$

เนื่องจากการไหลเป็นแบบ Isentropic

$$\frac{dP}{d\rho} = c^2 = \frac{V^2}{M^2}$$

ดังนั้น

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2} (1 - M^2)$$

จากสมการข้างต้นจะเห็นว่าท่อที่มีลักษณะลู่เข้าหรือลู่ออกนั้นจะประพฤติตัวเป็นแบบ Nozzle หรือ Diffuser ขึ้นอยู่กับเลขมัค ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า

- กรณี Nozzle (ความดันมีค่าลดลง - dP < 0)

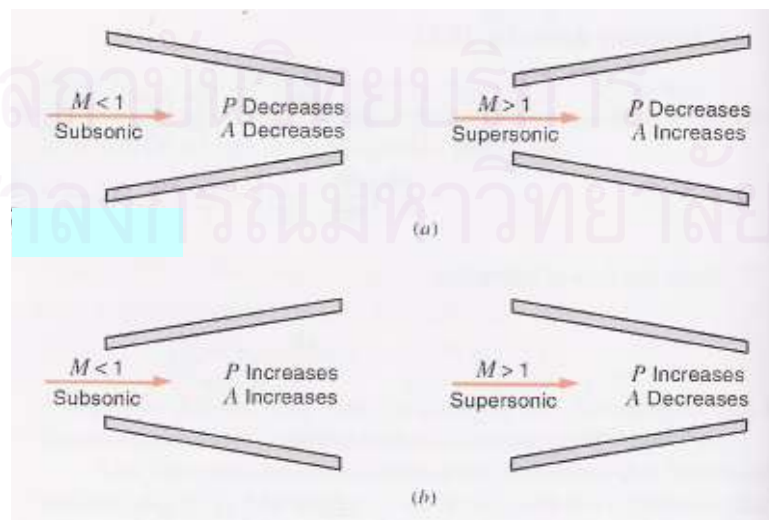
สำหรับ Subsonic nozzle (M < 0) → dA < 0 ท่อที่มีพฤติกรรมแบบ Nozzle จะมีลักษณะลู่เข้า

สำหรับ Supersonic nozzle (M > 0) → dA > 0 ท่อที่มีพฤติกรรมแบบ Nozzle จะมีลักษณะลู่ออก

- กรณี Diffuser (ความดันมีค่าเพิ่มขึ้น - dP > 0)

สำหรับ Subsonic diffuser (M < 0) → dA > 0 ท่อที่มีพฤติกรรมแบบ Diffuser จะมีลักษณะลู่ออก

สำหรับ Supersonic diffuser (M > 0) → dA < 0 ท่อที่มีพฤติกรรมแบบ Diffuser จะมีลักษณะลู่เข้า



รูปที่ ๑.4 คุณสมบัติของของไหลที่เปลี่ยนไปในกรณีต่างๆ

a) ท่อประพจน์ตัวเป็น Nozzle

b) ท่อประพจน์ตัวเป็น Diffuser

เนื่องจากคุณสมบัติที่ Stagnation ไม่มีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้น จึงมีการหาความสัมพันธ์ของคุณสมบัติที่เกิดขึ้นเทียบกับคุณสมบัติที่ Stagnation ดังนี้

$$\text{จาก} \quad h + \frac{V^2}{2} = h_0$$

$$\text{และ} \quad V^2 = 2c_{p0}(T_0 - T) = 2 \frac{kRT}{k-1} \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) = \frac{2c}{k-1} \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right)$$

$$M^2 = \frac{V^2}{c^2} = \frac{2}{k-1} \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{(k-1)}{2} M^2$$

เนื่องจากกระบวนการเป็นแบบ Isentropic

$$\left(\frac{T_0}{T} \right)^{k/(k-1)} = \frac{P_0}{P} \quad \text{และ} \quad \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1/(k-1)} = \frac{\rho_0}{\rho}$$

คุณสมบัติของก๊าซจะขึ้นอยู่กับเลขมัค ดังนี้

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{(k-1)}{2} M^2$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{(k-1)}{2} M^2 \right]^{k/(k-1)}$$

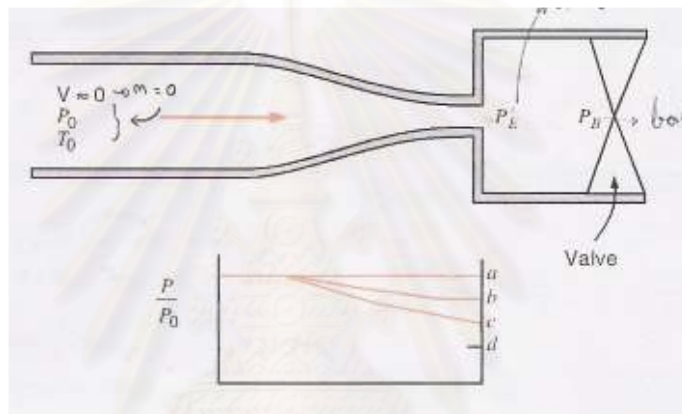
$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{(k-1)}{2} M^2 \right]^{1/(k-1)}$$

จากสมการ ที่เลขมัคเท่ากับหนึ่ง คุณสมบัติที่จุดนี้ เรียกว่า การไหลวิกฤต (Critical flow) และคุณสมบัติที่การไหลวิกฤตนี้จะใช้ตัวแปรที่มีตัวยกเป็นเครื่องหมายดอกจันท์ เช่น T^* , P^* และ ρ^* เป็นต้น

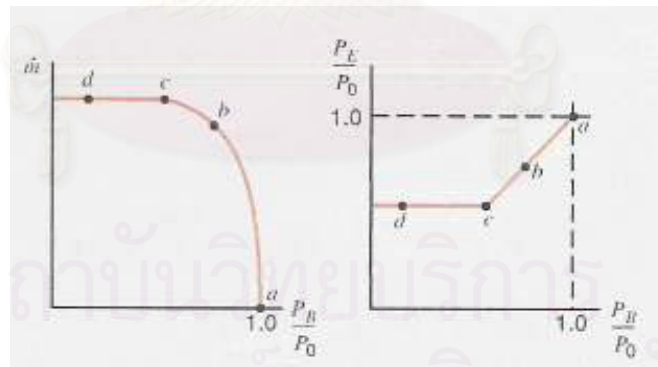
ฉ.1.4 อัตราการไหลมวลของก๊าซในอุดมคติผ่านคอขวดแบบ Isentropic

อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซในอุดมคติผ่านคอขวดนั้นสามารถจัดให้อยู่ในรูปของเลขมัคกับคุณสมบัติที่ Stagnation ได้ ดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}}{A} &= \rho V = \frac{PV}{RT} \sqrt{\frac{kT_0}{kT_0}} \\ &= \frac{PV}{\sqrt{kRT}} \sqrt{\left(\frac{k}{R}\right) \sqrt{\frac{T_0}{T}} \sqrt{\frac{1}{T_0}}} \\ &= \frac{PM}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\left(\frac{k}{R}\right) \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2}} \\ &= \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{(k+1)/2(k-1)}} \end{aligned}$$



รูปที่ ๕.5 ความดันที่เกิดขึ้นในท่อที่มีลักษณะลู่เข้า



รูปที่ ๕.6 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลของมวลก๊าซเทียบกับ back pressure

และความสัมพันธ์ของ Back pressure เทียบกับความดันที่คอขวด

บริเวณที่เริ่มมีการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดนั้น นอกจากมีความสัมพันธ์กับเลขมัคแล้ว ยังพบว่า Back pressure หรือความดันที่เกิดขึ้นบริเวณด้านหลังเมื่อไหลออกจาก Nozzle ไปแล้ว มีผลกับอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซอีกด้วย รูปที่ ๕.5 และ ๕.6 ได้แสดงให้เห็นว่า Back pressure กับ ความดันที่คอขวดจะมีค่าสัมพันธ์ไปถึงค่าๆหนึ่ง จากนั้น Back pressure จะไม่มีผลกับความ

ต้นที่คอขวด ทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซมีค่าสูงสุดค่าหนึ่ง ซึ่งค่าขีดจำกัดนี้ถูกกำหนดด้วยเลขมัคที่มีค่าเป็นหนึ่ง ซึ่งสามารถสรุปลักษณะพฤติกรรมของ Nozzle ได้ ดังนี้

a) ที่ $P_E = P_B = P_0$ (จุด a) จะไม่มีการไหลเกิดขึ้น
 b) ที่ $P_E = P_B < P_0$ (จุด b) การไหลที่เกิดขึ้นจะเป็นแบบ Subsonic flow ตลอดทั้ง Nozzle
 c) ที่ $P_E = P_B = \text{Critical pressure}$ (จุด c) การไหลจุดนี้เป็นจุดสุดท้ายที่อัตราการไหลจะขึ้นอยู่กับ back pressure หลังจากจุดนี้อัตราการไหลจะมีค่าคงที่ และที่คอขวดมีเลขมัคมีค่าเป็นหนึ่ง

d) ที่ $P_E = \text{Critical pressure}$ (จุด d) การไหลมีค่าคงที่แม้ Back pressure จะมีค่าลดลงไปมากเท่าใดก็ตาม อัตราการไหลในช่วงนี้จะมีค่าเท่ากับการไหลในช่วงวิกฤตและความดันที่คอขวดจะมีค่าเท่ากับความเร็ววิกฤต (เลขมัคที่คอขวดมีค่าเป็น 1) สภาพนี้จะเรียกว่า Choked ซึ่งมีอัตราการไหลสูงสุดที่เท่ากันตลอดทั้งช่วง

๑.2 การคำนวณปริมาณการไหลในท่อเวนจูรีและมิกเซอร์

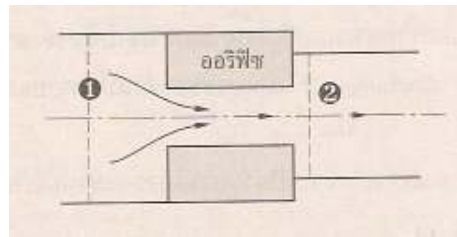
๑.2.1 สัมประสิทธิ์ของอัตราการไหล

ในหลายส่วนของเครื่องยนต์จะมีการไหลของของไหลผ่านช่องจำกัดหรือมีพื้นที่การไหลที่ลดลง การไหลจริงในลักษณะนี้มักสัมพันธ์กับการไหลในอุดมคติสมมูล การไหลของอุดมคติสมมูลนี้เป็นการไหลแบบย้อนกลับได้ (ไม่มีความเสียดทาน) อเดียแบติกและคงตัว ผ่านช่องทางที่มีรูปร่างและขนาดเหมือนกัน สำหรับการไหลของของไหลจริงนั้น ความแตกต่างจากข้อสมมติอุดมคติข้างต้นมักนำมาพิจารณาโดยเพิ่มพจน์สัมประสิทธิ์การไหลหรือสัมประสิทธิ์อัตราการไหล (discharge coefficient, C_D) ซึ่ง

$$C_D = \frac{\text{Actual flow}}{\text{Ideal flow}}$$

นอกจากนี้ สัมประสิทธิ์การไหลหรือสัมประสิทธิ์อัตราการไหลยังสามารถกำหนดพจน์ของพื้นที่หน้าตัดยังผลของช่องทางและพื้นที่อ้างอิงได้ด้วย พื้นที่อ้างอิง (A_R) มักใช้เป็นพื้นที่หน้าตัดที่น้อยที่สุดโดยพื้นที่ยังผลของช่องจำกัด (A_E) ก็จะเป็นพื้นที่หน้าตัดของคอขวดของรูที่ไม่มีแรงเสียดทานซึ่งเป็นการไหลของมวล (ที่อัตราการไหล) ระหว่างที่เก็บขนาดใหญ่ด้านเหนือ (ที่ความดันสถานะนิ่งด้านเหนือ) และที่เก็บขนาดใหญ่ด้านท้าย (ที่ความดันสถิตที่วัดด้านท้าย) ดังนั้น

$$C_D = \frac{A_E}{A_R}$$



รูปที่ ๑.7 ผังการไหลของของเหลวผ่านออริฟิซ

๑.2.2 การไหลผ่านท่อเวนจูรี

เมื่อพิจารณาการไหลของของเหลวผ่านออริฟิซ ดังรูปที่ ๑.1 สำหรับการไหลในอุดมคติ สามารถเขียนสมการของแบร์นูลีได้เป็น

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2}$$

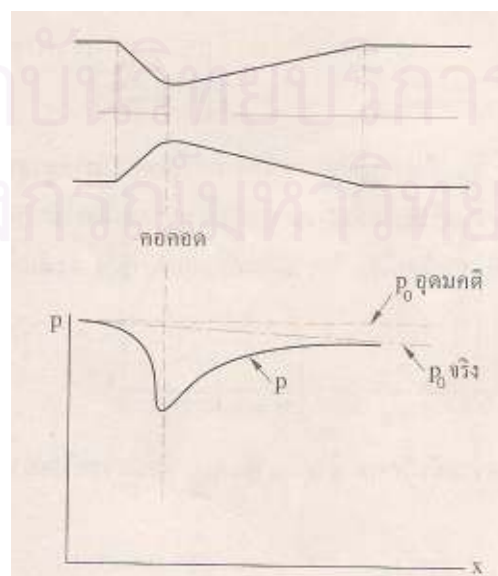
สำหรับการไหลแบบไม่ยุบตัว จากสมการความต่อเนื่องจะได้ $V_1 A_1 = V_2 A_2$ และอัตราการไหลของมวลในอุดมคติผ่านออริฟิซจะได้เป็น

$$\dot{m}_{ideal} = A_2 \left[\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2}$$

อัตราการไหลของมวลจริงสามารถหาได้โดยใช้สัมประสิทธิ์อัตราการไหลเป็น

$$\dot{m}_{ideal} = C_D A_2 \left[\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2}$$

ค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลจะเป็นฟังก์ชันของขนาด รูปร่างและความหยาบของผิว อัตราการไหลของมวล และสมบัติของของไหล (ความหนาแน่น ความตึงผิว และความหนืด) ซึ่งสามารถประมาณได้จากการทดลองแล้วนำมาหาเป็นความสัมพันธ์ตลอดช่วงการทดลองได้



รูปที่ ๑.8 ความดันที่เกิดในคอขวดระหว่างก๊าซในอุดมคติกับก๊าซที่เกิดขึ้นจริง

ดังนั้นสำหรับการไหลของอากาศในท่อไอเสียที่เป็นแบบยวบยตัวหรือที่เกิดขึ้นจริง การไหลจะมีลักษณะที่ต่างจากการไหลในอุดมคติ (การไหลของก๊าซอุดมคติที่มีค่าความร้อนจำเพาะคงตัว) ดังรูปที่ ๑.8 ซึ่งเราสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลในการเชื่อมความสัมพันธ์ จากหัวข้อเรื่องการไหลที่อัดตัวได้ อัตราการไหลของมวลก๊าซในคอขวดสามารถเขียนได้ว่า

$$\dot{m}_{a,ideal} = \frac{P_0 A_T}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{(k+1)/2(k-1)}}$$

หรือ

$$\dot{m}_{a,ideal} = \frac{P_0 A_T}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2}$$

ดังนั้นอัตราการไหลจริงจะได้เป็น

$$\dot{m}_{a,real} = \frac{C_D P_0 A_T}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2}$$

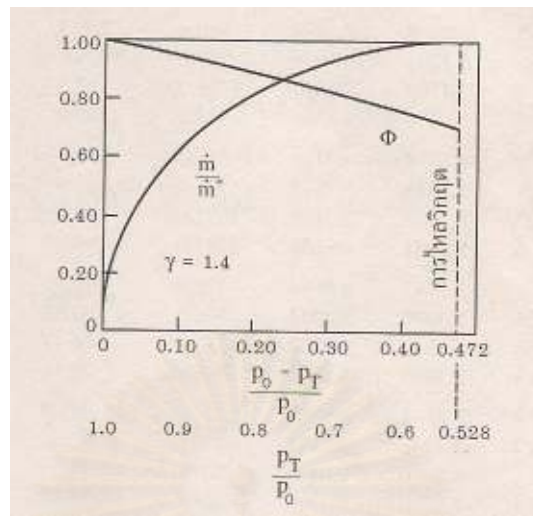
เพื่อให้ง่ายต่อการใช้งาน สมการข้างต้นสามารถเขียนใหม่เป็น

$$\dot{m}_{a,real} = C_D A_R [2\rho_0(p_0 - p_T)]^{1/2} \Phi$$

โดยที่

$$\Phi = \left[\frac{\left(\frac{k}{k-1}\right) \left\{ \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k+1)/k} \right\}}{1 - \frac{p_T}{p_0}} \right]^{1/2}$$

ค่า Φ จะเรียกว่าฟังก์ชันของการไหลแบบยวบยตัว ซึ่งเป็นฟังก์ชันกับความดันที่ตกลง (Δp_a) จากรูปที่ ๑.9 จะพบว่าสำหรับอัตราการไหลที่มีค่าน้อยกว่าประมาณ 60% ของการไหลวิกฤต ผลของการยวบยตัว (compressibility) ที่มีต่ออัตราการไหลของมวลจะน้อยกว่า 5%



รูปที่ ๑.9 ค่าของผลของการยุบตัวที่มีต่ออัตราการไหลของมวล

ดังนั้นการไหลผ่านท่อเวนจูรี โดยทั่วไปจะพิจารณาเป็นการไหลแบบคงตัวของของไหล
ยุบตัว ในคาร์บูเรเตอร์ ซึ่ง $\frac{\Delta p_a}{P_0} \leq 0.1$ ผลของการยุบตัวจะมีค่าน้อยมาก

๑.2.3 การไหลผ่านออริฟิซเชื่อมเพลิง

เนื่องจากเชื่อมเพลิงเป็นของเหลวจึงพอดึงได้ว่าไม่มีการยุบตัว อัตราการไหลของเชื่อมเพลิง
ผ่านออริฟิซหลัก (\dot{m}_f) จะได้ว่า

$$\dot{m}_f = C_{D0} A_0 (2\rho_f \Delta p_f)^{1/2}$$

ค่า C_{D0} และ A_0 เป็นสัมประสิทธิ์อัตราการไหลและพื้นที่ของออริฟิซตามลำดับ Δp_f เป็น
ผลต่างของความดันเมื่อผ่านออริฟิซ และสมมติให้พื้นที่ของออริฟิซน้อยกว่าพื้นที่ของช่องแคบมาก

๑.2.4 สมรรถนะของคาร์บูเรเตอร์แบบพื้นฐาน

อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื่อมเพลิงสำหรับการไหลผ่านคอคอดสามารถเขียนได้เป็น

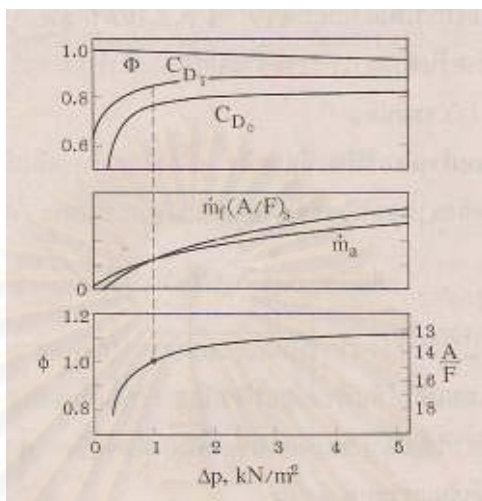
$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \left(\frac{C_{DT}}{C_{D0}}\right) \left(\frac{A_T}{A_0}\right) \left(\frac{\rho_{a0}}{\rho_f gh}\right)^{1/2} \left(\frac{\Delta p_a}{\Delta p_a - \rho_f gh}\right)^{1/2} \Theta$$

ดังนั้นอัตราส่วนสมมูลก็จะเป็น

$$\Phi = \frac{(A/F)_s}{\Theta} \left(\frac{C_{D0}}{C_{DT}}\right) \left(\frac{A_0}{A_T}\right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_{a0}}\right)^{1/2} \left(1 - \frac{\rho_f gh}{\Delta p_a}\right)^{1/2}$$

ที่การทำงานจุดต่างๆ โดยพื้นฐานพจน์ A_0, A_T, ρ_f และ ρ_{a0} จะมีค่าคงตัว ส่วน
สัมประสิทธิ์อัตราการไหล C_{D0}, C_{DT} และ Θ จะแปรผันกับอัตราการไหล ดังนั้นอัตราส่วนสมมูล

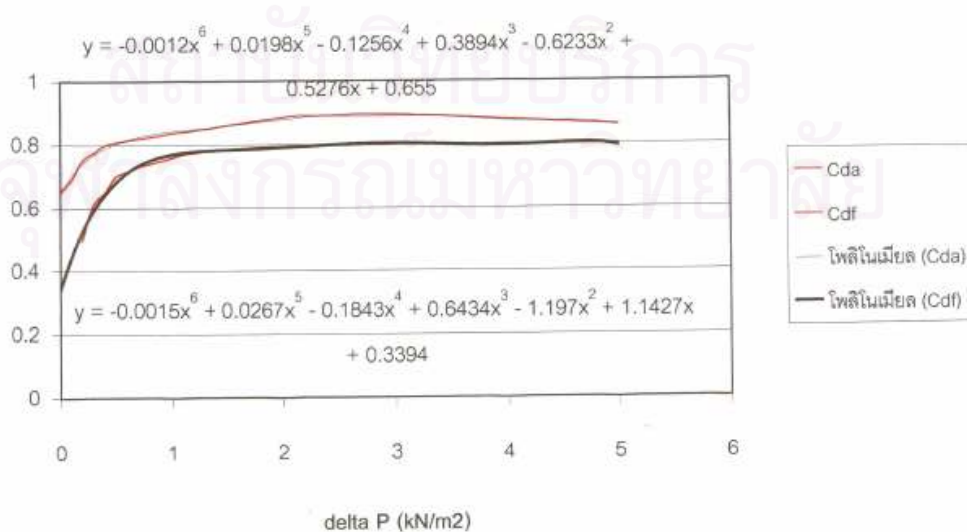
ของสารผสมที่ได้จากมิกเซอร์จึงไม่คงตัว ค่าต่างๆได้แสดงไว้ในรูปที่ ๑.10 โดยเทียบกับ Δp อัตราการไหลของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นเร็วกว่าอัตราการไหลของอากาศ แต่ในที่อัตราการไหลสูงๆ อัตราส่วนสมมูลจะมีค่าเกือบคงตัว



รูปที่ ๑.10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันที่ลดลงที่คอคอตเทียบกับอัตราส่วนสมมูลสำหรับเครื่องยนต์

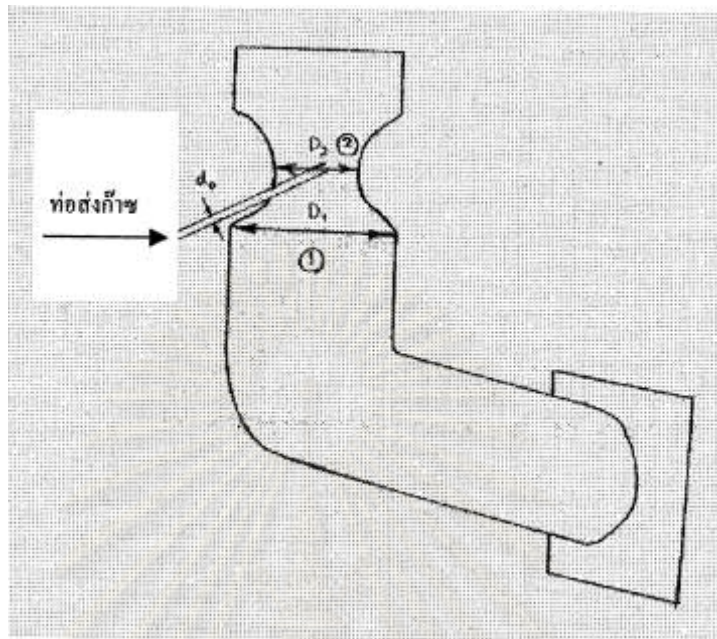
๑.2.5 การประมาณค่าของ discharge coefficient

จากที่กล่าวมา ค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลหรือ Discharge coefficient ขึ้นอยู่กับการไหลที่เกิดขึ้นจริง รูปที่ ๑.11 เป็นกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Discharge coefficient กับความดันที่ลดลงสำหรับออริฟิซ และได้ทำการประมาณค่าความสัมพันธ์ทั้งสองให้อยู่ในรูปของสมการเพื่อความสะดวกในการเลือกมาใช้งาน



รูปที่ ๑.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์เพื่อประมาณสมการของ C_{DA} และ C_{Df}

ด.3 ตัวอย่างการคำนวณหาขนาดMixture



รูปที่ ด.12 โมเดลจำลองแบบมิกเซอร์

Specification:	Isuzu model	4 JK 1-TC
	Engine size	2500 cc 4 cylinders
	Max. Torque	280 Nm @ 2000 rpm
	Inlet diameter	$D_1 = 6$ cm
	Volumetric efficient	95 %
Condition:	Air inlet temperature	27°C (300K)
	Ambient pressure	1.01 MPa
	Methane : Diesel	50:50

Properties of fluid:

Air $\rho = 1.18$ kg/m³, $c_p = 1.004$ kJ/(kg·K), $k = 1.4$

Methane $\rho_m = 0.796$ kg/m³

วิธีทำ:

- หาค่าความดันที่ลดลง

อัตราการไหลของปริมาตรอากาศสามารถคิดได้จากการทำงานของเครื่องยนต์ดังนี้

$$Q_{air} = \frac{\eta_v N V_d}{60 n_R} = \frac{0.95 N (2500 \times 10^{-6})}{60 \times 2} = 1.9792 \times 10^{-5} N$$

ที่หน้าตัดที่ 1 $P_1 = P_{atm} = 1.01 \text{ MPa}$

$$v_1 = \frac{Q_{air}}{A_1} = \frac{1.9792 \times 10^{-5} N}{\frac{\pi}{4} (6 \times 10^{-2})^2} = 8.9125 \times 10^{-3} N$$

ที่หน้าตัดที่ 2 $v_2 = \frac{Q_{air}}{A_2} = \frac{1.9792 \times 10^{-5} N}{\frac{\pi}{4} (D_2)^2} = 3.2085 \times 10^{-5} \frac{N}{D_2^2}$

สมการแบร์นูลลี :

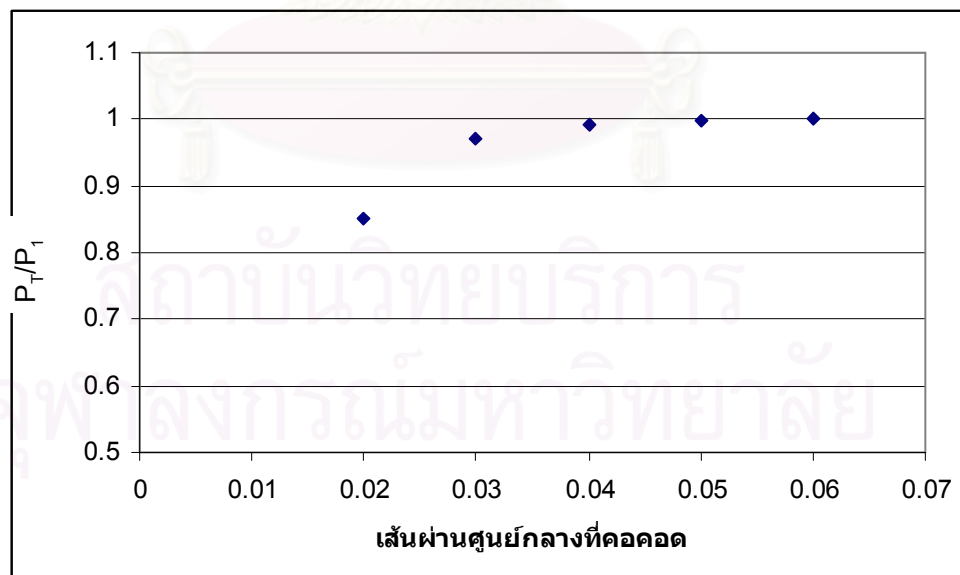
$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2$$

$$\Delta P = \rho_{air} (v_2^2 - v_1^2) / 2 = \frac{1.18}{2} \times \left[(3.2085 \times 10^{-5} \frac{N}{D_2^2})^2 - (8.9125 \times 10^{-3} N)^2 \right]$$

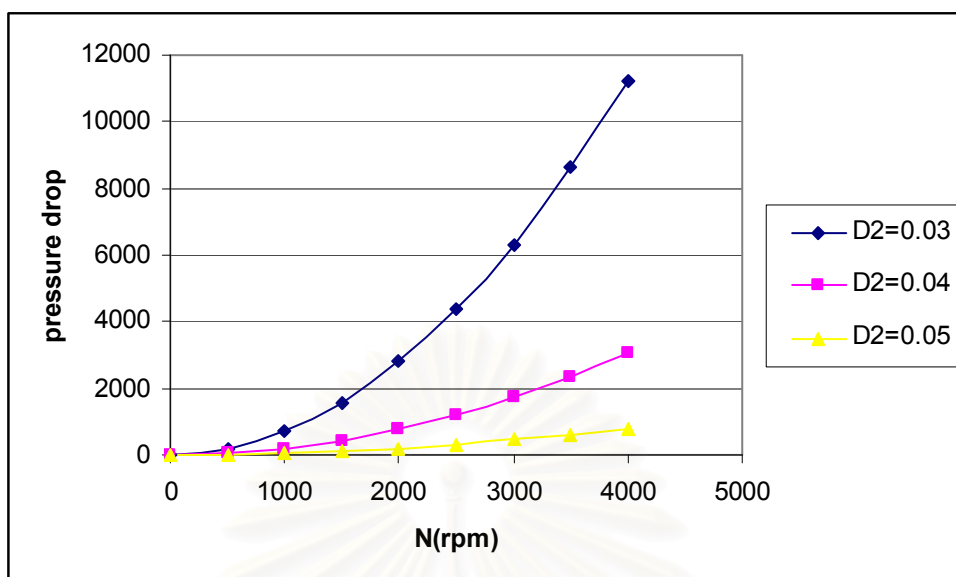
$$\Delta P = 6.0738 \times 10^{-10} \frac{N^2}{D_2^4} - 4.6865 \times 10^{-5} N^2 \text{ --- } > \text{Ans}$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} = 6.0136 \times 10^{-15} \frac{N^2}{D_2^4} - 4.6401 \times 10^{-10} N^2$$

$$\frac{P_T}{P_1} = 1 - \frac{\Delta P}{P_1} = 1 - 6.0136 \times 10^{-15} \frac{N^2}{D_2^4} + 4.6401 \times 10^{-10} N^2$$



รูปที่ ๑.13 กราฟแสดงค่าของ $\frac{P_T}{P_1}$ ที่ขนาดของคอคอดต่างๆ ที่ความเร็ว 2000 rpm



รูปที่ ๑.14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างความดันกับความเร็วยุบที่ขนาดคอคอดต่างๆ

- หาอัตราการไหลของมวลอากาศที่คอคอดในฟังก์ชันของความดันที่ลดลง

จากหัวข้อที่แล้วจะได้ว่าอัตราการไหลของมวลอากาศที่เป็นของเหลวที่ยุบตัวได้จะได้ว่า

$$\dot{m}_{a,real} = \frac{C_D P_0 A_T}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2}$$

$$\text{หรือ } \dot{m}_{a,real} = C_D A_R [2\rho_0(p_0 - p_T)]^{1/2} \Theta$$

จากรูปที่ ๑.13 ค่า $\frac{P_T}{P_1}$ มีค่าใกล้เคียงกับหนึ่งมากในช่วงขนาดของคอคอดที่จะเลือกใช้

ดังนั้นเมื่อดูกราฟสมการของสัมประสิทธิ์อัตราการไหลและค่าของผลจากการยุบตัวในรูปที่ ๑.9 และ ๑.10 แล้ว เราสามารถสมมติให้ว่า C_D ของอากาศมีค่าเป็น 0.83 และการไหลนี้มีค่าของผลของการยุบตัวน้อยมาก (จะได้ว่า $\Theta = 1$) ดังนั้นสมการการไหลของมวลอากาศสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$\dot{m}_{a,real} = 0.83 \left(\frac{\pi}{4} D_2^2 \right) [2(1.18)(6.0738 \times 10^{-10} \frac{N^2}{D_2^4} - 4.6865 \times 10^{-5} N^2)]^{1/2} \times 1$$

และสำหรับการไหลของเชื้อเพลิง จะสมมติให้มีค่า C_D ของเชื้อเพลิงมีค่าเป็น 0.75 ดังนั้นอัตราการไหลของเชื้อเพลิงจะเขียนได้เป็น

$$\dot{m}_f = C_{df} A_f [2(\Delta p) \rho_f]^{1/2}$$

$$\dot{m}_f = (0.75) \left(\frac{\pi}{4} D_0^2 \right) [2(0.796)(6.0738 \times 10^{-10} \frac{N^2}{D_2^4} - 4.6865 \times 10^{-5} N^2)]^{1/2}$$

- หาขนาดของมิกเซอร์ที่ให้ส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงตามที่ต้องการ

เครื่องยนต์ดีเซลจะมีส่วนผสมที่บางกว่าส่วนผสมพอดีอยู่ตลอดเวลา โดยส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศขณะเดินเครื่องเต็มกำลังนั้นจะมีค่าอัตราส่วนผสมอยู่ประมาณ $\phi=0.8$ ดังนั้นหากต้องการใช้ระบบ DDF ที่มีส่วนผสมระหว่างดีเซลกับก๊าซมีเทน 50:50 เราจะต้องให้อัตราส่วนผสมมวลของก๊าซมีเทนขณะเดินเครื่องเต็มกำลังมีค่า $\phi=0.4$

$$\Phi_{\max, \text{methane}} = 0.4$$

อัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่สัดส่วนพอดี :



$$m_f = (12 + 4)$$

$$m_a = (2 \times (32 + 3.76 \times 28)) = 274.56$$

$$\left(\frac{F}{A}\right)_s = \left(\frac{m_f}{m_a}\right)_s = \frac{16}{274.56} = 0.0583$$

ที่ขณะเครื่องยนต์ให้แรงบิดสูงสุด ดังนั้นเลือก $\Phi_{\max, \text{methane}} = 0.4$

$$\Phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{Actual}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{Stoich}}} = 0.4 \quad \text{ที่ } N = 2000 \text{ rpm}$$

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{Actual}} = \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right)_{\text{Actual}} = 0.4(0.0583)$$

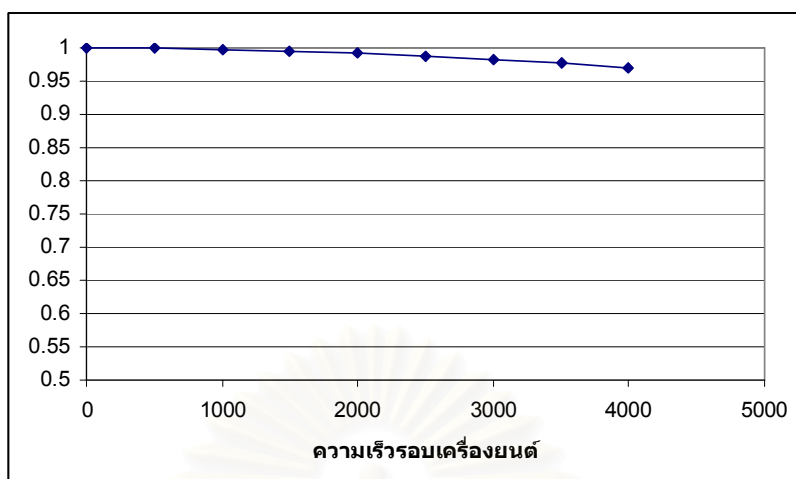
$$\frac{(0.75) \left(\frac{\pi}{4} D_0^2\right) [2(0.796)(6.0738 \times 10^{-10} \frac{N^2}{D_2^4} - 4.6865 \times 10^{-5} N^2)]^{1/2}}{0.83 \left(\frac{\pi}{4} D_2^2\right) [2(1.18)(6.0738 \times 10^{-10} \frac{N^2}{D_2^4} - 4.6865 \times 10^{-5} N^2)]^{1/2} \times 1} = 0.02332$$

$$\frac{(0.75) \left(\frac{\pi}{4} D_0^2\right) [2(0.796)(6.0738 \times 10^{-10} \frac{(2000)^2}{D_2^4} - 4.6865 \times 10^{-5} (2000)^2)]^{1/2}}{0.83 \left(\frac{\pi}{4} D_2^2\right) [2(1.18)(6.0738 \times 10^{-10} \frac{(2000)^2}{D_2^4} - 4.6865 \times 10^{-5} (2000)^2)]^{1/2} \times 1} = 0.02332$$

เลือก $D_2 = 4 \text{ cm}$ (เพื่อให้สมมติฐานที่ตั้งไม่ผิดพลาดมาก) จะได้ $D_0 = 7.09 \text{ mm}$

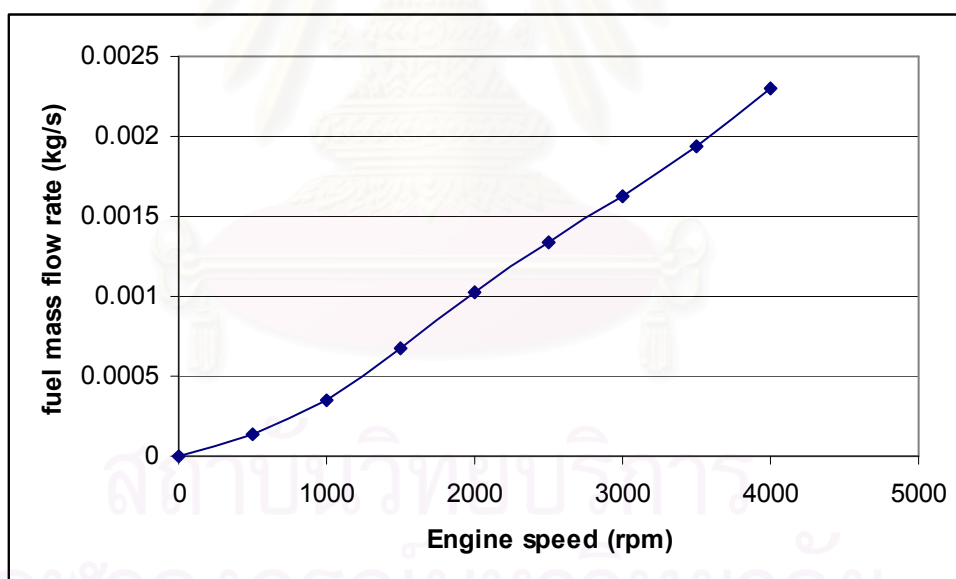
$$\text{หากต้องการแบ่งเป็น 6 รู จะได้ขนาดรู } D_0 = \sqrt{\frac{(7.09 \text{ mm})^2}{6 \text{ hole}}} = 2.89 \text{ mm}$$

ดังนั้นเลือกใช้มิกเซอร์ที่มีขนาดรู 3 mm จำนวน 6 รู สำหรับท่อไอเสียที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6 cm และที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอด 4 cm

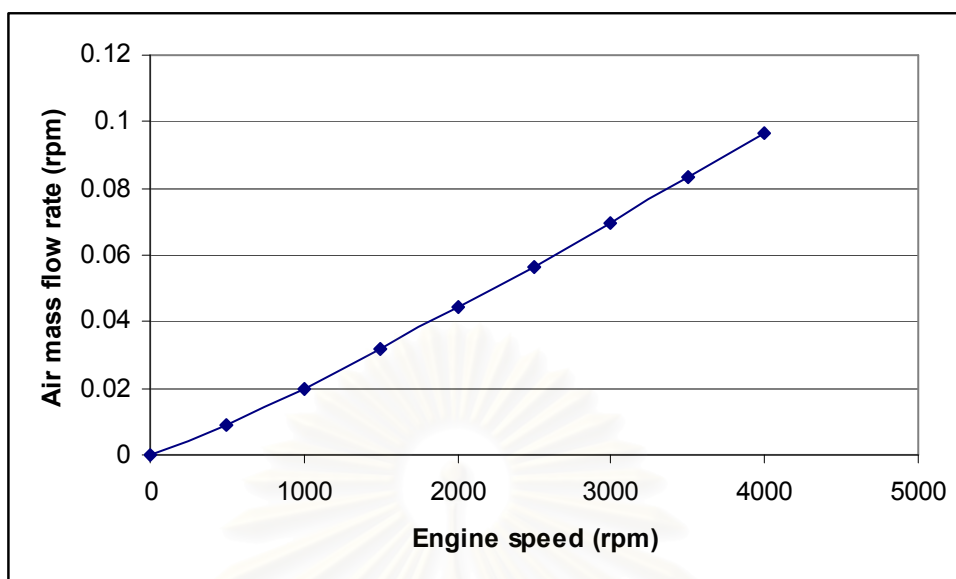


รูปที่ ๑.15 กราฟแสดงค่าของ $\frac{P_T}{P_1}$ เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ขนาดของคอคอด 0.04 m

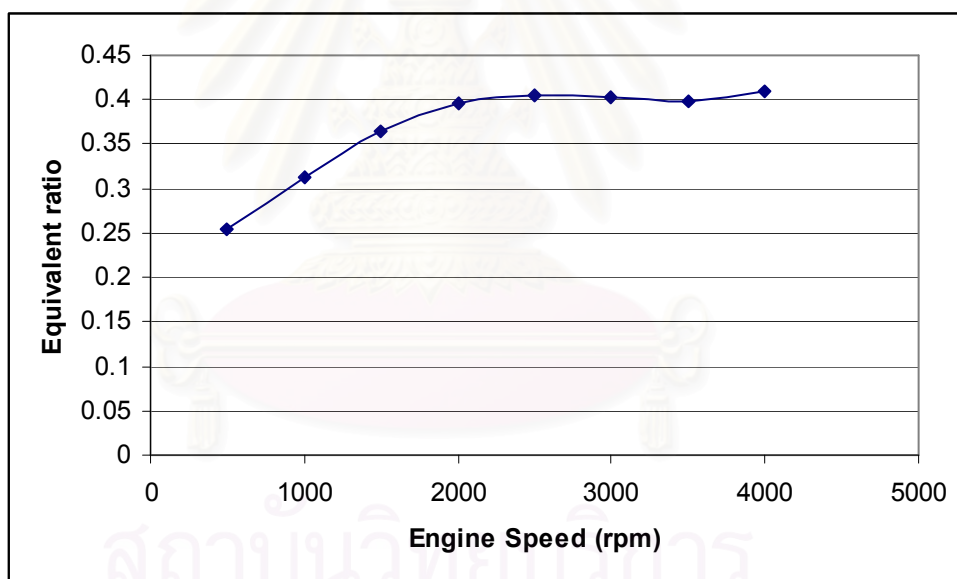
จากรูปที่ ๑.15 จะพบว่าผลจากการยุบตัวแทบไม่มีผลกับการทำงานตลอดช่วงของเครื่องยนต์ ดังนั้นเราสามารถประมาณให้ค่าผลของการยุบตัวเป็นหนึ่งได้ตลอดช่วงที่กำหนด



รูปที่ ๑.16 กราฟแสดงค่าของ \dot{m}_a เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ขนาดของคอคอด 0.04 m

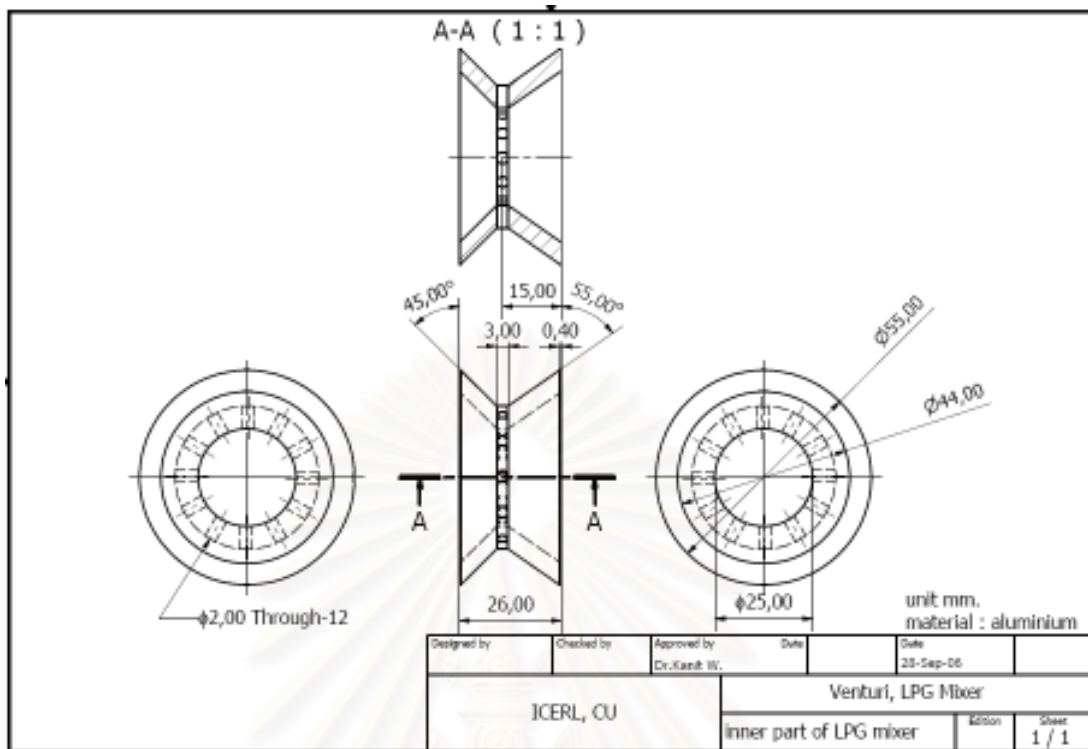


รูปที่ ๑.17 กราฟแสดงค่าของ \dot{m}_f เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ขนาดของคอคอด 0.04 m

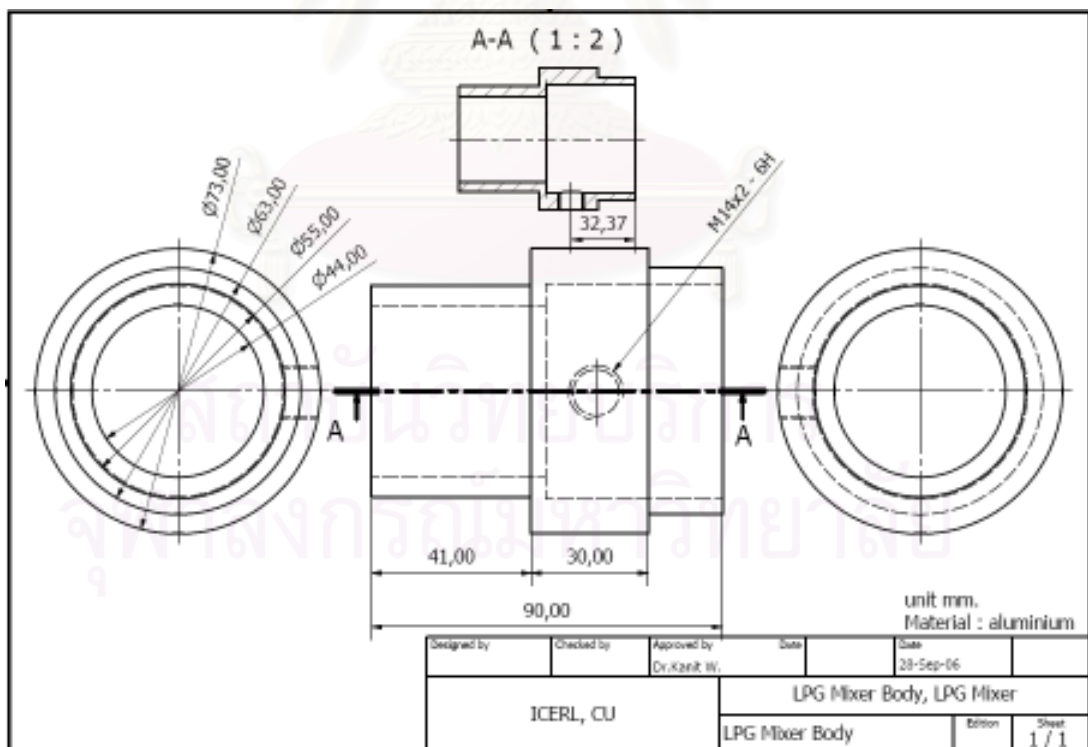


รูปที่ ๑.18 กราฟแสดงค่าของ Φ เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ขนาดของคอคอด 0.04 m

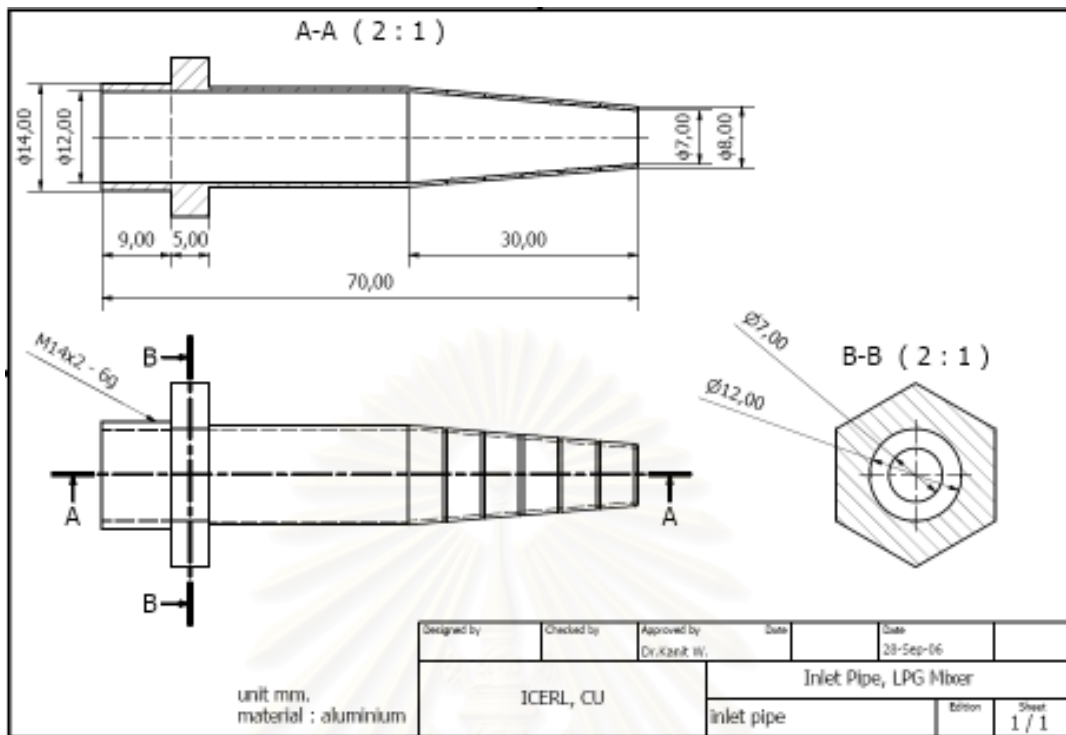
และจากตัวอย่างการคำนวณข้างต้นเมื่อนำมาปรับใช้คำนวณขนาดของมิกเซอร์ที่ใช้สำหรับการศึกษานี้จะได้ขนาดของมิกเซอร์ดังแสดงรายละเอียดต่อไปนี้



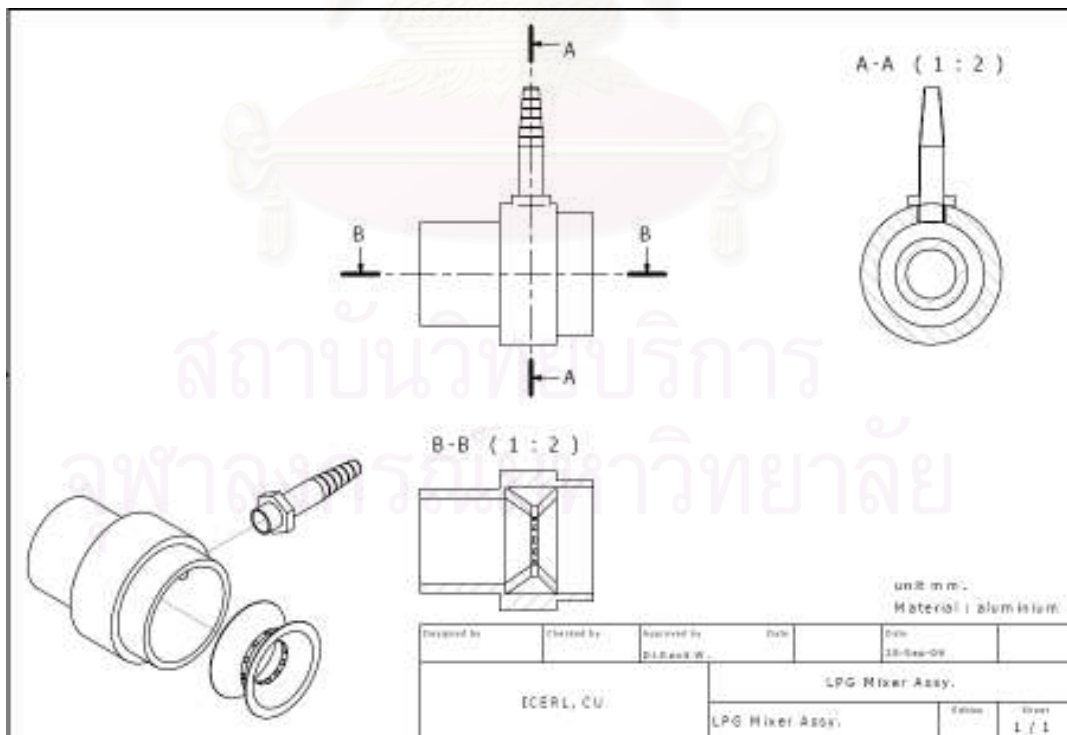
รูปที่ ๑.19 แสดงรายละเอียดของคอคอดซึ่งเป็นชิ้นส่วนภายในของมิกเซอร์ที่ใช้ในการศึกษานี้



รูปที่ ๑.20 แสดงรายละเอียดของตัวเรือนซึ่งเป็นชิ้นส่วนภายนอกของมิกเซอร์ซึ่งครอบตัวคอคอดไว้



รูปที่ ๑.21 แสดงรายละเอียดของท่อทางเข้าซึ่งมีเกลียวสำหรับขันแน่นเข้ากับตัวเรือน เพื่อส่งก๊าซ
หุงต้มเข้าสู่บริเวณคอคอคอด



รูปที่ ๑.22 แสดงรายละเอียดของมิกเซอร์ที่ใช้ในการศึกษานี้เมื่อประกอบทั้งสามชิ้นส่วนเข้าด้วยกัน



ภาคผนวก ช

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-1 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec (MJ/kW.hr)	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
2.8	1.4	1.9	9.8	1.28	0.0080	0.08	6.77	0.25	15.2	23.7	87.2	6.0	65.5	34.5	75.2	77.6	193.6	31.8	30.3
2.85	1.4	1.9	9.8	1.29	0.0080	0.08	8.00	0.28	17.0	21.2	87.3	6.8	68.9	31.1	75.0	78.2	197.8	31.0	30.3
2.9	1.5	2.0	10.1	1.34	0.0080	0.08	7.90	0.28	16.5	21.8	88.2	6.8	67.9	32.1	75.8	77.9	197.3	31.6	29.8
2.9	1.5	2.0	10.2	1.36	0.0077	0.09	8.38	0.30	17.1	21.0	85.2	7.1	69.0	31.0	76.6	78.7	197.9	32.9	30.8
2.9	1.5	2.0	10.0	1.36	0.0079	0.09	8.30	0.30	17.4	20.7	86.1	7.1	68.5	31.5	73.4	76.2	198.3	30.2	29.5
2.9	1.5	2.0	10.0	1.43	0.0078	0.09	8.08	0.30	17.4	20.7	85.4	7.1	66.8	33.2	74.6	76.4	195.3	29.3	28.6
2.9	1.5	2.0	10.2	1.56	0.0077	0.10	7.98	0.31	17.4	20.7	84.5	7.2	64.8	35.2	75.8	79.0	201.4	32.5	32.0
2.9	1.5	2.0	10.1	1.62	0.0077	0.11	7.92	0.31	17.7	20.3	84.9	7.3	63.6	36.4	74.8	76.7	198.2	31.3	30.5
2.9	1.5	2.0	10.1	1.71	0.0080	0.11	7.82	0.31	18.0	20.0	86.9	7.4	62.0	38.0	75.3	77.3	197.3	31.3	30.6
2.85	1.4	1.9	9.8	1.84	0.0080	0.12	6.09	0.27	16.5	21.8	87.3	6.6	54.0	46.0	72.7	75.9	193.3	30.4	29.1
2.9	1.5	2.0	10.0	1.85	0.0081	0.12	5.86	0.26	15.9	22.6	88.2	6.5	52.9	47.1	75.3	76.8	194.3	30.0	28.5
2.9	1.5	2.0	10.2	1.90	0.0077	0.13	6.11	0.28	16.1	22.4	84.1	6.7	53.7	46.3	75.4	78.9	195.9	33.2	31.6
2.9	1.5	2.0	10.1	2.03	0.0080	0.13	5.58	0.27	16.0	22.5	87.4	6.6	49.6	50.4	76.4	78.5	196.4	32.1	31.2
2.9	1.5	2.0	10.1	2.19	0.0077	0.15	5.28	0.28	16.2	22.2	84.3	6.7	46.3	53.7	75.6	77.9	191.7	32.0	30.0
2.8	1.4	1.9	9.7	2.45	0.0080	0.16	5.15	0.29	17.8	20.3	87.3	7.0	42.8	57.2	74.2	76.8	193.8	31.0	30.1
2.81	1.4	1.9	9.8	2.51	0.0079	0.16	4.92	0.29	17.6	20.5	87.0	7.0	41.1	58.9	74.3	76.3	194.3	31.0	30.1

ตารางที่ ข-1(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB °C	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
2.8	1.4	1.9	9.8	1.28	1.962	1.146	30	754	0.994	0.993	1.001	6.74	1.77	8.50
2.9	1.4	1.9	9.8	1.29	1.966	1.151	29	756	1.001	1.001	1.000	7.90	1.78	9.67
2.9	1.5	2.0	10.1	1.34	1.962	1.144	30	753	0.994	0.992	1.001	7.58	1.79	9.37
2.9	1.5	2.0	10.2	1.36	1.950	1.136	31	751	0.988	0.986	1.002	7.99	1.79	9.78
2.9	1.5	2.0	10.0	1.36	1.976	1.156	30	757	1.000	1.000	1.000	8.04	1.84	9.88
2.9	1.5	2.0	10.0	1.43	1.978	1.158	29	756	1.001	1.001	1.000	7.84	1.94	9.79
2.9	1.5	2.0	10.2	1.56	1.950	1.141	32	753	0.988	0.986	1.002	7.61	2.06	9.67
2.9	1.5	2.0	10.1	1.62	1.963	1.148	30	754	0.994	0.993	1.001	7.61	2.17	9.78
2.9	1.5	2.0	10.1	1.71	1.968	1.151	30	757	0.997	0.997	1.001	7.55	2.30	9.85
2.9	1.4	1.9	9.8	1.84	1.979	1.155	29	757	1.001	1.001	1.000	6.02	2.55	8.57
2.9	1.5	2.0	10.0	1.85	1.984	1.157	29	757	1.003	1.004	0.999	5.70	2.53	8.23
2.9	1.5	2.0	10.2	1.90	1.953	1.138	31	753	0.989	0.987	1.002	5.83	2.51	8.34
2.9	1.5	2.0	10.1	2.03	1.965	1.148	31	756	0.995	0.994	1.001	5.37	2.72	8.08
2.9	1.5	2.0	10.1	2.19	1.964	1.142	30	753	0.993	0.992	1.001	5.07	2.93	8.00
2.8	1.4	1.9	9.7	2.45	1.972	1.151	30	756	0.996	0.996	1.001	5.14	3.42	8.56
2.8	1.4	1.9	9.8	2.51	1.971	1.150	31	755	0.995	0.994	1.001	4.88	3.48	8.36

ตารางที่ ช-2 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec (MJ/kW.hr)	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
5.8	3.0	4.0	20.3	1.90	0.0076	0.13	10.48	0.40	11.1	32.4	83.5	9.2	66.5	33.5	82.3	87.6	277.8	33.4	31.8
5.8	2.9	3.9	20.0	1.84	0.0080	0.12	10.13	0.37	11.0	32.7	87.3	9.0	66.1	33.9	82.2	85.2	274.2	30.4	28.4
5.8	3.0	4.0	20.2	2.16	0.0076	0.15	10.44	0.42	11.7	30.8	83.4	9.6	63.4	36.6	83.4	87.1	276.8	32.2	30.3
5.8	3.0	4.0	20.2	2.01	0.0079	0.13	9.94	0.38	11.0	32.6	86.0	9.1	64.0	36.0	83.8	89.2	277.8	33.2	31.6
5.8	2.9	3.9	20.1	1.33	0.0078	0.09	12.67	0.41	11.7	30.7	85.1	9.6	77.2	22.8	80.8	85.6	284.1	30.9	29.9
5.8	3.0	4.0	20.2	1.35	0.0079	0.09	11.96	0.39	11.2	32.2	87.1	9.2	76.0	24.0	82.8	87.1	281.7	31.8	29.9
5.8	3.0	4.0	20.2	1.33	0.0077	0.09	12.24	0.41	11.3	31.7	84.3	9.3	76.7	23.3	82.7	86.6	282.3	33.1	31.0
5.8	3.0	4.0	20.3	1.54	0.0076	0.10	12.01	0.42	11.5	31.3	83.5	9.5	73.7	26.3	81.9	88.0	284.7	33.0	31.8
5.8	3.0	4.0	20.2	1.50	0.0076	0.10	12.17	0.42	11.6	31.0	83.2	9.6	74.4	25.6	83.6	87.0	282.7	32.1	30.7
5.8	2.9	3.9	20.1	1.40	0.0079	0.09	12.38	0.40	11.7	30.9	86.3	9.5	76.0	24.0	83.3	86.8	283.5	31.4	30.3
5.8	3.0	4.0	20.2	1.56	0.0077	0.10	11.71	0.41	11.4	31.5	83.9	9.4	72.9	27.1	82.0	87.6	282.7	31.7	30.7
5.8	3.0	4.0	20.3	1.64	0.0077	0.11	11.15	0.40	11.1	32.5	84.1	9.2	71.0	29.0	83.9	88.2	279.4	33.6	31.6
5.8	3.0	4.0	20.2	1.70	0.0078	0.11	12.16	0.42	12.0	29.9	85.5	9.9	71.9	28.1	83.3	86.4	284.2	32.6	30.9
5.8	2.9	3.9	20.1	1.64	0.0077	0.11	11.59	0.41	11.6	31.1	84.3	9.5	71.7	28.3	84.2	86.9	281.1	32.2	30.6
5.8	2.9	4.0	20.1	1.36	0.0077	0.09	11.72	0.39	11.1	32.4	84.7	9.1	75.4	24.6	81.1	85.6	281.7	30.1	28.8

ตารางที่ ข-2(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB °C	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
5.8	3.0	4.0	20.3	1.90	1.952	1.138	32	753	0.989	0.987	1.002	5.00	1.25	6.25
5.8	2.9	3.9	20.0	1.84	1.982	1.154	29	756	1.003	1.003	1.000	4.92	1.26	6.18
5.8	3.0	4.0	20.2	2.16	1.961	1.141	30	752	0.992	0.991	1.001	5.00	1.44	6.44
5.8	3.0	4.0	20.2	2.01	1.962	1.143	31	756	0.993	0.992	1.001	4.77	1.34	6.11
5.8	2.9	3.9	20.1	1.33	1.972	1.153	30	757	0.999	0.999	1.000	6.13	0.90	7.03
5.8	3.0	4.0	20.2	1.35	1.960	1.143	30	752	0.993	0.991	1.001	5.74	0.90	6.64
5.8	3.0	4.0	20.2	1.33	1.963	1.143	31	756	0.994	0.993	1.001	5.88	0.89	6.77
5.8	3.0	4.0	20.3	1.54	1.952	1.139	32	753	0.988	0.986	1.002	5.72	1.02	6.74
5.8	3.0	4.0	20.2	1.50	1.964	1.146	31	755	0.994	0.994	1.001	5.85	1.00	6.85
5.8	2.9	3.9	20.1	1.40	1.971	1.151	30	757	0.998	0.998	1.000	5.99	0.94	6.93
5.8	3.0	4.0	20.2	1.56	1.961	1.146	30	754	0.993	0.992	1.001	5.62	1.04	6.66
5.8	3.0	4.0	20.3	1.64	1.952	1.136	32	753	0.988	0.986	1.002	5.32	1.08	6.40
5.8	3.0	4.0	20.2	1.70	1.965	1.145	31	756	0.994	0.994	1.001	5.85	1.14	6.99
5.8	2.9	3.9	20.1	1.64	1.971	1.149	30	758	0.999	0.999	1.000	5.61	1.11	6.72
5.8	2.9	4.0	20.1	1.36	1.976	1.154	29	756	1.000	1.000	1.000	5.66	0.92	6.58

ตารางที่ ช-3 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec (MJ/kW.hr)	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
8.7	4.5	6.0	30.5	1.87	0.0076	0.12	15.37	0.53	9.7	37.2	83.1	12.0	74.8	25.2	89.0	98.8	377.0	33.7	31.9
8.7	4.4	5.9	30.0	1.84	0.0079	0.12	14.68	0.49	9.5	37.9	86.4	11.6	74.0	26.0	90.9	99.3	373.1	31.0	28.8
8.7	4.5	6.0	30.4	2.13	0.0075	0.14	14.18	0.52	9.5	37.9	82.7	11.8	70.5	29.5	89.2	94.7	376.0	32.8	30.5
8.7	4.5	6.0	30.4	1.98	0.0078	0.13	14.85	0.51	9.6	37.4	85.4	11.9	72.9	27.1	90.6	97.6	380.9	33.9	32.1
8.7	4.4	5.9	30.2	1.23	0.0077	0.08	17.74	0.54	10.1	35.7	84.1	12.4	83.7	16.3	86.6	93.1	381.0	32.0	30.5
8.7	4.5	6.0	30.4	1.34	0.0078	0.09	18.25	0.55	10.4	34.7	86.1	12.9	83.0	17.0	89.5	96.2	385.7	32.1	30.1
8.7	4.5	6.0	30.5	1.51	0.0075	0.10	17.57	0.57	10.2	35.2	82.5	12.7	80.7	19.3	89.2	97.5	380.9	33.7	32.1
8.7	4.4	5.9	30.1	1.32	0.0076	0.09	16.84	0.53	9.8	36.7	83.4	12.0	81.9	18.1	87.0	96.6	377.8	30.7	28.7
8.7	4.5	6.0	30.4	1.46	0.0075	0.10	15.92	0.52	9.4	38.1	82.4	11.7	79.7	20.3	90.3	96.1	382.4	32.4	31.4
8.7	4.5	6.0	30.4	1.54	0.0076	0.10	16.78	0.54	9.9	36.2	83.2	12.3	79.6	20.4	88.1	94.3	382.7	32.6	31.3
8.7	4.5	6.0	30.5	1.61	0.0076	0.11	15.55	0.51	9.4	38.2	83.8	11.7	77.6	22.4	90.4	96.5	382.9	33.6	31.6
8.7	4.4	5.9	30.0	1.66	0.0078	0.11	17.16	0.55	10.5	34.4	85.2	12.8	78.7	21.3	90.6	94.3	380.6	31.9	29.9

ตารางที่ ข-3(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB °C	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
8.7	4.5	6.0	30.5	1.87	1.952	1.137	32	753	0.988	0.986	1.002	4.88	0.82	5.70
8.7	4.4	5.9	30.0	1.84	1.979	1.151	29	756	1.002	1.002	1.000	4.75	0.83	5.58
8.7	4.5	6.0	30.4	2.13	1.958	1.138	30	752	0.991	0.989	1.002	4.52	0.94	5.47
8.7	4.5	6.0	30.4	1.98	1.959	1.141	32	756	0.991	0.990	1.002	4.74	0.88	5.62
8.7	4.4	5.9	30.2	1.23	1.968	1.149	31	757	0.997	0.996	1.001	5.70	0.55	6.26
8.7	4.5	6.0	30.4	1.34	1.958	1.141	30	752	0.992	0.990	1.001	5.83	0.59	6.42
8.7	4.5	6.0	30.5	1.51	1.950	1.137	32	753	0.988	0.986	1.002	5.58	0.66	6.25
8.7	4.4	5.9	30.1	1.32	1.976	1.151	29	755	1.000	1.000	1.000	5.44	0.60	6.03
8.7	4.5	6.0	30.4	1.46	1.959	1.144	31	755	0.992	0.991	1.001	5.09	0.65	5.73
8.7	4.5	6.0	30.4	1.54	1.956	1.142	31	754	0.991	0.990	1.002	5.35	0.68	6.03
8.7	4.5	6.0	30.5	1.61	1.954	1.137	32	753	0.988	0.986	1.002	4.94	0.71	5.66
8.7	4.4	5.9	30.0	1.66	1.978	1.151	29	758	1.003	1.003	1.000	5.56	0.75	6.31

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ช-4 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาวะ 100% load ของภาวะสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec (MJ/kW.hr)	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
11.7	5.9	8.0	40.5	1.87	0.0077	0.12	22.89	0.72	10.0	36.1	84.4	16.5	81.4	18.6	97.2	106.6	548.7	32.5	31.2
11.7	5.9	7.9	40.3	1.82	0.0078	0.12	22.47	0.69	9.8	36.6	85.7	16.1	81.5	18.5	98.2	107.5	542.7	31.9	29.3
11.7	6.0	8.0	40.8	1.97	0.0077	0.13	22.83	0.72	10.0	36.2	84.7	16.5	80.7	19.3	98.2	107.6	542.6	34.6	32.5
11.7	5.9	8.0	40.5	1.17	0.0076	0.08	28.22	0.82	11.2	32.2	83.4	18.4	89.6	10.4	98.0	108.6	578.9	32.9	31.2
11.7	6.0	8.0	40.7	1.31	0.0078	0.09	26.66	0.77	10.7	33.7	85.8	17.7	87.9	12.1	97.2	107.0	557.7	32.6	30.4
11.7	6.0	8.0	40.7	1.40	0.0075	0.10	26.95	0.82	10.9	33.1	81.8	18.0	87.4	12.6	98.1	106.8	578.9	33.5	31.8
11.7	6.0	8.0	40.7	1.42	0.0077	0.09	26.19	0.77	10.6	33.8	84.2	17.6	86.9	13.1	97.5	107.4	564.9	33.3	31.3
11.7	6.0	8.0	40.8	1.59	0.0075	0.11	25.20	0.77	10.4	34.6	82.8	17.3	85.1	14.9	97.6	105.7	554.7	33.9	31.6
11.7	5.9	7.9	40.3	1.64	0.0077	0.11	25.15	0.76	10.6	33.9	84.4	17.4	84.5	15.5	98.0	107.6	561.0	33.6	30.8
11.7	6.0	8.0	40.8	2.03	0.0077	0.13	22.77	0.73	10.0	36.0	84.2	16.6	80.2	19.8	98.6	107.7	545.6	34.2	32.0
11.7	6.0	8.0	40.8	2.03	0.0077	0.13	22.72	0.72	10.0	36.1	84.2	16.6	80.1	19.9	98.6	107.7	545.6	34.2	32.0

ตารางที่ ๗-4(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 100% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1400 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Q _g lit/min	ρ _g kg/m ³	ρ _a kg/m ³	DB °C	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	P _c kW	HP _c HP	T _c Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
11.7	5.9	8.0	40.5	1.87	1.964	1.145	31	756	0.995	0.994	1.001	5.48	0.62	6.10
11.7	5.9	7.9	40.3	1.82	1.976	1.147	29	756	1.000	1.000	1.000	5.42	0.61	6.03
11.7	6.0	8.0	40.8	1.97	1.956	1.137	32	756	0.989	0.987	1.002	5.43	0.65	6.07
11.7	5.9	8.0	40.5	1.17	1.963	1.145	31	756	0.995	0.994	1.001	6.76	0.39	7.15
11.7	6.0	8.0	40.7	1.31	1.956	1.139	30	752	0.991	0.990	1.002	6.35	0.43	6.79
11.7	6.0	8.0	40.7	1.40	1.955	1.140	31	754	0.991	0.989	1.002	6.42	0.46	6.88
11.7	6.0	8.0	40.7	1.42	1.963	1.143	32	756	0.992	0.991	1.001	6.25	0.47	6.72
11.7	6.0	8.0	40.8	1.59	1.953	1.136	32	753	0.989	0.987	1.002	5.98	0.52	6.51
11.7	5.9	7.9	40.3	1.64	1.971	1.145	30	758	1.000	1.000	1.000	6.07	0.55	6.62
11.7	6.0	8.0	40.8	2.03	1.955	1.136	32	754	0.989	0.987	1.002	5.41	0.67	6.08
11.7	6.0	8.0	40.8	2.03	1.955	1.136	32	754	0.989	0.987	1.002	5.40	0.67	6.07

ตารางที่ ๕-5 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load	Load (corrected)			Qg	m _{air}	φ _g	Qd	φ _t	bstec	η _{tec}	η _v	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc									Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/s		cc/min		MJ/kW.hr	%	%	kJ/s	%	%					
2.9	1.8	2.4	10.1	1.21	0.0092	0.07	9.63	0.28	15.2	23.6	82.8	7.6	74.1	25.9	83.0	80.9	225.6	31.8	29.5
2.9	1.8	2.4	10.1	1.26	0.0088	0.07	9.90	0.30	15.6	23.1	79.6	7.8	74.0	26.0	82.4	81.7	224.1	33.0	31.7
2.8	1.7	2.3	9.7	1.37	0.0090	0.08	9.54	0.29	16.3	22.1	81.3	7.8	71.5	28.5	77.9	79.4	224.0	30.7	30.1
2.8	1.7	2.3	9.8	1.38	0.0089	0.08	8.94	0.28	15.4	23.4	80.8	7.5	70.1	29.9	82.3	82.6	223.8	33.5	32.1
2.9	1.8	2.4	10.1	1.48	0.0089	0.08	9.07	0.29	15.5	23.3	80.6	7.7	68.8	31.2	81.6	80.2	222.1	30.9	29.3
2.8	1.7	2.3	9.7	1.50	0.0090	0.08	8.84	0.28	15.8	22.8	81.3	7.6	67.9	32.1	77.7	79.2	219.4	31.7	30.2
2.9	1.8	2.4	10.2	1.52	0.0088	0.09	9.26	0.30	15.6	23.1	79.3	7.9	68.9	31.1	84.8	87.8	221.1	33.9	32.2
2.9	1.8	2.4	10.1	1.53	0.0091	0.09	9.55	0.29	16.2	22.2	81.9	8.1	69.2	30.8	83.4	81.5	218.4	32.6	30.9
2.9	1.8	2.4	10.1	1.77	0.0088	0.10	8.50	0.29	15.6	23.1	79.8	7.8	63.5	36.5	82.4	82.7	220.1	32.8	31.4
2.9	1.8	2.4	10.1	1.80	0.0090	0.10	8.44	0.29	15.7	22.9	81.1	7.9	62.8	37.2	84.2	82.4	221.6	32.5	31.0
2.8	1.7	2.3	9.7	1.87	0.0090	0.11	8.20	0.29	16.4	22.0	81.0	7.8	61.1	38.9	78.9	79.3	218.3	31.1	29.6
2.9	1.8	2.4	10.2	1.92	0.0088	0.11	7.95	0.29	15.4	23.4	79.3	7.7	60.0	40.0	82.8	80.8	218.2	33.8	32.0
2.9	1.8	2.4	10.0	1.92	0.0092	0.11	8.36	0.29	16.3	22.0	82.7	8.1	60.8	39.2	82.1	79.5	220.8	30.2	29.0
2.9	1.8	2.4	10.2	2.01	0.0090	0.11	7.65	0.28	15.4	23.4	81.3	7.7	57.9	42.1	83.5	82.0	220.6	34.2	32.3
2.9	1.8	2.4	10.1	2.25	0.0088	0.13	7.27	0.30	15.8	22.8	79.4	7.9	53.8	46.2	81.6	80.7	216.4	31.9	30.0
2.8	1.7	2.3	9.7	2.50	0.0090	0.14	7.44	0.31	17.5	20.5	81.2	8.4	51.6	48.4	79.8	79.7	215.5	31.7	30.5
2.8	1.7	2.3	9.8	2.55	0.0090	0.14	7.15	0.30	17.2	20.9	81.1	8.3	50.2	49.8	84.4	85.4	215.2	32.3	31.0

ตารางที่ ๕-5(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
2.9	1.8	2.4	10.1	1.21	1.954	1.144	29.5	753.3	0.996	0.995	1.001	7.63	1.33	8.96
2.9	1.8	2.4	10.1	1.26	1.945	1.141	31.6	754.3	0.990	0.988	1.002	7.79	1.37	9.16
2.8	1.7	2.3	9.7	1.37	1.956	1.151	28.8	755.5	1.001	1.001	1.000	7.89	1.56	9.45
2.8	1.7	2.3	9.8	1.38	1.938	1.138	31.9	753.5	0.988	0.986	1.002	7.27	1.55	8.82
2.9	1.8	2.4	10.1	1.48	1.957	1.147	29.4	753	0.995	0.995	1.001	7.20	1.63	8.82
2.8	1.7	2.3	9.7	1.50	1.951	1.145	30.2	754	0.994	0.993	1.001	7.25	1.70	8.95
2.9	1.8	2.4	10.2	1.52	1.935	1.136	32.1	753.35	0.987	0.985	1.002	7.26	1.64	8.89
2.9	1.8	2.4	10.1	1.53	1.956	1.146	30.9	756.75	0.995	0.995	1.001	7.57	1.68	9.25
2.9	1.8	2.4	10.1	1.77	1.945	1.140	31.1	753.45	0.990	0.989	1.002	6.70	1.92	8.61
2.9	1.8	2.4	10.1	1.80	1.950	1.143	30.9	754.8	0.993	0.992	1.001	6.67	1.96	8.63
2.8	1.7	2.3	9.7	1.87	1.964	1.152	29.9	756.75	0.999	0.999	1.000	6.76	2.14	8.90
2.9	1.8	2.4	10.2	1.92	1.940	1.136	31.8	753	0.988	0.985	1.002	6.24	2.07	8.31
2.9	1.8	2.4	10.0	1.92	1.974	1.158	29	759	1.005	1.006	0.999	6.71	2.15	8.86
2.9	1.8	2.4	10.2	2.01	1.943	1.137	32	754.8	0.989	0.987	1.002	6.02	2.18	8.19
2.9	1.8	2.4	10.1	2.25	1.949	1.140	29.9	751	0.991	0.990	1.002	5.73	2.45	8.19
2.8	1.7	2.3	9.7	2.50	1.959	1.148	30.5	755.8	0.996	0.995	1.001	6.11	2.85	8.96
2.8	1.7	2.3	9.8	2.55	1.955	1.145	31.7	755.5	0.991	0.990	1.002	5.84	2.88	8.72

ตารางที่ ช-6 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec MJ/kW.hr	η _{tec} %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
2.9	1.8	2.4	10.1	1.21	0.0092	0.07	9.63	0.28	15.2	23.6	82.8	7.6	74.1	25.9	83.0	80.9	225.6	31.8	29.5
2.9	1.8	2.4	10.1	1.26	0.0088	0.07	9.90	0.30	15.6	23.1	79.6	7.8	74.0	26.0	82.4	81.7	224.1	33.0	31.7
2.8	1.7	2.3	9.7	1.37	0.0090	0.08	9.54	0.29	16.3	22.1	81.3	7.8	71.5	28.5	77.9	79.4	224.0	30.7	30.1
2.8	1.7	2.3	9.8	1.38	0.0089	0.08	8.94	0.28	15.4	23.4	80.8	7.5	70.1	29.9	82.3	82.6	223.8	33.5	32.1
2.9	1.8	2.4	10.1	1.48	0.0089	0.08	9.07	0.29	15.5	23.3	80.6	7.7	68.8	31.2	81.6	80.2	222.1	30.9	29.3
2.8	1.7	2.3	9.7	1.50	0.0090	0.08	8.84	0.28	15.8	22.8	81.3	7.6	67.9	32.1	77.7	79.2	219.4	31.7	30.2
2.9	1.8	2.4	10.2	1.52	0.0088	0.09	9.26	0.30	15.6	23.1	79.3	7.9	68.9	31.1	84.8	87.8	221.1	33.9	32.2
2.9	1.8	2.4	10.1	1.53	0.0091	0.09	9.55	0.29	16.2	22.2	81.9	8.1	69.2	30.8	83.4	81.5	218.4	32.6	30.9
2.9	1.8	2.4	10.1	1.77	0.0088	0.10	8.50	0.29	15.6	23.1	79.8	7.8	63.5	36.5	82.4	82.7	220.1	32.8	31.4
2.9	1.8	2.4	10.1	1.80	0.0090	0.10	8.44	0.29	15.7	22.9	81.1	7.9	62.8	37.2	84.2	82.4	221.6	32.5	31.0
2.8	1.7	2.3	9.7	1.87	0.0090	0.11	8.20	0.29	16.4	22.0	81.0	7.8	61.1	38.9	78.9	79.3	218.3	31.1	29.6
2.9	1.8	2.4	10.2	1.92	0.0088	0.11	7.95	0.29	15.4	23.4	79.3	7.7	60.0	40.0	82.8	80.8	218.2	33.8	32.0
2.9	1.8	2.4	10.0	1.92	0.0092	0.11	8.36	0.29	16.3	22.0	82.7	8.1	60.8	39.2	82.1	79.5	220.8	30.2	29.0
2.9	1.8	2.4	10.2	2.01	0.0090	0.11	7.65	0.28	15.4	23.4	81.3	7.7	57.9	42.1	83.5	82.0	220.6	34.2	32.3
2.9	1.8	2.4	10.1	2.25	0.0088	0.13	7.27	0.30	15.8	22.8	79.4	7.9	53.8	46.2	81.6	80.7	216.4	31.9	30.0
2.8	1.7	2.3	9.7	2.50	0.0090	0.14	7.44	0.31	17.5	20.5	81.2	8.4	51.6	48.4	79.8	79.7	215.5	31.7	30.5
2.8	1.7	2.3	9.8	2.55	0.0090	0.14	7.15	0.30	17.2	20.9	81.1	8.3	50.2	49.8	84.4	85.4	215.2	32.3	31.0

ตารางที่ ๗-6(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB °C	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
2.9	1.8	2.4	10.1	1.21	1.954	1.144	29.5	753.3	0.996	0.995	1.001	7.63	1.33	8.96
2.9	1.8	2.4	10.1	1.26	1.945	1.141	31.6	754.3	0.990	0.988	1.002	7.79	1.37	9.16
2.8	1.7	2.3	9.7	1.37	1.956	1.151	28.8	755.5	1.001	1.001	1.000	7.89	1.56	9.45
2.8	1.7	2.3	9.8	1.38	1.938	1.138	31.9	753.5	0.988	0.986	1.002	7.27	1.55	8.82
2.9	1.8	2.4	10.1	1.48	1.957	1.147	29.4	753	0.995	0.995	1.001	7.20	1.63	8.82
2.8	1.7	2.3	9.7	1.50	1.951	1.145	30.2	754	0.994	0.993	1.001	7.25	1.70	8.95
2.9	1.8	2.4	10.2	1.52	1.935	1.136	32.1	753.35	0.987	0.985	1.002	7.26	1.64	8.89
2.9	1.8	2.4	10.1	1.53	1.956	1.146	30.9	756.75	0.995	0.995	1.001	7.57	1.68	9.25
2.9	1.8	2.4	10.1	1.77	1.945	1.140	31.1	753.45	0.990	0.989	1.002	6.70	1.92	8.61
2.9	1.8	2.4	10.1	1.80	1.950	1.143	30.9	754.8	0.993	0.992	1.001	6.67	1.96	8.63
2.8	1.7	2.3	9.7	1.87	1.964	1.152	29.9	756.75	0.999	0.999	1.000	6.76	2.14	8.90
2.9	1.8	2.4	10.2	1.92	1.940	1.136	31.8	753	0.988	0.985	1.002	6.24	2.07	8.31
2.9	1.8	2.4	10.0	1.92	1.974	1.158	29	759	1.005	1.006	0.999	6.71	2.15	8.86
2.9	1.8	2.4	10.2	2.01	1.943	1.137	32	754.8	0.989	0.987	1.002	6.02	2.18	8.19
2.9	1.8	2.4	10.1	2.25	1.949	1.140	29.9	751	0.991	0.990	1.002	5.73	2.45	8.19
2.8	1.7	2.3	9.7	2.50	1.959	1.148	30.5	755.8	0.996	0.995	1.001	6.11	2.85	8.96
2.8	1.7	2.3	9.8	2.55	1.955	1.145	31.7	755.5	0.991	0.990	1.002	5.84	2.88	8.72

ตารางที่ ข-7 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec MJ/kW.hr	η _{tec} %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
8.6	5.3	7.1	30.0	1.15	0.0090	0.06	22.80	0.57	10.3	35.1	81.4	15.2	87.7	12.3	95.8	97.7	416.7	32.2	29.9
8.6	5.4	7.2	30.1	1.33	0.0087	0.08	21.86	0.58	10.0	35.8	79.1	14.9	85.6	14.4	95.8	98.8	418.7	32.3	30.5
8.6	5.3	7.1	29.7	1.35	0.0090	0.08	23.28	0.59	10.8	33.4	81.1	15.8	86.0	14.0	97.6	101.0	423.7	31.5	30.4
8.6	5.4	7.2	30.2	1.44	0.0086	0.08	22.89	0.61	10.5	34.4	77.9	15.7	85.3	14.7	97.2	102.5	417.7	34.3	32.5
8.6	5.4	7.2	30.2	1.68	0.0087	0.10	20.61	0.57	9.9	36.4	78.5	14.7	81.6	18.4	95.9	99.5	414.7	33.2	31.9
8.6	5.3	7.2	30.0	1.80	0.0090	0.10	21.59	0.58	10.5	34.3	81.1	15.6	81.2	18.8	96.7	100.3	413.7	31.0	30.1
8.6	5.3	7.1	29.8	1.88	0.0090	0.11	19.41	0.53	9.8	36.7	81.2	14.4	78.7	21.3	96.2	97.0	414.2	32.2	30.3
8.6	5.4	7.2	30.2	1.88	0.0087	0.11	20.56	0.58	10.1	35.7	78.4	15.1	79.8	20.2	95.6	100.0	407.8	33.7	31.8
8.6	5.3	7.1	29.8	1.92	0.0090	0.11	21.70	0.59	10.7	33.5	81.3	15.8	80.2	19.8	96.1	99.0	405.9	30.5	29.0
8.6	5.3	7.1	29.9	2.14	0.0090	0.12	20.38	0.57	10.4	34.5	81.1	15.4	77.4	22.6	98.2	100.7	409.8	32.5	30.1
8.6	5.3	7.1	29.9	2.20	0.0089	0.13	22.26	0.62	11.3	32.0	80.1	16.6	78.3	21.7	96.7	100.6	407.2	32.4	30.3
8.6	5.3	7.1	30.0	2.25	0.0087	0.13	20.24	0.60	10.5	34.4	78.7	15.5	76.4	23.6	97.1	102.6	405.8	30.4	28.8

ตารางที่ ๗-7(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
8.6	5.3	7.1	30.0	1.15	1.952	1.143	30.1	753.5	0.994	0.993	1.001	6.08	0.42	6.51
8.6	5.4	7.2	30.1	1.33	1.948	1.141	30.7	752.85	0.991	0.989	1.002	5.81	0.49	6.30
8.6	5.3	7.1	29.7	1.35	1.962	1.152	29.6	758	1.001	1.002	1.000	6.27	0.51	6.78
8.6	5.4	7.2	30.2	1.44	1.928	1.135	32.6	753.5	0.986	0.983	1.003	6.04	0.52	6.56
8.6	5.4	7.2	30.2	1.68	1.941	1.138	31.9	753	0.987	0.985	1.002	5.45	0.61	6.06
8.6	5.3	7.2	30.0	1.80	1.955	1.148	30.7	754.3	0.993	0.992	1.001	5.75	0.67	6.42
8.6	5.3	7.1	29.8	1.88	1.966	1.151	30.5	758.75	0.999	0.999	1.000	5.22	0.70	5.92
8.6	5.4	7.2	30.2	1.88	1.943	1.137	31.7	753.3	0.988	0.986	1.002	5.44	0.69	6.13
8.6	5.3	7.1	29.8	1.92	1.968	1.152	29.9	755.5	0.997	0.997	1.001	5.81	0.72	6.53
8.6	5.3	7.1	29.9	2.14	1.961	1.144	30	755.3	0.997	0.996	1.001	5.46	0.79	6.25
8.6	5.3	7.1	29.9	2.20	1.964	1.147	30.6	757	0.997	0.996	1.001	5.96	0.82	6.78
8.6	5.3	7.1	30.0	2.25	1.959	1.146	29.3	751.5	0.994	0.993	1.001	5.40	0.83	6.23

ตารางที่ ๗-8 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 100% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec MJ/kW.hr	η _{tec} %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
11.5	7.1	9.6	40.1	1.12	0.0090	0.06	34.22	0.82	11.0	32.7	81.2	21.8	91.7	8.3	102.0	106.6	601.7	32.5	30.0
11.5	7.1	9.6	40.1	1.22	0.0090	0.07	33.72	0.82	11.0	32.8	80.4	21.7	90.8	9.2	102.2	106.1	594.1	33.2	31.3
11.5	7.1	9.6	40.1	1.46	0.0090	0.08	32.97	0.82	10.9	33.0	80.7	21.7	89.0	11.0	103.6	108.7	601.2	33.7	31.3
11.5	7.1	9.6	40.1	1.53	0.0086	0.09	31.85	0.83	10.6	33.8	77.1	21.1	88.2	11.8	102.9	106.0	568.8	56.8	31.7
11.5	7.2	9.6	40.3	1.72	0.0087	0.10	31.70	0.82	10.7	33.6	78.7	21.3	86.9	13.1	103.8	107.2	572.8	33.6	31.6
11.5	7.1	9.6	40.1	1.75	0.0089	0.10	31.40	0.80	10.7	33.7	80.4	21.2	86.6	13.4	102.4	106.5	571.8	31.6	29.9
11.5	7.1	9.5	40.0	1.88	0.0089	0.11	30.58	0.80	10.6	34.0	79.7	20.9	85.4	14.6	102.7	106.2	564.3	34.1	32.0
11.5	7.1	9.5	39.9	1.91	0.0090	0.11	31.21	0.80	10.8	33.2	80.9	21.4	85.4	14.6	100.9	104.8	567.1	30.8	28.8
11.5	7.1	9.5	39.6	1.92	0.0091	0.11	29.70	0.76	10.5	34.3	81.9	20.6	84.6	15.4	101.4	105.5	568.9	30.1	28.5
11.5	7.1	9.6	40.1	1.96	0.0091	0.11	29.51	0.76	10.3	34.9	81.8	20.5	84.4	15.6	101.6	106.0	561.9	32.0	29.6
11.5	7.2	9.7	40.5	2.05	0.0088	0.12	29.32	0.78	10.2	35.3	79.4	20.4	83.8	16.2	102.4	106.4	568.8	34.8	32.5
11.5	7.1	9.6	40.1	2.11	0.0089	0.12	30.15	0.79	10.6	33.9	80.5	21.1	83.7	16.3	102.7	106.1	567.8	33.3	30.9

ตารางที่ ๗-8(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 100% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 1700 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
11.5	7.1	9.6	40.1	1.12	1.952	1.142	30.2	753.95	0.994	0.993	1.001	6.82	0.31	7.13
11.5	7.1	9.6	40.1	1.22	1.956	1.145	31.3	757.65	0.995	0.995	1.001	6.73	0.34	7.07
11.5	7.1	9.6	40.1	1.46	1.953	1.141	30.9	755.85	0.994	0.993	1.001	6.57	0.40	6.97
11.5	7.1	9.6	40.1	1.53	1.955	1.063	31.6	757.35	0.994	0.993	1.001	6.34	0.42	6.77
11.5	7.2	9.6	40.3	1.72	1.953	1.142	32.3	756.2	0.990	0.988	1.002	6.28	0.47	6.75
11.5	7.1	9.6	40.1	1.75	1.956	1.146	30.3	754	0.994	0.993	1.001	6.25	0.48	6.74
11.5	7.1	9.5	40.0	1.88	1.952	1.141	30.8	757	0.996	0.995	1.001	6.11	0.52	6.63
11.5	7.1	9.5	39.9	1.91	1.970	1.151	29.6	755.7	0.998	0.998	1.000	6.25	0.53	6.79
11.5	7.1	9.5	39.6	1.92	1.974	1.157	28.4	757.6	1.005	1.006	0.999	6.00	0.54	6.55
11.5	7.1	9.6	40.1	1.96	1.962	1.147	30.8	755.8	0.995	0.994	1.001	5.88	0.54	6.43
11.5	7.2	9.7	40.5	2.05	1.940	1.133	32.5	753.65	0.986	0.984	1.002	5.78	0.56	6.33
11.5	7.1	9.6	40.1	2.11	1.957	1.142	30.8	755.75	0.994	0.994	1.001	6.01	0.58	6.59

ตารางที่ ข-9 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec MJ/kW.hr	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
2.7	2.1	2.8	9.4	2.16	0.0097	0.11	12.12	0.36	18.4	19.5	70.9	10.6	66.9	33.1	92.1	86.5	250.0	31.2	29.8
2.7	2.1	2.8	9.5	2.17	0.0099	0.11	12.41	0.36	18.6	19.4	72.7	10.7	67.5	32.5	91.9	86.5	253.9	32.8	31.2
2.7	2.1	2.8	9.4	2.26	0.0097	0.12	12.19	0.37	18.8	19.1	71.1	10.8	66.0	34.0	90.6	85.2	253.9	30.6	28.9
2.7	2.1	2.8	9.4	2.33	0.0099	0.12	11.97	0.36	18.8	19.1	72.3	10.8	64.9	35.1	92.2	86.3	253.9	31.2	29.6
2.7	2.1	2.8	9.5	1.37	0.0103	0.07	13.23	0.32	17.2	21.0	75.4	9.9	77.8	22.2	91.3	87.8	250.5	32.9	31.6
2.7	2.1	2.8	9.5	1.44	0.0103	0.07	13.65	0.33	17.9	20.2	75.7	10.3	77.4	22.6	91.8	87.7	251.9	32.0	30.4
2.7	2.1	2.8	9.5	1.33	0.0099	0.07	12.72	0.32	16.5	21.8	72.2	9.6	77.7	22.3	92.3	87.3	255.9	34.1	32.6
2.7	2.1	2.8	9.4	1.38	0.0103	0.07	13.87	0.34	18.1	19.9	74.9	10.3	78.4	21.6	90.5	83.7	259.9	31.7	30.2
2.7	2.1	2.8	9.4	1.71	0.0103	0.08	12.54	0.33	17.7	20.3	75.2	10.1	72.5	27.5	90.0	86.1	253.6	31.2	29.7
2.7	2.1	2.8	9.4	1.61	0.0099	0.08	11.93	0.32	16.6	21.7	72.4	9.6	72.8	27.2	91.5	88.9	250.9	32.4	30.6
2.7	2.1	2.8	9.5	1.65	0.0103	0.08	13.33	0.34	18.0	20.0	75.3	10.4	74.6	25.4	92.1	87.0	254.9	32.6	31.9
2.7	2.1	2.8	9.5	1.49	0.0099	0.08	12.56	0.33	16.8	21.4	72.3	9.7	75.4	24.6	93.3	88.6	254.9	34.1	32.1
2.7	2.1	2.8	9.4	1.65	0.0103	0.08	13.36	0.34	18.3	19.7	74.8	10.5	74.5	25.5	91.9	85.8	254.9	32.9	31.3
2.7	2.0	2.7	9.3	1.99	0.0102	0.10	13.10	0.36	19.2	18.8	74.0	10.9	70.3	29.7	88.8	84.6	259.9	29.8	28.8
2.7	2.1	2.8	9.5	1.82	0.0099	0.09	11.86	0.33	17.0	21.2	72.6	9.9	70.3	29.7	91.9	87.7	253.9	33.6	32.1
2.7	2.1	2.8	9.4	1.84	0.0103	0.09	12.83	0.34	18.3	19.7	74.9	10.5	71.5	28.5	92.1	86.0	257.0	33.1	31.3

ตารางที่ ข-9(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 25% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
2.7	2.1	2.8	9.4	2.16	1.951	1.146	30.1	753.3	0.994	0.992	1.001	8.34	2.05	10.39
2.7	2.1	2.8	9.5	2.17	1.940	1.138	31.2	752.35	0.989	0.987	1.002	8.48	2.03	10.51
2.7	2.1	2.8	9.4	2.26	1.952	1.145	29.2	751.45	0.994	0.993	1.001	8.39	2.15	10.54
2.7	2.1	2.8	9.4	2.33	1.955	1.147	29.7	754.5	0.996	0.996	1.001	8.26	2.23	10.49
2.7	2.1	2.8	9.5	1.37	1.937	1.141	32.3	754.45	0.988	0.986	1.002	9.03	1.28	10.31
2.7	2.1	2.8	9.5	1.44	1.944	1.143	31.5	753.85	0.990	0.988	1.002	9.34	1.36	10.70
2.7	2.1	2.8	9.5	1.33	1.929	1.135	32.4	753.65	0.987	0.984	1.002	8.66	1.24	9.90
2.7	2.1	2.8	9.4	1.38	1.950	1.146	29.9	755	0.996	0.996	1.001	9.57	1.31	10.89
2.7	2.1	2.8	9.4	1.71	1.956	1.150	29.9	756.45	0.998	0.998	1.000	8.68	1.64	10.32
2.7	2.1	2.8	9.4	1.61	1.941	1.141	30.9	753	0.991	0.989	1.002	8.17	1.52	9.69
2.7	2.1	2.8	9.5	1.65	1.933	1.139	32.1	752.65	0.986	0.984	1.002	9.08	1.54	10.62
2.7	2.1	2.8	9.5	1.49	1.935	1.136	31.9	754	0.989	0.987	1.002	8.58	1.40	9.98
2.7	2.1	2.8	9.4	1.65	1.946	1.144	31.3	756.3	0.994	0.992	1.001	9.19	1.57	10.76
2.7	2.0	2.7	9.3	1.99	1.964	1.156	29	756.6	1.002	1.002	1.000	9.11	1.92	11.03
2.7	2.1	2.8	9.5	1.82	1.933	1.136	31.9	752.95	0.987	0.985	1.002	8.08	1.70	9.78
2.7	2.1	2.8	9.4	1.84	1.948	1.143	31.3	756.55	0.994	0.993	1.001	8.83	1.75	10.58

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-10 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 50% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec MJ/kW.hr	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm									Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
5.3	4.1	5.5	18.5	2.11	0.0097	0.11	17.69	0.47	12.2	29.6	70.8	13.8	75.2	24.8	98.0	95.6	334.8	32.0	30.2
5.3	4.1	5.5	18.6	2.12	0.0099	0.11	17.86	0.47	12.2	29.6	72.7	13.8	75.3	24.7	97.8	92.8	340.7	33.0	31.5
5.3	4.1	5.5	18.5	2.25	0.0097	0.12	17.55	0.48	12.3	29.2	71.4	13.9	73.7	26.3	96.1	91.3	338.3	30.9	29.4
5.3	4.1	5.4	18.5	2.32	0.0099	0.12	17.83	0.48	12.6	28.7	72.4	14.2	73.5	26.5	98.3	93.9	338.3	32.1	30.4
5.3	4.1	5.4	18.5	2.23	0.0102	0.11	19.14	0.49	13.1	27.4	74.0	14.8	75.6	24.4	98.2	97.0	339.3	33.1	30.9
5.3	4.1	5.5	18.8	1.36	0.0103	0.07	18.68	0.43	11.4	31.5	75.1	13.1	83.2	16.8	94.4	89.5	334.7	32.9	31.8
5.3	4.1	5.5	18.6	1.31	0.0103	0.06	19.21	0.44	11.8	30.6	75.5	13.3	84.1	15.9	94.8	92.4	340.2	32.3	30.5
5.3	4.1	5.5	18.7	1.29	0.0099	0.07	19.91	0.47	12.0	30.0	72.2	13.7	84.9	15.1	97.5	93.7	342.2	34.2	32.9
5.3	4.1	5.5	18.5	1.36	0.0102	0.07	18.54	0.43	11.5	31.2	74.8	13.0	83.1	16.9	96.7	91.4	346.2	32.2	30.6
5.3	4.1	5.4	18.4	1.68	0.0103	0.08	18.71	0.45	12.2	29.6	74.9	13.7	80.1	19.9	94.0	91.0	341.1	31.4	29.9
5.3	4.1	5.5	18.6	1.59	0.0099	0.08	17.42	0.43	11.2	32.0	72.4	12.7	79.9	20.1	95.1	91.4	339.3	32.3	30.7
5.3	4.1	5.5	18.7	1.63	0.0103	0.08	18.94	0.45	12.0	30.0	75.3	13.7	80.8	19.2	96.8	93.0	343.2	33.5	32.3
5.3	4.1	5.5	18.6	1.44	0.0099	0.07	19.77	0.47	12.2	29.5	72.0	13.9	83.3	16.7	97.2	92.6	339.3	33.9	32.1
5.3	4.0	5.4	18.4	1.94	0.0102	0.10	18.13	0.45	12.3	29.3	74.3	13.8	77.1	22.9	93.9	91.1	341.6	30.5	29.2
5.3	4.1	5.5	18.6	1.81	0.0099	0.09	17.62	0.45	11.6	31.0	72.6	13.2	78.0	22.0	95.8	93.5	340.3	33.5	32.0
5.3	4.1	5.5	18.5	1.80	0.0103	0.09	18.72	0.45	12.3	29.3	74.8	13.9	78.9	21.1	98.4	94.1	341.4	32.9	31.2

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-10(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาวะ 50% load ของภาวะสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
5.3	4.1	5.5	18.5	2.11	1.948	1.142	30.6	753	0.992	0.990	1.001	6.18	1.02	7.20
5.3	4.1	5.5	18.6	2.12	1.936	1.137	31.8	751.95	0.986	0.984	1.002	6.19	1.01	7.20
5.3	4.1	5.5	18.5	2.25	1.950	1.145	30.1	751.85	0.992	0.990	1.001	6.13	1.09	7.22
5.3	4.1	5.4	18.5	2.32	1.949	1.144	30.7	754.2	0.993	0.992	1.001	6.24	1.12	7.36
5.3	4.1	5.4	18.5	2.23	1.952	1.144	31.5	756.8	0.994	0.992	1.001	6.71	1.08	7.79
5.3	4.1	5.5	18.8	1.36	1.935	1.140	34.6	754	0.980	0.976	1.004	6.42	0.64	7.07
5.3	4.1	5.5	18.6	1.31	1.942	1.141	31.4	753.35	0.989	0.988	1.002	6.69	0.63	7.32
5.3	4.1	5.5	18.7	1.29	1.928	1.135	33.1	753.75	0.984	0.982	1.003	6.89	0.61	7.50
5.3	4.1	5.5	18.5	1.36	1.944	1.144	31.1	754.55	0.992	0.991	1.001	6.48	0.66	7.14
5.3	4.1	5.4	18.4	1.68	1.954	1.149	30.6	756.2	0.996	0.995	1.001	6.57	0.82	7.39
5.3	4.1	5.5	18.6	1.59	1.941	1.141	31.3	753	0.989	0.987	1.002	6.07	0.76	6.83
5.3	4.1	5.5	18.7	1.63	1.930	1.136	32.7	752.4	0.984	0.981	1.003	6.55	0.77	7.32
5.3	4.1	5.5	18.6	1.44	1.937	1.138	32.3	754.7	0.988	0.986	1.002	6.88	0.69	7.56
5.3	4.0	5.4	18.4	1.94	1.960	1.153	29.9	756.45	0.998	0.998	1.000	6.39	0.95	7.34
5.3	4.1	5.5	18.6	1.81	1.933	1.136	32.1	752.7	0.986	0.984	1.002	6.11	0.86	6.97
5.3	4.1	5.5	18.5	1.80	1.949	1.144	31.7	756.5	0.993	0.991	1.001	6.55	0.87	7.42

ตารางที่ ข-11 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 75% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec MJ/kW.hr	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc									Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
	kW	HP	Nm									kJ/s	%	%					
8	6.2	8.3	28.2	1.30	0.0098	0.07	28.80	0.65	11.0	32.8	72.0	18.9	88.9	11.1	103.8	103.7	456.5	34.4	33.0
8	6.2	8.2	28.0	1.32	0.0102	0.07	27.64	0.61	10.7	33.6	74.5	18.3	88.3	11.7	104.0	102.7	455.3	32.7	31.0
8	6.2	8.3	28.1	1.36	0.0102	0.07	27.63	0.61	10.7	33.7	74.7	18.3	88.0	12.0	100.2	96.1	438.6	33.2	31.9
8	6.1	8.2	27.9	1.45	0.0098	0.07	28.49	0.65	11.1	32.3	71.7	19.0	87.6	12.4	103.8	102.4	453.6	32.2	30.6
8	6.2	8.3	28.1	1.54	0.0099	0.08	26.47	0.61	10.5	34.4	72.2	17.9	86.2	13.8	102.2	100.8	450.6	32.7	30.9
8	6.2	8.3	28.2	1.60	0.0102	0.08	27.42	0.61	10.8	33.4	75.0	18.6	86.2	13.8	103.4	103.0	453.6	34.0	32.5
8	6.1	8.2	27.8	1.64	0.0102	0.08	24.76	0.56	10.1	35.7	74.7	17.2	84.4	15.6	100.4	101.7	450.5	31.6	30.1
8	6.2	8.3	28.2	1.75	0.0098	0.09	26.16	0.62	10.5	34.3	71.9	18.1	84.4	15.6	102.7	102.8	452.6	33.9	32.4
8	6.1	8.2	28.0	1.78	0.0102	0.09	26.81	0.61	10.9	33.1	74.5	18.6	84.4	15.6	103.8	103.4	447.6	33.4	31.4
8	6.1	8.2	27.8	1.93	0.0102	0.10	26.28	0.61	10.9	33.0	74.3	18.5	83.0	17.0	99.6	101.1	447.3	31.1	29.6
8	6.2	8.3	28.2	2.07	0.0099	0.11	26.33	0.64	10.9	33.1	72.3	18.7	82.2	17.8	104.0	102.9	452.6	33.6	32.0
8	6.2	8.3	28.0	2.09	0.0097	0.11	25.83	0.64	10.8	33.3	70.8	18.5	81.7	18.3	103.8	102.2	441.6	32.1	30.4
8	6.1	8.2	27.9	2.20	0.0101	0.11	27.83	0.66	11.6	30.9	73.9	19.8	82.0	18.0	103.7	102.1	444.6	33.0	31.2
8	6.2	8.3	28.0	2.22	0.0097	0.12	25.99	0.65	11.0	32.8	70.8	18.8	80.9	19.1	102.7	101.7	447.6	31.4	29.6
8	6.2	8.2	28.0	2.29	0.0099	0.12	25.70	0.64	11.0	32.9	72.2	18.7	80.2	19.8	103.8	102.2	447.6	32.7	30.8

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-11(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาวะ 75% load ของภาวะสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
8	6.2	8.3	28.2	1.30	1.928	1.134	33.4	753.65	0.983	0.980	1.003	6.59	0.41	7.00
8	6.2	8.2	28.0	1.32	1.942	1.142	31.6	754.63	0.990	0.989	1.002	6.39	0.42	6.81
8	6.2	8.3	28.1	1.36	1.937	1.140	32.7	754.8	0.987	0.985	1.002	6.36	0.43	6.79
8	6.1	8.2	27.9	1.45	1.947	1.145	31.3	755	0.992	0.990	1.001	6.60	0.46	7.06
8	6.2	8.3	28.1	1.54	1.939	1.140	31.6	753	0.988	0.986	1.002	6.10	0.49	6.59
8	6.2	8.3	28.2	1.60	1.929	1.134	33	752.4	0.983	0.980	1.003	6.27	0.50	6.77
8	6.1	8.2	27.8	1.64	1.953	1.149	31	756.3	0.995	0.994	1.001	5.75	0.53	6.28
8	6.2	8.3	28.2	1.75	1.931	1.134	32.7	752.45	0.984	0.981	1.003	5.99	0.55	6.54
8	6.1	8.2	28.0	1.78	1.946	1.141	32	756	0.991	0.989	1.002	6.20	0.57	6.77
8	6.1	8.2	27.8	1.93	1.958	1.151	30.3	756.6	0.997	0.997	1.000	6.13	0.62	6.75
8	6.2	8.3	28.2	2.07	1.933	1.135	32.3	752	0.985	0.982	1.003	6.04	0.65	6.69
8	6.2	8.3	28.0	2.09	1.946	1.142	31.1	753	0.990	0.988	1.002	5.97	0.67	6.63
8	6.1	8.2	27.9	2.20	1.951	1.144	31.9	756.8	0.992	0.991	1.001	6.45	0.71	7.15
8	6.2	8.3	28.0	2.22	1.948	1.143	30.6	751.95	0.990	0.988	1.002	6.00	0.71	6.71
8	6.2	8.2	28.0	2.29	1.946	1.141	31.3	753.95	0.990	0.989	1.002	5.94	0.73	6.67

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ช-12 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาระ 100% load ของภาระสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	m _{air} kg/s	φ _g	Qd cc/min	φ _t	bstec MJ/kW.hr	η _t %	η _v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc									Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
	kW	HP	Nm									kJ/s	%	%					
10.6	8.2	11.0	37.2	1.29	0.0101	0.06	39.59	0.84	11.1	32.5	74.1	25.2	91.7	8.3	107.9	107.7	619.4	33.6	31.6
10.65	8.2	11.0	37.3	1.37	0.0101	0.07	40.15	0.86	11.3	31.9	73.9	25.7	91.4	8.6	104.2	107.5	639.8	33.2	31.9
10.6	8.2	11.1	37.5	1.58	0.0102	0.08	38.81	0.84	11.0	32.7	74.5	25.2	89.9	10.1	107.6	108.3	619.4	34.3	32.9
10.65	8.2	10.9	37.1	1.61	0.0102	0.08	38.98	0.84	11.2	32.1	74.1	25.4	89.7	10.3	104.1	106.5	618.4	32.2	30.6
10.6	8.2	10.9	37.1	1.78	0.0102	0.09	37.74	0.83	11.0	32.7	74.1	24.9	88.5	11.5	108.1	107.2	595.1	34.1	31.9
10.65	8.1	10.9	36.9	1.88	0.0102	0.09	38.20	0.84	11.3	31.9	74.0	25.4	88.0	12.0	104.2	106.1	617.2	31.7	30.1
10.6	8.1	10.9	36.9	2.04	0.0102	0.10	36.33	0.82	10.9	33.0	73.9	24.6	86.5	13.5	107.5	106.3	590.0	32.1	29.7
10.6	8.1	10.9	37.0	2.04	0.0101	0.10	36.73	0.83	11.0	32.8	73.8	24.8	86.6	13.4	106.7	105.5	592.0	33.8	31.9
10.6	8.2	11.0	37.4	2.14	0.0101	0.11	35.47	0.80	10.6	34.0	74.1	24.1	85.7	14.3	108.8	107.5	585.6	34.7	32.7
10.6	8.2	11.0	37.4	2.15	0.0101	0.11	35.47	0.80	10.6	34.0	74.1	24.2	85.7	14.3	108.8	107.6	585.6	34.7	32.7
10.6	8.2	10.9	37.1	2.19	0.0101	0.11	38.33	0.87	11.5	31.4	73.7	26.0	86.3	13.7	108.0	106.2	602.1	33.6	31.5

ตารางที่ ข-12(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของปริมาณก๊าซหุงต้ม ที่ภาวะ 100% load ของภาวะสูงสุด ความเร็วรอบ 2100 rpm

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
10.6	8.2	11.0	37.2	1.29	1.936	1.138	32.3	754	0.987	0.985	1.002	6.88	0.31	7.18
10.65	8.2	11.0	37.3	1.37	1.939	1.142	32.1	755.6	0.990	0.988	1.002	6.97	0.33	7.29
10.6	8.2	11.1	37.5	1.58	1.927	1.133	33.7	752.5	0.981	0.978	1.003	6.68	0.37	7.05
10.65	8.2	10.9	37.1	1.61	1.950	1.146	31.5	756.2	0.993	0.992	1.001	6.79	0.39	7.18
10.6	8.2	10.9	37.1	1.78	1.944	1.139	32.3	756	0.990	0.988	1.002	6.58	0.43	7.01
10.65	8.1	10.9	36.9	1.88	1.955	1.149	30	756.55	0.998	0.998	1.000	6.70	0.46	7.16
10.6	8.1	10.9	36.9	2.04	1.961	1.149	31.2	757.5	0.995	0.995	1.001	6.38	0.50	6.88
10.6	8.1	10.9	37.0	2.04	1.946	1.141	32.1	756.85	0.992	0.990	1.001	6.42	0.49	6.91
10.6	8.2	11.0	37.4	2.14	1.934	1.134	33.5	753.95	0.983	0.980	1.003	6.13	0.51	6.63
10.6	8.2	11.0	37.4	2.15	1.934	1.134	33.5	753.95	0.983	0.980	1.003	6.13	0.51	6.64
10.6	8.2	10.9	37.1	2.19	1.950	1.142	32.4	756.6	0.990	0.989	1.002	6.69	0.53	7.21

ตารางที่ ช-13 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล ที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1400 rpm, OEM setting

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ϕ_g	Qd cc/min	ϕ_t	bstec MJ/kW.hr	η_t %	η_v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm								Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
2.90	1.5	2.0	10.1	0.99	0.066	9.5	0.316	17.5	20.6	83.3	7.2	77.5	22.5	75.3	77.0	202.9	33.1	31.6
2.90	1.5	2.0	10.1	1.03	0.069	9.5	0.318	17.6	20.4	83.3	7.3	76.8	23.2	75.0	76.8	202.2	33.0	31.6
7.00	3.6	4.8	24.5	1.01	0.068	16.5	0.504	11.3	31.8	82.4	11.3	85.4	14.6	83.9	88.5	329.3	33.0	31.5
7.00	3.6	4.8	24.5	1.04	0.070	16.5	0.504	11.4	31.7	82.7	11.3	85.1	14.9	83.6	88.5	329.3	33.0	31.4
11.60	6.0	8.1	41.2	0.98	0.067	34.9	1.013	13.1	27.5	80.4	21.9	92.8	7.2	99.9	106.6	584.0	37.2	35.2
11.62	6.0	8.1	41.2	1.01	0.069	34.9	1.015	13.1	27.5	80.4	21.9	92.6	7.4	99.9	106.6	581.9	37.4	35.3
2.90	1.5	2.0	10.1	1.82	0.122	7.8	0.328	18.4	19.6	83.0	7.6	60.7	39.3	75.7	76.6	200.0	33.1	31.6
2.90	1.5	2.0	10.1	1.84	0.123	8.0	0.334	18.7	19.3	83.0	7.7	61.0	39.0	75.8	76.7	199.5	33.1	31.6
7.00	3.6	4.8	24.4	1.74	0.118	15.6	0.532	12.0	29.9	82.4	12.0	76.2	23.8	84.7	89.2	323.9	33.1	31.4
7.00	3.6	4.8	24.4	1.79	0.121	15.6	0.534	12.1	29.8	82.4	12.0	75.6	24.4	84.5	89.1	321.4	33.1	31.4
11.72	6.1	8.2	41.7	1.76	0.121	34.9	1.067	13.7	26.4	80.4	23.2	87.8	12.2	100.8	107.1	572.8	37.2	35.3
11.75	6.1	8.2	41.8	1.81	0.124	34.9	1.074	13.7	26.4	80.1	23.2	87.5	12.5	101.2	107.1	571.8	37.2	35.3
2.90	1.5	2.0	10.1	2.44	0.164	6.3	0.330	18.7	19.3	83.0	7.7	48.1	51.9	75.7	76.5	197.3	33.0	31.6
2.90	1.5	2.0	10.1	2.45	0.164	6.3	0.330	18.7	19.3	83.0	7.7	48.0	52.0	75.7	76.6	197.7	33.0	31.6
7.00	3.6	4.8	24.4	2.40	0.163	14.4	0.547	12.4	29.0	82.1	12.4	68.3	31.7	85.0	89.7	316.4	33.1	31.5
7.00	3.6	4.8	24.4	2.40	0.163	14.5	0.549	12.5	28.8	82.1	12.4	68.4	31.6	85.2	90.0	317.4	32.9	31.4
11.85	6.2	8.3	42.1	2.42	0.167	34.8	1.114	14.1	25.5	80.1	24.2	83.9	16.1	101.9	106.9	563.8	37.0	35.2
11.85	6.2	8.3	42.1	2.43	0.167	34.8	1.114	14.1	25.5	80.1	24.2	83.8	16.2	102.1	107.1	568.8	37.0	35.2

ตารางที่ ข-13(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล ที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1400 rpm, OEM setting

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB °C	P _{amb} mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
2.90	1.5	2.0	10.1	0.99	1.963	1.145	31.7	756.9	0.993	0.992	1.001	9.16	1.32	10.48
2.90	1.5	2.0	10.1	1.03	1.964	1.145	31.7	756.9	0.993	0.992	1.001	9.14	1.38	10.52
7.00	3.6	4.8	24.5	1.01	1.963	1.144	31.9	756	0.991	0.990	1.002	6.53	0.56	7.08
7.00	3.6	4.8	24.5	1.04	1.963	1.144	31.9	756	0.991	0.990	1.002	6.54	0.57	7.11
11.60	6.0	8.1	41.2	0.98	1.933	1.125	34.9	753.5	0.978	0.975	1.004	8.20	0.32	8.51
11.62	6.0	8.1	41.2	1.01	1.932	1.124	34.9	753.5	0.978	0.975	1.004	8.18	0.32	8.51
2.90	1.5	2.0	10.1	1.82	1.966	1.145	31.7	756.7	0.993	0.992	1.001	7.53	2.43	9.95
2.90	1.5	2.0	10.1	1.84	1.966	1.145	31.7	756.7	0.993	0.992	1.001	7.69	2.45	10.14
7.00	3.6	4.8	24.4	1.74	1.964	1.143	31.7	755.8	0.992	0.990	1.001	6.20	0.96	7.17
7.00	3.6	4.8	24.4	1.79	1.965	1.143	31.7	755.8	0.992	0.990	1.001	6.18	0.99	7.17
11.72	6.1	8.2	41.7	1.76	1.934	1.125	35.4	753.6	0.977	0.973	1.004	8.10	0.56	8.66
11.75	6.1	8.2	41.8	1.81	1.934	1.125	35.4	753.6	0.977	0.973	1.004	8.07	0.58	8.65
2.90	1.5	2.0	10.1	2.44	1.967	1.145	31.7	756.6	0.993	0.991	1.001	6.07	3.27	9.34
2.90	1.5	2.0	10.1	2.45	1.967	1.145	31.7	756.6	0.993	0.991	1.001	6.06	3.27	9.33
7.00	3.6	4.8	24.4	2.40	1.966	1.143	31.6	755.8	0.992	0.991	1.001	5.73	1.33	7.06
7.00	3.6	4.8	24.4	2.40	1.967	1.144	31.6	755.8	0.992	0.991	1.001	5.77	1.33	7.10
11.85	6.2	8.3	42.1	2.42	1.936	1.126	35.3	753.5	0.977	0.973	1.004	7.99	0.77	8.76
11.85	6.2	8.3	42.1	2.43	1.937	1.126	35.3	753.5	0.977	0.973	1.004	7.99	0.77	8.76

ตารางที่ ข-14 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1400 rpm, retarded injection timing (std-2)

dyno.	Load (corrected)			Qg	ϕ_g	Qd	ϕ_t	bstec	η_t	η_v	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc								Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
load kg	kW	HP	Nm	lit/min		cc/min		MJ/kW.hr	%	%	kJ/s	%	%					
2.90	1.5	2.0	10.2	0.99	0.066	9.46	0.314	17.2	21.0	83.2	7.1	77.5	22.5	74.2	77.4	205.0	34.4	33.0
2.90	1.5	2.0	10.2	1.02	0.068	9.63	0.321	17.5	20.5	83.3	7.3	77.3	22.7	74.2	77.4	205.5	34.2	32.9
7.00	3.6	4.8	24.6	0.99	0.066	16.33	0.496	11.1	32.3	82.9	11.1	85.6	14.4	85.1	88.2	335.3	34.1	32.7
7.00	3.6	4.8	24.6	1.01	0.068	16.29	0.496	11.1	32.3	82.9	11.2	85.2	14.8	85.2	88.5	332.3	34.2	32.7
11.62	6.0	8.0	40.9	1.00	0.068	34.93	1.008	13.2	27.3	81.1	22.0	92.7	7.3	100.2	109.1	585.0	36.6	34.6
11.65	6.0	8.1	41.0	0.99	0.067	34.80	1.004	13.1	27.4	81.1	21.9	92.7	7.3	100.3	109.3	585.0	36.6	34.7
2.90	1.5	2.0	10.2	1.78	0.118	7.54	0.316	17.5	20.5	83.2	7.3	60.5	39.5	76.1	77.8	201.8	34.5	33.1
2.90	1.5	2.0	10.2	1.78	0.119	7.53	0.316	17.5	20.5	83.3	7.3	60.3	39.7	76.6	78.0	202.3	34.4	33.1
7.00	3.6	4.8	24.6	1.76	0.118	14.37	0.496	11.2	32.0	82.9	11.3	74.5	25.5	85.8	89.1	326.4	34.1	32.6
7.00	3.6	4.8	24.6	1.78	0.120	14.39	0.500	11.3	31.9	82.6	11.3	74.4	25.6	85.8	89.2	329.3	34.2	32.7
11.70	6.1	8.1	41.4	1.78	0.122	34.75	1.065	13.7	26.2	80.4	23.2	87.6	12.4	101.0	108.9	560.7	36.8	34.8
11.80	6.1	8.2	41.7	1.79	0.123	34.78	1.066	13.6	26.4	80.4	23.2	87.5	12.5	101.0	108.7	558.7	36.7	34.9
2.90	1.5	2.0	10.2	2.42	0.163	6.31	0.328	18.4	19.6	83.2	7.6	48.2	51.8	76.7	77.7	199.2	34.5	33.0
2.90	1.5	2.0	10.2	2.44	0.163	6.26	0.327	18.3	19.7	83.3	7.6	48.0	52.0	76.9	77.8	200.2	34.3	33.1
7.00	3.6	4.8	24.6	2.48	0.168	13.67	0.531	12.0	29.9	82.2	12.0	66.4	33.6	86.2	89.7	319.4	34.1	32.6
7.00	3.6	4.8	24.6	2.49	0.169	13.80	0.536	12.1	29.7	82.0	12.1	66.6	33.4	85.9	89.6	319.4	34.1	32.7
11.85	6.1	8.2	41.9	2.45	0.169	34.66	1.113	14.2	25.4	80.1	24.2	83.6	16.4	101.2	108.4	542.6	36.7	34.9
11.95	6.2	8.3	42.3	2.46	0.170	34.63	1.116	14.0	25.6	79.8	24.2	83.6	16.4	101.2	108.5	542.6	36.7	34.9

ตารางที่ ข-14(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1400 rpm, retarded injection timing

dyno. load	Load (corrected)			Qg	ρ_g	ρ_a	DB	Pamb	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc	HPc	Tc						κ	α	β	diesel	LPG	total
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/m ³	kg/m ³	oC	mmHg						
2.90	1.5	2.0	10.2	0.99	1.949	1.137	32.7	754.5	0.987	0.984	1.002	9.0	1.3	10.3
2.90	1.5	2.0	10.2	1.02	1.950	1.137	32.7	754.5	0.987	0.984	1.002	9.2	1.3	10.5
7.00	3.6	4.8	24.6	0.99	1.953	1.139	33	755.25	0.987	0.984	1.002	6.4	0.5	7.0
7.00	3.6	4.8	24.6	1.01	1.953	1.138	33	755.25	0.987	0.984	1.002	6.4	0.6	7.0
11.62	6.0	8.0	40.9	1.00	1.941	1.130	33.6	755.25	0.985	0.982	1.003	8.3	0.3	8.6
11.65	6.0	8.1	41.0	0.99	1.940	1.130	33.6	755.25	0.985	0.982	1.003	8.2	0.3	8.5
2.90	1.5	2.0	10.2	1.78	1.949	1.136	33.2	754.3	0.985	0.982	1.003	7.2	2.3	9.5
2.90	1.5	2.0	10.2	1.78	1.950	1.136	33.2	754.3	0.985	0.982	1.003	7.1	2.3	9.5
7.00	3.6	4.8	24.6	1.76	1.956	1.139	33	755.25	0.987	0.984	1.002	5.7	1.0	6.6
7.00	3.6	4.8	24.6	1.78	1.955	1.138	33	755.25	0.987	0.984	1.002	5.7	1.0	6.6
11.70	6.1	8.1	41.4	1.78	1.940	1.128	34.5	754.75	0.981	0.978	1.003	8.1	0.6	8.7
11.80	6.1	8.2	41.7	1.79	1.940	1.129	34.5	754.75	0.981	0.978	1.003	8.1	0.6	8.6
2.90	1.5	2.0	10.2	2.42	1.967	1.136	33.2	754.3	0.985	0.982	1.003	6.0	3.2	9.2
2.90	1.5	2.0	10.2	2.44	1.952	1.137	33.2	754.3	0.985	0.982	1.003	5.9	3.2	9.1
7.00	3.6	4.8	24.6	2.48	1.957	1.139	32.8	755.25	0.987	0.985	1.002	5.4	1.4	6.8
7.00	3.6	4.8	24.6	2.49	1.957	1.139	32.8	755.25	0.987	0.985	1.002	5.4	1.4	6.8
11.85	6.1	8.2	41.9	2.45	1.941	1.129	34.6	754.75	0.981	0.978	1.003	8.0	0.8	8.8
11.95	6.2	8.3	42.3	2.46	1.941	1.129	34.6	754.75	0.981	0.978	1.003	7.9	0.8	8.7

ตารางที่ ข-15 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1400 rpm, advanced injection timing

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ϕ_g	Qd cc/min	ϕ_t	bstec MJ/kW.hr	η_t %	η_v %	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm								Ein,t kJ/s	Ein,d %	Ein,g %	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
2.90	1.5	2.0	10.1	1.23	0.079	8.41	0.291	16.8	21.4	86.3	6.9	71.1	28.9	75.4	78.5	192.3	33.0	32.5
2.90	1.5	2.0	10.2	1.13	0.073	8.50	0.290	16.4	21.9	85.7	6.8	72.9	27.1	78.0	81.1	194.1	33.6	32.3
7.00	3.6	4.8	24.6	0.97	0.066	16.80	0.515	11.4	31.7	81.7	11.4	86.2	13.8	86.1	91.7	324.4	34.1	32.7
7.00	3.6	4.8	24.6	1.01	0.069	16.77	0.517	11.4	31.5	81.7	11.4	85.6	14.4	86.2	91.8	324.4	34.1	32.7
11.62	6.0	8.0	40.9	0.98	0.068	34.82	1.018	13.2	27.3	79.9	21.9	92.7	7.3	99.8	107.8	581.9	35.5	33.6
11.65	6.0	8.0	41.0	1.03	0.071	34.86	1.022	13.2	27.3	79.9	22.0	92.4	7.6	99.7	107.1	580.9	35.5	33.6
2.90	1.5	2.0	10.1	1.76	0.118	8.05	0.330	18.4	19.6	82.9	7.6	62.1	37.9	76.5	77.9	197.0	33.3	32.1
2.90	1.5	2.0	10.1	1.76	0.118	8.00	0.328	18.2	19.7	83.0	7.5	62.0	38.0	76.4	78.2	196.0	33.3	32.1
7.00	3.6	4.8	24.3	1.94	0.133	14.64	0.525	11.9	30.3	81.7	11.8	72.8	27.2	84.6	88.7	318.4	31.3	29.8
7.00	3.6	4.8	24.7	1.79	0.121	14.89	0.517	11.5	31.2	82.0	11.6	75.0	25.0	87.3	93.1	323.4	34.3	32.7
7.00	3.6	4.8	24.7	1.81	0.123	14.96	0.521	11.6	31.0	82.0	11.7	74.8	25.2	87.4	93.1	322.4	34.3	32.7
11.82	6.1	8.2	41.6	1.77	0.123	34.91	1.079	13.7	26.3	79.6	23.3	87.7	12.3	99.7	106.9	566.8	35.3	33.6
11.95	6.1	8.2	41.7	1.95	0.135	34.39	1.061	13.7	26.2	80.9	23.3	86.3	13.7	98.3	106.7	560.7	32.1	30.5
11.85	6.1	8.2	41.7	1.77	0.123	34.98	1.081	13.7	26.3	79.6	23.3	87.7	12.3	99.8	106.9	561.8	35.4	33.6
12.10	6.2	8.3	42.2	1.97	0.135	34.34	1.056	13.6	26.5	81.2	23.3	86.1	13.9	97.9	106.9	558.7	32.1	30.5
2.90	1.5	2.0	10.2	2.29	0.149	5.19	0.281	16.3	22.0	85.7	6.8	44.8	55.2	77.8	81.5	191.8	33.6	32.4
7.00	3.6	4.8	24.3	2.21	0.151	14.05	0.527	12.0	30.1	81.7	11.8	69.4	30.6	84.4	92.0	317.0	31.2	29.9
7.00	3.6	4.8	24.6	2.32	0.157	13.99	0.530	11.9	30.2	82.0	11.9	68.4	31.6	87.6	93.0	320.4	34.1	32.6
7.00	3.6	4.8	24.6	2.36	0.161	13.64	0.527	11.8	30.5	81.4	11.8	67.5	32.5	87.6	93.1	318.4	34.2	32.6
12.00	6.1	8.2	41.8	2.34	0.160	34.40	1.076	14.1	25.6	81.8	24.0	83.9	16.1	97.9	106.8	543.6	32.2	30.4
12.10	6.2	8.3	42.2	2.22	0.154	34.07	1.075	13.7	26.2	80.6	23.6	84.5	15.5	97.6	106.9	548.7	32.1	30.4

ตารางที่ ข-15(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1400 rpm, advanced injection timing

dyno. load kg	Load (corrected)			Qg lit/min	ρ_g kg/m ³	ρ_a kg/m ³	DB oC	Pamb mmHg	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc kW	HPc HP	Tc Nm						κ	α	β	diesel	LPG	total
2.90	1.5	2.0	10.1	1.23	1.957	1.145	31.5	756.7	0.993	0.992	1.001	8.1	1.6	9.7
2.90	1.5	2.0	10.2	1.13	1.954	1.141	32.6	755.35	0.988	0.986	1.002	8.1	1.5	9.6
7.00	3.6	4.8	24.6	0.97	1.951	1.137	32.7	754.3	0.986	0.984	1.002	6.6	0.5	7.2
7.00	3.6	4.8	24.6	1.01	1.951	1.137	32.7	754.3	0.986	0.984	1.002	6.6	0.6	7.2
11.62	6.0	8.0	40.9	0.98	1.949	1.135	33.5	756	0.986	0.984	1.002	8.3	0.3	8.6
11.65	6.0	8.0	41.0	1.03	1.950	1.135	33.5	756	0.986	0.984	1.002	8.2	0.3	8.6
2.90	1.5	2.0	10.1	1.76	1.960	1.143	31.9	755.79	0.991	0.989	1.002	7.7	2.3	10.0
2.90	1.5	2.0	10.1	1.76	1.959	1.142	32	755.25	0.990	0.988	1.002	7.6	2.3	10.0
7.00	3.6	4.8	24.3	1.94	1.975	1.150	30.1	755.75	0.997	0.996	1.001	5.8	1.1	6.9
7.00	3.6	4.8	24.7	1.79	1.953	1.137	33.6	754.55	0.984	0.981	1.003	5.8	1.0	6.8
7.00	3.6	4.8	24.7	1.81	1.954	1.137	33.6	754.55	0.984	0.981	1.003	5.9	1.0	6.9
11.82	6.1	8.2	41.6	1.77	1.951	1.136	34	756	0.984	0.982	1.003	8.1	0.6	8.7
11.95	6.1	8.2	41.7	1.95	1.975	1.149	31.9	757.4	0.993	0.992	1.001	8.0	0.6	8.6
11.85	6.1	8.2	41.7	1.77	1.951	1.135	34	756	0.984	0.982	1.003	8.1	0.6	8.7
12.10	6.2	8.3	42.2	1.97	1.975	1.149	31.9	757.4	0.993	0.992	1.001	7.9	0.6	8.5
2.90	1.5	2.0	10.2	2.29	1.958	1.141	32.6	755.35	0.988	0.986	1.002	4.9	3.0	8.0
7.00	3.6	4.8	24.3	2.21	1.975	1.150	30.2	755.75	0.996	0.996	1.001	5.6	1.2	6.8
7.00	3.6	4.8	24.6	2.32	1.956	1.138	32.7	754.5	0.987	0.984	1.002	5.5	1.3	6.8
7.00	3.6	4.8	24.6	2.36	1.956	1.137	32.7	754.5	0.987	0.984	1.002	5.4	1.3	6.7
12.00	6.1	8.2	41.8	2.34	1.977	1.149	31.9	757.4	0.993	0.992	1.001	8.0	0.8	8.7
12.10	6.2	8.3	42.2	2.22	1.977	1.149	31.9	757.4	0.993	0.992	1.001	7.8	0.7	8.6

ตารางที่ ข-16 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ ความเร็วรอบ 1700 rpm, OEM setting(std)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ϕ_g	Qd	ϕ_t	bstec	η_t	η_v	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc								Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
kg	kW	HP	Nm	lit/min		cc/min		MJ/kW.hr	%	%	kJ/s	%	%					
2.90	1.8	2.4	10.1	0.99	0.059	11.8	0.337	17.0	21.2	76.3	8.5	81.1	18.9	82.7	80.7	225.6	33.0	31.6
2.90	1.8	2.4	10.1	0.99	0.059	11.8	0.338	17.0	21.1	76.3	8.5	81.1	18.9	82.7	80.7	225.6	33.1	31.6
7.00	4.4	5.8	24.5	1.04	0.061	20.3	0.533	11.2	32.2	77.3	13.6	87.5	12.5	94.2	97.3	349.2	33.9	32.3
7.00	4.4	5.9	24.5	0.98	0.060	21.3	0.572	11.6	31.0	74.9	14.1	88.7	11.3	93.4	95.2	359.1	33.9	32.8
7.00	4.4	5.9	24.5	1.03	0.063	21.4	0.575	11.7	30.8	74.9	14.1	88.2	11.8	94.0	95.3	359.1	33.9	32.9
11.42	7.2	9.7	40.5	1.00	0.064	40.1	1.074	12.5	28.8	71.3	25.0	93.6	6.4	103.7	108.7	622.5	36.4	34.6
11.50	7.3	9.7	40.7	1.00	0.063	40.0	1.068	12.4	29.1	71.6	24.9	93.6	6.4	103.9	108.9	623.5	36.4	34.6
2.90	1.8	2.4	10.1	1.76	0.106	10.3	0.349	17.8	20.3	76.3	8.9	67.8	32.2	82.7	80.6	223.1	32.9	31.6
2.90	1.8	2.4	10.1	1.77	0.106	10.3	0.348	17.8	20.3	76.3	8.9	67.6	32.4	82.7	80.7	223.6	33.0	31.7
7.00	4.4	5.9	24.6	1.79	0.110	19.6	0.580	11.8	30.6	74.6	14.3	79.7	20.3	94.4	94.3	354.6	34.0	32.9
7.00	4.4	5.9	24.6	1.80	0.110	19.6	0.580	11.8	30.5	74.9	14.4	79.7	20.3	94.5	94.7	354.1	33.8	32.8
11.70	7.4	9.9	41.5	1.78	0.113	39.8	1.119	12.7	28.4	71.1	26.1	89.0	11.0	105.8	109.4	619.4	36.4	34.7
11.72	7.4	9.9	41.6	1.75	0.111	39.8	1.113	12.6	28.5	71.3	26.0	89.2	10.8	105.5	109.5	619.4	36.5	34.7
2.90	1.8	2.4	10.1	2.48	0.150	9.4	0.371	19.1	18.9	76.1	9.5	57.5	42.5	83.0	81.0	221.3	32.9	31.6
2.90	1.8	2.4	10.1	2.49	0.150	9.4	0.371	19.1	18.9	76.1	9.5	57.5	42.5	83.3	81.1	221.1	33.0	31.6
7.00	4.4	5.8	24.5	2.13	0.126	17.6	0.534	11.3	31.7	77.3	13.7	74.7	25.3	94.3	97.5	342.2	33.8	32.3
7.00	4.4	5.8	24.5	2.14	0.126	17.3	0.526	11.2	32.1	77.5	13.6	74.4	25.6	94.4	97.6	343.2	33.9	32.3
12.25	7.7	10.3	43.1	2.07	0.126	38.0	1.034	12.0	30.0	75.0	25.5	86.8	13.2	104.5	109.2	616.4	34.3	32.7
12.25	7.7	10.3	43.1	2.21	0.134	38.0	1.040	12.1	29.7	75.3	25.8	86.1	13.9	104.4	109.3	612.3	34.2	32.7

ตารางที่ ข-16(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1700 rpm, OEM setting(std)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ρ_g	ρ_a	DB	Pamb	correction factor		
	Pc	HPc	Tc						κ	α	β
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/m ³	kg/m ³	oC	mmHg			
2.90	1.8	2.4	10.1	0.99	1.954	1.144	32.1	756.25	0.991	0.989	1.002
2.90	1.8	2.4	10.1	0.99	1.954	1.144	32.1	756.25	0.991	0.989	1.002
7.00	4.4	5.8	24.5	1.04	1.949	1.141	32.7	756.8	0.990	0.988	1.002
7.00	4.4	5.9	24.5	0.98	1.944	1.139	32.1	755	0.989	0.987	1.002
7.00	4.4	5.9	24.5	1.03	1.943	1.139	32.1	755	0.989	0.987	1.002
11.42	7.2	9.7	40.5	1.00	1.930	1.128	34.7	754	0.980	0.976	1.004
11.50	7.3	9.7	40.7	1.00	1.931	1.128	34.7	754	0.980	0.976	1.004
2.90	1.8	2.4	10.1	1.76	1.958	1.144	32.1	756.3	0.991	0.989	1.002
2.90	1.8	2.4	10.1	1.77	1.956	1.144	32.1	756.3	0.991	0.989	1.002
7.00	4.4	5.9	24.6	1.79	1.948	1.140	33.4	755.8	0.986	0.984	1.002
7.00	4.4	5.9	24.6	1.80	1.948	1.140	33.4	755.8	0.986	0.984	1.002
11.70	7.4	9.9	41.5	1.78	1.933	1.129	35.4	754.3	0.978	0.974	1.004
11.72	7.4	9.9	41.6	1.75	1.933	1.128	35.4	754.3	0.978	0.974	1.004
2.90	1.8	2.4	10.1	2.48	1.960	1.145	31.9	756.5	0.992	0.990	1.001
2.90	1.8	2.4	10.1	2.49	1.959	1.144	31.9	756.5	0.992	0.990	1.001
7.00	4.4	5.8	24.5	2.13	1.954	1.142	32.7	757	0.990	0.988	1.002
7.00	4.4	5.8	24.5	2.14	1.954	1.142	32.7	757	0.990	0.988	1.002
12.25	7.7	10.3	43.1	2.07	1.950	1.139	33.5	756	0.986	0.984	1.002
12.25	7.7	10.3	43.1	2.21	1.951	1.139	33.5	756	0.986	0.984	1.002

ตารางที่ ซ-17 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1700 rpm, retarded inj. timing (std-2)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ϕ_g	Qd	ϕ_t	bstec	η_t	η_v	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc								Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
kg	kW	HP	Nm	lit/min		cc/min		MJ/kW.hr	%	%	kJ/s	%	%					
2.90	1.8	2.4	10.2	1.02	0.061	11.82	0.343	16.9	21.3	75.3	8.5	80.8	19.2	83.1	81.0	229.7	34.3	33.0
2.90	1.8	2.4	10.2	1.02	0.062	11.81	0.344	16.9	21.3	75.1	8.5	80.7	19.3	82.8	80.6	229.5	34.3	33.0
7.00	4.4	5.9	24.5	0.98	0.060	21.12	0.567	11.5	31.3	74.9	13.9	88.6	11.4	93.0	96.2	361.1	33.8	32.3
7.00	4.4	5.9	24.5	1.01	0.062	21.00	0.565	11.5	31.4	74.8	13.9	88.2	11.8	93.0	96.3	360.9	33.9	32.4
11.40	7.2	9.6	40.4	1.01	0.063	39.39	1.036	12.3	29.2	72.7	24.6	93.4	6.6	104.1	110.2	635.7	36.8	35.0
11.42	7.2	9.6	40.4	0.99	0.061	39.49	1.036	12.3	29.2	72.7	24.6	93.6	6.4	104.0	110.1	633.7	36.4	34.8
2.90	1.8	2.4	10.2	1.78	0.107	10.32	0.354	17.6	20.4	75.3	8.9	67.7	32.3	83.7	81.0	227.9	34.3	32.9
2.90	1.8	2.4	10.2	1.78	0.108	10.41	0.358	17.7	20.3	74.8	9.0	67.9	32.1	83.9	81.1	227.6	34.4	32.9
7.00	4.4	5.8	24.4	1.82	0.107	18.85	0.543	11.6	31.1	77.6	14.0	78.8	21.2	92.3	92.8	348.2	32.9	31.5
7.00	4.4	5.8	24.4	1.80	0.106	19.15	0.548	11.7	30.8	77.7	14.1	79.3	20.7	92.4	93.1	348.2	32.8	31.5
7.00	4.4	5.9	24.6	1.73	0.106	19.34	0.570	11.6	31.0	74.8	14.1	80.1	19.9	94.0	96.1	353.0	34.0	32.5
11.65	7.4	9.9	41.4	1.78	0.112	39.05	1.087	12.5	28.8	71.9	25.6	88.9	11.1	106.2	110.7	622.5	37.4	35.5
11.65	7.4	9.9	41.4	1.78	0.112	39.02	1.086	12.5	28.8	71.9	25.6	88.8	11.2	106.5	110.6	623.5	37.5	35.7
2.90	1.8	2.4	10.2	2.46	0.149	8.92	0.363	18.2	19.8	75.1	9.2	56.7	43.3	84.1	81.2	225.8	34.1	32.8
2.90	1.8	2.4	10.2	2.46	0.150	8.91	0.365	18.2	19.8	74.6	9.2	56.6	43.4	84.1	81.3	226.1	34.3	32.9
7.00	4.4	5.9	24.6	2.53	0.155	17.16	0.568	11.6	30.9	74.6	14.1	70.9	29.1	94.3	96.9	348.6	34.0	32.5
7.00	4.4	5.9	24.6	2.54	0.156	17.04	0.566	11.6	31.0	74.6	14.1	70.7	29.3	94.3	96.9	348.1	33.9	32.6
11.72	7.4	10.0	41.7	2.46	0.155	39.01	1.136	12.9	27.8	71.4	26.7	85.2	14.8	107.0	110.6	613.3	37.5	35.8
11.75	7.4	10.0	41.8	2.45	0.155	38.85	1.132	12.8	28.0	71.4	26.6	85.2	14.8	107.0	110.5	615.4	37.5	35.7

ตารางที่ ข-17(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1700 rpm, retarded inj. timing (std-2)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ρ_g	ρ_a	DB	Pamb	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc	HPc	Tc						κ	α	β	diesel	LPG	total
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/m ³	kg/m ³	oC	mmHg						
2.90	1.8	2.4	10.2	1.02	1.941	1.137	33.4	754.8	0.985	0.982	1.003	9.2	1.1	10.3
2.90	1.8	2.4	10.2	1.02	1.942	1.137	33.4	754.8	0.985	0.982	1.003	9.2	1.1	10.3
7.00	4.4	5.9	24.5	0.98	1.949	1.141	32.6	756	0.989	0.987	1.002	6.9	0.4	7.3
7.00	4.4	5.9	24.5	1.01	1.949	1.140	32.6	756	0.989	0.987	1.002	6.8	0.5	7.3
11.40	7.2	9.6	40.4	1.01	1.929	1.128	34.9	754.9	0.980	0.977	1.004	7.8	0.3	8.1
11.42	7.2	9.6	40.4	0.99	1.931	1.130	34.9	754.9	0.980	0.977	1.004	7.8	0.3	8.1
2.90	1.8	2.4	10.2	1.78	1.945	1.137	33.4	754.8	0.985	0.982	1.003	8.1	1.9	10.0
2.90	1.8	2.4	10.2	1.78	1.944	1.137	33.4	754.8	0.985	0.982	1.003	8.1	1.9	10.1
7.00	4.4	5.8	24.4	1.82	1.959	1.146	32.3	757.3	0.992	0.990	1.001	6.2	0.8	7.0
7.00	4.4	5.8	24.4	1.80	1.959	1.146	32.3	757.25	0.992	0.990	1.001	6.3	0.8	7.1
7.00	4.4	5.9	24.6	1.73	1.951	1.140	33	756	0.988	0.986	1.002	6.3	0.8	7.1
11.65	7.4	9.9	41.4	1.78	1.928	1.125	35.7	754	0.976	0.972	1.004	7.5	0.5	8.0
11.65	7.4	9.9	41.4	1.78	1.926	1.124	35.7	754	0.976	0.972	1.004	7.5	0.5	8.0
2.90	1.8	2.4	10.2	2.46	1.948	1.138	33.4	755	0.985	0.982	1.003	7.0	2.7	9.6
2.90	1.8	2.4	10.2	2.46	1.948	1.137	33.4	755	0.985	0.982	1.003	7.0	2.7	9.6
7.00	4.4	5.9	24.6	2.53	1.954	1.140	33	756.25	0.988	0.986	1.002	5.6	1.1	6.7
7.00	4.4	5.9	24.6	2.54	1.954	1.141	33	756.25	0.988	0.986	1.002	5.5	1.1	6.7
11.72	7.4	10.0	41.7	2.46	1.928	1.124	36	754	0.975	0.971	1.004	7.4	0.6	8.1
11.75	7.4	10.0	41.8	2.45	1.929	1.124	36	754	0.975	0.971	1.004	7.4	0.6	8.0

ตารางที่ ข-18 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ ความเร็วรอบ 1700 rpm, advanced inj. timing (std+2)

dyno. load	Load (corrected)			Qg	ϕ_g	Qd	ϕ_t	bstec	η_t	η_v	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc								Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
kg	kW	HP	Nm	lit/min		cc/min		MJ/kW.hr	%	%	kJ/s	%	%					
2.90	1.8	2.4	10.2	0.98	0.059	11.93	0.342	17.0	21.2	75.8	8.5	81.5	18.5	83.3	81.9	224.6	33.9	32.7
2.90	1.8	2.4	10.2	1.03	0.062	11.80	0.343	17.0	21.1	75.6	8.6	80.5	19.5	83.3	82.0	223.8	34.0	32.8
7.00	4.3	5.8	24.3	1.33	0.080	20.21	0.552	11.7	30.9	76.9	14.0	84.4	15.6	93.3	94.7	347.2	31.6	30.2
7.00	4.4	5.9	24.6	0.99	0.060	21.01	0.565	11.4	31.5	74.9	13.9	88.4	11.6	94.5	96.9	352.2	34.0	32.4
7.00	4.4	5.9	24.6	1.00	0.061	20.78	0.560	11.3	31.8	74.9	13.8	88.3	11.7	94.1	96.5	354.1	34.0	32.4
11.80	7.3	9.8	41.0	1.23	0.075	39.09	1.005	12.3	29.3	75.5	24.9	91.9	8.1	101.6	107.7	615.4	32.3	30.6
2.89	1.8	2.4	10.1	1.95	0.110	8.15	0.290	15.9	22.6	81.2	7.9	60.0	40.0	82.5	82.7	214.7	32.9	31.6
2.90	1.8	2.4	10.2	1.95	0.111	8.23	0.295	15.9	22.7	80.2	8.0	60.3	39.7	83.9	83.8	217.2	33.6	32.2
2.90	1.8	2.4	10.2	1.95	0.111	8.20	0.294	15.8	22.8	80.3	8.0	60.2	39.8	85.0	86.4	219.1	33.8	32.5
7.00	4.3	5.8	24.3	1.81	0.109	19.42	0.565	11.9	30.2	76.4	14.3	79.3	20.7	93.7	94.3	346.2	31.7	30.3
7.00	4.3	5.8	24.3	1.91	0.115	19.46	0.572	12.1	29.8	76.5	14.5	78.5	21.5	93.7	94.9	347.2	31.7	30.2
11.90	7.4	9.9	41.3	1.95	0.119	38.70	1.046	12.6	28.5	75.0	25.8	87.6	12.4	102.6	108.2	607.2	32.3	30.7
11.95	7.4	9.9	41.5	1.94	0.118	38.85	1.046	12.6	28.5	75.2	25.9	87.8	12.2	102.2	107.8	609.3	32.3	30.6
2.90	1.8	2.4	10.2	2.47	0.150	8.75	0.359	18.1	19.9	75.4	9.1	56.1	43.9	83.2	81.8	218.6	33.9	32.7
2.90	1.8	2.4	10.2	2.48	0.150	8.79	0.360	18.1	19.8	75.4	9.1	56.2	43.8	83.3	82.0	219.1	33.9	32.7
7.00	4.4	5.9	24.6	2.37	0.145	17.90	0.576	11.8	30.6	74.7	14.3	73.1	26.9	95.0	96.9	346.2	33.9	32.4
7.00	4.4	5.9	24.6	2.38	0.146	17.89	0.578	11.8	30.6	74.4	14.3	73.0	27.0	94.8	96.9	347.2	34.0	32.4
11.80	7.4	9.9	41.7	2.50	0.163	40.27	1.197	13.4	26.9	69.9	27.6	85.3	14.7	105.3	108.3	604.2	35.4	33.7
11.80	7.4	9.9	41.7	2.51	0.163	40.05	1.191	13.3	27.1	69.9	27.4	85.2	14.8	105.3	108.3	605.2	35.2	33.7

ตารางที่ ข-18(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 1700 rpm, advanced inj. timing (std+2)

dyno. load	Load (corrected)			Qg	ρ_g	ρ_a	DB	Pamb	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc	HPc	Tc						κ	α	β	diesel	LPG	total
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/m ³	kg/m ³	oC	mmHg						
2.90	1.8	2.4	10.2	0.98	1.943	1.139	32.5	754.85	0.988	0.986	1.002	9.4	1.1	10.4
2.90	1.8	2.4	10.2	1.03	1.943	1.138	32.5	754.85	0.988	0.986	1.002	9.3	1.1	10.4
7.00	4.3	5.8	24.3	1.33	1.966	1.150	30.6	756.75	0.996	0.996	1.001	6.6	0.6	7.3
7.00	4.4	5.9	24.6	0.99	1.946	1.139	32.7	755	0.987	0.985	1.002	6.8	0.4	7.3
7.00	4.4	5.9	24.6	1.00	1.946	1.139	32.7	755	0.987	0.985	1.002	6.8	0.4	7.2
11.80	7.3	9.8	41.0	1.23	1.972	1.148	30.8	757	0.996	0.995	1.001	7.6	0.3	8.0
2.89	1.8	2.4	10.1	1.95	1.955	1.144	31.8	756.2	0.992	0.990	1.001	6.5	2.1	8.6
2.90	1.8	2.4	10.2	1.95	1.952	1.142	32.8	756.4	0.989	0.987	1.002	6.5	2.1	8.6
2.90	1.8	2.4	10.2	1.95	1.947	1.140	32.8	755.35	0.987	0.985	1.002	6.4	2.1	8.5
7.00	4.3	5.8	24.3	1.81	1.968	1.150	30.6	757	0.997	0.996	1.001	6.4	0.8	7.2
7.00	4.3	5.8	24.3	1.91	1.967	1.150	30.6	756.8	0.997	0.996	1.001	6.4	0.9	7.3
11.90	7.4	9.9	41.3	1.95	1.966	1.148	30.8	757	0.996	0.995	1.001	7.5	0.5	8.0
11.95	7.4	9.9	41.5	1.94	1.966	1.148	30.8	757	0.996	0.995	1.001	7.5	0.5	8.0
2.90	1.8	2.4	10.2	2.47	1.947	1.138	32.8	754.3	0.986	0.984	1.002	6.9	2.7	9.5
2.90	1.8	2.4	10.2	2.48	1.947	1.138	32.8	754.3	0.986	0.984	1.002	6.9	2.7	9.6
7.00	4.4	5.9	24.6	2.37	1.951	1.139	32.5	755	0.988	0.986	1.002	5.8	1.1	6.9
7.00	4.4	5.9	24.6	2.38	1.951	1.139	32.5	755	0.988	0.986	1.002	5.8	1.1	6.9
11.80	7.4	9.9	41.7	2.50	1.946	1.135	34.8	755.95	0.982	0.979	1.003	7.7	0.7	8.4
11.80	7.4	9.9	41.7	2.51	1.946	1.136	34.8	755.95	0.982	0.979	1.003	7.7	0.7	8.3

ตารางที่ ช-19 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 2100 rpm, OEM setting(std)

dyno. load	Load (corrected)			Qg	ϕ_g	Qd	ϕ_t	bstec	η_t	η_v	Energy Input			Temperature (C)					
	Pc	HPc	Tc								Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG	
	kg	kW	HP								Nm	lit/min	cc/min						MJ/kW.hr
2.90	2.2	3.0	10.2	1.00	0.052	16.71	0.393	18.3	19.6	71.2	11.4	85.8	14.2	91.2	86.0	263.4	32.5	31.4	
2.90	2.2	3.0	10.2	1.01	0.052	16.62	0.388	18.3	19.7	71.8	11.3	85.6	14.4	91.2	85.9	263.9	32.7	31.3	
7.00	5.4	7.3	24.7	0.97	0.051	28.11	0.635	11.9	30.2	70.0	18.0	91.3	8.7	103.0	102.2	417.7	34.4	33.3	
7.00	5.4	7.3	24.7	1.03	0.054	28.21	0.640	12.0	29.9	70.0	18.1	90.8	9.2	102.9	101.8	418.7	34.4	33.2	
10.62	8.3	11.1	37.8	0.99	0.054	45.00	1.025	12.1	29.9	67.3	27.8	94.3	5.7	111.3	109.3	644.9	36.6	34.8	
10.65	8.3	11.2	37.9	1.00	0.054	44.74	1.023	12.0	30.1	67.1	27.7	94.2	5.8	111.4	109.4	645.9	36.6	34.7	
2.90	2.2	3.0	10.2	1.85	0.096	14.82	0.397	18.8	19.1	71.5	11.7	74.2	25.8	91.6	86.3	261.9	32.5	31.3	
2.90	2.2	3.0	10.2	1.86	0.095	14.90	0.397	18.9	19.1	71.8	11.7	74.3	25.7	91.4	86.1	262.9	32.5	31.3	
7.00	5.4	7.3	24.7	1.81	0.095	25.84	0.632	11.9	30.2	69.9	18.0	83.8	16.2	103.8	102.2	416.7	34.8	33.6	
7.00	5.4	7.3	24.7	1.82	0.096	25.94	0.637	12.0	30.1	69.6	18.1	83.8	16.2	104.0	102.2	417.7	34.8	33.6	
10.82	8.5	11.3	38.5	1.76	0.096	44.35	1.058	12.2	29.5	66.9	28.7	90.2	9.8	111.7	109.4	659.2	36.6	34.7	
10.82	8.5	11.3	38.5	1.76	0.096	44.62	1.063	12.3	29.4	66.9	28.8	90.2	9.8	111.5	109.3	658.2	36.5	34.7	
2.90	2.2	3.0	10.2	2.52	0.131	13.65	0.410	19.5	18.5	71.1	12.1	66.1	33.9	92.0	86.6	259.9	32.6	31.2	
2.90	2.2	3.0	10.2	2.52	0.131	13.49	0.405	19.3	18.6	71.5	12.0	65.8	34.2	92.1	86.5	259.9	32.6	31.3	
7.00	5.4	7.3	24.8	2.44	0.128	24.54	0.641	12.1	29.9	69.6	18.2	78.5	21.5	104.0	101.8	412.7	35.0	33.8	
7.00	5.4	7.3	24.8	2.44	0.128	24.68	0.644	12.1	29.7	69.6	18.3	78.6	21.4	104.0	102.1	413.7	35.1	33.8	
11.20	8.7	11.6	39.4	2.56	0.132	44.61	1.042	12.5	28.7	71.2	30.2	86.3	13.7	109.1	109.0	656.1	34.3	32.7	
11.25	8.7	11.7	39.6	2.60	0.135	44.79	1.052	12.6	28.7	70.9	30.4	86.1	13.9	109.0	109.0	660.2	34.3	32.7	

ตารางที่ ข-19(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 2100 rpm, OEM setting(std)

dyno. load	Load (corrected)			Q _g	ρ _g	ρ _a	DB	P _{amb}	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	P _c	HP _c	T _c						κ	α	β	diesel	LPG	total
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/m ³	kg/m ³	oC	mmHg						
2.90	2.2	3.0	10.2	1.00	1.946	1.144	32.2	755.5	0.990	0.988	1.002	10.6	0.9	11.5
2.90	2.2	3.0	10.2	1.01	1.946	1.143	32.2	755.5	0.990	0.988	1.002	10.6	0.9	11.5
7.00	5.4	7.3	24.7	0.97	1.933	1.137	34.1	755.25	0.983	0.980	1.003	7.4	0.3	7.7
7.00	5.4	7.3	24.7	1.03	1.934	1.137	34.1	755.25	0.983	0.980	1.003	7.4	0.4	7.7
10.62	8.3	11.1	37.8	0.99	1.923	1.129	36.2	755.25	0.976	0.972	1.004	7.7	0.2	7.9
10.65	8.3	11.2	37.9	1.00	1.924	1.129	36.2	755.25	0.976	0.972	1.004	7.6	0.2	7.9
2.90	2.2	3.0	10.2	1.85	1.950	1.144	32.2	755.5	0.990	0.988	1.002	9.4	1.6	11.1
2.90	2.2	3.0	10.2	1.86	1.949	1.144	32.2	755.5	0.990	0.988	1.002	9.5	1.6	11.1
7.00	5.4	7.3	24.7	1.81	1.934	1.135	34.6	755.25	0.982	0.978	1.003	6.7	0.6	7.4
7.00	5.4	7.3	24.7	1.82	1.933	1.135	34.6	755.25	0.982	0.978	1.003	6.8	0.7	7.4
10.82	8.5	11.3	38.5	1.76	1.928	1.130	36.5	755.75	0.976	0.972	1.004	7.4	0.4	7.8
10.82	8.5	11.3	38.5	1.76	1.928	1.130	36.5	755.75	0.976	0.972	1.004	7.5	0.4	7.9
2.90	2.2	3.0	10.2	2.52	1.952	1.144	32.2	755.5	0.990	0.988	1.002	8.7	2.2	10.9
2.90	2.2	3.0	10.2	2.52	1.952	1.144	32.2	755.5	0.990	0.988	1.002	8.6	2.2	10.8
7.00	5.4	7.3	24.8	2.44	1.935	1.134	34.8	755	0.981	0.977	1.003	6.4	0.9	7.3
7.00	5.4	7.3	24.8	2.44	1.934	1.134	34.8	755	0.981	0.977	1.003	6.4	0.9	7.3
11.20	8.7	11.6	39.4	2.56	1.945	1.139	33.8	756.25	0.985	0.983	1.003	7.3	0.6	7.9
11.25	8.7	11.7	39.6	2.60	1.946	1.139	33.8	756.25	0.985	0.983	1.003	7.3	0.6	7.9

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ช-20 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาระต่างๆ ความเร็วรอบ 2100 rpm, retarded inj. timing(std-2)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ϕ_g	Qd	ϕ_t	bstec	η_t	η_v	Energy Input			Temperature (C)				
	Pc	HPc	Tc								Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG
kg	kW	HP	Nm	lit/min		cc/min		MJ/kW.hr	%	%	kJ/s	%	%					
2.90	2.2	3.0	10.2	0.99	0.051	17.27	0.406	18.8	19.2	70.8	11.7	86.3	13.7	92.3	87.4	270.8	34.0	32.6
2.90	2.2	3.0	10.2	1.04	0.054	16.97	0.403	18.7	19.3	70.7	11.6	85.5	14.5	92.5	87.6	269.8	33.9	32.5
7.00	5.4	7.2	24.6	0.99	0.051	27.68	0.624	11.8	30.4	70.3	17.8	91.0	9.0	101.4	99.3	415.7	34.2	32.8
7.00	5.4	7.2	24.6	1.02	0.053	27.64	0.625	11.9	30.4	70.3	17.8	90.7	9.3	101.4	99.2	418.7	33.9	32.5
10.42	8.2	11.0	37.2	1.03	0.056	42.88	0.981	11.7	30.7	67.4	26.6	93.8	6.2	111.1	110.2	650.0	37.6	35.8
10.45	8.2	11.0	37.3	0.97	0.052	42.81	0.976	11.6	31.0	67.4	26.5	94.2	5.8	111.4	110.2	649.0	37.7	36.0
2.90	2.2	3.0	10.2	1.78	0.092	15.71	0.415	19.3	18.6	70.7	12.0	76.2	23.8	93.2	88.2	269.8	33.9	32.5
2.90	2.2	3.0	10.2	1.78	0.093	15.69	0.415	19.3	18.6	70.7	12.0	76.1	23.9	93.1	88.1	267.8	33.9	32.6
7.00	5.4	7.2	24.6	1.77	0.092	25.49	0.619	11.8	30.5	70.3	17.7	83.9	16.1	101.5	99.3	413.1	34.0	32.8
7.00	5.4	7.2	24.6	1.78	0.093	25.51	0.620	11.8	30.4	70.3	17.8	83.8	16.2	101.5	99.6	412.7	34.1	32.8
10.70	8.4	11.3	38.3	1.74	0.094	42.67	1.019	11.8	30.4	67.1	27.6	90.0	10.0	112.8	111.1	663.3	37.9	36.2
10.70	8.4	11.3	38.3	1.75	0.095	42.82	1.024	11.9	30.3	67.0	27.7	89.9	10.1	112.8	111.1	661.2	38.0	36.2
2.90	2.2	3.0	10.2	2.55	0.133	13.63	0.413	19.5	18.5	70.6	12.1	65.8	34.2	93.9	88.3	263.9	34.0	32.6
2.90	2.2	3.0	10.2	2.52	0.132	13.93	0.418	19.6	18.3	70.6	12.2	66.6	33.4	93.7	88.3	265.8	34.1	32.5
7.00	5.4	7.2	24.6	2.40	0.125	24.38	0.629	12.1	29.8	70.3	18.1	78.6	21.4	101.5	99.3	411.7	34.1	32.8
7.00	5.4	7.2	24.6	2.45	0.128	24.16	0.629	12.0	29.9	70.1	18.1	78.1	21.9	101.5	99.3	410.8	34.0	32.8
10.92	8.6	11.5	39.1	2.45	0.133	42.78	1.061	12.1	29.8	67.0	28.8	86.5	13.5	113.2	111.2	669.4	37.9	36.2
10.95	8.6	11.6	39.2	2.42	0.131	42.93	1.063	12.1	29.9	67.0	28.9	86.6	13.4	113.2	111.4	670.4	38.0	36.3

ตารางที่ ข-20(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 2100 rpm, retarded inj. timing(std-2)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ρ_g	ρ_a	DB	Pamb	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc	HPc	Tc						κ	α	β	diesel	LPG	total
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/m ³	kg/m ³	oC	mmHg						
2.90	2.2	3.0	10.2	0.99	1.938	1.139	32.9	755.75	0.988	0.986	1.002	11.0	0.9	11.8
2.90	2.2	3.0	10.2	1.04	1.939	1.139	32.9	755.75	0.988	0.986	1.002	10.8	0.9	11.7
7.00	5.4	7.2	24.6	0.99	1.938	1.139	33.3	756.25	0.987	0.985	1.002	7.3	0.4	7.6
7.00	5.4	7.2	24.6	1.02	1.940	1.140	33.3	756.25	0.987	0.985	1.002	7.3	0.4	7.6
10.42	8.2	11.0	37.2	1.03	1.917	1.123	36.6	754	0.974	0.969	1.005	7.4	0.2	7.7
10.45	8.2	11.0	37.3	0.97	1.915	1.123	36.6	754	0.974	0.969	1.005	7.4	0.2	7.6
2.90	2.2	3.0	10.2	1.78	1.941	1.139	33.4	755.75	0.986	0.984	1.002	10.0	1.5	11.5
2.90	2.2	3.0	10.2	1.78	1.942	1.139	33.4	755.75	0.986	0.984	1.002	9.9	1.6	11.5
7.00	5.4	7.2	24.6	1.77	1.941	1.140	33.3	756.25	0.987	0.985	1.002	6.7	0.6	7.3
7.00	5.4	7.2	24.6	1.78	1.941	1.140	33.3	756.25	0.987	0.985	1.002	6.7	0.6	7.4
10.70	8.4	11.3	38.3	1.74	1.914	1.122	37	753.75	0.972	0.967	1.005	7.2	0.4	7.6
10.70	8.4	11.3	38.3	1.75	1.914	1.121	37	753.75	0.972	0.967	1.005	7.2	0.4	7.6
2.90	2.2	3.0	10.2	2.55	1.945	1.139	33	756	0.988	0.986	1.002	8.7	2.2	10.9
2.90	2.2	3.0	10.2	2.52	1.945	1.139	33.4	755.8	0.986	0.984	1.002	8.8	2.2	11.0
7.00	5.4	7.2	24.6	2.40	1.943	1.140	33.3	756.25	0.987	0.985	1.002	6.4	0.9	7.3
7.00	5.4	7.2	24.6	2.45	1.943	1.140	33.3	756.25	0.987	0.985	1.002	6.4	0.9	7.2
10.92	8.6	11.5	39.1	2.45	1.917	1.122	37.3	753.75	0.971	0.966	1.005	7.1	0.5	7.6
10.95	8.6	11.6	39.2	2.42	1.916	1.121	37.3	753.75	0.971	0.966	1.005	7.1	0.5	7.6

ตารางที่ ข-21 แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 2100 rpm, advanced inj. timing(std+2)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ϕ_g	Qd	ϕ_t	bstec	η_t	η_v	Energy Input			Temperature (C)					
	Pc	HPc	Tc								Ein,t	Ein,d	Ein,g	Lube Oil	Cooling	Exh.	Air Box	LPG	
kg	kW	HP	Nm	lit/min		cc/min		MJ/kW.hr	%	%	kJ/s	%	%						
2.70	2.1	2.8	9.5	1.28	0.063	14.47	0.346	18.1	19.8	74.5	10.5	80.4	19.6	93.6	90.3	246.7	33.7	32.5	
2.70	2.1	2.8	9.4	1.31	0.064	14.84	0.351	18.7	19.2	75.1	10.8	80.3	19.7	91.4	87.3	247.0	33.0	31.7	
7.00	5.4	7.2	24.6	1.03	0.053	27.35	0.617	11.8	30.6	70.6	17.6	90.6	9.4	100.7	100.4	402.8	34.2	32.5	
7.00	5.4	7.2	24.6	1.04	0.054	27.36	0.619	11.8	30.6	70.5	17.7	90.5	9.5	101.3	100.4	404.8	34.4	32.6	
10.65	8.3	11.1	37.6	1.00	0.055	45.81	1.047	12.3	29.2	67.0	28.3	94.3	5.7	110.2	108.8	659.2	35.6	33.7	
10.70	8.3	11.1	37.8	0.97	0.053	45.75	1.044	12.2	29.4	67.0	28.3	94.5	5.5	110.5	108.8	662.2	35.7	33.9	
2.90	2.2	3.0	10.1	2.05	0.105	14.51	0.396	19.2	18.7	72.5	11.8	71.7	28.3	92.1	87.1	256.9	31.6	30.0	
7.00	5.4	7.2	24.6	1.75	0.091	25.42	0.616	11.8	30.6	70.5	17.7	84.0	16.0	102.1	100.5	402.8	34.2	32.6	
7.00	5.3	7.2	24.3	1.91	0.098	25.21	0.606	12.0	29.9	72.1	17.9	82.6	17.4	101.5	99.5	394.8	31.8	30.5	
7.00	5.4	7.2	24.3	2.04	0.105	24.92	0.607	12.0	29.9	72.1	17.9	81.4	18.6	101.6	99.4	395.8	31.7	30.4	
10.90	8.5	11.4	38.6	1.77	0.097	45.73	1.090	12.5	28.8	66.9	29.5	90.4	9.6	111.4	109.3	669.4	35.5	33.9	
10.90	8.5	11.4	38.6	1.79	0.098	45.83	1.094	12.5	28.7	66.8	29.6	90.3	9.7	111.5	109.4	670.4	35.7	33.9	
2.90	2.2	3.0	10.1	2.37	0.121	14.01	0.402	19.6	18.3	72.7	12.1	67.9	32.1	92.6	87.1	257.9	31.4	30.1	
2.90	2.2	3.0	10.1	2.39	0.122	13.77	0.398	19.4	18.5	72.7	12.0	67.4	32.6	92.7	87.5	258.9	31.4	30.1	
7.00	5.4	7.2	24.3	2.37	0.121	24.12	0.606	12.1	29.8	72.3	18.0	78.5	21.5	101.9	99.7	393.9	31.7	30.4	
7.00	5.4	7.2	24.6	2.39	0.125	23.91	0.618	11.9	30.3	70.5	17.8	78.3	21.7	102.3	100.6	399.8	34.1	32.6	
11.10	8.5	11.4	38.7	2.45	0.127	43.47	1.016	12.4	29.0	71.1	29.4	86.5	13.5	108.9	108.4	651.0	32.5	30.9	
11.15	8.6	11.5	38.9	2.43	0.127	43.52	1.016	12.4	29.1	71.1	29.4	86.5	13.5	108.8	108.4	650.0	32.4	30.8	

ตารางที่ ข-21(ต่อ) แสดงข้อมูลจากการทดสอบเพื่อศึกษาอิทธิพลของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ภาวะต่างๆ ความเร็วรอบ 2100 rpm, advanced inj. timing(std+2)

dyno load	Load (corrected)			Qg	ρ_g	ρ_a	DB	Pamb	correction factor			fuel cost (Bath/kW.hr)		
	Pc	HPc	Tc						κ	α	β	diesel	LPG	total
kg	kW	HP	Nm	lit/min	kg/m ³	kg/m ³	oC	mmHg						
2.70	2.1	2.8	9.5	1.28	1.938	1.140	33	755.5	0.987	0.985	1.002	9.9	1.2	11.1
2.70	2.1	2.8	9.4	1.31	1.946	1.144	32.2	756.5	0.991	0.989	1.002	10.2	1.2	11.4
7.00	5.4	7.2	24.6	1.03	1.938	1.138	32.8	755.3	0.987	0.985	1.002	7.2	0.4	7.6
7.00	5.4	7.2	24.6	1.04	1.938	1.137	32.8	755.3	0.987	0.985	1.002	7.2	0.4	7.6
10.65	8.3	11.1	37.6	1.00	1.931	1.133	34.8	755.8	0.982	0.978	1.003	7.9	0.2	8.1
10.70	8.3	11.1	37.8	0.97	1.930	1.133	34.8	755.8	0.982	0.978	1.003	7.8	0.2	8.0
2.90	2.2	3.0	10.1	2.05	1.961	1.149	30.5	756.3	0.996	0.995	1.001	9.3	1.8	11.2
7.00	5.4	7.2	24.6	1.75	1.941	1.138	33	755.5	0.987	0.985	1.002	6.7	0.6	7.3
7.00	5.3	7.2	24.3	1.91	1.959	1.150	31	757.5	0.996	0.995	1.001	6.7	0.7	7.4
7.00	5.4	7.2	24.3	2.04	1.959	1.150	31.1	757.3	0.995	0.995	1.001	6.6	0.8	7.4
10.90	8.5	11.4	38.6	1.77	1.932	1.133	35.5	755.5	0.979	0.975	1.004	7.6	0.4	8.0
10.90	8.5	11.4	38.6	1.79	1.932	1.133	35.5	755.5	0.979	0.975	1.004	7.7	0.4	8.1
2.90	2.2	3.0	10.1	2.37	1.961	1.150	30.4	756.4	0.997	0.996	1.001	9.0	2.1	11.1
2.90	2.2	3.0	10.1	2.39	1.961	1.150	30.5	756.5	0.996	0.996	1.001	8.8	2.1	11.0
7.00	5.4	7.2	24.3	2.37	1.961	1.150	31.1	757.2	0.995	0.995	1.001	6.4	0.9	7.3
7.00	5.4	7.2	24.6	2.39	1.944	1.139	33.2	755.8	0.987	0.984	1.002	6.3	0.9	7.1
11.10	8.5	11.4	38.7	2.45	1.957	1.146	31.6	756.5	0.993	0.992	1.001	7.3	0.6	7.8
11.15	8.6	11.5	38.9	2.43	1.957	1.146	31.6	756.5	0.993	0.992	1.001	7.2	0.6	7.8

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นางสาวเยาวลักษณ์ ถมปัทม์ สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาจากโรงเรียนสิรินธร จังหวัดสุรินทร์ สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยขอนแก่น เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2546



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย