

การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของน้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอดีอิน
และน้ำมันดีเซล ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก

นายพิพัฒน์ ตันติเวชการวงศ์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต


สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2550

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A COMPARATIVE ANALYSIS OF ENGINE COMBUSTION AND PERFORMANCE OF A SMALL
CI ENGINE FUELED WITH CRUDE PALM OIL, PALM OLEIN OIL, AND DIESEL



Mr.Pipat Tantivedchakarnwong

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 2007

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของ
น้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอสีอิน และน้ำมันดีเซล ใน
เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก

โดย

นายพิพัฒน์ ตันติเวชการวงศ์


สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล


อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

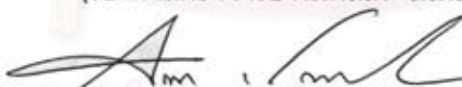
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้แนบวิทยานิพนธ์ฉบับนี้
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต


..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศนิริญวงศ์)

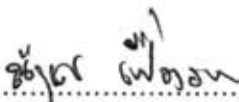
คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฉัตรชัย หงษ์อุเทน)


..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร)


..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์)


..... กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ สถาพร สุปรีชากร)


..... กรรมการ
(อาจารย์ ดร.ณัฐเดช เทื่องวงค์)

พิพัฒน์ ตันติเวชการวงศ์ : การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของน้ำมัน
 ปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอเลอิน และน้ำมันดีเซล ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาด
 เล็ก. (A COMPARATIVE ANALYSIS OF ENGINE COMBUSTION AND
 PERFORMANCE OF A SMALL CI ENGINE FUELED WITH CRUDE PALM OIL,
 PALM OLEIN OIL, AND DIESEL) อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : รศ.ดร.คณิต
 วัฒนวิเชียร, 272 หน้า.

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาผลของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินต่อปรากฏการณ์
 การเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ เปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล และศึกษาผลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง
 ต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 140 DI งานวิจัยแบ่งเป็น 3 ส่วน กล่าวคือ ส่วน
 แรกเป็นการทดสอบบนแท่นทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิด
 โดยมีการปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิงเฉพาะในกรณีของการทดสอบด้วยน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินพบว่า การ
 ฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะทำให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าสูงที่สุดและต่ำลงเมื่อฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น ในการ
 เปลี่ยนแปลงองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้ทั้งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวล
 ของเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าเปลี่ยนแปลงไป อีกทั้งช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดจะมีแนวโน้มสั้นลงและช่วงการเผาไหม้จะมี
 แนวโน้มยาวขึ้นเมื่อองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น ส่วนที่สองเป็นการพิจารณาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม
 ของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอิน โดยพิจารณาจากอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะและประสิทธิภาพการ
 เปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกพร้อมกับความถี่จากการใช้งานตามมาตรฐานการทดสอบ ESC Test Cycle พบว่า องศาการ
 ฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเชื้อเพลิงทั้งสองชนิด ซึ่งผลจากการวิเคราะห์การ
 เผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสามที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานพบว่า จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมัน
 ดีเซลล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอิน อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด การปล่อยความร้อนสุทธิ และ
 สัดส่วนมวลของเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล โดยที่
 ภาระต่ำ ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินสูงกว่าน้ำมันดีเซล ส่วนที่
 ภาระสูงจะเป็นไปในทางตรงกันข้าม ส่วนที่สามเป็นการทดสอบสมรรถนะบนแท่นทดสอบ โดยใช้องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่
 เหมาะสม(ค่ามาตรฐานจากผู้ผลิต) พบว่า แรงบิดเบรกสูงสุดที่น้ำมันปาล์มโอเลอินสามารถทำได้มีค่าใกล้เคียงกับน้ำมัน
 ดีเซล ส่วนน้ำมันปาล์มดิบจะได้แรงบิดต่ำกว่าประมาณ 3.6% อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิง
 น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินมีค่าใกล้เคียงกันแต่มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงาน
 เชื้อเพลิงเบรกที่สูงสุดของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินต่ำกว่าของน้ำมันดีเซล อุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมัน
 ปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล ส่วนค่าควันดำของน้ำมันปาล์มดิบมีค่าสูงกว่ากรณีน้ำมันดีเซล
 และน้ำมันปาล์มโอเลอินเล็กน้อย

ผลการวิจัยนี้สรุปได้ว่า เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอเลอินสามารถนำมาใช้ทดแทนน้ำมันดีเซลได้
 และพบว่าหากนำเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้ไปใช้งานทั่วไปนั้น องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะเป็นองศาการฉีด
 เชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิด

ภาควิชา ..วิศวกรรมเครื่องกล..ลายมือชื่อนิสิต..... *พิพัฒน์ ตันติเวชการวงศ์*
 สาขาวิชา..วิศวกรรมเครื่องกล..ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก..... *ดร.คณิต วัฒนวิเชียร*
 ปีการศึกษา.....2550.....

4970476521 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: PERFORMANCE / COMBUSTION / INJECTION TIMING

PIPAT TANTIVEDCHAKARNWONG : A COMPARATIVE ANALYSIS OF ENGINE COMBUSTION AND PERFORMANCE OF A SMALL CI ENGINE FUELED WITH CRUDE PALM OIL, PALM OLEIN OIL, AND DIESEL. THESIS PRINCIPAL ADVISOR : ASSC. PROF. KANIT WATTANAVICHIEEN, Ph.D., 272 pp.

The objectives of the study are aimed to study the effects of Crude Palm Oil (CPO) and Palm Olein Oil on engine combustion phenomenon and engine performance compared with using diesel. The study also extends to investigate the effects of fuel injection timing on the engine combustion. This study had been conducted with the CI engine, KUBOTA model RT140 DI. The study was divided into three parts. First part was performance testing on a dynamometer. The combustion were analyzed using in-cylinder pressure data of these three types of fuels. While testing CPO and Palm Olein Oil, the effects of injection timing were also investigated. It was found that advanced injection timing will give the highest in-cylinder pressure but it was decreased when the retarded timing were set. With the change of fuel injection timing, heat release rate, integrated heat release and mass fraction burned were changed. Moreover, ignition delay will become shorter and burn duration will become longer when the injection timing is more retarded. The second part of the study was determining the proper injection timing of using CPO and using Palm Olein Oil by determining the optimum specific fuel consumption and the brake fuel conversion efficiency when the frequency from the standard testing method, ESC Test Cycle, had been applied. The study has shown that OEM's injection timing was the most proper injection timing for both CPO and Palm Olein Oil. However, from the results of analyzing the combustion of these three types of fuel at standard injection timing, it was found that the engine using diesel has more retard in injection timing than the engine using CPO and Palm Olein Oil. The obtained maximum heat release rate, integrated heat release and mass fraction burned of engine fueled with the CPO and the Palm Olein Oil were lower than diesel. At low-load conditions, the maximum values of in-cylinder pressure when fueling with CPO and with Palm Olein Oil were higher than that of fueling with diesel. And at high-load conditions, the results were in the opposite way. The third part was performance test at steady state, constant speed conditions on dynamometer by using the proper injection timing (OEM's injection timing). The study has shown that the maximum torque of the engine using Palm Olein Oil was closed to the maximum torque of the engine using diesel but the maximum torque of the engine using CPO was approximately 3.6% lower than the others. Specific fuel consumption of the engine using CPO was not different from using Palm Olein Oil but both were higher than using diesel. The highest fuel conversion efficiency of using CPO and using Palm Olein Oil were lower than that using diesel. Exhaust temperatures of the engine using CPO and using Palm Olein Oil were higher than the engine fueled with diesel. Smoke density of the engine using CPO was higher than the engine using diesel and was a little higher than the engine using Palm Olein Oil.

Finally, this study can be concluded that diesel could be replaced by CPO and Palm Olein Oil. The study shown that if this engine's model, which using in this study, was brought to regular use, the standard fuel OEM's injection timing can be the best match for these two types of Palm Oils.

Department : ...Mechanical Engineering.... Student's signature : ...Pipat Tantivedchakarn
 Field of study : Mechanical Engineering.... Principal advisor's signature Kanit Wattana
 Academic year : 2007.....

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูงที่ให้คำแนะนำ ร่วมติดตามการทดสอบอย่างใกล้ชิดในทุกขั้นตอนจนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ บริษัทสยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด ที่เอื้อเฟื้ออะไหล่และให้คำแนะนำเกี่ยวกับเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย

ขอขอบคุณ รุ่งพี เพื่อน และรุ่งน้องที่ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายในทุกคนที่ช่วยติดตั้งเครื่องยนต์และทำการทดสอบเครื่องยนต์และให้การช่วยเหลืออื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณ คุณพ่อ คุณแม่ พี่และน้อง ที่ให้การสนับสนุนในทุกด้าน ทั้งคำปรึกษา และกำลังใจ จนผู้วิจัยสำเร็จการศึกษา



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	๗
สารบัญภาพ	ต
สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์	ภ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	1
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษา.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 เชื้อเพลิงและทบทวนวรรณกรรม	4
2.1 เชื้อเพลิงดีเซล	4
2.1.1 เลขซีเทน (Cetane Number)	4
2.1.2 ค่าการระเหย (Volatility)	4
2.1.3 ความหนาแน่น (Density)	5
2.1.4 ความหนืด (Viscosity).....	6
2.1.5 คุณสมบัติการหล่อลื่น (Lubricity).....	6
2.1.6 คุณสมบัติที่อุณหภูมิต่ำของเชื้อเพลิงดีเซล	6
2.1.7 เสถียรภาพของเชื้อเพลิงดีเซล	7
2.1.8 ปริมาณซัลเฟอร์ (Sulphur Content)	7
2.1.9 ปริมาณอะโรมาติก (Aromatic Content)	8
2.1.10 ปริมาณน้ำและตะกอน (Water and Sediment Content)	8
2.1.11 จุดวาบไฟ (Flash Point)	9

	หน้า
2.2 น้ำมันพืช.....	9
2.2.1 น้ำมันปาล์ม.....	9
2.2.2 การเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบ	11
2.3 เชื้อเพลิงทดสอบ	13
2.3.1 เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล (Diesel).....	13
2.3.2 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ (Crude Palm Oil).....	13
2.3.3 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอลีน (Palm Olein Oil).....	14
2.3.4 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ	14
2.4 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำน้ำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล	15
บทที่ 3 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้	21
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	21
3.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems).....	21
3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)	22
3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	23
3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	24
3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู	24
3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber	25
3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้.....	27
3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้	31
3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	32
3.6 แผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด	33
3.7 การพิจารณาเลือกองค์ประกอบการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม	36
บทที่ 4 วิธีดำเนินการวิจัยและอุปกรณ์.....	37
4.1 ภาพรวมในการดำเนินการวิจัย	37
4.2 การทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้.....	38
4.2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้	38
4.2.1.1 เครื่องยนต์.....	38

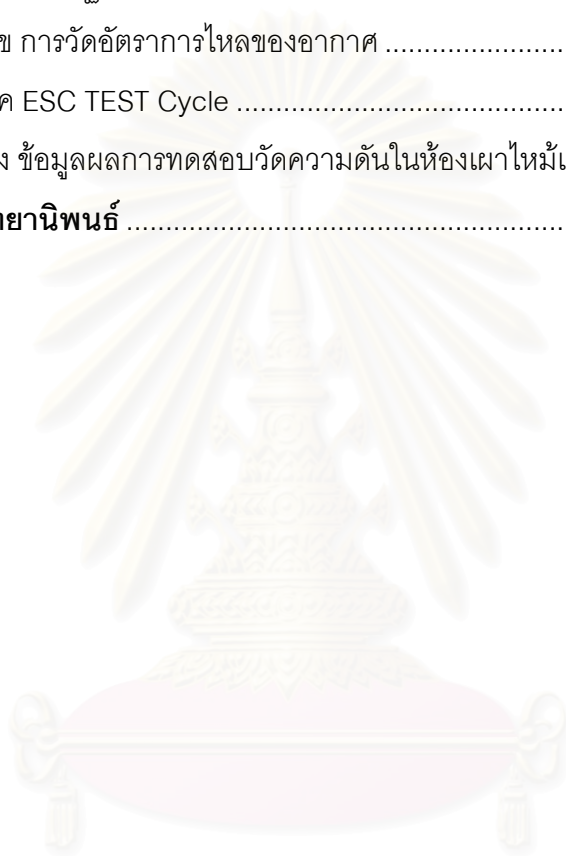
	หน้า
4.2.1.2 ไตนาโมมิเตอร์	40
4.2.1.3 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์.....	42
4.2.1.4 การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง.....	45
4.2.1.5 การวัดอุณหภูมิ.....	46
4.2.1.6 การวัดอัตราการไหลของอากาศ.....	48
4.2.1.7 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions).....	48
4.2.1.8 การวัดค่าควันดำ.....	49
4.2.1.9 การชั่งน้ำหนักปาล์มดิบ.....	50
4.2.1.10 Piezoelectric Pressure Transducer.....	52
4.2.1.11 การเก็บข้อมูลความดัน	54
4.2.1.12 Charge Amplifier	55
4.2.1.13 Crank Angle Encoder	56
4.2.2 วิธีการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้	57
4.2.2.1 การทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ที่ห้องศากการฉีด เชื้อเพลิงมาตรฐาน	57
4.2.2.2 การทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ที่ห้องศากการฉีด เชื้อเพลิงต่างๆ.....	58
4.2.2.3 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน..	60
4.3 การทดสอบสมรรถนะ	60
4.3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะ.....	60
4.3.1.1 เครื่องยนต์.....	60
4.3.1.2 ไตนาโมมิเตอร์	60
4.3.1.3 การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง.....	61
4.3.1.4 การวัดอุณหภูมิ.....	62
4.3.1.5 การวัดอัตราการไหลของอากาศ.....	62
4.3.1.6 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions).....	62
4.3.1.7 การวัดค่าควันดำ.....	62

	หน้า
4.3.1.8 การอุ่นน้ำมันปาล์มดิบ.....	62
4.3.2 วิธีการทดสอบสมรรถนะ	63
4.3.2.1 การ Run in.....	63
4.3.2.2 การทดสอบที่ภาระสูงสุด (Full Load Performance Test)	63
4.3.2.3 การทดสอบที่ภาระบางส่วน (Part Load Performance Test)....	63
บทที่ 5 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล	65
5.1 ผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้	65
5.1.1 การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องค์ การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ	65
5.1.1.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและความดันในห้องเผาไหม้ ...	65
5.1.1.2 อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ และ สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้.....	78
5.1.2 สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องค์ การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้	93
5.1.2.1 ค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)	93
5.1.2.2 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก	95
5.1.2.3 อุณหภูมิไอเสีย.....	96
5.1.2.4 อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น.....	96
5.1.2.5 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	96
5.1.2.6 ค่าควันดำ.....	96
5.1.3 การพิจารณาเลือกองค์การฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม เมื่อใช้น้ำมัน ปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง	97
5.1.3.1 พิจารณาค่า $\sum (f \cdot \eta_f)$	97
5.1.3.2 พิจารณาค่า $\sum (f \cdot sfc)$	97
5.1.3.3 องค์การฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม	97
5.1.4 การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ	104

5.1.4.1	ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและความดันในห้องเผาไหม้.....	104
5.1.4.2	อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้.....	117
5.1.5	สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้.....	132
5.1.5.1	ค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)	132
5.1.5.2	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก	134
5.1.5.3	อุณหภูมิไอเสีย.....	135
5.1.5.4	อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น.....	135
5.1.5.5	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	135
5.1.5.6	ค่าควันดำ.....	136
5.1.6	การพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง.....	136
5.1.6.1	พิจารณาค่า $\sum (f \cdot \eta_f)$	136
5.1.6.2	พิจารณาค่า $\sum (f \cdot sfc)$	136
5.1.6.3	องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม.....	143
5.1.7	การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอสลิน และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม	143
5.1.7.1	ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและความดันในห้องเผาไหม้.....	144
5.1.7.2	อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้.....	157
5.2	ผลการทดสอบสมรรถนะ.....	173
5.2.1	ผลของแรงบิดเบรก (Brake Torque) กับอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc) ที่สภาวะภาระสูงสุด	173
5.2.2	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก (Brake Fuel Conversion Efficiency) ที่สภาวะภาระสูงสุด.....	175
5.2.3	อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด.....	178

	หน้า
5.2.4	คุณหมูน้ำมันหล่อลื่นที่สภาวะภาระสูงสุด..... 180
5.2.5	คุณหมูนํ้าหล่อเย็นที่สภาวะภาระสูงสุด 182
5.2.6	ค่าวันดําที่สภาวะภาระสูงสุด..... 183
5.2.7	ค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ คงที่สภาวะภาระบางส่วน 185
5.2.8	แผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก..... 187
5.2.9	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก ที่ความเร็วรอบ เครื่องยนต์คงที่ สภาวะภาระบางส่วน..... 189
5.2.10	แผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก 191
5.2.11	คุณหมุ้ไอเสีย ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่สภาวะภาระบางส่วน..... 194
5.2.12	แผนภูมิคุณหมุ้ไอเสีย..... 195
5.2.13	คุณหมูนํ้ามันหล่อลื่น ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่สภาวะภาระ บางส่วน..... 197
5.2.14	แผนภูมิคุณหมูนํ้ามันหล่อลื่น 199
5.2.15	คุณหมูนํ้าหล่อเย็น ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่สภาวะภาระ บางส่วน..... 201
5.2.16	แผนภูมิคุณหมูนํ้าหล่อเย็น 203
5.2.17	ค่าวันดําที่ภาระบางส่วน..... 205
บทที่ 6	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ 207
6.1	สรุปผลการวิจัย..... 207
6.1.1	สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันใน ห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 207
6.1.2	สรุปผลการพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม..... 207
6.1.3	สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันใน ห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม 208
6.1.4	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ 208
6.2	ข้อเสนอแนะ 209
6.3	ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป 210

	หน้า
รายการอ้างอิง.....	211
บรรณานุกรม	214
ภาคผนวก	215
ภาคผนวก ก มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์.....	216
ภาคผนวก ข การวัดอัตราการไหลของอากาศ	230
ภาคผนวก ค ESC TEST Cycle	234
ภาคผนวก ง ข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้และสมรรถนะ	238
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	272



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
2-1	แสดงคุณลักษณะของน้ำมันปาล์มดิบ 10
2-2	แสดงปริมาณกรดไขมันอิสระในการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มที่อุณหภูมิและความชื้น ที่ต่างกัน 12
2-3	แสดงคุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ..... 15
4-1	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ..... 39
4-2	แสดงข้อมูลไดนาโมมิเตอร์..... 40
4-3	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ 43
4-4	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์ ... 44
4-5	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 45
4-6	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของฮีทเตอร์แบบสายไฟ 52
4-7	แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P 52
4-8	แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C1 53
4-9	แสดงคุณสมบัติของเครื่อง DEWE-Book 54
4-10	แสดงข้อมูลทางเทคนิค Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 56
4-11	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B..... 57
4-12	แสดงองค์ประกอบชนิดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและการปรับเพิ่ม/ลดจำนวนแผ่นซีมที่ รองรับน้ำมันเชื้อเพลิง 59
5-1	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์ประกอบชนิดเชื้อเพลิงต่างๆ 66
5-2	แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์ประกอบชนิดเชื้อเพลิงต่างๆ 67
5-3	แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์ การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 68
5-4	แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์ การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 79
5-5	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีด เชื้อเพลิงต่างๆ..... 80

ตาราง	หน้า
5-6	แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 80
5-7	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 81
5-8	แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 103
5-9	แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 103
5-10	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ 105
5-11	แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 106
5-12	แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 107
5-13	แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 118
5-14	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ 119
5-15	แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 119
5-16	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 120
5-17	แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกเมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ..... 142
5-18	แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ 142
5-19	แสดงผลการทดสอบสมรรถนะที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน..... 143

ตาราง	หน้า	
5-20	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	145
5-21	แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	146
5-22	แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	147
5-23	แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	158
5-24	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	159
5-25	แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	160
5-26	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	160
ก-1	แสดง Numerical value for power adjustment.....	227
ข-1	แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออร์บิทโดยประมาณที่อัตราไหลต่างๆ.....	231
ง-1	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน.....	239
ง-2	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน.....	240
ง-3	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสี่อิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน.....	241
ง-4	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (STD+1.2).....	242
ง-5	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า (STD-1.2).....	243
ง-6	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า (STD-2.4).....	244

ตาราง	หน้า
ง-7	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดยุโรป (STD+1.2)..... 245
ง-8	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดยุโรป (STD-1.2) 246
ง-9	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดยุโรป (STD-2.4) 247
ง-10	แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันดีเซล..... 248
ง-11	แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การ ฉีดยุโรปมาตรฐาน..... 256
ง-12	แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การ ฉีดยุโรปมาตรฐาน..... 264

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญภาพ

ภาพประกอบ	หน้า
2-1 แสดงโค้งการกลั่น (Distillation Curve) ของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป	5
2-2 แสดงน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิปกติ	14
2-3 แสดงผลปาล์มและน้ำมันปาล์มดิบที่ผ่านการอุ่นด้วยความร้อน.....	14
2-4 แสดงน้ำมันปาล์มโอสี่อิน.....	14
3-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI	22
3-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber	23
3-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป.....	24
3-4 แสดงข้อมูลของความดันในระบบอวกสูบ (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P) ที่มีมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจนจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI.....	24
3-5 แสดงค่าความดันในระบบอวกสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_{fi}) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa	25
3-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ	26
3-7 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน	28
3-8 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI	28
3-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง.....	33
3-10 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง แบบ M.....	34
3-11 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม แบบห้องเผาไหม้ก่อนแบบไหลวน.....	34
3-12 แสดงปัจจัยที่เพิ่มประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน ซึ่งเป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือภาวะ	35
4-1 แสดงแผนภูมิขั้นตอนการดำเนินการวิจัย.....	37
4-2 แสดงแผนผังการทดสอบความดันในห้องเผาไหม้.....	38
4-3 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ	39
4-4 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์.....	41
4-5 แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮโดรลิก	41

ภาพประกอบ	หน้า
4-6 แสดง Proximity	42
4-7 แสดง Pulse Meter.....	42
4-8 แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive.....	43
4-9 แสดงอุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง	45
4-10 แสดงจุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ	46
4-11 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อวัดอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น น้ำมันหล่อลื่น และ น้ำมันเชื้อเพลิง	47
4-12 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย	47
4-13 แสดงถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate.....	48
4-14 แสดง Inclined Manometer.....	48
4-15 แสดงภาพบารอมิเตอร์	49
4-16 แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์	49
4-17 แสดงภาพปั๊มดูดไอเสีย รุ่น ETD 020.00.....	49
4-18 แสดงเครื่องอ่านค่าวันด้า รุ่น ETD 020.50.....	49
4-19 แสดงตัวอย่างกระดาษกรองที่ใช้ในการวัดค่าวันด้าเปรียบเทียบกับ Bosch Unit Number.....	50
4-20 แสดงหม้อต้มที่ใช้ในการทดสอบ	51
4-21 แสดงฮีตเตอร์แบบสายไฟ.....	51
4-22 แสดงถ้วยกรองโลหะ.....	51
4-23 แสดงการติดตั้งฮีตเตอร์แบบสายไฟเข้ากับถ้วยกรองโลหะในขณะใช้งาน.....	51
4-24 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้	53
4-25 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	53
4-26 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันใน ห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	53
4-27 แสดงเครื่อง DEWE-Book	55
4-28 แสดง Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A	55
4-29 แสดง Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B	55
4-30 แสดงจุดที่ใช้ทดสอบความดันในห้องเผาไหม้	57

ภาพประกอบ	หน้า
4-31 แสดงองค์ประกอบของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของชิมรองเรือน ปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง	58
4-32 แสดงแผนผังการทดสอบสมรรถนะ.....	61
4-33 แสดงไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบยี่ห้อ Tokyokoki Schenck รุ่น W-40.....	61
4-34 แสดงชุดควบคุม ยี่ห้อ Tokyokoki Schenck.....	61
4-35 แสดงปั้มคูดูไอเสีย ยี่ห้อ Sokken.....	62
4-36 แสดงเครื่องอ่านค่าควันท้ายี่ห้อ Sokken รุ่น GSM-3DPM	62
4-37 แสดง Matrix ที่ใช้ในการทดสอบ	64
5-1 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศา การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	69
5-2 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศา การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	70
5-3 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศา การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	71
5-4 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง ต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	72
5-5 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง ต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	73
5-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง ต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	74
5-7 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีด เชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	75
5-8 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีด เชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	76
5-9 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีด เชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	77
5-10 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีด เชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	82

ภาพประกอบ	หน้า
5-11 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	83
5-12 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	84
5-13 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	85
5-14 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	86
5-15 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	87
5-16 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	88
5-17 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	89
5-18 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	90
5-19 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด	91
5-20 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด	92
5-21 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ	94
5-22 แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ	98
5-23 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ	99

ภาพประกอบ	หน้า
5-24 แสดงอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	100
5-25 แสดงอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	101
5-26 แสดงค่าควันทันที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	102
5-27 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	108
5-28 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	109
5-29 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	110
5-30 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	111
5-31 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	112
5-32 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	113
5-33 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	114
5-34 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	115
5-35 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	116
5-36 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	121
5-37 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	122

ภาพประกอบ	หน้า
5-38 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการ ฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	123
5-39 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการ ฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	124
5-40 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการ ฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	125
5-41 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการ ฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	126
5-42 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศา การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	127
5-43 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศา การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	128
5-44 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศา การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	129
5-45 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีด เชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด.....	130
5-46 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง ต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด.....	131
5-47 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการ ฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	133
5-48 แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการ ฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	137
5-49 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของ เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	138
5-50 แสดงอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	139

ภาพประกอบ	หน้า
5-51 แสดงอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	140
5-52 แสดงค่าวันค่าที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของ เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	141
5-53 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอินที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	148
5-54 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอินที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	149
5-55 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอินที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	150
5-56 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมัน ปาล์มโกลีอินที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	151
5-57 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมัน ปาล์มโกลีอินที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	152
5-58 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมัน ปาล์มโกลีอินที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	153
5-59 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมัน ปาล์มโกลีอินที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	154
5-60 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมัน ปาล์มโกลีอินที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	155
5-61 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโกลีอินที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	156
5-62 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโกลีอินที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	162
5-63 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโกลีอินที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	163
5-64 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโกลีอินที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ.....	164

ภาพประกอบ	หน้า
5-65 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	165
5-66 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	166
5-67 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	167
5-68 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	168
5-69 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	169
5-70 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ	170
5-71 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอดีอินที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด	171
5-72 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด	172
5-73 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรกระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ	173
5-74 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรกระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล กับน้ำมันปาล์มดิบ ที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ	174
5-75 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรกระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล กับน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ	174
5-76 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงาน เชื้อเพลิงเบรกระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ	176

ภาพประกอบ	หน้า
5-88 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าควันทำ ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ	184
5-89 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (sfc (g/kW-hr)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน.....	186
5-90 แสดงแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง	187
5-91 แสดงแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง	188
5-92 แสดงแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้ปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง	188
5-93 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก (η_f (%)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน.....	190
5-94 แสดงแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง	191
5-95 แสดงแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง.....	192
5-96 แสดงแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง	192
5-97 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสีย (Exhaust T.(°C)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน.....	195
5-98 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง	196
5-99 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง	196
5-100 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง	197

ภาพประกอบ	หน้า
5-101 แสดงผลการเปรียบเทียบคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่น (Oil T.(°C)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน.....	198
5-102 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง.....	200
5-103 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง.....	200
5-104 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง.....	201
5-105 แสดงผลการเปรียบเทียบคุณสมบัติน้ำหล่อเย็น (Water T.(°C)) กับแรงบิด (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน.....	202
5-106 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง.....	203
5-107 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ...	204
5-108 แสดงแผนภูมิคุณสมบัติน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง.....	204
5-109 แสดงผลเปรียบเทียบค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน.....	206
ข-1 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method.....	231

สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
A/F	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง	kg air / kg fuel
(A/F) _A	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง	kg air / kg fuel
(A/F) _S	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ Stoichiometric	kg air / kg fuel
A _n	พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด	m ²
bmp	Brake Mean Effective Pressure	kPa
bsfc	Brake Specific Fuel Consumption	g/kW-hr
BDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายล่าง	
C _{DO}	Discharge Coefficient ของ Orifice Plate	
C _d	Discharge Coefficient ของหัวฉีด	
CI	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition)	
c _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	kJ/kg-K
c _v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่	kJ/kg-K
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง	mm.
DI	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection)	
d _n	Fuel-Injection-Nozzle Orifice Diameter	mm.
$\frac{dm}{dt}$	อัตราการไหลของมวล	kg/s
$\frac{dQ}{dt}$	อัตราการปล่อยความร้อน	kJ/s
$\frac{dV}{dt}$	อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตรภายในกระบอกสูบ	dm ³ /s
d	เส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate	m
EOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	°CA
EOI	จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
EP	End Point	
FBP	Final Boiling Point	
fmep	Friction Mean Effective Pressure	kPa
g	ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	m/s ²
H	Enthalpy	kJ
h _i	Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ	kJ/kg

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
h_f	Sensible Enthalpy ของเชื้อเพลิง	kJ/kg
IBP	Initial Boiling Point	
K	ค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ	
LHV	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	MJ/kg
L_n	Fuel-Injection-Nozzle Orifice Length	mm.
L_n/D_n	อัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของรูหัวฉีด	
m	มวล	kg
\dot{m}_a	อัตราการไหลของมวลอากาศ	kg/s
\dot{m}_i	อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i	kg/s
m_f	มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ	kg/cycle
\dot{m}_{fi}	อัตราการฉีดเชื้อเพลิง	kg/degree
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	rpm
N_c	จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์	
N_{min}	ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด	rpm
P	ความดันในกระบอกสูบ	Pa
P_{amb}	ความดันแวดล้อม	Pa
P_b	กำลังเบรก	kW
P_f	ความดันที่ได้จากการทดสอบการเผาไหม้ปกติ	Pa
P_i	ความดันในการฉีด	Pa
Q	ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ
Q_{HV}	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	MJ/kg
\dot{Q}_n	อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ/degree
R	ค่าคงที่ของก๊าซ (Gas Constant)	kJ/kmol-K
r_c	อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio)	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
SOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	°CA
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
t	เวลา	s
T_b	แรงบิดเบรก	N-m
TDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน	
v	ความเร็ว	m/s
V	ปริมาตรที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	ml
V_b	ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด	m^3
V_d	Displaced Volume	dm^3
V_s	ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ	m^3
\dot{V}	อัตราการไหลโดยปริมาตร	ml/s
X_b	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	
Z	ระดับความสูง	m
Δh	ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์	mmH ₂ O
Δp	ผลต่างความดัน	kPa
ϕ	Equivalent Ratio	
°CA	มุม(องศา)เพลลาข้อเหวี่ยง	
γ_{air}	น้ำหนักจำเพาะของอากาศ	kg/m ² -s ²
θ	องศาเพลลาข้อเหวี่ยง	degree
θ_{start}	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง	°CA
θ_{end}	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
η_i	ประสิทธิภาพบ่งชี้	
η_{it}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งชี้	
η_c	ประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร	
η_{br}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกล	
η_{fb}	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
η_v	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	
λ	Relative Air/Fuel Ratio	
$\rho_{a,i}$	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์	kg/m ³
ρ_{air}	ความหนาแน่นของอากาศ	kg/m ³
ρ_f	ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	kg/m ³
ρ_{H_2O}	ความหนาแน่นของน้ำ	kg/m ³
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันปัจจัยด้านพลังงานเข้ามามีบทบาทสำคัญในการดำรงชีวิตของมนุษย์ ทั้งในด้านการสื่อสาร การคมนาคมขนส่ง และภาคการเกษตรก็เช่นเดียวกันที่มีการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงกันอย่างแพร่หลาย อีกทั้งราคาน้ำมันดีเซลยังพุ่งสูงขึ้น ซึ่งนับว่าเป็นปัญหาใหญ่สำหรับเกษตรกรที่ต้องแบกรับภาระด้านต้นทุนที่เพิ่มขึ้น จึงมีความจำเป็นที่จะหาแนวทางในการช่วยเหลือหรือบรรเทาปัญหาดังกล่าวข้างต้น

ในภาคเกษตรกรรม เครื่องยนต์ที่ใช้ส่วนใหญ่จะใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงและเป็นเครื่องยนต์ขนาดเล็กที่ยังไม่มีอุปกรณ์ทางไฟฟ้าเข้ามาควบคุมมากนัก จึงไม่มีความจำเป็นที่จะต้องใช้น้ำมันดีเซลที่มีคุณภาพสูงมาใช้เป็นเชื้อเพลิง สามารถใช้เชื้อเพลิงที่มีคุณภาพต่ำกว่าได้ ดังนั้นการใช้เชื้อเพลิงทางเลือกจึงเป็นทางเลือกที่เหมาะสม เพื่อลดต้นทุนด้านเชื้อเพลิงในภาคเกษตรกรรม

น้ำมันปาล์มดิบ (Crude Palm Oil, CPO) ซึ่งเป็นน้ำมันจากพืชชนิดหนึ่ง และน้ำมันปาล์มโอลีน (Palm Olein Oil) ซึ่งเป็นผลผลิตจากน้ำมันปาล์มดิบ จัดเป็นเชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติบางประการใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล จึงเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจและมีศักยภาพในการนำมาใช้เป็นพลังงานเพื่อทดแทนน้ำมันดีเซลสำหรับภาคเกษตรกรรมของประเทศไทย ในวิทยานิพนธ์นี้จะทำการศึกษาค่าของเครื่องยนต์ใช้น้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอลีน และน้ำมันดีเซล โดยจะมุ่งเน้นศึกษาเปรียบเทียบผลที่มีต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ในเครื่องยนต์ CI เพื่อเป็นข้อมูลในการพิจารณาถึงความเหมาะสมต่อการพิจารณานำเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดดังกล่าวมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนต่อไปในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 เพื่อศึกษาผลของการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอลีน ที่มีต่อปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI ชนิด Direct Injection เปรียบเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล
- 1.2.2 เพื่อศึกษาผลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์
- 1.2.3 เพื่อศึกษาผลของการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอลีนที่มีต่อสมรรถนะ อันเนื่องมาจากปรากฏการณ์การเผาไหม้ในข้อที่ 1.2.1 และ 1.2.2 ของเครื่องยนต์ CI ชนิด Direct Injection เปรียบเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 จัดเตรียมและดัดแปลงเพื่อการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันภายในห้องเผาไหม้ ความดันการฉีดเชื้อเพลิง และองศาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์
- 1.3.2 ทดสอบเครื่องยนต์ CI เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.3.3 ทดสอบเครื่องยนต์ CI เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีนที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ และที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.3.4 ทำการสร้าง Performance Map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโกลีน และน้ำมันดีเซล
- 1.3.5 วิเคราะห์การเผาไหม้และการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดจากข้อมูลความดันในระบบสูบ
- 1.3.6 เปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลกับน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีนที่มีต่อเครื่องยนต์ในด้านสมรรถนะและการเผาไหม้

1.4 ขั้นตอนการศึกษา

- 1.4.1 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล (Baseline Diesel Testing)
 - 1.4.1.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ CI, Direct Injection เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
 - 1.4.1.2 ทำการคำนวณและสร้าง Performance Map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.1.1
 - 1.4.1.3 ทำการวิเคราะห์การเผาไหม้และการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.1.1
- 1.4.2 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ

- 1.4.2.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ CI, Direct Injection เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ และที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.4.2.2 ทำการคำนวณและสร้าง Performance Map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.2.1
- 1.4.2.3 ทำการวิเคราะห์การเผาไหม้และการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.2.1
- 1.4.3 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสีอิน
 - 1.4.3.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ CI, Direct Injection เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสีอินที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ และที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
 - 1.4.3.2 ทำการคำนวณและสร้าง Performance Map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสีอิน โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.3.1
 - 1.4.3.3 ทำการวิเคราะห์การเผาไหม้และการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.3.1
- 1.4.4 ทำการเปรียบเทียบผลของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอินที่มีต่อเครื่องยนต์ทั้งในด้านสมรรถนะและข้อมูลความดันในกระบอกสูบ
- 1.4.5 เรียบเรียงทฤษฎี, ผลการทดลอง, อภิปรายผลและสรุปผลส่งเป็นวิทยานิพนธ์

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

จากการศึกษาจะช่วยให้ทราบถึงผลของการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอินเปรียบเทียบกัน และเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ที่มีต่อปรากฏการณ์การเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI เพื่อเป็นข้อมูลในการพิจารณาความเหมาะสมต่อการพิจารณานำเชื้อเพลิงดังกล่าวมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนต่อไปในอนาคต

บทที่ 2

เชื้อเพลิงและทบทวนวรรณกรรม

2.1 เชื้อเพลิงดีเซล

คุณสมบัติของเชื้อเพลิง และผลกระทบต่อสมรรถนะและการใช้งานของเครื่องยนต์ดีเซล ประกอบด้วย

2.1.1 เลขซีเทน (Cetane Number)

การวัดคุณภาพการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงดีเซลซึ่งเป็นที่ยอมรับโดยทั่วไปคือเลขซีเทน การกำหนดค่าของเลขซีเทนถูกนิยามโดยการผสมกันของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนบริสุทธิ์อ้างอิง 2 ชนิด ซึ่งได้แก่ Cetane (n-hexadecane) ที่มีคุณสมบัติการจุดระเบิดสูงให้มีเลขซีเทนเป็น 100 และ Isocetane หรือ Heptamethyl Nonane เป็น Paraffin ที่มีกิ่งสาขามาก มีคุณสมบัติการจุดระเบิดต่ำ กำหนดให้มีเลขซีเทนเป็น 15 โดยใช้มาตรฐาน ASTM D613 ในการทดสอบ

$$\text{Cetane Number} = \% \text{ n-Cetane} + 0.15 (\% \text{ Heptamethyl Nonane}) \quad (2-1)$$

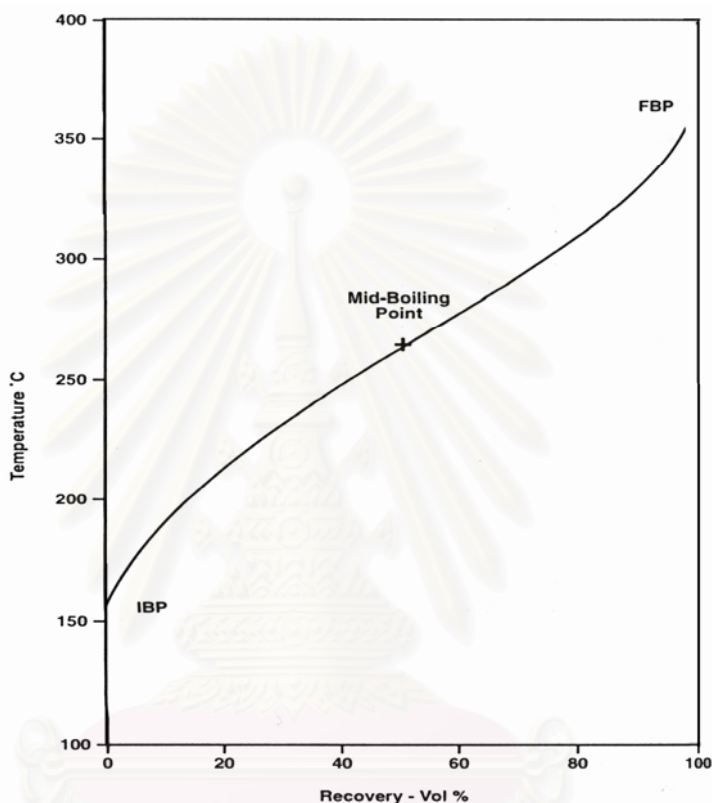
เลขซีเทนนี้มีผลต่อคุณสมบัติต่างๆ ของเชื้อเพลิง เช่น คุณสมบัติการสตาร์ทเครื่อง, มลภาวะ, ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด และเสียงของเครื่องยนต์ เป็นต้น ผลดีของการที่เชื้อเพลิงมีเลขซีเทนสูงได้แก่ เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูง, เพิ่มคุณสมบัติการสตาร์ทเครื่องในขณะเย็น, ลดควันดำในช่วงการอุ่นเครื่องยนต์, ลดเสียงดัง, ลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและมลพิษ แต่เนื่องจากค่าใช้จ่ายในการทดสอบเพื่อหาค่าเลขซีเทนนั้นสูงจึงได้มีการคำนวณ Cetane Index (CCI) ขึ้นมาเพื่อประมาณค่าคุณสมบัติการจุดระเบิดแทน โดยใช้ค่า API Gravity และ Mid-Boiling Temperature (50% Evaporated) ตามมาตรฐาน ASTM D976

2.1.2 ค่าการระเหย (Volatility)

รายละเอียดที่ได้ระหว่างการกลั่นเชื้อเพลิง ได้แก่ Initial Boiling Point (IBP), End Point (EP) หรือ Final Boiling Point (FBP), Percent of Condensate Recovered และ Percent Residue of Nonvolatile Matter ได้จากการกลั่นตัวของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไปแสดงในรูปที่ 2-1

Volatility (การกลั่น หรือช่วงการเดือดของเชื้อเพลิง) มีผลต่อคุณสมบัติอื่นๆ รวมถึง ความหนาแน่น, จุดวาบไฟ, อุณหภูมิการจุดระเบิดด้วยตัวเอง, ความหนืด และเลขซีเทน Volatility ที่สูงจะทำให้เกิด Vapor Lock และจุดวาบไฟที่ต่ำลง Vapor Lock จะทำให้เครื่องยนต์ Misfire หรือเกิดความล้มเหลวในการติดเครื่องยนต์ใหม่หลังจากดับเครื่องยนต์ลงในช่วงเวลาสั้นในสภาวะร้อน แต่อย่างไรก็ตาม Volatility ที่สูงก็ยิ่งทำให้เชื้อเพลิงระเหยได้อย่างสมบูรณ์ในห้องเผาไหม้ แต่ผลที่

ตามมาก็คือส่วนที่มีจุดเดือดสูงอาจเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ทำให้เกิดการสะสมรวมตัวในเครื่องยนต์และเพิ่มระดับควัน แต่อย่างไรก็ตาม ภายในช่วง 350°C ถึง 400°C ผลของ Volatility ที่ต่ำต่อไอเสียจะมีค่าน้อย คุณภาพที่กลั่นตัวไปแล้ว 50% (Mid-Volatility) ของเชื้อเพลิงดีเซลมีผลอย่างชัดเจนต่อแนวโน้มของควันโดยผ่านทางผลต่อการฉีดและการผสมของเชื้อเพลิง และใช้สำหรับการคำนวณ Cetane Index ตามมาตรฐาน ASTM D976



รูปที่ 2-1 แสดงโค้งการกลั่น (Distillation Curve) ของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป [1]

ส่วนที่ Volatility สูงซึ่งอยู่ที่จุดต่ำสุดในโค้งในรูปที่ 2-1 ช่วยปรับปรุงการติดเครื่องขณะเย็นและการอุ่นเครื่อง แต่ส่วนที่ Volatility ต่ำที่ปลายด้านสูงมีแนวโน้มที่จะเพิ่มการสะสมรวมตัว, ควัน และการสึกหรอ เนื่องจากเชื้อเพลิงระเหยยาก ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

2.1.3 ความหนาแน่น (Density)

ความหนาแน่นของเชื้อเพลิงดีเซลให้ประโยชน์ในการบ่งชี้องค์ประกอบ และคุณลักษณะที่สัมพันธ์กับสมรรถนะ เช่น คุณภาพการจุดระเบิด, กำลัง, การประหยัดเชื้อเพลิง, คุณสมบัติที่อุณหภูมิต่ำ และแนวโน้มของควัน บางครั้งอาจแสดงความหนาแน่นเป็นความถ่วงจำเพาะ หรือ API Gravity ความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่ได้จากกระบวนการกลั่นต่างๆ โดยประมาณแสดงดังต่อไปนี้ [1]

Straight-run Distilled	805 – 870 kg/m ³
Hydrocracked Gas Oil	815 – 840 kg/m ³
Thermally Cracked Gas Oil	835 – 875 kg/m ³
Catalytically Cracked Gas Oil	930 – 965 kg/m ³

2.1.4 ความหนืด (Viscosity)

ความหนืดของของไหลบ่งบอกถึงความต้านทานการไหลของของไหลซึ่งเป็นคุณสมบัติที่สำคัญของเชื้อเพลิงดีเซล เนื่องมาจากความหนืดมีอิทธิพลต่อสมรรถนะของอุปกรณ์ฉีดเชื้อเพลิง โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่อุณหภูมิต่ำ เมื่อความหนืดเพิ่มขึ้นมุมกรวยสเปรย์ของหัวฉีดจะลดลง, การกระจายเชื้อเพลิง และการพุ่งของสเปรย์ (Spray Penetration) ก็จะลดลงไปด้วย ในขณะที่ขนาดของหยดเชื้อเพลิง (Droplet) ใหญ่ขึ้น ดังนั้นความหนืดจะมีผลต่อ Injection Timing ที่เหมาะสมสำหรับรูปร่างหัวฉีดและความดันการฉีดเชื้อเพลิงหนึ่งๆ นอกจากนี้ความหนืดจะมีอิทธิพลต่อปริมาณของเชื้อเพลิงที่ฉีดด้วย

เชื้อเพลิงดีเซลมักจะมีการกำหนดคุณสมบัติขอบเขตบนของความหนืดเพื่อให้แน่ใจว่าการไหลของเชื้อเพลิงที่เพียงพอสำหรับการติดเครื่องขณะเย็นและยังมีการกำหนดความหนืดต่ำสุดเพื่อป้องกันการสูญเสียกำลังที่อุณหภูมิสูงด้วย เนื่องจากหากว่าเชื้อเพลิงมีค่าความหนืดต่ำมากเกินไปจะทำให้ Penetration ของสเปรย์ยาวเกินไป ซึ่งจะทำให้เกิดการเปียกที่ผนังห้องเผาไหม้ทำให้สูญเสียกำลังของเครื่องยนต์ได้

2.1.5 คุณสมบัติการหล่อลื่น (Lubricity)

คุณสมบัติการหล่อลื่นของเชื้อเพลิงดีเซล โดยการทดสอบด้วยวิธี High Frequency Reciprocating Rig (HFRR) ตามวิธีการทดสอบของ CEC F-06-A-96 ซึ่งจะทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมัน ซึ่งช่วยลดการสึกหรอที่เกิดจากการใช้งานในชิ้นส่วนที่สัมผัสกับเชื้อเพลิงโดยตรง

2.1.6 คุณสมบัติที่อุณหภูมิต่ำของเชื้อเพลิงดีเซล

เชื้อเพลิงดีเซล อาจประกอบด้วย Heavy Paraffinic Hydrocarbons ซึ่งมีความสามารถในการละลายที่จำกัดในเชื้อเพลิง Paraffins จะสะสมรวมตัวกันเป็นไข (Wax) เมื่ออยู่ในสถานะที่เย็นเพียงพอ ซึ่งนั่นเป็นสิ่งที่ไม่ต้องการ การเกิดในระบบเชื้อเพลิงในยานพาหนะเป็นแหล่งของปัญหาในการทำงานต่างๆ เช่น ทำให้เกิดการอุดตันในระบบเชื้อเพลิง

2.1.7 เสถียรภาพของเชื้อเพลิงดีเซล

คุณสมบัติที่สำคัญประการหนึ่งของเชื้อเพลิงคือ ความมีเสถียรภาพไม่เปลี่ยนแปลงระหว่างช่วงเวลาระหว่างการผลิต การใช้งานในเครื่องยนต์ และการก่อกวนของตะกอนระหว่าง การเก็บเชื้อเพลิงดีเซลในระยะยาว ไนโตรเจน และสารประกอบที่มีกำมะถันเป็นองค์ประกอบมักจะ เกี่ยวข้องอย่างมากในกระบวนการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิง เนื่องจากองค์ประกอบเหล่านี้มี แนวโน้มที่จะรวมตัวกันเป็นตะกอนเชื้อเพลิง กลไกที่การเผาไหม้ของไฮโดรคาร์บอนเกิดขึ้นในหลาย ขั้นตอน เริ่มต้นด้วยการเริ่มเกิดโซ่ซึ่งเกี่ยวข้องกับการเกิดอนุมูลอิสระ เมื่ออนุมูลอิสระของ ไฮโดรคาร์บอนก่อกวนขึ้น มันจะสามารถรวมตัวกับออกซิเจนเพื่อก่อให้เกิดอนุมูล Peroxide ซึ่ง ในทางกลับกันสามารถทำปฏิกิริยากับโมเลกุลไฮโดรคาร์บอนอื่นโดยการกำเนิดอนุมูลอิสระของ ไฮโดรคาร์บอนอื่น และ Hydroperoxide ดังนั้นกระบวนการเผาไหม้จึงไม่สูญสลายไปได้ด้วย ตัวเอง อนุมูลอิสระยังสามารถเป็นเหตุให้เกิด Polymerization และปฏิกิริยาการเผาไหม้ เพื่อ ก่อให้เกิดวัสดุที่น้ำหนักโมเลกุลสูง ซึ่งสามารถสะสมรวมตัวในระบบเชื้อเพลิง ขั้นตอนสุดท้ายคือ Chain Termination เมื่อ Antioxidant หายไป เป็นปฏิกิริยาซึ่งนำไปสู่ผลิตภัณฑ์ที่ไร้อนุมูลอิสระ

ความสามารถของเชื้อเพลิงในการรักษาเสถียรภาพในถังเก็บขึ้นอยู่กับตัวแปรซึ่งควบคุม อัตราการเกิดปฏิกิริยาด้วยตัวเอง อาทิ Oxidation ผลิตภัณฑ์สุดท้ายของการเกิดปฏิกิริยาด้วย ตัวเองที่ซับซ้อนปรากฏออกมาโดยทั่วไปมี 2 ชนิด ได้แก่ Soluble Gum ซึ่งเป็นพวก Nonvolatile และ Insoluble Gum ซึ่งมักถูกเรียกว่าเป็นตะกอน และเป็นผลิตภัณฑ์ที่อันตรายที่สุดของการ เสื่อมสภาพของเชื้อเพลิงในถังเก็บ การเกิดผลิตภัณฑ์ที่เสื่อมสภาพในระบบเชื้อเพลิงถูกสังเกตเห็น ได้จากการอุดตันที่ไส้กรอง และการสะสมรวมตัวของสารเหนียวๆ (Gum) ในระบบจุดระเบิดและ หัวฉีด สาเหตุหลักของปัญหาการทำงานเหล่านี้ อาจเป็นเพราะความจริงที่ว่าเชื้อเพลิงดีเซลทำ หน้าที่เป็นตัวหล่อเย็นหัวฉีด ซึ่งเป็นไปได้มากที่สุดที่จะเสื่อมสภาพที่อุณหภูมิสูง ในส่วนของถัง เชื้อเพลิงเมื่อเชื้อเพลิงถูกทำให้เย็นลงและให้ความร้อนอีกครั้ง การเกิดวัฏจักรการให้ความร้อนและ การทำให้เย็นต่อเนื่องกันอาจทำให้เกิดการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิงดีเซลที่ไม่มีเสถียรภาพทาง ความร้อน

2.1.8 ปริมาณซัลเฟอร์ (Sulphur Content)

วิธีหนึ่งในการลดระดับไอเสียทั้งหมดของ Particulate Matter (TPM) จากเครื่องยนต์ดีเซล คือ การใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่มีกำมะถันต่ำ (<0.05% โดยน้ำหนัก) ระหว่างกระบวนการเผาไหม้ กำมะถันส่วนใหญ่ในเชื้อเพลิงถูกเปลี่ยนเป็น Sulphur Dioxide (SO₂) ซึ่งส่วนมากถูกปล่อยสู่ สิ่งแวดล้อม ที่ซึ่งอาจเกิดปฏิกิริยาทางเคมีเพิ่มเติม นำไปสู่มลภาวะทางอากาศ SO₂ ที่เหลือจะถูก เผาไหม้ในไอเสียดีเซลที่มีออกซิเจนหนา และเกิดเป็น Sulphur Trioxide (SO₃) อุณหภูมิไอเสีย

ดีเซลที่สูงจะรักษา SO_3 ไว้ในสถานะไอ ซึ่งมีความเกี่ยวข้องกับน้ำ โดยปฏิกิริยาคายความร้อนนำไปสู่การก่อตัวของละอองกรดกำมะถันในอากาศ ซึ่งเมื่อรวมตัวกับน้ำโดยพันธะทางเคมีจะถูกปล่อยออกมาเป็น Particulate Matter

ประโยชน์อื่นของการลดระดับกำมะถันในเชื้อเพลิงดีเซลคือ การลดการกัดกร่อน เป็นที่รู้กันว่าระดับกำมะถันที่สูงในเชื้อเพลิงทำให้เกิดการกัดกร่อนที่แหวนลูกสูบและ Liners ของกระบอกสูบ การที่กำมะถันทำให้เกิดการกัดกร่อน ซึ่งขึ้นอยู่กับระดับกำมะถันของเชื้อเพลิงและสถานะการทำงานของเครื่องยนต์โดยตรง

สำหรับในประเทศไทยค่ามากที่สุดของกำมะถันในดีเซลถูกกำหนดไว้คือ 0.05% ในการผลิตเชื้อเพลิงที่มีกำมะถันน้อยกว่า 50 ppm และปริมาณ Aromatic 5% โดยปริมาตร (ตามที่ระบุสำหรับเชื้อเพลิงดีเซล Class 1) จำเป็นที่จะต้องใช้สถานะ Hydro-Processing ที่รุนแรงขึ้นหรือเทคโนโลยี Hydro-Processing ที่แตกต่างกันออกไป

2.1.9 ปริมาณอะโรมาติก (Aromatic Content)

ส่วนประกอบ Aromatic ในเชื้อเพลิงดีเซลเป็นปัญหาที่สำคัญเพราะว่าทำให้เกิดการปล่อย Particulate Emission แต่อย่างไรก็ตาม Aromatic มีส่วนช่วยในการหล่อลื่นของเชื้อเพลิง ดังนั้นการกำจัดสารเหล่านี้จะทำให้เกิดอัตราการสึกหรอของปั๊มหัวฉีดสูงอย่างผิดปกติ

2.1.10 ปริมาณน้ำและตะกอน (Water and Sediment Content)

เราไม่สามารถที่จะกำจัดน้ำออกจากเชื้อเพลิงดีเซลได้หมด เนื่องจากขั้นตอนแรกที่มีน้ำเข้ามาคือระหว่างกระบวนการผลิต นอกจากนั้นยังมีความเสี่ยงของการมีน้ำปะปนมาระหว่างการขนส่งและการเก็บในถัง การเกิดขึ้นของน้ำในถังเก็บอาจทำให้เกิดการเติบโตของราและแบคทีเรีย การปนเปื้อนจุลินทรีย์ทำให้เกิดปัญหาสำคัญกับเครื่องยนต์โดยเฉพาะอย่างยิ่งระบบเชื้อเพลิง เช่น เกิดการอุดตันที่ไส้กรอง

ตะกอนที่พบในเชื้อเพลิงดีเซลส่วนใหญ่เป็นอนินทรีย์โดยกำเนิด เช่น สนิม, อนุภาคโลหะ และฝุ่นละออง บางส่วนสามารถเป็นสารอินทรีย์จากการเสื่อมสภาพขององค์ประกอบเชื้อเพลิงที่ไม่เสถียร, การกระทำของแบคทีเรียที่รอยต่อของน้ำมัน-น้ำ หรือไขจากเชื้อเพลิง

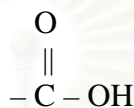
ตะกอนสามารถนำไปสู่การอุดตันไส้กรองในยานพาหนะ และน้ำยังช่วยเพิ่มสถานะกรดทำให้เกิดปัญหาเนื่องมาจากการกัดกร่อนและความสึกหรอในเครื่องยนต์และระบบฉีดเชื้อเพลิง การทดสอบมาตรฐานสำหรับปริมาณน้ำและตะกอนทำได้โดยวิธีการเหวี่ยง

2.1.11 จุดวาบไฟ (Flash Point)

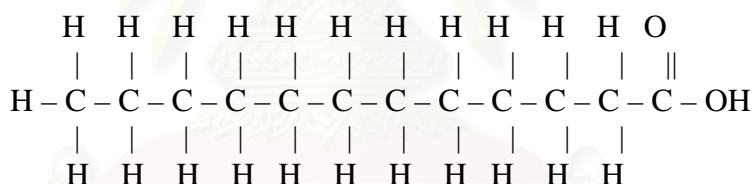
จุดวาบไฟ คือ การวัดอุณหภูมิที่ต่ำที่สุดซึ่งเชื้อเพลิงจะเกิดการลุกไหม้ได้จากแหล่งกำเนิดประกายไฟภายใต้สภาวะห้องปฏิบัติการที่ได้มาตรฐาน จุดวาบไฟนี้จะมีผลต่อเชื้อเพลิงในการพิจารณาด้านการขนส่ง, รูปแบบการจัดเก็บ และการระมัดระวังดูแลรักษา

2.2 น้ำมันพืช [2]

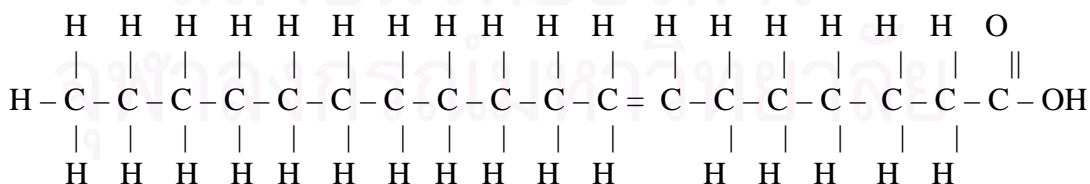
ส่วนประกอบพื้นฐานของน้ำมันพืชประกอบไปด้วยกรดไขมัน กรดไขมันมีลักษณะเหมือนกรดอินทรีย์อื่นๆ คือจะมีกลุ่มคาร์บอกซิล ซึ่งมีสูตรทางเคมีดังนี้



โดยจะมีจำนวนของคาร์บอนต่อกันหลายๆ อะตอม จำนวนของคาร์บอนที่ต่างกันทำให้เกิดกรดไขมันมีสมบัติต่างกัน กรดไขมันที่มีในธรรมชาติส่วนมากจะมีจำนวนคาร์บอนตั้งแต่ 6 ถึง 20 อะตอมโดยกรดไขมันอิ่มตัว หมายถึง กรดไขมันที่มีคาร์บอนอะตอมทุกตัวจับกันด้วยพันธะเดี่ยวมีสูตรทั่วไปคือ $\text{C}_n\text{H}_{2n}\text{O}_n$ ดังตัวอย่างเป็นโครงสร้างทางเคมีของกรดลอริก



ส่วนกรดไขมันไม่อิ่มตัว หมายถึง กรดไขมันที่มีคาร์บอนอะตอมบางตัวจับกันด้วยพันธะคู่ เช่น กรดโอเลอิก ซึ่งน้ำมันพืชส่วนใหญ่จะเป็นกรดไขมันไม่อิ่มตัว ยกเว้นน้ำมันพืชบางชนิด เช่น น้ำมันมะพร้าว ลักษณะโครงสร้างทางเคมีของโอเลอิก แสดงได้ดังนี้



2.2.1 น้ำมันปาล์ม

น้ำมันปาล์ม หมายถึง น้ำมันที่ได้จากเนื้อ (Mesocarp) ของผลปาล์มน้ำมัน (Elaeis Guineensis) สามารถแบ่งเป็น 2 ชนิดคือ 1. น้ำมันปาล์มสำหรับบริโภค 2. น้ำมันปาล์มสำหรับ

อุตสาหกรรม โดยน้ำมันปาล์มสำหรับบริโภคสามารถแบ่งย่อยได้เป็นอีก 2 ชนิดคือ น้ำมันปาล์มธรรมชาติ (Virgin Oil) และน้ำมันปาล์มรีไฟน์ (Refined Oil)

น้ำมันปาล์มธรรมชาติ หมายถึง น้ำมันปาล์มสำหรับบริโภคที่ได้จากการบีบ อัด หรือการใช้ความร้อน อาจทำให้สะอาดโดยการล้าง การตั้งไว้ให้ตกตะกอน การกรองและการหมุนเหวี่ยง (centrifuse) เท่านั้น ส่วนน้ำมันปาล์มรีไฟน์หรือน้ำมันปาล์มผ่านกรรมวิธี หมายถึงน้ำมันปาล์มสำหรับบริโภคที่อย่างน้อยต้องผ่านกรรมวิธีการกำจัดกรด น้ำมันปาล์มที่นำมาใช้ในงานวิจัยนี้เป็นน้ำมันปาล์มธรรมชาติหรือน้ำมันปาล์มดิบ (Crude Palm Oil) ซึ่งได้จากการสกัดผลปาล์มสด (Fresh Fruit Bunch) โดยที่น้ำมันปาล์มดิบเป็นน้ำมันจากเส้นใยของผลปาล์มมีลักษณะเป็นน้ำมันข้น มีสีส้มขุ่น หน อุดหนุมิปกติ เมื่ออุ่นด้วยความร้อนน้ำมันจะใสและมีสีส้มอมแดง และน้ำมันปาล์มโอเลอิน (Palm Olein Oil) หรือน้ำมันปาล์มรีไฟน์ (Refined oil) ที่ใช้สำหรับบริโภค มีลักษณะเป็นน้ำมันสีเหลืองใส

สารเจือปนที่พบในน้ำมันปาล์มแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มใหญ่ๆ คือ

1. กลุ่มไฮโดรไลติก (Hydrolytic) ประกอบด้วยความชื้น สิ่งสกปรกกรดไขมันอิสระ กลีเซอไรด์ และเอนไซม์ต่างๆ
2. กลุ่มออกซิเดทีฟ (Oxidative) ประกอบด้วยเศษผงโลหะ สารออกซิเดชันต่างๆ เม็ดสีโทโคเฟอรอล (Tocopherols) และฟอสฟาไทด์ (Phosphatide)
3. สารที่เป็นตัวเร่งให้เกิดสารพิษ ได้แก่ สารประกอบพวกไนโตรเจน กำมะถัน และเฮโลเจน ตลอดจนฟอสฟาไทด์ และสารออกซิเดชันต่างๆ ด้วย

น้ำมันปาล์มดิบเป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากกระบวนการสกัดน้ำมันปาล์มจากผลปาล์มสดซึ่งจัดเป็นพืชน้ำมันที่ให้ผลผลิตมากที่สุดสำหรับในประเทศไทย ตามนิยามใน มอก. 288-2535 มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม น้ำมันปาล์มสำหรับบริโภค น้ำมันปาล์มดิบมีคุณลักษณะทางเคมีและกายภาพ ดังตารางที่ 2-1

ตารางที่ 2-1 แสดงคุณลักษณะของน้ำมันปาล์มดิบ [3]

คุณลักษณะ	วิธีการทดสอบ	ข้อกำหนด
ความหนาแน่นสัมพัทธ์(Relative Density) ที่ 50/20 °C	CAC/RM9	0.891-0.899
ดัชนีหักเห (Refractive Index) ที่ n_D 50 °C	IUPAC(1979)	1.455-1.456
น้ำและสารระเหยได้ที่อุณหภูมิ 105 °C (%wt)	IUPAC(1979)	≤ 0.2
สิ่งอื่นที่ไม่ละลาย (Insoluble Impurities)(%wt)	IUPAC(1979)	≤0.05
ค่าไอโอดีนแบบวิจิส (Iodine Value, Wijis)	IUPAC(1979)	50-55

ตารางที่ 2-1 แสดงคุณลักษณะของน้ำมันปาล์มดิบ [3] (ต่อ)

คุณลักษณะ	วิธีการทดสอบ	ข้อกำหนด
ค่าสะaponนิฟิเคชัน (Saponification Value) มิลลิกรัมโพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ต่อตัวอย่าง 1 กรัม	IUPAC(1979)	190-209
สารที่สะaponนิฟายไม่ได้ (Unsaponifiable Matter) กรัมต่อตัวอย่าง 1 กิโลกรัม	IUPAC(1979)	≤ 12
ค่าของกรด(Acid Value) มิลลิกรัมโพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ต่อตัวอย่าง 1 กรัม	IUPAC(1979)	≤ 4
ค่าเปอร์ออกไซด์ (Peroxide Value) มิลลิกรัมสมมูลเปอร์ออกไซด์ออกซิเจนต่อตัวอย่าง 1 กก.	IUPAC(1979)	≤ 10
บีตาแคโรทีน(Beta Carotene)มิลลิกรัมต่อกิโลกรัม	AOAC(1984)	500-2000

น้ำมันปาล์มดิบที่ทางโรงงานสกัดน้ำมันปาล์มผลิตได้ ส่วนใหญ่จำหน่ายให้กับโรงงานทำสบู่ มาการีนและกลั่นเป็นน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ แต่จากความไม่แน่นอนของสถานการณ์ตลาดปาล์ม น้ำมันในประเทศที่มีผลทำให้ระดับราคาผลปาล์มสดและน้ำมันปาล์มดิบ มีแนวโน้มลดต่ำลงจากในอดีตที่ผ่านมาทำให้เกิดแนวความคิดที่จะนำน้ำมันปาล์มดิบมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซลเพิ่มมากขึ้น

2.2.2 การเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบ

น้ำมันปาล์มส่วนใหญ่จะประกอบด้วยกรดไขมัน ซึ่งอาจอยู่ในรูปของเหลวหรือของแข็งก็ได้ แต่ถ้าเป็นปาล์มดิบจะอยู่ในรูปของเหลว ซึ่งองค์ประกอบทางเคมีของไขมัน ได้แก่ เอสเทอร์ ซึ่งไขมันจากพืชเหล่านี้จะมีคุณสมบัติต่างจากไขมันสัตว์หรือไขมันประเภทอื่น กล่าวคือ ในไขมันพืชจะประกอบด้วยเอสเทอร์ของกรดไขมันที่มีน้ำหนักโมเลกุลสูงๆ และโมเลกุลแอลกอฮอล์ที่มีสายยาว ส่วนกรดไขมันในพืชส่วนใหญ่จะเป็นไขมันประเภทไตรกลีเซอไรด์ กรดไขมันเหล่านี้สามารถรวมตัวกับกลีเซอรอล เพื่อเกิดเป็นสารประเภทโมโนกลีเซอไรด์ หรือไดกลีเซอไรด์ได้ เมื่อกลุ่มไฮดรอกซี จำนวน 1-2 กลุ่มนี้ถูกแทนที่ไป อย่งไรก็ดีเมื่อมีอนุมูลอิสระของกรดไขมันที่เกี่ยวข้องในปฏิกิริยามากกว่า 1 กลุ่มขึ้นไป ก็จะสามารถรวมตัวกลายเป็นไตรกลีเซอไรด์ได้ ซึ่งกรดไขมันประเภทหลังนี้จะพบมากในไขมันจากพืช กรดไขมันเหล่านั้นจะประกอบด้วยสายไฮโดรคาร์บอนทั้งประเภทอิ่มตัวและไม่อิ่มตัว ซึ่งการมีโครงสร้างดังกล่าวนี้ทำให้เกิดปฏิกิริยาที่สำคัญขึ้นดังนี้

ก. ปฏิกิริยาไฮโดรลิซิส (Hydrolysis)

ปฏิกิริยาไฮโดรลิซิส จะเกิดขึ้นเสมอในน้ำมันปาล์มดิบ และจะมีผลทำให้สารประกอบ โมโน ได และไตรกลีเซอไรด์ กลายเป็นกรดไขมันอิสระ (Free Fatty Acid) มากขึ้น มีผลทำให้คุณภาพน้ำมันปาล์มดิบลดลง ซึ่งสาเหตุการเกิดปฏิกิริยาไฮโดรลิซิสนั้น มาจากการมีน้ำเจือปน การมีฝุ่นละอองและโลหะหนักปนเปื้อน และผลของการทำลายจากเอนไซม์ ดังนั้นเพื่อป้องกันน้ำมันปาล์มดิบเสื่อมสภาพอันด้วยสาเหตุเนื่องมาจากปริมาณน้ำและสิ่งปนเปื้อนสามารถทำได้โดยลดปริมาณน้ำและสิ่งปนเปื้อนในน้ำมัน เช่น ฝุ่นให้น้อยที่สุด

ในกรณีที่เอนไซม์ก่อให้เกิดปริมาณกรดไขมันอิสระ (FFA) นั้นได้มีผู้ศึกษาแล้วพบว่า ถ้าเก็บผลปาล์มสดจากต้นจะมีปริมาณกรด FFA เพียงร้อยละ 0.1 (ส่วนใหญ่เป็น Palmitic Acid) แต่ถ้าผลปาล์มสดนั้นผ่านกระบวนการสกัด การบด ก็จะทำให้มีปริมาณ FFA สูงขึ้นถึงร้อยละ 50 ในเวลาเพียง 2-3 ชม. แต่ถ้ามีการนำผลปาล์มมาให้ความร้อนก่อนประมาณ 90-100°C จะทำให้การเพิ่มปริมาณของ FFA น้อยลงได้มีผู้ศึกษาเกี่ยวกับผลของปริมาณน้ำและอุณหภูมิต่อปริมาณ FFA ในน้ำมันปาล์มเมื่อเวลาต่างๆ กัน ดังแสดงในตารางที่ 2-2

จากผลการศึกษาพบว่าการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิต่ำประมาณ 18°C ปริมาณกรดไขมันอิสระจะเพิ่มสูงขึ้นน้อยกว่าเมื่อเทียบกับการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิสูงขึ้น เช่นที่ อุณหภูมิ 55°C และที่อุณหภูมิ 75°C แม้ว่าจะระยะเวลาการเก็บรักษานานถึง 62 วันและน้ำมันปาล์มที่เก็บรักษามีปริมาณน้ำเพิ่มขึ้นจากร้อยละ 0.25 เป็นร้อยละ 5 จะทำให้ปริมาณกรดไขมันอิสระเพิ่มสูงขึ้น

ตารางที่ 2-2 แสดงปริมาณกรดไขมันอิสระในการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มที่อุณหภูมิและความชื้นที่ต่างกัน [4]

เวลาและอุณหภูมิของการทดลอง	ร้อยละ(Percent) ของกรดไขมันอิสระในรูปของกรด Palmitic	
	น้ำมันผสมน้ำร้อยละ 0.25	น้ำมันชนิดเดียวกันและผสมน้ำเพิ่มขึ้นอีกร้อยละ 5
เริ่มต้นการทดลอง	2.8	2.8
หลังจาก 62 วัน ณ 18°C	3.3	3.3
หลังจาก 55 วัน ณ 55°C	3.5	4.1
หลังจาก 36 วัน ณ 75°C	4.6	9.7

ขณะเดียวกันก็ยังมีผู้ศึกษาอีกว่าปริมาณของเชื้อราประเภทย่อยสลายไขมัน (Lipolytic Micro-Organisms) ในน้ำมันจะมีผลต่อการเพิ่มปริมาณกรดไขมันอิสระด้วย เชื้อรา

ดังกล่าวนี้ได้แก่ เชื้อราย่อยสลายไขมัน (Lipolytic Fungi) ซึ่งได้แก่เชื้อราที่มีชื่อเรียกสปีชีส์ (Species), Paecilomyces, Aspergillus, Rhizopus และ Torula เป็นต้น นั่นคือ การเก็บรักษา น้ำมันปาล์มดิบที่ดี ควรให้น้ำมันปาล์มดิบนั้นมีปริมาณน้ำต่ำสุด (คือน้อยกว่าร้อยละ 0.1) ให้มีฝุ่นน้อยที่สุด และอยู่ในสภาวะที่เชื้อโรคไม่สามารถเติบโตได้ก็จะช่วยรักษาคุณภาพของน้ำมันปาล์มดิบได้

ข. ปฏิกริยาออกซิเดชัน (Oxidation)

เนื่องจากไขมันที่เป็นองค์ประกอบของน้ำมันปาล์มดิบนั้นเป็นประเภทไขมันไม่อิ่มตัว (Unsaturated) ซึ่งสามารถเกิดปฏิกริยาออกซิเดชันได้ ณ ตำแหน่งพันธะคู่ ได้ผลออกมาเป็นสารประเภทไฮโดรเปอร์ออกไซด์ (Hydroperoxides) ซึ่งจะทำให้ไขมันนั้นมีกลิ่นเหม็นหืน การป้องกันให้ปฏิกริยาเหล่านี้เกิดขึ้นน้อยลงคือ ไม่ควรให้ถูกกับออกซิเจนในอากาศ และอย่าให้ถูกแสงเพราะแสงจะเป็นตัวเร่งปฏิกริยาได้ อย่างไรก็ตามธรรมชาติได้มีกระบวนการป้องกันการเกิดปฏิกริยาออกซิเดชันไว้แล้ว นั่นคือในไขมันที่ได้จากพืชส่วนใหญ่จะเป็นกรดไขมันประเภทไม่อิ่มตัว (Polyunsaturated Fatty Acid) ซึ่งในพืชประเภทนี้จะมีสารประกอบพววิตามินอี ทำหน้าที่เป็นสารป้องกันการเกิดออกซิเดชัน (Antioxidant) อยู่แล้ว ในปาล์มน้ำมันจะมีวิตามินอีประมาณ 10-130 มิลลิกรัมต่อ 100 กรัม แม้วิตามินอีเหล่านี้จะมีอยู่ในธรรมชาติ แต่เมื่อทำการเก็บเกี่ยวผลปาล์มเพื่อจะมาเข้าสู่กระบวนการผลิตวิตามินอีก็จะสลายไป จึงได้มีการเติมสารประเภทโทโคฟีรอล (Tocopherols) ลงไปในน้ำมันพืชเหล่านี้เพื่อป้องกันการเหม็นหืน

สรุปได้ว่า ในการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบจะต้องให้มีน้ำ ฝุ่นละอองและโลหะหนัก เจือปนน้อยที่สุดและหากนำผลปาล์มดิบผ่านความร้อนก่อนสกัดก็จะช่วยลดปริมาณกรดไขมันอิสระได้ นอกจากนี้ควรเก็บในอุณหภูมิต่ำและอยู่ในสภาวะที่เชื้อโรคไม่สามารถเจริญเติบโตได้ การเติมสารประเภทโทโคฟีรอลจะป้องกันการเหม็นหืนได้

2.3 เชื้อเพลิงทดสอบ

เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบมี 3 ชนิด ได้แก่ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน

2.3.1 เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล (Diesel)

ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลที่มีจัดจำหน่ายโดยทั่วไป

2.3.2 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ (Crude Palm Oil)

น้ำมันปาล์มดิบ (Crude Palm Oil) ได้มาจากการสกัดผลปาล์มสด (Fresh Fruit Bunch) มีลักษณะเป็นน้ำมันขุ่น มีสีส้มขุ่น ณ อุณหภูมิปกติ ดังรูปที่ 2-2 เมื่ออุ่นด้วยความร้อนน้ำมันจะใส

และมีสีส้มอมแดง ดังรูปที่ 2-3 ในการทดสอบจะต้องอุ่นน้ำมันปาล์มดิบให้มีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 45°C เพื่อลดความหนืดของน้ำมันให้เหมาะสมต่อการทดสอบ



รูปที่ 2-2 แสดงน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิปกติ



รูปที่ 2-3 แสดงผลปาล์มและน้ำมันปาล์มดิบที่ผ่านการอุ่นด้วยความร้อน

2.3.3 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสีน (Palm Olein Oil)

น้ำมันปาล์มโอสีน (Palm Olein Oil) หรือน้ำมันปาล์มรีไฟน์ (Refined Oil) เป็นน้ำมันที่ใช้สำหรับบริโภค มีลักษณะเป็นน้ำมันสีเหลืองใส ดังรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 แสดงน้ำมันปาล์มโอสีน

2.3.4 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ

คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบโดยคณะวิทยาศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย แสดงดังตารางที่ 2-3

ตารางที่ 2-3 แสดงคุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ

Properties	Test Method	Diesel	CPO	Olein
Heating Value, MJ/kg	ASTM D611	45.41	38.77±0.08	39.23±0.11
Carbon Residue, %	ASTM D227	-	0.23	0.21
Viscosity at 40°C, mm ² /s	ASTM D1298	2.199	73.78±0.49	40.09±0.05
API Gravity	ASTM D92 (Open Cup)	-	ต่ำกว่า 19	23.0±0.0
Cetane Number	ASTM D976	52	49	42
Flash Point, °C	ASTM D92	61	267±1.0	สูงกว่า 300

2.4 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำน้ำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล

การศึกษาเกี่ยวกับการนำน้ำมันพืชมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซล ได้รับความสนใจมากขึ้นในปัจจุบัน สืบเนื่องมาจากปริมาณที่น้อยลงและราคาที่สูงขึ้นของน้ำมันดีเซล วิธีที่จะนำน้ำมันพืชมาใช้นั้นมีหลายรูปแบบ โดยวิธีหลักที่นิยมใช้ซึ่งกล่าวโดย Yusuf Ali & Hanna [5] มี 4 วิธี ประกอบด้วย การนำน้ำมันพืชมาใช้โดยตรง การลดความหนืดของน้ำมันพืชโดยการผสมตัวทำละลาย เช่น แอลกอฮอล์ เอทานอล (Micro-Emulsification) การแปลงโมเลกุลของไขมันในน้ำมันพืชให้เป็นให้เป็นเอสเตอร์ (Transesterification) และการทำให้โมเลกุลแตกตัวเพื่อใหขนาดเล็กลงโดยการให้ความร้อนหรือการใช้ตัวเร่งปฏิกิริยา (Cracking or Pyrolysis) เป็นต้น การนำมาใช้อาจจะใช้แทนน้ำมันดีเซลทั้งหมดหรือใช้ผสมกับน้ำมันดีเซลเพียงบางส่วน (Diesel Extender or Blending) ส่วนชนิดของพืชน้ำมันที่นำมาใช้ในการศึกษานั้นจะแตกต่างกันไปตามลักษณะของพืชเศรษฐกิจที่เป็นพืชน้ำมันของแต่ละท้องถิ่น ภูมิภาค เช่น การใช้น้ำมันจากถั่วเหลืองในสหรัฐอเมริกา เช่นงานวิจัยของ Pryor et al. [6] ได้ทำการทดสอบสมรรถนะทั้งในช่วงระยะเวลาสั้น และระยะเวลายาวในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก จากการใช้น้ำมันถั่วเหลือง 100% การใช้น้ำมันจากเมล็ดเรปในประเทศทางแถบยุโรป เช่น งานวิจัยของ Norbert Hemmerlein et al.[7] จากศูนย์วิจัยและพัฒนาเพอร์เซ่ได้ทำการวิจัยถึงสมรรถนะ มลภาวะ และการทดสอบความทนทาน กับเครื่องยนต์ดีเซล 6 เครื่องในแต่ละชนิดและขนาด โดยการใช้ น้ำมันจากเมล็ดเรป 100% ในขณะที่ประเทศทางเขตร้อนรวมทั้งประเทศไทยนิยมนำน้ำมันปาล์มและน้ำมันมะพร้าวมาใช้ในการศึกษา เป็นต้น นอกจากนี้ในบางที่ยังมีการนำน้ำมันจากสัตว์ เช่นน้ำมันจากปลา โดยนำไปผสมกับน้ำมันดีเซล 50% ในรัฐอลาสกา ประเทศสหรัฐอเมริกา [8] น้ำมันที่เหลือจากการประกอบ

อาหาร เช่นในประเทศญี่ปุ่น โดย Yu et al. [9] ได้นำน้ำมันใช้แล้วจากโรงงานผลิตเส้นบะหมี่มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลโดยไม่มีการนำน้ำมันมาผ่านกระบวนการเพิ่มเติม

การนำน้ำมันพืชมาใช้โดยวิธีที่ง่ายและไม่ซับซ้อนคือใช้แทนน้ำมันดีเซลทั้งหมด (น้ำมันพืช 100%) แต่ปัญหาที่พบถูกรวบรวมโดย Sam Jones และ Charles L. [10] ประกอบด้วยการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ เกิดเขม่าและคราบทำให้หัวฉีดเกิดการอุดตัน แหวนลูกสูบติดเนื่องมาจากคราบและไข (Wax and Gum) หลังวาล์วและบ่าวาล์วมีปริมาณคาร์บอนตกค้างเป็นจำนวนมากทำให้เกิดปัญหาวาล์วรั่วทำให้กำลังอัดของเครื่องยนต์ลดลง และยังเกิดปัญหาคราบของน้ำมันพืชที่เกิดการออกซิเดชันซึ่งก่อให้เกิดความเสียหายกับเครื่องยนต์ได้

การนำน้ำมันปาล์มดิบมาใช้ขึ้นพบมากในประเทศมาเลเซีย โดยในปี 2544 ได้มีรายงานผลการวิจัยการใช้ น้ำมันปาล์มดิบผสมน้ำมันก๊าดในประเทศมาเลเซีย โดย T.H. Lim [11] ได้นำน้ำมันปาล์มดิบแก๊สเปอร์เซ็นต์ผสมกับน้ำมันก๊าดดิบเปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรเพื่อลดปัญหาเรื่องค่าความหนืดของเชื้อเพลิง โดยการผสมน้ำมันก๊าดเข้ากับน้ำมันปาล์มดิบที่ถูกอุ่นให้ร้อนที่อุณหภูมิ 60°C เพื่อเป็นการละลายอนุภาคของแข็งขนาดเล็กที่มีอยู่ในน้ำมันปาล์มดิบ ผลการวิจัยพบว่าสมรรถนะของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล แต่พบว่ามีคาร์บอนมอนอกไซด์สูงกว่าน้ำมันดีเซล 43% และไนตริกออกไซด์สูงกว่าน้ำมันดีเซล 7% นอกจากนี้ยังพบว่าน้ำมันที่ถูกผสมมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าและสมรรถนะที่ดีกว่าน้ำมันปาล์มดิบ 100% และค่ามลพิษที่ปล่อยออกมาดีกว่า โดยมีค่าคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำกว่า 19% และค่าไนตริกออกไซด์ต่ำกว่า 19% นอกจากนี้ S. Bari, T.H. Lim และ C.W. Yu [12] ได้ทำการทดลองโดยทำการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบผสมให้ร้อนที่อุณหภูมิ 100°C เพื่อป้องกันปัญหาการอุดตันของระบบจ่ายน้ำมัน ซึ่งการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบให้มีอุณหภูมิสูงถึง 100°C โดยนักวิจัยกลุ่มนี้ได้รายงานว่าการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิดังกล่าวไม่ได้ทำให้เกิดผลกระทบต่อระบบเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์และไม่ได้ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ดีขึ้นกว่าเดิม เพียงแต่ช่วยให้น้ำมันในระบบไหลดีขึ้นไม่มีการติดขัดเมื่อทำการอุ่นที่อุณหภูมิ 60°C ขึ้นไป และไม่ควรเกิน 97°C ซึ่งเป็นจุดที่เชื้อเพลิงเริ่มเกิดฟองอากาศ ซึ่งนักวิจัยกลุ่มดังกล่าว [13] ยังได้ทำการศึกษาต่อไปโดยการเดินเครื่องยนต์เป็นเวลา 500 ชั่วโมงโดยใช้น้ำมันปาล์มดิบที่ถูกอุ่นที่อุณหภูมิ 92°C เป็นเชื้อเพลิง โดยทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ยี่ห้อ L60AE-D พบว่าหลังการทดสอบค่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ลดลงไปถึง 20% และค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นถึง 26% นอกจากนี้ยังได้มีการถอดเครื่องยนต์ออกเพื่อทำการตรวจสอบ พบว่ามีถ่านเกาะอยู่ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์เป็นจำนวนมาก และคราบของถ่านเกาะที่วาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย และนอกจากนี้ยังพบร่องรอยการสึกหรอที่เกิดขึ้นกับแหวนของลูกสูบ, เข็มในหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและวาล์วส่งน้ำมันในปั๊มเชื้อเพลิง นักวิจัยได้ทำการหาสาเหตุของการที่สมรรถนะของเครื่องยนต์ตกลง โดยการนำชิ้นส่วนแต่ละชิ้นที่มีปัญหาไป

ใส่ในเครื่องยนต์ใหม่ทีละส่วน และพบว่าการที่มีถ่านเกาะที่ก้านและป่าของวาล์วไอดีและวาล์วไอดีเสียทำให้วาล์วเกิดการติดขัด เป็นสาเหตุให้เกิดการรั่วในระหว่างช่วงจังหวะอัดและจังหวะระเบิด ด้วยปัจจัยนี้เพียงอย่างเดียวส่งผลทำให้กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ลดลงถึง 18% และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นถึง 23%

ส่วนงานวิจัยในประเทศไทยที่เกี่ยวข้องกับการนำน้ำมันพืชมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซลนั้นมีทั้งที่นำน้ำมันพืชมาใช้โดยตรงและแบบที่ผสมเป็นบางส่วนเข้ากับน้ำมันดีเซล ตัวอย่างของพืชน้ำมันที่มีการศึกษาได้แก่ น้ำมันปาล์ม น้ำมันมะพร้าว น้ำมันถั่วเหลือง เป็นต้น น้ำมันพืชที่นำมาใช้นั้นมีทั้งแบบที่เป็นน้ำมันพืชดิบ น้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการผลิต เช่น การกรองหรือการสกัด รวมถึงน้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการดัดแปลงให้เป็นเอสเตอร์ งานวิจัยส่วนใหญ่ที่เป็น การนำน้ำมันพืชมาใช้โดยตรงนั้นจะเป็นการทดสอบกับเครื่องยนต์การเกษตรที่มีขนาดเล็กและใช้ งานที่ความเร็วรอบต่ำ โดยเฉพาะในช่วงปี 2544-2546 ซึ่งเป็นช่วงที่ผลผลิตทางการเกษตรมีราคา ถูก ได้มีการเร่งพัฒนาการนำน้ำมันปาล์มดิบมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทน โดยมีรายละเอียด โดยสังเขปของโครงการที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

ปี 2544 ทางสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ [14] ได้ทดสอบเดินเครื่องยนต์การเกษตรแบบสูบเดียว โดยใช้ใช้น้ำมันปาล์มดิบอุณหภูมิให้ได้อุณหภูมิ 60°C ผสมกับน้ำมันดีเซลในอัตราส่วน 0:100, 20:80, 30:70, 40:60, 50:50, 60:40, 70:30, 80:20, 90:10, 100:0 ผลการทดสอบพบว่า สามารถติดเครื่องยนต์ได้เช่นเดียวกับน้ำมันดีเซล อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงเท่ากับน้ำมันดีเซล เกิดควันดำน้อยลงในขณะที่เร่งเครื่องยนต์ สามารถทำงานได้ทุกส่วนผสม ในปีเดียวกัน ทางสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ป.ต.ท. [15] ได้ดำเนินงานวิจัยกับเครื่องยนต์ดีเซลสำหรับการเกษตรกรรมโดยใช้ใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมกับน้ำมันดีเซลเช่นเดียวกัน ในงานวิจัยมีการหาสูตรของน้ำมันผสมที่มีสมบัติทางเคมีและฟิสิกส์ที่มีความเหมาะสมกับเครื่องยนต์ โดยที่ไม่ต้องปรับแต่งการทำงานใดๆ จากการทดสอบสมรรถนะพบว่า มีสูตรน้ำมันที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ 2 สูตร (แต่ไม่ปรากฏรายละเอียดวิธีการผสม) คือ สูตรที่ 1 ประกอบด้วย น้ำมันปาล์มดิบร้อยละ 10 และน้ำมันดีเซลร้อยละ 90 กับสูตรที่ 2 ประกอบด้วย น้ำมันปาล์มดิบร้อยละ 20 น้ำมันดีเซลร้อยละ 75 และน้ำมันก๊าดร้อยละ 5 ซึ่งจะไม่ก่อให้เกิดผลกระทบในด้านกำลังของเครื่องยนต์ตลอดจนการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ค่าควันดำ ความเร็วรอบการทำงาน ของเครื่องยนต์และค่าอุณหภูมิของไอดี เป็นต้น

ปี 2544 พระบาทสมเด็จพระเจ้าอยู่หัวฯ ทรงขอจดสิทธิบัตร ที่กรมทรัพย์สินทางปัญญา กระทรวงพาณิชย์ ได้สิทธิบัตรเลขที่ 10764 ในชื่อ การใช้ น้ำมันปาล์มกลั่นบริสุทธิ์เป็นน้ำมันเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล [16] พบว่าน้ำมันปาล์มกลั่นบริสุทธิ์ หรือที่เรียกกันว่า ปาล์มโอดีอิน ซึ่งเป็นน้ำมันที่ใช้ในการปรุงอาหาร มาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลมีข้อดี ในส่วนที่เป็นน้ำมัน

สะอาด และมีความไวไฟต่ำทำให้สะดวกในการเก็บ เป็นสารชีวภาพที่สามารถย่อยสลายตัวได้ง่าย หากปนเปื้อนไปในสิ่งแวดล้อม และจากการทดลองก็พบว่าไอเสียที่ปล่อยจากการสันดาปภายใน เครื่องยนต์ มีคุณภาพดีกว่า น้ำมันดีเซล คือควันดำและเขม่ามีน้อยมาก ไม่มีกลิ่นฉุน และไม่มีสาร ซัลเฟอร์ อันเป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต และกัดกร่อนสร้างความเสียหาย แก่อุปกรณ์ในเครื่องยนต์ อีกทั้งยังมีคุณสมบัติด้านการหล่อลื่นในตัวเอง ทำให้ช่วยลดการสึกหรอและเสียงรบกวนของ เครื่องยนต์ ซึ่งจะส่งผลให้เครื่องยนต์มีอายุการใช้งานยืนยาวขึ้น อีกทั้งยังช่วยอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม และสามารถผลิตได้เองภายในประเทศ ลดการขาดดุลการค้าระหว่างประเทศ เป็นการช่วยเหลือ เกษตรกร

ในปี 2545 งานวิจัยของกรมวิชาการเกษตร [17] ใช้น้ำมันปาล์มดิบที่กรองไขมันออกแล้ว แทนที่น้ำมันดีเซลทั้งหมดกับเครื่องยนต์ดีเซลแบบ 8-15 แรงม้าแบบสูบเดียว พบว่าสามารถจะติด เครื่องยนต์ได้ในระยะแรกประมาณ 3-4 วัน หลังจากนั้นจะมีตะกอนไขมันสะสมที่กรองน้ำมันและ หัวฉีดทำให้เกิดการอุดตันและเครื่องยนต์ติดยาก ซึ่งปัญหานี้ทางกรมฯ ได้เสนอให้ใช้อัตรา ส่วนผสมน้ำมันปาล์มดิบต่อน้ำมันดีเซลให้น้อยลงเป็น 1:9 และ 2:8 ซึ่งผลการทดสอบพบว่า เครื่องยนต์สามารถทำงานได้เช่นเดียวกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลปกติ แต่ต้องมีการล้างกรอง น้ำมันเชื้อเพลิงเป็นระยะเพื่อไม่ให้เกิดการสะสมของตะกอนไขมันที่ยังมีอยู่ในน้ำมันเชื้อเพลิง นอกจากนี้ทางกรมฯ ยังเสนอว่าการใช้น้ำมันปาล์มบริสุทธิ์เป็นเชื้อเพลิงจะมีผลดีกว่าการใช้น้ำมัน ปาล์มดิบเนื่องจากน้ำมันปาล์มดิบมีส่วนผสมของน้ำ ไขมันและกรด ซึ่งจะส่งผลเสียต่อเครื่องยนต์ เมื่อใช้งานในระยะยาว

ในปี 2546 ทางมหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ วิทยาเขตหาดใหญ่ [18] ได้ศึกษาการใช้น้ำมันปาล์มกลั่นบริสุทธิ์ในเครื่องยนต์ทางการเกษตรเปรียบเทียบกับการใช้น้ำมันดีเซล พบว่า ที่ ภาระ 75% ความเร็วรอบ 2200 rpm อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะที่ช่วงโงมการใช้งาน 1000 ชั่วโมงแรกของน้ำมันปาล์มกลั่นบริสุทธิ์มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล 15-20% ส่วนควันดำไม่ แตกต่างกัน และการสึกหรอในส่วนต่างๆ ก็ไม่แตกต่างกัน ยกเว้นที่แหวนอัดของเครื่องยนต์น้ำมัน ปาล์มกลั่นบริสุทธิ์มีการสึกหรอที่สูงกว่า และทางจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย พิชญ์ ปริญา จารย์ [29] ได้ศึกษาผลกระทบจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลต่อเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบหมุนวน พบว่า ส่วนผสมที่เหมาะสมที่สุดคืออยู่ที่น้ำมันปาล์มดิบ 10% ซึ่งผ่านการอุ่นให้มีอุณหภูมิ 60°C ผสมกับน้ำมันดีเซล 90% จากการทดสอบสมรรถนะ พบว่า ที่ สภาวะเต็มกำลังแรงบิดเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล เล็กน้อย ค่า bsfc และค่าอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลมีค่าสูงกว่าค่า จากการใช้น้ำมันดีเซล ค่าควันดำจากทั้งสองเชื้อเพลิงมีค่าใกล้เคียงกันที่ช่วงความเร็วรอบ เครื่องยนต์ต่ำ แต่ที่ช่วงความเร็วรอบสูงน้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลมีค่าควันดำที่สูงกว่า ส่วนที่

สภาวะภาวะบางส่วนพบว่าค่า bsfc ที่ได้จากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลมีค่าสูงกว่า ค่าควันท้าในช่วงแรงบิดต่ำมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ในช่วงแรงบิดสูงค่าควันท้าจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลมีค่าสูงกว่า และค่าอุณหภูมิไอเสียใกล้เคียงกัน และจากการทดสอบความทนทาน พบว่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลหลังผ่านการทดสอบความทนทานมีแรงบิดเบรกที่ลดลงชัดเจน bsfc มีค่าสูงขึ้นเล็กน้อย ค่าควันท้ามีค่าสูงขึ้นตามอายุการใช้งาน ผลจากการวิเคราะห์ที่น้ำมันหล่อลื่นพบความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมีค่าเกินระดับการเตือนขั้นวิกฤตในช่วงโมงการใช้งานน้ำมันหล่อลื่นที่ 100 และ 110 พบปริมาณโลหะตกค้างในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าและมีค่าสูงเพิ่มขึ้นเมื่อใกล้จุดสิ้นสุดอายุน้ำมันหล่อลื่นคือ 100 ชั่วโมงในทุกค่าที่ทำการตรวจวัด และพบปริมาณเหล็กและตะกั่วในปริมาณที่สูงมากเมื่อใช้งานเกินอายุ พบสภาพการสึกหรอในแบร้งก้านสูบ ปริมาณเขม่าจับตัวหนาที่ปลายหัวฉีด คราบตะกอนสีแดงที่ฝาสูบในเครื่องยนต์ และปริมาณตะกอนในกระบอกไต้กรองน้ำมันเชื้อเพลิงในปริมาณที่มากกว่า

ปี 2547 ทางจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย เทอดศักดิ์ ชัยสุริยะพันธ์ [30] ได้ศึกษาถึงความเหมาะสมของการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลเป็นเชื้อเพลิงแทนน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้าแบบหมุนวนพบว่า ส่วนผสมที่เหมาะสมคือ น้ำมันปาล์มดิบ 10% ซึ่งผ่านการอุ่นให้มีอุณหภูมิ 60 °C ผสมกับน้ำมันดีเซล 90% โดยปริมาตร จากการทดสอบสมรรถนะพบว่า ที่สภาวะภาวะสูงสุด ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่แต่ละความเร็วรอบจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลมีค่าไม่แตกต่างจากการใช้น้ำมันดีเซล โดยค่าแรงบิดเบรกที่ได้จากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลที่ความเร็วรอบต่ำถึงรอบปานกลางมีค่าสูงกว่าการใช้น้ำมันดีเซลเล็กน้อย การใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกและอุณหภูมิไอเสียสูงกว่าการใช้น้ำมันดีเซลตลอดช่วงการทำงาน ส่วนผลการทดสอบที่สภาวะภาวะบางส่วนพบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลสูงกว่าการใช้น้ำมันดีเซลขณะที่อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีค่าใกล้เคียงกัน และจากการทดสอบความทนทานพบว่า สมรรถนะที่ได้มีค่าลดลงตลอดช่วงความเร็ว โดยค่าแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าลดลงประมาณร้อยละ 9 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกมีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุดประมาณร้อยละ 5 ผลการวิเคราะห์ตัวอย่างน้ำมันหล่อลื่นซึ่งทำการสุ่มอย่างต่อเนื่องตลอดการทดสอบภายใต้วัฏจักรจำลองพบว่าในช่วงปลายก่อนครบอายุการใช้งานของน้ำมันหล่อลื่นตามที่บริษัทผู้ผลิตแนะนำ ทั้งค่าความหนืดและปริมาณโลหะ(Fe, Cr, Al) ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นมีค่าสูงเกินเกณฑ์ปกติที่กำหนดไว้ แสดงให้เห็นว่าผลจากความหนืดส่งผลให้มีการสึกหรอเกิดขึ้นที่ค่อนข้างสูงและผลการตรวจพินิจชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์หลังการทดสอบพบว่า ที่หน้าหัวฉีดมีคราบตะกอนจับหนาจนทำให้การฉีดไม่เป็นละอองฝอย ทำให้ประสิทธิภาพในการเผาไหม้ลดลง นอกจากนี้ยังพบว่ามีคราบเขม่า ตะกอนและยางเหนียวติดอยู่บริเวณร่องแหวนลูกสูบ ที่ผนังห้องเผาไหม้และบริเวณ

หัวข้อถูกสุบเป็นจำนวนมาก ซึ่งน่าจะเกิดมาจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ส่วนผลวิเคราะห์คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นในขั้นตอนการขับจริงพบว่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นอยู่ในเกณฑ์ปกติ

ปี 2548 ทางจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และสุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ [31] ได้ศึกษา เปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (น้ำมันปาล์มดิบ 10% ผสมน้ำมันดีเซล 90% โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้า แบบมีอากาศหมุน โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Ford Ranger รุ่น WL81 ขนาด 2.499 ลิตร พบว่าการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลให้แรงบิดและกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซล แต่ประสิทธิภาพต่ำกว่าดีเซลตลอดทุกช่วงภาระ โดยที่ความเร็วรอบต่ำอุณหภูมิไอเสียของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย และความแตกต่างนี้จะมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย แต่อัตราการปล่อยความร้อนและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำกว่าดีเซล ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลวงหน้าพบว่าสเปกตรัมปาล์มดิบดีเซลมีระยะฟุ้งสเปกตรัมยาวกว่าและมุมสเปกตรัมกว้างกว่าดีเซลเล็กน้อย องค์การฉีดปาล์มดิบดีเซลจะฉีดก่อนดีเซลเล็กน้อย โดยในช่วงความเร็วรอบต่ำจะมีช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวกว่าดีเซล แต่มีแนวโน้มใกล้เคียงกัน เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ขณะที่ช่วงเวลากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองจะใกล้เคียงกัน ซึ่งจากการวิเคราะห์ด้วย Two-color Method พบว่าปาล์มดิบดีเซลให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำกว่าดีเซล แต่มีการแจจแจงความเข้มข้นของเขม่าใกล้เคียงกัน โดยปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่สังเกตได้จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้เป็นไปในทิศทางสอดคล้องกับอัตราการปล่อยความร้อนที่วิเคราะห์จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งพฤติกรรมกรการเผาไหม้ทั้งสองเชื้อเพลิงไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้

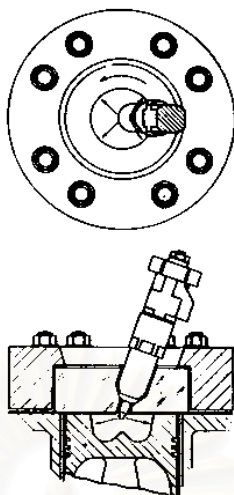
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compression Ignition, CI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่านออร์ฟิซ (Orifice) ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง เชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิง จึงทำให้เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-Ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม โดยหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี Ignition Delay สั้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไปจนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ โดยกระบวนการแตกตัวเป็นละอองฝอยและระเหยของเชื้อเพลิงเหลว, การผสมกับอากาศ และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งหมดจะเกิดอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้การผสมระหว่างอากาศที่ยังคงเหลืออยู่ในห้องเผาไหม้กับแก๊สที่กำลังเผาไหม้และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว จะเกิดอย่างต่อเนื่องตลอดระยะเวลาการเผาไหม้ในจังหวะขยายตัว (Expansion Stroke)

ระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบ่งเป็น 2 แบบตามลักษณะของห้องเผาไหม้ดังนี้

3.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 3-1



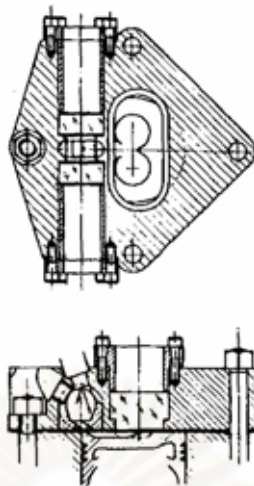
รูปที่ 3-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [19]

3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบ่งเป็น 2 ห้อง โดยเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Prechamber) ซึ่งมีช่อง (Throat) ต่อกับห้องเผาไหม้หลัก (Main Chamber) โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 3-2 ในกรณีที่เป็นเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber สามารถอธิบายสรุปได้ดังนี้ เริ่มจากในช่วงจังหวะอัด อากาศจะถูกอัดจากห้องเผาไหม้หลักที่อยู่เหนือหัวลูกสูบ ผ่าน Throat เข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังนั้นที่ช่วงสุดท้ายของจังหวะอัด จะเกิดการหมุนวน (Swirl) ของอากาศอย่างรุนแรง โดยจะมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า หลังจากช่วง Ignition Delay แล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า สูงกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลักแล้ว ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่จะถูกดันกลับเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก ในขณะที่หัวฉีดยังคงฉีดเชื้อเพลิงอย่างต่อเนื่องออกมาผสมและทำปฏิกิริยาเคมีกับอากาศในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แล้วออกมาเกิดการผสมกับอากาศต่อไปในห้องเผาไหม้หลัก และเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องจนสิ้นสุดจังหวะขยายตัว

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber [19]

3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

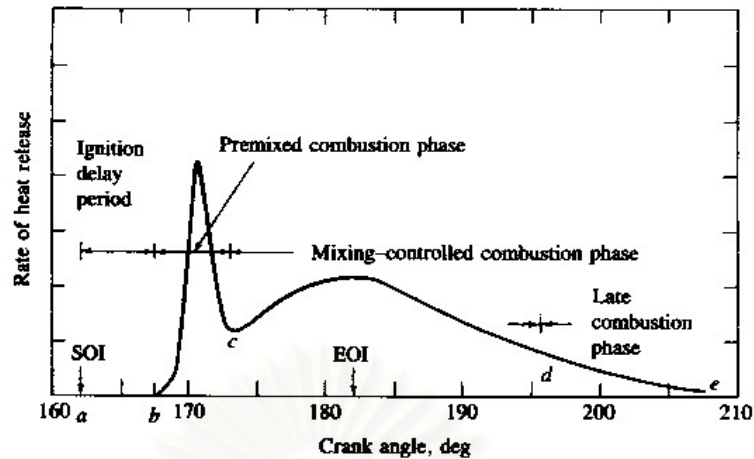
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากฝั่งอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 3-3 ดังนี้

Ignition Delay (ab) เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย Ignition Delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [20]

Premixed Phase (bc) เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง Flammability Limit ซึ่งผสมกันในระหว่างช่วง Ignition Delay จะเกิดการเผาไหม้ขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วง 2-3 องศาเซลเซียสหรือเร็วยิ่ง โดยส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่เมื่อพบกับส่วนผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ จะเกิดการเผาไหม้เกือบพร้อมกันเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง

Mixing-Controlled Combustion Phase (cd) เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วง Ignition Delay ได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ)

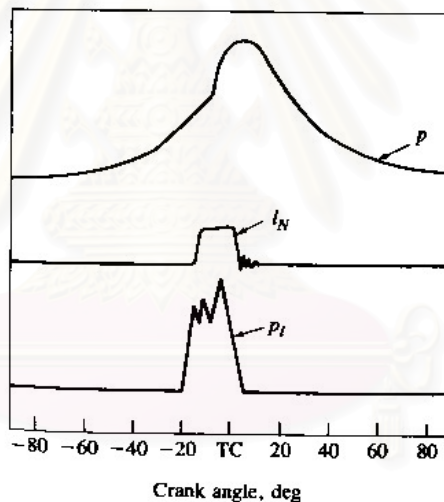
Late Combustion Phase (de) เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



รูปที่ 3-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป [19]

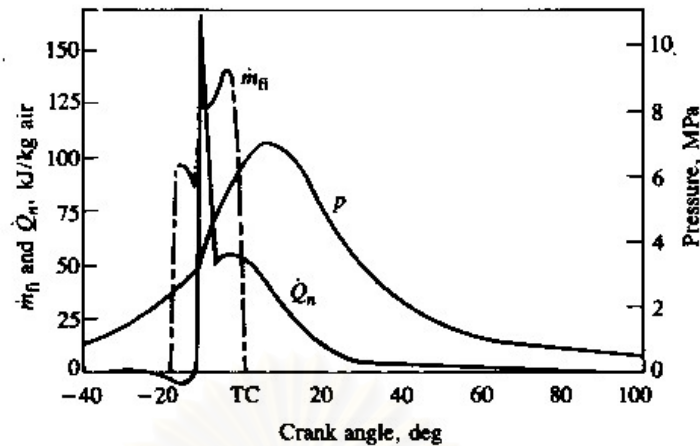
3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู



รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลของความดันในระบบสูบ (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [19]

รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูป พบว่ามีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนความชันของกราฟ $P-\theta$) เท่ากับ 9 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆ และมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC



รูปที่ 3-5 แสดงค่าความดันในระบบสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_{fi}) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa [19]

รูปที่ 3-5 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและข้อมูลความดันระบบสูบตามกราฟในรูปที่ 3-4 โดยกราฟอัตราการปล่อยความร้อนแสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด ซึ่งเห็นได้ว่าการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในระหว่างช่วง Ignition Delay (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการทำให้เชื้อเพลิงระเหยและมีอุณหภูมิสูงขึ้น)

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันระบบสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อยๆ ลดลง (แต่ในช่วงเริ่มต้นอาจเพิ่มขึ้นไปเป็นค่าสูงสุดค่าที่สองได้ แต่จะต่ำกว่าค่าสูงสุดครั้งแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปล่อยความร้อนหลัก ระยะที่สามเป็นช่วงท้ายของการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนจะน้อยกว่าช่วงการปล่อยความร้อนหลักและเกิดขึ้นตลอดจังหวะขยายตัว ดังนั้นจากการเปรียบเทียบกับกราฟอัตราการปล่อยความร้อน ในรูปที่ 3-5 สามารถสรุปได้ว่า ระยะแรกการเผาไหม้อยู่ในช่วง Premixed Phase ระยะที่สองอยู่ในช่วง Mixing-Controlled Combustion Phase และระยะที่สามอยู่ในช่วง Late Combustion Phase

3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

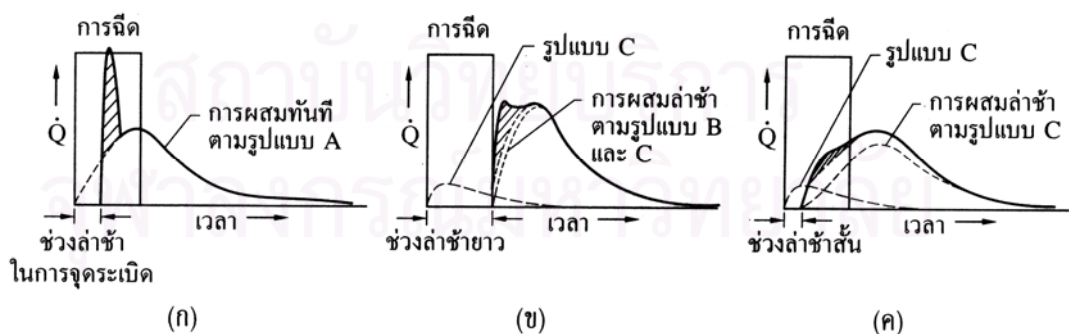
ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber ลักษณะของผังอัตราการปล่อยความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์ DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น Initial Spike (ช่วง Premixed Combustion Phase) เนื่องจากการที่เครื่องยนต์ IDI มีห้องเผาไหม้ขนาดเล็กกว่า ร่วมกับการที่

อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปร์ยเชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง Ignition Delay สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่าในช่วงเริ่มการเผาไหม้

โดย Lyn [21] นำเสนอรูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ ดังรูปที่ 3-6 ดังนี้

1. การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนต์ที่มากพอสมควร การผสมจะเกิดขึ้นที่ที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกกระทบโดยการเผาไหม้น้อย
2. เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง Ignition Delay เกิดน้อยเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูงและถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง Ignition Delay ที่ยาว
3. เชื้อเพลิงถูกกระจายออกไปใกล้กับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง Ignition Delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ ก หลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับรูปแบบ ข

โดยเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูจะมีรูปแบบตามรูปแบบ 1 ส่วนเครื่องยนต์ DI แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้จะมีรูปแบบตามรูปแบบ 2 และ 3 โดยการผสมที่ล่าช้าป้องกันไม่ให้อัตราการปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงเกินไป ขณะที่เครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber จะมี Ignition Delay สั้น โดยมีรูปแบบการผสม 3 ในช่วง Ignition Delay ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้น



รูปที่ 3-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [19]

(ก) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูติดตั้งตรงกลาง

(ข) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่ฉีดเชื้อเพลิงเข้าผนัง

(ค) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงไว้ในรูปที่ 3-6 ตลอดช่วงของภาวะ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาดังนี้ 3 ประการ คือ

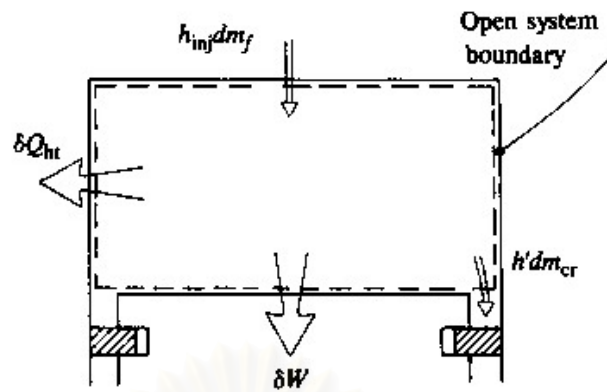
1. ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก
2. อัตราการเผาไหม้สัมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้จะคงตัว
3. ขนาดของค่าสูงสุดของอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับช่วง Ignition Delay ในการจุดระเบิด ซึ่งจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่วง Ignition Delay ยาวขึ้น

3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งทำได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 3-7 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ (Quasi Static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [19]

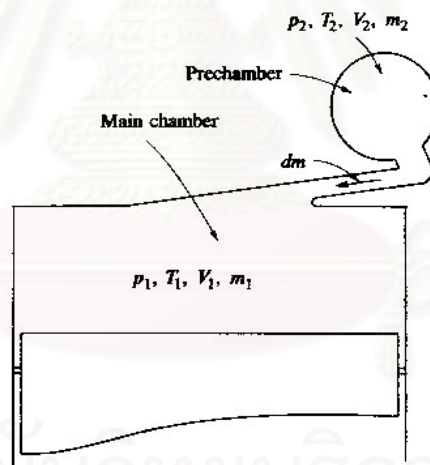
$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3-1)$$

โดยที่	$\frac{dQ}{dt}$	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ
	$p \frac{dV}{dt}$	คือ อัตราการถ่ายเทงานโดยระบบ เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขตของระบบ
	\dot{m}_i	คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i
	h_i	คือ Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ
	U	คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 3-7 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [19]

ในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ระหว่างการเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการเผาไหม้จะเริ่มต้นในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ทำให้ความดันสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งความดันที่ต่างกันนี้จะทำให้เกิดการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้ และแก๊สที่เผาไหม้แล้วเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก จึงทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้หลักด้วย



รูปที่ 3-8 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [19]

รูปที่ 3-8 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ Throat ซึ่งเชื่อมต่อเป็นระบบเปิด 2 ระบบ เมื่อใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ สมการ (3-1) กับห้องเผาไหม้หลักจะได้

$$\frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt} \quad (3-2)$$

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

$$\frac{dQ_2}{dt} + h_f \frac{dm_f}{dt} - h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_2}{dt} \quad (3-3)$$

โดย $\frac{dm}{dt}$ คือ อัตราการไหลของมวลระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสอง ซึ่งเป็นค่าบวกเมื่อเป็นการไหลจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก

$$\text{ถ้า } \frac{dm}{dt} > 0, h_{2,1} = h_2$$

$$\text{และถ้า } \frac{dm}{dt} < 0, h_{2,1} = h_1$$

U_1, U_2 คือ พลังงานภายในสัมผัส (Sensible Internal Energy)

h_f คือ Sensible Enthalpy ของเชื้อเพลิง

$\frac{dQ_1}{dt}, \frac{dQ_2}{dt}$ คือ อัตราการปล่อยความร้อน (Heat Release Rate) ซึ่ง

หมายถึง ผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

ถ้าคิดสารทำงานในห้องเผาไหม้แต่ละห้องเป็นแก๊สอุดมคติโดยมี c_v, c_p และ M เป็นค่าคงตัว และใช้ความสัมพันธ์ $p_1V_1 = m_1RT_1$ และ $p_2V_2 = m_2RT_2$ เพื่อตัด m และ T จากพจน์ $\frac{dU}{dt}$ และจากข้อเท็จจริงที่ $h_{s,f} = 0$ สมการ (3-2) และ (3-3) จะเขียนได้เป็น

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dP_1}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (3-4)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma-1} V_2 \frac{dP_2}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (3-5)$$

เมื่อรวมสมการ (3-4) และ (3-5) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Heat Release Rate) เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (3-6)$$

ในทางปฏิบัติ สมการ (3-6) จะทำได้ยากเนื่องจากต้องใช้ Pressure Transducer สองตัวติดตั้งที่ห้องเผาไหม้ทั้งสองและยังต้องทนต่อ Thermal Loading อีกด้วย ดังนั้นจึงสมมติให้ $p_1 = p_2$ เนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้ก่อนมากกว่าห้องเผาไหม้หลัก 0.5 ถึง 5 atm เมื่อเทียบกับระดับความดัน 60 ถึง 80 atm จึงสามารถละความคลาดเคลื่อนในส่วนนี้ได้

ถ้าเขียน $p_2 = p_1 + \Delta p$ สมการ (3-6) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1+V_2}{\gamma-1} \frac{dP_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma-1} \frac{d(\Delta P)}{dt} \quad (3-7)$$

ซึ่งถ้าตัดพจน์สุดท้ายออกไปจะทำให้ได้สมการเหมือนเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้หลักมาคำนวณตามสมการ

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\gamma-1} \frac{dP}{dt} \quad (3-8)$$

ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3-9)

$$Q = \int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dQ}{dt} d\theta \quad (3-9)$$

Mass Fraction Burned (X_b) หมายถึง สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง สามารถหาได้จากสมการ

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right] \quad (3-10)$$

โดยที่ θ คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยง

θ_0 คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มเผาไหม้

$\Delta \theta$ คือ ช่วงเวลาการเผาไหม้

a และ m คือ พารามิเตอร์ที่เปลี่ยนค่าได้ โดยให้ $a = 5$ และ $m = 2$

ค่า Mass Fraction Burned นี้จะบอกให้ทราบว่าที่ตำแหน่งต่างๆ เชื้อเพลิงได้ถูกเผาไหม้ไปแล้วปริมาณเท่าใด

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

1. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0

หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$; after SOI)

2. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

3. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0 หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$., after SOC)
4. ช่วงการเผาไหม้ หมายถึงช่วงเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ(3-11) [22]

$$\frac{dm_f}{d\theta} = C_d A_n \sqrt{2\rho_f \Delta p} \quad (3-11)$$

- โดยที่ C_d คือ Discharge Coefficient ของหัวฉีด
 A_n คือ พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด (m^2)
 ρ_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)
 Δp คือ Pressure Drop across Nozzle ในที่นี้คือผลต่างระหว่างความดัน

เชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel Line Pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้หลัก

ปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ สำหรับเครื่องยนต์ 1 สูบ สามารถคำนวณได้จากสมการ (3-12)

$$m_f = \dot{m}_f \times 120 / N \quad (3-12)$$

- โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ ($kg/cycle$)
 \dot{m}_f คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ได้จากการทดสอบ (kg/s)
 N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

สำหรับค่า Discharge Coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ (3-13)

$$\int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dm_f}{d\theta} d\theta = \dot{m}_f \times 120 / N \quad (3-13)$$

- โดยที่ θ_{start} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง
 θ_{end} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ซึ่งเราสามารถทราบช่วงการฉีดของหัวฉีดได้โดยดูจากผลต่างระหว่างความดันท่อจ่ายเชื้อเพลิง (Fuel Line Pressure) กับความดันในห้องเผาไหม้หลัก เมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบเชื้อเพลิงอัด

ให้มีความดันมากเกินกว่าค่า Opening Pressure ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะยังคงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตราบที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลัก เชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กีดเข็มหัวฉีดได้

3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ ได้แก่ กำลังเบรก (P_b), แรงบิดเบรก (T_b) และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc) ฯลฯ

กำลังเบรก (P_b), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

$$P_b = T_b \omega = \frac{2\pi NT_b}{60000} \quad (3-14)$$

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก (η_{f_b})

$$\eta_{f_b} = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (3-15)$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (3-16)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

$$bmep = 4\pi(T_b / V_d) \quad (3-17)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v)

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a \times 10^3}{60\rho_{a,i} V_d N} \quad (3-18)$$

โดยที่ P_b คือ กำลังเบรก (kW)

T_b คือ แรงบิดเบรก (N-m)

bmep คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (kPa)

N	คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)
V_d	คือ Displacement Volume (dm^3)
Q_{HV}	คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (MJ/kg)
\dot{m}_f	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)
$\rho_{a,i}$	คือ ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m^3)
bsfc	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW-hr)
η_{fb}	คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก
ω	คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

3.6 แผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

ตัวแปรในการทำงานที่สำคัญที่มีผลต่อสมรรถนะ ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด คือ ภาวะ และความเร็วยรอบของเครื่องยนต์

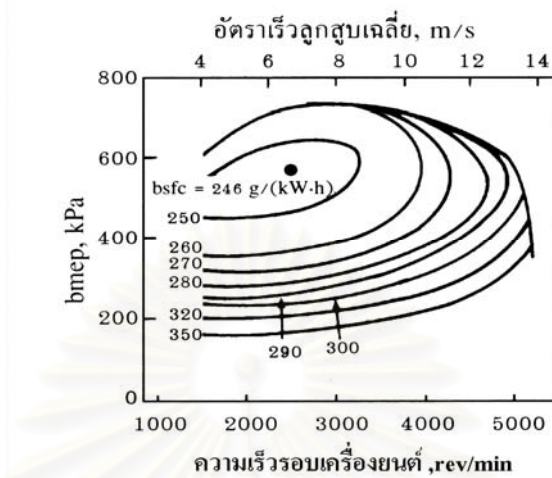
สมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ภาวะและความเร็วยรอบต่างๆ จะแสดงเป็นแผนภูมิสมรรถนะดังตัวอย่างในรูปที่ 3-9 ซึ่งเป็นการแสดงค่า bsfc ที่เท่ากันบนกราฟของ bmep (หรือค่าแรงบิด) กับความเร็วยรอบของเครื่องยนต์ (หรือความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ)



รูปที่ 3-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง [19]

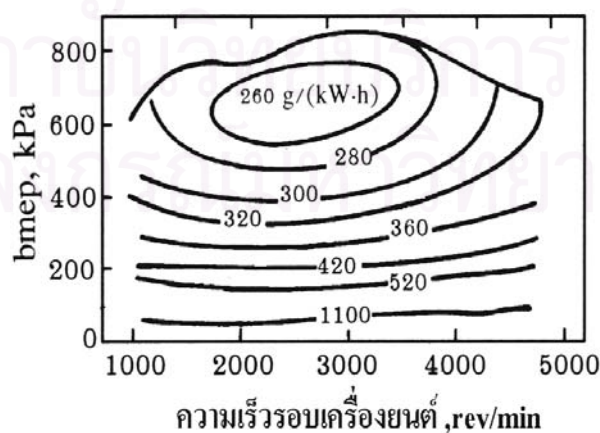
รูปที่ 3-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะ (Performance Map) ของเครื่องยนต์ดีเซล ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติมีการไหลวนปานกลาง สีจางหaze ระบายความร้อนด้วยอากาศ ปริมาตรกระจัด 6.54 ลูกบาศก์เดซิเมตร ให้กำลังสูงสุด 119 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วยรอบ 3,200 รอบต่อนาที ค่า bmep สูงสุด 784 kPa ที่ความเร็วยรอบ 2,000 รอบต่อนาที และค่า bsfc ต่ำสุดเกิดที่ความเร็วยรอบ 1,600 รอบต่อนาที และค่า bmep เท่ากับ 580 kPa ซึ่งมีค่าเท่ากับ 220

g/kW-hr ซึ่งตรงกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกกเท่ากับร้อยละ 38.5 และ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้มีค่าประมาณร้อยละ 48



รูปที่ 3-10 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง แบบ M [19]

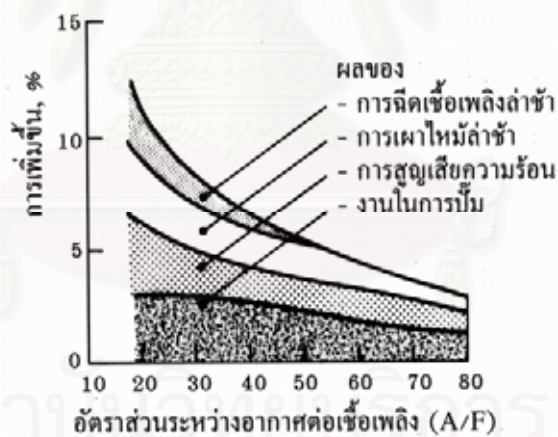
รูปที่ 3-10 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง มีการไหลวนสูง ที่ใช้ระบบการเผาไหม้แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในแนวสัมผัสกับผนังของหลุมใน ลูกสูบไปในอากาศที่ไหลวน เนื่องจากความเร็วสูงกว่าและการไหลวนสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงในรูปที่ 3-9 ค่า bmep สูงสุดของเครื่องในรูปที่ 3-10 จึงมีค่าต่ำกว่าเล็กน้อย และค่า bsfc ที่ดีที่สุดมีค่าสูงกว่าประมาณร้อยละ 10 เนื่องจาก fmp (Friction Mean Effective Pressure) มีค่าสูงกว่า แต่ส่วนหนึ่งมีสาเหตุมาจากการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่า เป็นผลมาจาก อัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรที่ไม่ดีของเครื่องยนต์ ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบเล็กกว่า และการไหลวนสูง รวมถึงอัตราการปล่อยความร้อนที่ต่ำของระบบ M



รูปที่ 3-11 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนแบบไหลวน [19]

รูปที่ 3-11 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม แบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติ ค่า bmep สูงสุดตามปกติจะสูงกว่าของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีขนาดเทียบเท่ากัน เนื่องจากไม่จำเป็นต้องทำให้เกิดการไหลวนในช่วงกระบวนการจุด การกีดขวางโดยช่องไอดีและวาล์วไอดีน้อยกว่า และประสิทธิภาพเชิงปริมาตรสูงกว่า และเนื่องจากเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม สามารถทำงานที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าโดยค่าควันดำน้อยกว่า ค่า bsfc ที่ดีที่สุดตามปกติจะสูงกว่าค่าทั่วไปของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่เทียบเท่ากันประมาณร้อยละ 15 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์ ตามรูปที่ 3-11 จะมีค่าเท่ากับร้อยละ 32.5

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงและระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมที่นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติที่มีการออกแบบและขนาดใกล้เคียงกันแล้วจะเห็นว่าเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง จะมีค่าประสิทธิภาพสูงกว่าเสมอ ซึ่งประสิทธิภาพที่สูงกว่านี้จะแปรผันกับภาระ โดยที่ภาระเต็มที ความแตกต่างของค่า bsfc ของเครื่องยนต์ทั้งสองแบบจะสูงถึงร้อยละ 20 และที่ภาระบางส่วนค่าความแตกต่างจะน้อยลง เหลือประมาณร้อยละ 10



รูปที่ 3-12 แสดงปัจจัยที่เพิ่มประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน ซึ่งเป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือภาระ [19]

รูปที่ 3-12 แสดงปัจจัยที่ทำให้เกิดความแตกต่างของประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงและระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม ซึ่งจะพบว่าที่ภาระเต็มที (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง เท่ากับ 18 ถึง 20) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพบ่งชี้ต่ำกว่าประมาณร้อยละ 15 ถึง 17 ซึ่งเป็นผลมาจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้า การเผาไหม้ที่ยาว

และล่าช้า การสูญเสียความร้อน ที่ภาวะบางส่วน เมื่อค่า bmep มีค่าประมาณ 300 kPa (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 50) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพบ่งชี้ที่น้อยกว่าประมาณร้อยละ 5 ถึง 7 ซึ่งส่วนใหญ่เป็นผลมาจากการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่า เนื่องจากพื้นที่ผิวที่ใหญ่กว่า และความเร็วในการไหลผ่านช่องที่ต่อระหว่างห้องเผาไหม้หลักกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่สูงกว่า รวมทั้งเป็นผลมาจากการสูญเสียความดันในการอัดอากาศระหว่างห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

แผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลทุกแบบโดยทั่วไปจะมีลักษณะคล้ายกัน และเมื่อเขียนแทนด้วยความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ ก็จะมีค่าสมมูลกัน การเพิ่มขึ้นของ bsfc จากค่าต่ำสุดเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นที่ภาวะคงตัวจะเป็นผลมาจากการเพิ่มของ Friction Mean Effective Pressure แต่ส่วนหนึ่งจะถูกชดเชยโดยผลจากการลดความสำคัญของการสูญเสียความร้อนต่อวัฏจักรลง การเพิ่มขึ้นของ bsfc กับภาวะที่ลดลงที่ความเร็วคงตัวจะเป็นผลมาจากการลดลงของประสิทธิภาพเชิงกลเมื่อ bmep ลดลงเป็นหลัก แต่ส่วนหนึ่งจะถูกชดเชยด้วยประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้ที่เพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศลดลง

การเพิ่มของ bsfc จากค่าต่ำสุดจะไม่มากนักเมื่อภาวะเพิ่มขึ้นที่ความเร็วคงตัวและเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นที่ภาวะคงตัวโดยจะเป็นผลสุทธิของ

1. การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเชิงกลและการลดลงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้เมื่อภาวะมากขึ้น
2. การลดลงของประสิทธิภาพบ่งชี้เนื่องจากการที่ความสำคัญของการสูญเสียความร้อนและการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงกลเนื่องจากความเร็วลดลง

3.7 การพิจารณาเลือกกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

การเลือกกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม จะใช้วิธีการเปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่กำหนดขึ้นมาใหม่ ได้แก่ $\sum(f \cdot \eta_f)$ และ $\sum(f \cdot sfc)$

โดยที่ f คือ ความถี่จากการทดสอบหรือใช้งานตามมาตรฐานการทดสอบ ESC

η_f คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

sfc คือ อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (g/kW-hr)

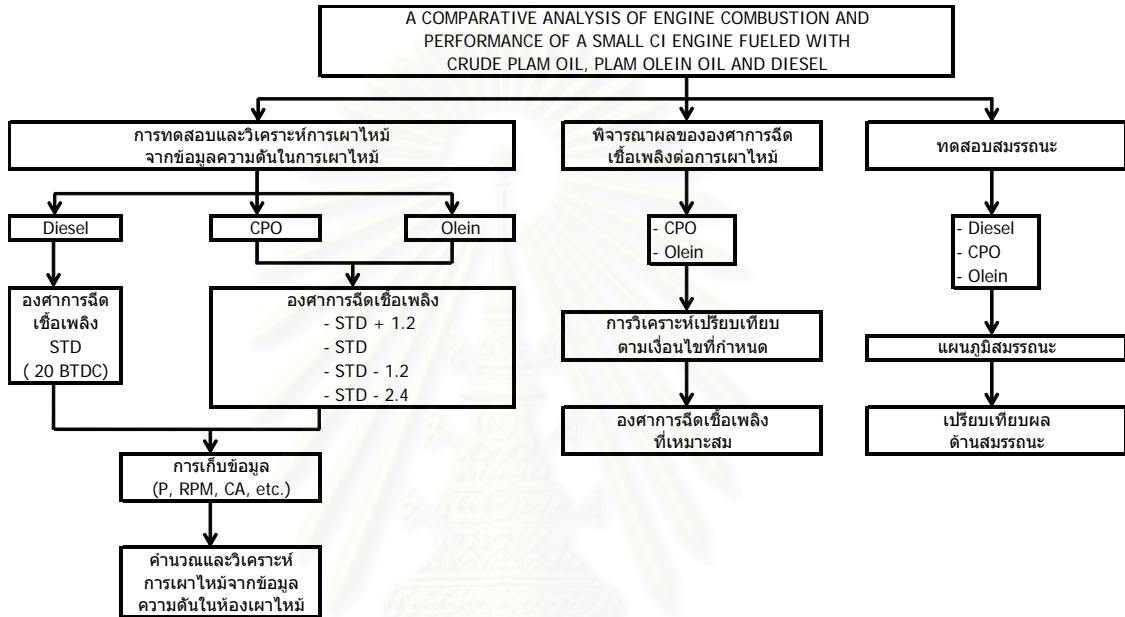
ถ้าองศาการฉีดเชื้อเพลิงใดมีค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$ สูงสุด และ $\sum(f \cdot sfc)$ ต่ำสุด ถือว่าเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด

บทที่ 4

วิธีดำเนินการวิจัยและอุปกรณ์

4.1 ภาพรวมในการดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้แบ่งขั้นตอนการทำวิจัยออกเป็น 3 ส่วนด้วยกัน ตามแผนภาพในรูปที่ 4-1



รูปที่ 4-1 แสดงแผนภูมิขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

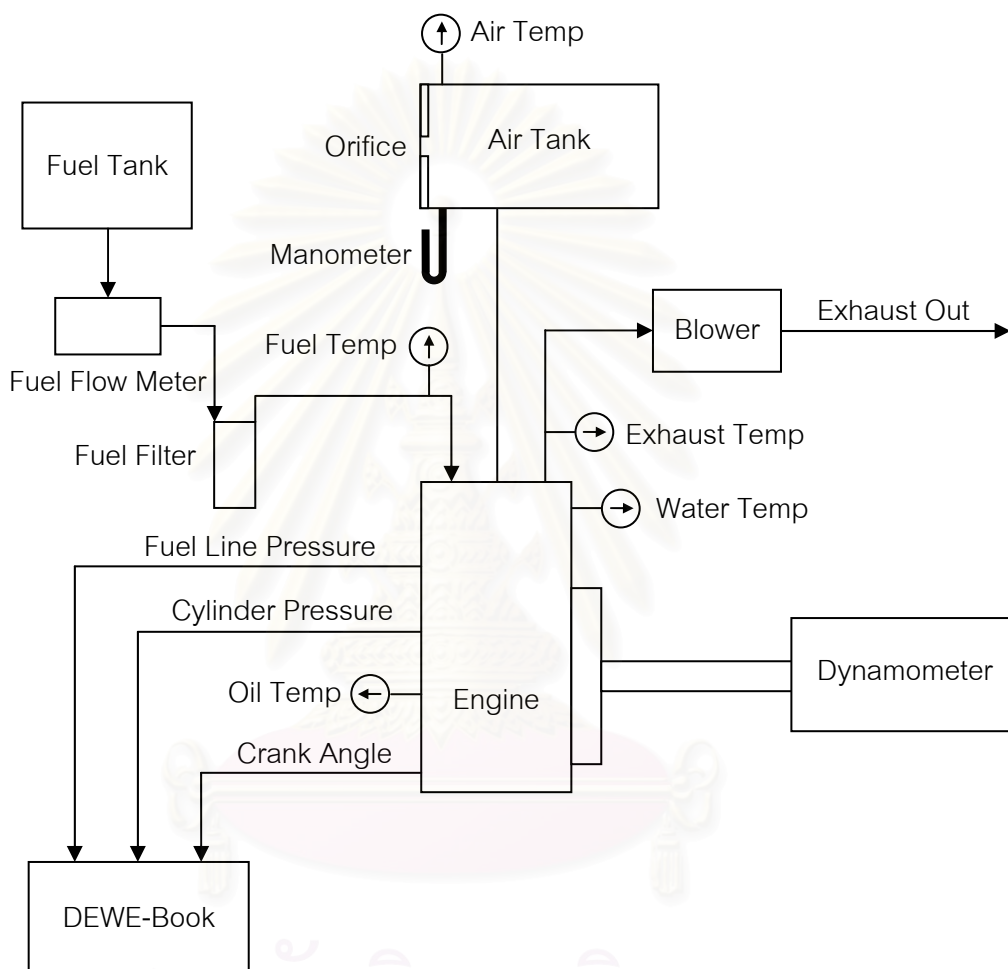
ส่วนแรกเป็นการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิด โดยมีการปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิงเฉพาะในกรณีของการทดสอบด้วยน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน ซึ่งการทดสอบจะใช้จุดทดสอบที่ดัดแปลงมาจากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค)

ส่วนที่สองเป็นการพิจารณาหาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินตามเงื่อนไขที่ได้กำหนดขึ้น เงื่อนไขดังกล่าวเป็นการพิจารณาค่าต่างๆ ร่วมกับความถี่การใช้งานหรือการทดสอบตาม ESC Test Cycle เพื่อให้ได้ค่าในเชิงปริมาณมาเปรียบเทียบกัน

ส่วนที่สามเป็นการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอสลิน และน้ำมันดีเซล โดยใช้องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมจากพิจารณาในส่วนที่สอง แล้วนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกัน

4.2 การทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

การทดสอบเพื่อวัดความดันในห้องเผาไหม้ เป็นการศึกษาการเผาไหม้และการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสี่อิน ทั้งที่ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและที่ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งแสดงแผนผังการทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ไว้ในรูปที่ 4-2



รูปที่ 4-2 แสดงแผนผังการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

4.2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

4.2.1.1 เครื่องยนต์

เครื่องยนต์ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ CI ชนิด DI ยี่ห้อ Kubota รุ่น RT-140 ดังแสดงในรูปที่ 4-3 โดยแสดงข้อมูลทางเทคนิคในตารางที่ 4-1



รูปที่ 4-3 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ

ตารางที่ 4-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์	Kubota
รุ่น	RT140
แบบ	เครื่องยนต์ดีเซลแบบสูบนอน 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยน้ำ
จำนวนลูกสูบ	1
ขนาดกระบอกสูบ	97 mm. (Bore)
ช่วงชัก	96 mm. (Stroke)
ปริมาตรกระบอกสูบ	709 cc.
กำลังเครื่องยนต์สูงสุด	14 hp / 2400 rpm
แรงบิดสูงสุด	5.0 kg-m / 1600 rpm
ระบบห้องเผาไหม้	ฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง
อัตราส่วนกำลังอัด	18 : 1
หัวฉีด	ประเภท: Bosch KBAL type ความดัน: 240 kg/cm ²
ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง	ประเภท: Bosch PFR.M type
ระบบหล่อลื่น	ขับเคลื่อนน้ำมันหล่อลื่นโดยปั๊มไทรคอยด์ ใช้ น้ำมันหล่อลื่นชนิด SAE 40 API CF, SAE 30 API CF ความจุ 2.8 ลิตร
ระบบระบายความร้อน	หม้อน้ำแบบรังผึ้ง ระบายความร้อนแบบ Natural Convection ความจุ 2.2 ลิตร
หม้อกรองอากาศ	แบบเปียก

4.2.1.2 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบไฮดรอลิก (Hydraulic Dynamometer) ใช้น้ำในการเบรกการหมุนของเพลลา (Water Brake) รูปที่ 4-4 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ ข้อมูลเกี่ยวกับไดนาโมมิเตอร์แสดงดังรายการต่อไปนี้

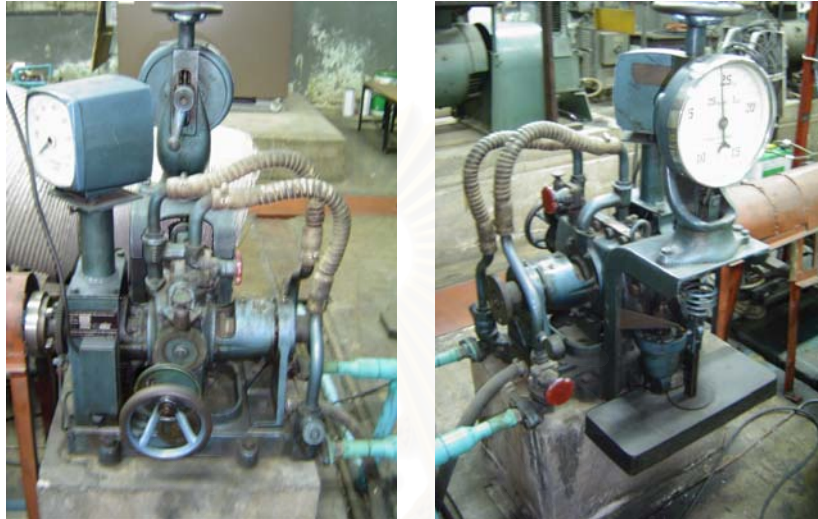
Froude Dynamometer ประกอบด้วยเพลลาซึ่งที่ปลายด้านหนึ่งมีหน้าแปลนสำหรับยึดต่อกับหน้าแปลนเพลลาที่ต่อมาจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ ภายในไดนาโมมิเตอร์มีส่วนที่หมุนไปพร้อมกับเพลลาเรียกว่าโรเตอร์ (Rotor) จากรูปที่ 4-5 โดยที่โรเตอร์เป็นใบพัด (Vaness) มีหลุมลักษณะคล้ายถ้วยหลายใบเรียงตัวตามแนวรัศมีรอบใบพัดทั้งสองด้าน (ดูรูปประกอบ) ทั้งเพลลาและโรเตอร์อยู่ในตัวเรือน (Casing) ที่ตัวเรือนด้านในจะมีใบพัดเหมือนกับที่โรเตอร์คือมีหลุมคล้ายถ้วยเรียงตัวตามแนวรัศมีของใบพัด อยู่ในลักษณะประกบเข้ากับใบพัดของโรเตอร์ ตัวเรือนนี้มีเบร็กรองรับอยู่บนแท่นของไดนาโมมิเตอร์ ดังนั้นตัวเรือนจึงสามารถหมุนแกว่งได้อย่างอิสระจากเพลลาที่หมุนภายในตัวเรือน

ตารางที่ 4-2 แสดงข้อมูลไดนาโมมิเตอร์

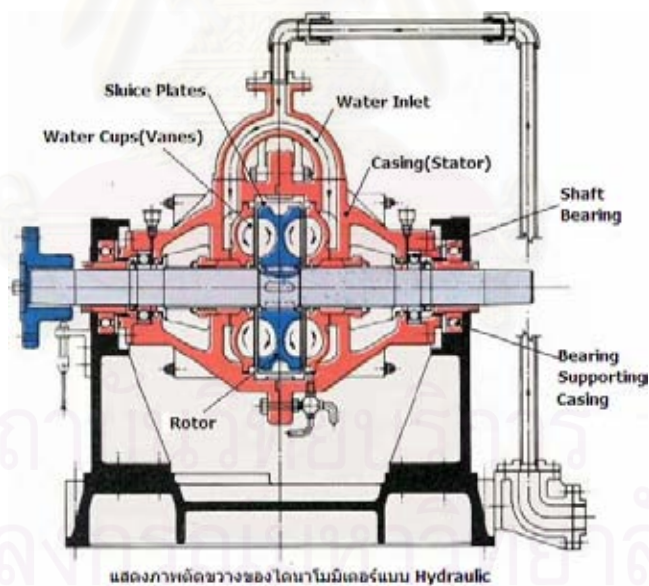
ประเภทของไดนาโมมิเตอร์	Hydraulic Dynamometer
ผู้ผลิต	Redman Heenan International Company, England
รุ่น	Froude Hydraulic Dynamometer (DPX2)
Resolution	0.1 kg
ความยาวแขนสมดุล(L_B)	0.03525 m
กำลังสูงสุดที่สามารถรับได้	150/7500 CV/rpm, (1 CV \cong 0.986 hp)

เมื่อโรเตอร์หมุน น้ำที่อยู่ในถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกจากโรเตอร์ น้ำที่ถูกเหวี่ยงออกนี้จะพุ่งไปสู่ถ้วยที่อยู่ฝั่งตัวเรือน ถ้วยในใบพัดฝั่งตัวเรือนนี้เองก็จะสะท้อนน้ำที่พุ่งเข้ามาให้พุ่งกลับสู่ถ้วยฝั่งโรเตอร์ จึงเป็นการต้านหรือพยายามเบรกการหมุนของโรเตอร์และเพลลา งานที่เครื่องยนต์กระทำต่อน้ำจะทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น น้ำที่อุณหภูมิสูงกว่าจะลอยอยู่ด้านบนภายในตัวเรือนและไหลออกไปทางท่อน้ำที่อยู่ด้านบน และน้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่โดยการทำงานของปั๊มน้ำ ดังนั้นสามารถปรับภาระที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้ด้วยการปรับปริมาณน้ำที่อยู่ในตัวเรือน โดยการหมุนปรับที่วาล์วน้ำขาออกจากตัวเรือน กล่าวคือการห้วาล์วน้ำขาออกเป็นการเพิ่มภาระให้กับ

เครื่องยนต์ (ส่วนที่ขาเข้านั้นต้องเปิดสุดไว้เสมอ) นอกจากนี้การปรับภาวะยังสามารถปรับได้จาก การปรับขนาดประตูน้ำ (Sluice Plates) ระหว่างใบพัดฝั่งโรเตอร์และใบพัดฝั่งตัวเรือน ซึ่งมี พวงมาลัยสำหรับควบคุมประตูน้ำที่ด้านข้างตัวเรือน (การเปิดประตูน้ำกว้างมากขึ้นเป็นการเพิ่ม ภาวะให้กับเครื่องยนต์)



รูปที่ 4-4 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 4-5 แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิก

เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน โรเตอร์ซึ่งยึดติดอยู่กับเพลลาจะพยายามหมุนพาให้ตัวเรือน (ซึ่งเป็นอิสระจากเพลลา) หมุนตามไปด้วยโดยมีน้ำเป็นตัวกลาง ทำให้ตัวเรือนแกว่งไปในทิศ เดียวกับทิศการหมุนของเพลลา สามารถวัดแรงบิดที่เพลลาพยายามกระทำนี้ได้ด้วยการหมุน พวงมาลัยปรับตำแหน่งตัวเรือนให้กลับมากอยู่ในภาวะสมดุล สังเกตจุดสมดุลได้จากหมุด (Pointer)

ที่ตัวเรือนและที่แทนไดนาโมมิเตอร์ต้องตรงกันพอดี การปรับสมดุลของตัวเรือนนี้ทำให้เราอ่านค่าน้ำหนักหรือแรงที่สปริงซึ่งติดกับแขนสมดุล (Balance Arm) ของตัวเรือนได้รับ จากการนำค่าน้ำหนักที่อ่านได้จากหน้าปัดของไดนาโมมิเตอร์คูณกับระยะแขนสมดุลของไดนาโมมิเตอร์ จะได้ค่าแรงบิดที่ต้านการหมุนของเพลลา ซึ่งเท่ากับแรงบิดที่ได้รับจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์นั่นเอง

4.2.1.3 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์



รูปที่ 4-6 แสดง Proximity



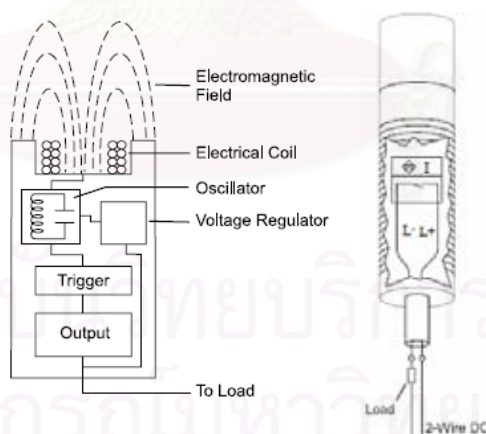
รูปที่ 4-7 แสดง Pulse Meter

อุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วรอบในการทดลองนี้ คือ Proximity ชนิด Inductive วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และใช้พัลส์มิเตอร์ (Pulse Meter) แสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยยึดตัว Proximity ไว้ที่ฐานของไดนาโมมิเตอร์ และวัดความเร็วรอบจากการหมุนของหน้าแปลน (Flange) เพลลาไดนาโมมิเตอร์ฝั่งตรงข้ามกับเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 4-6 และรูปที่ 4-7 และข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้ในการวัดความเร็วรอบได้แสดงไว้ในตารางที่ 4-3

สำหรับหลักการทำงานของชุดอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ อธิบายได้ว่า Proximity เป็นเซ็นเซอร์สำหรับวัดความเร็วรอบแบบไม่สัมผัส โดย Proximity แบบ Inductive นั้นอาศัยสนามแม่เหล็กไฟฟ้า (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 4-8

ตารางที่ 4-3 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์

ยี่ห้อ, รุ่น	OMRON, E2E-X2D1-N
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	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 Temperature	-25°C to 70°C
Vibration Resistance	10 to 55 Hz
Weight	Approx. 45 g



รูปที่ 4-8 แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive

โดยออสซิลเลเตอร์ใน Proximity อาศัยแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากแหล่งพลังงานภายนอกมาสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและแผ่ออกทางผิวหน้าของเซ็นเซอร์ (Sensor Face) ผ่านขดลวด เมื่อมีวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า วัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวจะดูดซับพลังงานจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าหรือเกิดการเหนี่ยวนำ (Inductive) ได้ กระแสไฟฟ้าไหลวน (Eddy Currents) ภายในตัวของวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าว ทำให้ค่าแอมพลิจูด

ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าลดลง ยิ่งวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวเข้าใกล้มากก็จะเหนี่ยวนำให้เกิดกระแสไฟฟ้าไหลวนมากขึ้น เป็นการสูญเสียพลังงานของออสซิลเลเตอร์มากขึ้น เมื่อค่าของแอมพลิจูดลดลงถึงค่าที่กำหนด วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับค่าแอมพลิจูดและส่งสัญญาณการเปลี่ยนแปลงค่าแอมพลิจูดด้วยการเปิดหรือปิด (On or Off) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับว่าเซ็นเซอร์เป็นแบบ Normal Close (NC) หรือแบบ Normal Open (NO) เมื่อวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ห่างออกไปจากผิวหน้าเซ็นเซอร์ ขนาดของแอมพลิจูดของออสซิลเลเตอร์จะกลับมาเพิ่มขึ้น วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับขนาดของแอมพลิจูดที่เพิ่มขึ้น และส่งสัญญาณด้วยการเปิดหรือปิด (On or off) วงจรเมื่อค่าแอมพลิจูดกลับมาที่ภาวะปกติ โดยวงจรเอาต์พุตจะทำการส่งสัญญาณพัลส์ที่เกิดขึ้นทุกครั้งไปยังพัลส์มิเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่ในการนับจำนวนพัลส์ที่เกิดขึ้นใน 1 วินาทีและแสดงออกมาเป็นความเร็วรอบในหน่วยรอบต่ออนาที โดยผ่านการคำนวณดังสมการ 4-1

$$rpm = \frac{(pulse/sec) \times 60sec}{(tooth\ no./rev.)} \quad (4-1)$$

ตารางที่ 4-4 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

4.2.1.4 การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง จะนำถังน้ำมันเชื้อเพลิงวางไว้บนตาชั่ง ซึ่งตาชั่งสามารถรับน้ำหนักได้ 60 กิโลกรัม มีความละเอียด 2 กรัม ดังรูปที่ 4-9 และใช้นาฬิกาจับเวลาเพื่อจับเวลาน้ำหนักเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนแปลง



รูปที่ 4-9 แสดงอุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

ตารางที่ 4-5 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

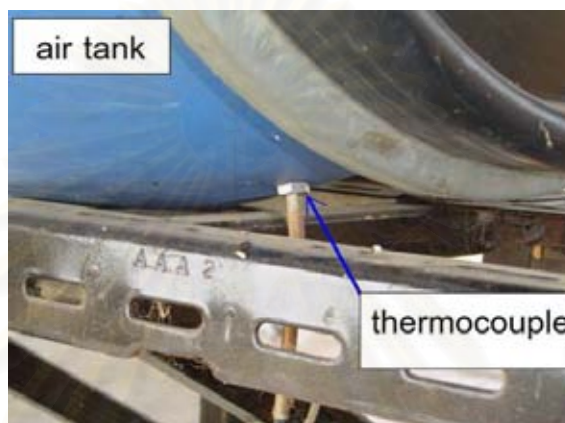
Model	JADEVER JWA - 60K
Capacity	60 kg
Resolution	2 g
Capacity	120 lb
Resolution	0.005 lb
Internal Resolution	1/600000
Pan size	320 x 240 mm
Sensitivity Drift	20 ppm / °C (5-35 °C)
Operating Temperature	-5 °C-40 °C
Display	LCD with backlight, 7 digits
Power	110, 120, 220, 240VAC±10%, rechargeable battery for 60 hours
Dimension	390L x 345W x 120H (mm)
Option Module	1. Bi – direction RS232 Module Box 2. Relay Module Box

4.2.1.5 การวัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิจะใช้เทอร์โมคัปเปิล ชนิด type K (Chromel-Alumel, CA) โดยต่อเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับตัวอ่านค่าเพื่ออ่านค่าและเก็บข้อมูล

ตัวแปรอุณหภูมิการทำงานที่ทำการวัดมีดังนี้

ก. อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าท่อไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ภายในถังพักอากาศ ช่วงระหว่าง Orifice Plate กับกรองอากาศ ดังรูปที่ 4-10



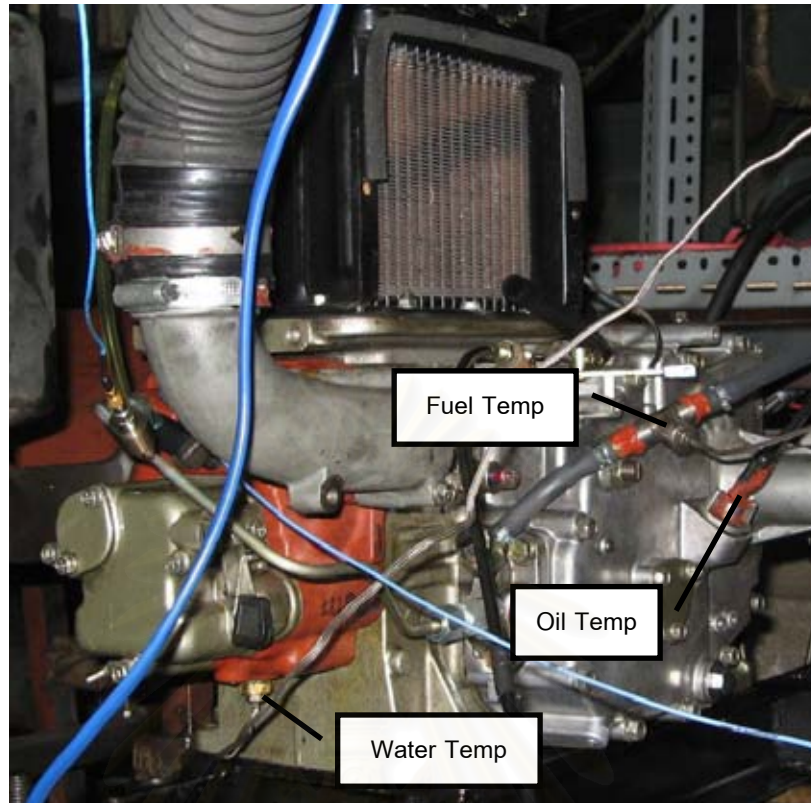
รูปที่ 4-10 แสดงจุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ

ข. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ปลั๊กถ่ายน้ำหล่อเย็นที่อยู่ด้านล่างของฝาสูบ ดังรูปที่ 4-11

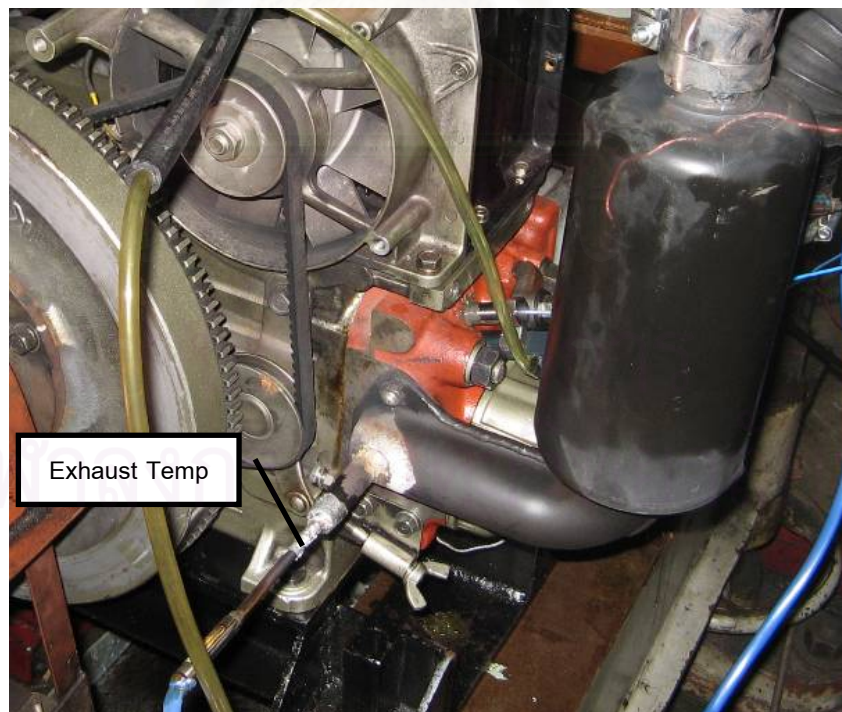
ค. อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลแทนที่ก้านวัดระดับน้ำมันหล่อลื่น โดยให้หัววัดแช่อยู่ในน้ำมันหล่อลื่นตลอดเวลา และไม่สัมผัสกับผิวของเสื่อสูบที่เป็นอ่างน้ำมันหล่อลื่น ดังรูปที่ 4-11

ง. อุณหภูมิน้ำมันเชื้อเพลิง ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อน้ำมันเชื้อเพลิงก่อนเข้าปั๊ม ดังรูปที่ 4-11

จ. อุณหภูมิไอเสีย ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ท่อไอเสีย โดยให้หัววัดเข้าไปถึงบริเวณจุดศูนย์กลางของหน้าตัดวงกลมของท่อไอเสีย ดังรูปที่ 4-12



รูปที่ 4-11 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อวัดอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น น้ำมันหล่อลื่น และน้ำมันเชื้อเพลิง



รูปที่ 4-12 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย

4.2.1.6 การวัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ จะวัดด้วย Orifice ซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณทางเข้าถังพักอากาศ ดังรูปที่ 4-13 โดยถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน Orifice อันเนื่องมาจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ และวัดค่าความดันตกคร่อม Orifice Plate เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ โดยใช้ Inclined Manometer ดังรูปที่ 4-14 โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข



รูปที่ 4-13 แสดงถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate



รูปที่ 4-14 แสดง Inclined Manometer

4.2.1.7 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

ระหว่างการทดสอบสมรรถนะได้ทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของบรรยากาศ โดยใช้เทอร์มิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งแบบปรอท ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4-15 และรูปที่ 4-16



รูปที่ 4-15 แสดงภาพบารอมิเตอร์



รูปที่ 4-16 แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์

4.2.1.8 การวัดค่าควันดำ

เครื่องมือวัดค่าควันดำเป็นแบบกระดาศกรอง ยี่ห้อ BOSCH ดังแสดงในรูปที่ 4-17 และรูปที่ 4-18 ประกอบด้วย

ก. **ปั๊มดูดไอเสีย** รุ่น ETD 020.00 เป็นเครื่องมือเก็บตัวอย่างค่าควันดำจากท่อไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซล ภายในตัวปั๊มจะประกอบด้วย

1. ครอบอกปั๊ม ภายในมีลูกสูบที่มีปลายช่องสำหรับใส่กระดาศกรอง
2. สปริงคั่นชกต่อจากลูกสูบ (ตัวสปริงถูกหุ้มด้วยปลอกยาง)
3. ลูกยางปีบ มีท่อต่อลมเข้ากับตัวล็อคสปริง ที่หัวครอบอกปั๊ม
4. หัวดูดไอเสีย (Exhaust – Sample Pickup) ประกอบด้วยอุปกรณ์

ยึดติดกับท่อไอเสีย และท่อลมสำหรับแก๊สไอเสียผ่านเข้าครอบอกสูบ



รูปที่ 4-17 แสดงภาพปั๊มดูดไอเสีย รุ่น ETD 020.00



รูปที่ 4-18 แสดงเครื่องอ่านค่าควันดำ รุ่น ETD 020.50

ข. เครื่องอ่านค่าควันดำ รุ่น ETD 020.50 เป็นเครื่องอ่านค่าความเข้มของเขม่าดำบนกระดาษกรอง แสดงค่าด้วยตัวเลขดิจิทัลเรืองแสง มีสเกลอยู่ระหว่าง 0-10 Bosch Unit Number ความละเอียด 0.1 เมื่อตัวเลขแสดงค่า 0 มีความหมายว่าผิววัตถุที่ทดสอบนั้นขาวบริสุทธิ์ ถ้าตัวเลขแสดงค่า 10 หมายความว่าผิววัตถุที่ทดสอบนั้น ดำสนิท หรือมีความดำ 100% ในหัวอ่านค่าควันดำ ภายในจะประกอบด้วย Photo Element รูปวงแหวนตรงกลางมีหลอดไฟ และมีสายสัญญาณส่งเข้าเครื่องอ่านค่า หลักการทำงานคือเมื่อกดสวิทช์อ่านค่า หลอดไฟจะติด แสงที่พุ่งออกไปเมื่อกระทบกับผิววัตถุ (กระดาษกรอง) จะมีการสะท้อนกลับ Photo Element จะรับแสงสะท้อนนั้นแล้วเปลี่ยนเป็นสัญญาณไฟฟ้าผ่านตามสายไฟฟ้าไปยังตัวอ่านค่าควันดำและแสดงค่าออกมาเป็นตัวเลขเรืองแสง ในกรณีที่กระดาษกรองขาวบริสุทธิ์ แสงจะสะท้อนกลับมาหมด Photo Element จะส่งสัญญาณเป็นกระแสไฟเต็มที ตัวเลขจะแสดงค่า 0 ถ้ากระดาษกรองดำสนิทจะดูดกลืนแสงไว้ทั้งหมด ไม่มีการสะท้อนกลับ จึงไม่มีสัญญาณไฟส่งไปยังเครื่องวัด ตัวเลขจะแสดงค่า 10 ดังแสดงในรูปที่ 4-19 ในการวัดค่าจากกระดาษกรองจะทำการวัด 5 ตำแหน่ง ได้แก่ ตำแหน่งบน, กลาง, ล่าง, ซ้าย และขวา ของกระดาษ จากนั้นจะหาค่าเฉลี่ยจาก 5 จุดที่วัดค่า อีกทั้งในการวัดค่าแต่ละจุดทดสอบ จะทำการวัดค่าควันดำถึง 3 ครั้งและหาค่าเฉลี่ยต่อหนึ่งจุดทดสอบ เพื่อให้ได้ข้อมูลที่มีความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด



รูปที่ 4-19 แสดงตัวอย่างกระดาษกรองที่ใช้ในการวัดค่าควันดำเปรียบเทียบกับ Bosch Unit Number

4.2.1.9 การอุ่นน้ำมันปาล์มดิบ

อุปกรณ์สำหรับอุ่นและควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันปาล์มดิบให้มีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 45°C เพื่อให้ให้น้ำมันปาล์มดิบมีความหนืดที่ไม่สูงจนเกินไป ประกอบด้วย

ก. หม้อต้ม ใช้อุ่นน้ำมันปาล์มดิบก่อนเติมใส่ถังน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งสามารถปรับตั้งค่าอุณหภูมิได้ ดังแสดงในรูปที่ 4-20

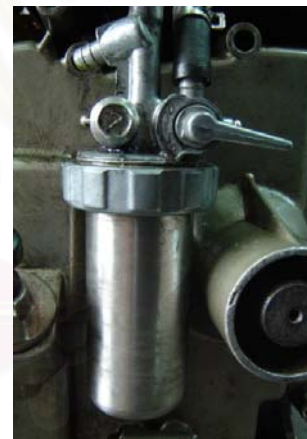


รูปที่ 4-20 แสดงหม้อต้มที่ใช้ในการทดสอบ

ข. ฮีตเตอร์แบบสายไฟ ใช้อุ่นน้ำมันปาล์มดิบที่ด้วยกรองน้ำมันเชื้อเพลิงโลหะที่ทำขึ้นมาพิเศษ เพื่อกันการแข็งตัวเกาะที่ได้กรอง ดังแสดงในรูปที่ 4-21 ถึงรูปที่ 4-23 และแสดงข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 4-6



รูปที่ 4-21 แสดงฮีตเตอร์แบบสายไฟ



รูปที่ 4-22 แสดงถ้วยกรองโลหะ



รูปที่ 4-23 แสดงการติดตั้งฮีตเตอร์แบบสายไฟเข้ากับถ้วยกรองโลหะในขณะใช้งาน

ตารางที่ 4-6 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของฮีทเตอร์แบบสายไฟ [23]

เอาท์พุทที่ 10°C	22 W/m
ใช้ไฟ	230 V AC
อุณหภูมิของสายไฟสูงสุด	65 °C
อุณหภูมิสายไฟสูงสุดที่ตัดการจ่ายไฟ	85 °C
ขนาด	8.5×3.9 mm.

4.2.1.10 Piezoelectric Pressure Transducer

สำหรับการวัดและเก็บค่าความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใช้ Piezoelectric Pressure Transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอตซ์ ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงมากกระทำบนผลึก โดยประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรตามแรงที่กระทำ

ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้จะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ดังรูปที่ 4-24 ติดตั้งที่บนฝาสูบของเครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 4-26 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 4-7

ตารางที่ 4-7 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P

ช่วงการวัดตั้งแต่	0-20 Mpa
Overload	25 Mpa
Sensitivity	150 pC/MPa
Linearity	< ±0.3% FSO
Acceleration Sensitivity	< 0.001 bar/g
Shock Resistance	> 2000 g
ช่วงอุณหภูมิใช้งานได้ถึง	400°C
Insulation Resistance ที่ 20°C	> 10 ¹³ Ω
ค่า Capacitance	7 pF
Thermal Sensitivity Shift	
ช่วง 20-400°C	< ±2%
ช่วง 200-300°C	< ±0.5%

ในการวัดความดันที่ท่อจ่ายเชื้อเพลิงจะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 607C1 ดังรูปที่ 4-25 โดยติดตั้ง Pressure Transducer บนท่อจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ช่วงระหว่างปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 4-26 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 4-8

ตารางที่ 4-8 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C1

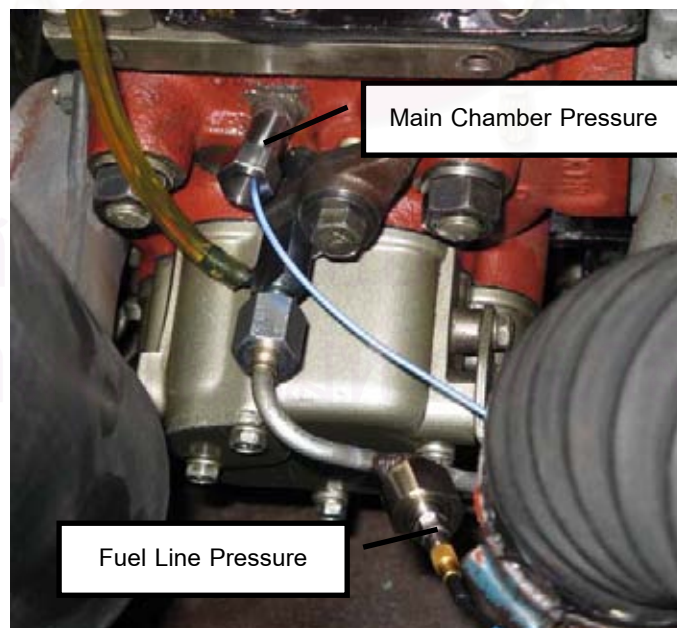
ช่วงการใช้งาน	0-482,633 kPa
ความดันที่วัดได้สูงสุด	698,476 kPa
ค่า Sensitivity	-0.0174 pC/kPa
อุณหภูมิใช้ได้ในช่วง	-196-260°C
ทนอุณหภูมิ Intermittent Gas Temperature	1650°C
ค่า Temperature Coefficient of Sensitivity	0.02%/°C



รูปที่ 4-24 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้



รูปที่ 4-25 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด



รูปที่ 4-26 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

4.2.1.11 การเก็บข้อมูลความดัน

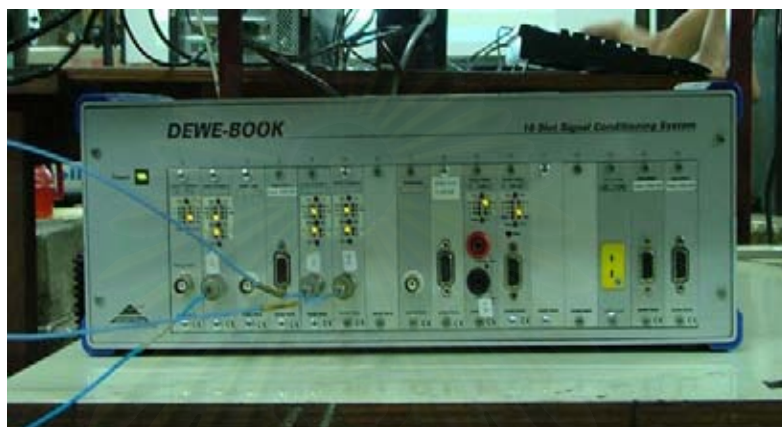
เครื่อง DEWE-Book เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด โดยวิเคราะห์ข้อมูลด้วยโปรแกรม Combustion Analyzer Version 6 ทำให้สามารถเก็บข้อมูลความดันแบบ Real-time ได้ ดังแสดงในรูปที่ 4-27 ซึ่งมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 4-9

ตารางที่ 4-9 แสดงคุณสมบัติของเครื่อง DEWE-Book

General Specification	
Resolution	-0.1 degree with crank angle encoder at up to 8000 rpm on 1 channel -0.2 degree resolution with 4 channel up to 6000 rpm
Result Display	Online mathematics and statistics Fast online displays (pressure diagram,P/V diagram,...)
Function	Powerful knocking recognition capability
Fast stream to disk mode Z1 MS/s)	
Input Specification	
Max. Channels	32
Internal Amplifier Slot	16
Sampling Rate	Up to 1 MS/s total
Resolution	12 bit
Input ± 10 V ± 50 V (Isolated) Charge	Standard DAQP-V modules DAQP-CHARGE-X modules
Crank or CA Input	Isolated

4.2.1.12 Charge Amplifier

ทำหน้าที่แปลงสัญญาณประจุไฟฟ้าที่จ่ายออกมาจาก Piezoelectric Pressure Transducer ให้เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า (Analog) เพื่อนำไปแสดงผลหรือประมวลผลให้อยู่ในรูปแบบที่ต้องการต่อไป โดยใช้ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 2 ตัว เพื่อแปลงสัญญาณจาก Fuel Line และ Main Chamber ดังแสดงในรูปที่ 4-28 โดยมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 4-10



รูปที่ 4-27 แสดงเครื่อง DEWE-Book



รูปที่ 4-28 แสดง Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A



รูปที่ 4-29 แสดง Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

ตารางที่ 4-10 แสดงข้อมูลทางเทคนิค Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A

	DAQP-CHARGE-A
Supported sensors:	ICP [®] and charge sensors
Sensor type selection:	Push button or software
Input ranges:	
ICP [®] input:	0, 20, 40, 60 dB
Charge input:	0.1, 1, 10, 100, 1000 mV/pC
Gain accuracy:	1 % F.S.
Input range finetuning:	programmable
Range selection:	Push button (fixed) or software (all)
Integration:	Single (velocity), double (displacement)
LED indicators:	
Range and filter:	5 LEDs
ICP LED:	Active with connected ICP [®] sensor, inactive for charge input
OVL LED:	Overload control (output voltage > 5 V)
A, V and D LED:	Indicator for acceleration, velocity and displacement output
Constant current source:	3.8 to 5.6 mA, > 26 V
Filters (highpass):	0.1 Hz, 1 Hz, 10 Hz (± 2 dB @ f_0)
Filters (lowpass):	100 Hz, 1, 3, 10, 50 kHz (± 2 dB @ f_0)
Filter selection:	Push button or software
Filter characteristics:	Butterworth 80 dB / decade (24 dB / octave)
Bandwidth, -3dB	0.1 Hz to 50 kHz (± 2 dB @ f_0)
Typ. SNR @ max. bandwidth:	
Gain 0.1 and 1	90 dB
Gain 10	87 dB
Gain 100	73 dB
Gain 1000	54 dB
Gain 1000	60 dB @ 10 kHz
Output voltage:	± 5 V (± 6 V peak voltage)
Output noise:	< 8 mV (all ranges with 50 kHz filter)
RS-485 interface:	Yes
Power supply voltage:	± 9 V _{DC} (± 10 %)
Power consumption:	0.6 W to 1.2 W (depending on sensor)

4.2.1.13 Crank Angle Encoder

Crank Angle Encoder เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ เพื่อส่งข้อมูลให้ DEWE-Book ทราบถึงมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์และความเร็วรอบเครื่องยนต์ โดย Crank Angle Encoder ที่ใช้เป็นยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B มีลักษณะดังรูปที่ 4-29 โดยได้แสดงรายละเอียดไว้ดังตารางที่ 4-11

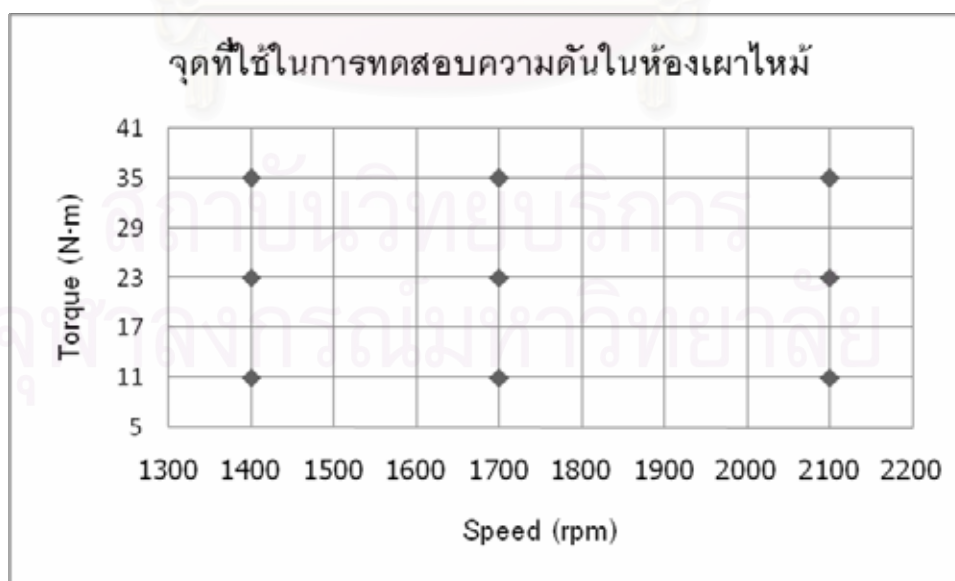
ตารางที่ 4-11 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

หลักการทำงาน	แบบ Infrared Transmissive Lightgate
Crank Angle Encoder Disc	แบบมี 360 Angle Marks, พร้อมกับมี 1 Trigger Mark
Dynamic Angle Shift	$< \pm 0.02$ องศาต่อเหวี่ยง ที่ 10.0 rpm
ช่วงความเร็ว	1-20000 rpm
ความสั่นสะเทือนที่ยอมรับได้สูงสุด	150 g
อุณหภูมิแวดล้อมที่ยอมรับได้	-30°C ถึง +60°C
ความเสียหายที่สูญเสีย	< 1 Watt ที่ 1000 rpm

4.2.2 วิธีการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

4.2.2.1 การทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

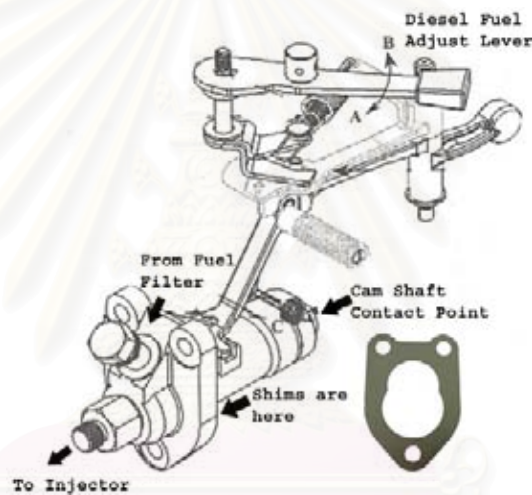
การทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิด กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ นั้น ดัดแปลงมาจากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) กล่าวคือ ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400, 1700 และ 2100 rpm ที่ภาระทดสอบสามระดับ ได้แก่ ที่ 25% Load (11 N-m), ที่ 50% Load (23 N-m) และที่ 75% Load (35 N-m) ดังนั้นจุดทดสอบที่เลือกในการทดสอบนี้จึงมีทั้งหมด 9 จุด ดังรูปที่ 4-30



รูปที่ 4-30 แสดงจุดที่ใช้ทดสอบความดันในห้องเผาไหม้

ในการทดสอบจะทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้หลัก, ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และองศาเพลาช้อเหวี่ยง โดยบันทึกข้อมูลทุกๆ 0.4 องศาเพลาช้อเหวี่ยง จำนวน 120 วัฏจักรต่อจุดทดสอบ ซึ่งข้อมูลที่ได้สามารถนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้โดยใช้สมการ (3-11), อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (3-8), ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถหาได้จากสมการ (3-9) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (3-10) ซึ่งผลที่ได้ทั้งหมดจะถูกนำไปวิเคราะห์ต่อไป เช่น มุมช้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, มุมช้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้, มุมช้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้, ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition Delay) และอัตราการเผาไหม้

4.2.2.2 การทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่าง ๆ



รูปที่ 4-31 แสดงองค์ประกอบของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของชิมรองรับปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง [24]

จากรูปที่ 4-31 ด้านท้ายของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นลูกกลิ้งที่ทำหน้าที่ดัน Plunger (ลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรือนปั้ม) ซึ่งที่ลูกกลิ้งนี้เองเป็นจุดสัมผัสกับ Camshaft (เพลาลูกเบี้ยว) ซึ่งจะควบคุมจังหวะหรือองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงโดยตรง (ผ่านการส่งถ่ายการเคลื่อนที่มาจากการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง) ดังนั้นหากทำให้ตัวเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงอยู่ชิดกับ Camshaft มากขึ้น (ทำได้โดยลดจำนวนแผ่นชิมที่รองรับปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง) ก็จะทำให้ Camshaft สัมผัสลูกกลิ้งได้เร็วขึ้น นั่นคือทำให้องศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น หรือตำแหน่งการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นที่องศาเพลาช้อเหวี่ยงก่อนตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Advancing) และหากทำให้ตัวเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงถอยห่างออกจาก Camshaft (ทำได้โดยเพิ่มจำนวนแผ่นชิมที่รองรับปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง) จะทำให้ระยะห่างระหว่างลูกกลิ้งของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับ Camshaft มากขึ้น ส่งผลให้

ลูกเบี้ยวสัมผัสลูกกลิ้งปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงข้างล่าง นั่นคือทำให้องศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่าช้า หรือตำแหน่งการฉีดเกิดขึ้นที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงใกล้กับตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Retarding)

ดังนั้นการเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าหรือล่าช้ากว่าตำแหน่งปกติที่ตั้งมาจากผู้ผลิต (Original Engine Manufacturing, OEM Setting) สามารถทำได้โดยการลดหรือเพิ่มจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง ตามลำดับ ซึ่งชิมหนึ่งแผ่นสามารถปรับองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงได้ประมาณ 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง

การทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะทดสอบเฉพาะเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันโอสลินเท่านั้น ซึ่งกระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัวที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ทีละจุดทดสอบตามรูปที่ 4-30 เช่นเดียวกับที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและการปรับเพิ่ม/ลดจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงแสดงดังตารางที่ 4-12

ตารางที่ 4-12 แสดงองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและการปรับเพิ่ม/ลดจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง

No.	องศาการฉีดเชื้อเพลิง	การเพิ่ม/ลดจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง	สัญลักษณ์ที่ใช้
1	ล่วงหน้า	ลดชิม 1 แผ่น (ชิม 3 แผ่น)	STD+1.2
2	มาตรฐาน	ไม่เพิ่มหรือลดจำนวนชิม (ชิม 4 แผ่น)	STD
3	ล่าช้า	เพิ่มชิม 1 แผ่น (ชิม 5 แผ่น)	STD-1.2
4	ล่าช้า	เพิ่มชิม 2 แผ่น (ชิม 6 แผ่น)	STD-2.4

หมายเหตุ การทดสอบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD) ในที่นี้ หมายถึง การทดสอบเครื่องยนต์โดยไม่มีการเพิ่มหรือลดจำนวนชิมที่ติดตั้งมาจากผู้ผลิต แต่ถ้าพบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงทั้งสามแตกต่างกัน นั่นเป็นเพราะคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแตกต่างกัน ดังนั้น สัญลักษณ์ STD ที่ใช้ จึงหมายถึงองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงนั้นๆ ซึ่งในเชื้อเพลิงแต่ละชนิดอาจมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงแตกต่างกัน

ผลที่ได้จากการทดสอบจะถูกนำไปวิเคราะห์และเปรียบเทียบกับผลที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน เพื่อศึกษาผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง และใช้องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมในการทดสอบสมรรถนะตลอดช่วงการทำงานต่อไป

4.2.2.3 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน

การบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้กระทำโดยพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อนที่คำนวณได้จากผลการทดสอบ โดยกำหนดเงื่อนไขจากนิยามต่อไปนี้

1. มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเข้าหัวฉีดมีค่าสูงกว่า Opening Pressure ของหัวฉีด
2. การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ค่าอัตราการปล่อยความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าศูนย์ครั้งแรก
3. การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่อัตราการปล่อยความร้อนลดลงจนมีค่าเป็นศูนย์ครั้งแรก
4. ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition Delay) บ่งชี้จากช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
5. อัตราการเผาไหม้ บ่งชี้จากอัตราการปล่อยความร้อน

4.3 การทดสอบสมรรถนะ

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ เป็นการศึกษารูปร่างเบื้องต้นถึงสมรรถนะและคุณสมบัติการทำงานที่ได้จากเครื่องยนต์รุ่นเดียวกันเมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน การทดสอบได้ดำเนินการทั้งที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load), ที่สภาวะภาระบางส่วน (Part Load) และที่จุดทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งแสดงแผนผังการทดสอบสมรรถนะไว้ในรูปที่ 4-32

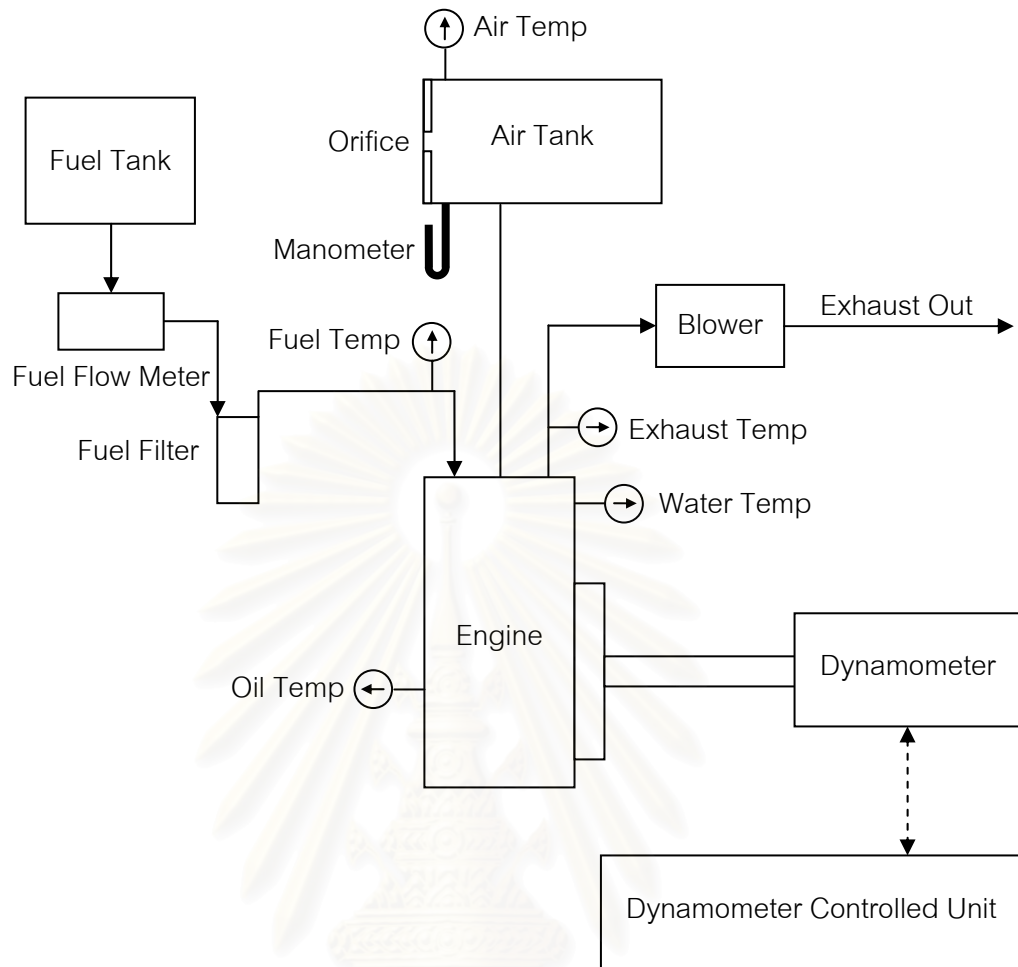
4.3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะ

4.3.1.1 เครื่องยนต์

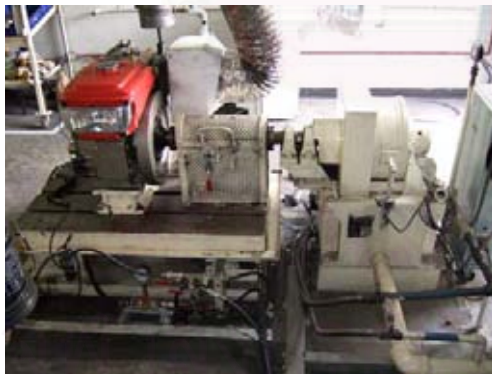
ใช้เครื่องยนต์ยี่ห้อ Kubota รุ่น RT-140 เช่นเดียวกับหัวข้อ 4.2.1.1

4.3.1.2 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบดังรูปที่ 4-33 เป็นไดนาโมมิเตอร์ชนิดกระแสไหลวน (Eddy Current) ยี่ห้อ Tokyokoki Schenck รุ่น W-40 กำลังสูงสุด 60 PS อัตราเร็วรอบสูงสุด 17000 rpm ควบคุมการทำงานโดยชุดควบคุมของ Tokyokoki Schenck รุ่น LEC-20 ความแม่นยำในการวัดแรงบิด ± 0.002 kgf-m ดังแสดงในรูปที่ 4-34 เครื่องยนต์ที่ทำการทดสอบจะถูกนำมาต่อเข้ากับไดนาโมมิเตอร์โดยใช้เพลลาในการเชื่อมต่อกับ Universal Joint 2 ชุด ความเร็วรอบของเครื่องยนต์วัดได้จากเซ็นเซอร์วัดความเร็วที่ไดนาโมมิเตอร์ ความแม่นยำในการวัดอัตราเร็วแบบดิจิทัลคือ ± 1 rpm ต่อ ± 1 ความเร็วรอบ



รูปที่ 4-32 แสดงแผนผังการทดสอบสมรรถนะ



รูปที่ 4-33 แสดงไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ
ยี่ห้อ Tokyokoki Schenck รุ่น W-40



รูปที่ 4-34 แสดงชุดควบคุม ยี่ห้อ
Tokyokoki Schenck

4.3.1.3 การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

อุปกรณ์เช่นเดียวกับหัวข้อ 4.2.1.4

4.3.1.4 การวัดอุณหภูมิ

อุปกรณ์เช่นเดียวกับหัวข้อ 4.2.1.5

4.3.1.5 การวัดอัตราการไหลของอากาศ

อุปกรณ์เช่นเดียวกับหัวข้อ 4.2.1.6

4.3.1.6 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

อุปกรณ์เช่นเดียวกับหัวข้อ 4.2.1.7

4.3.1.7 การวัดค่าควันดำ

เครื่องมือวัดค่าควันดำเป็นแบบกระดาษกรองยี่ห้อ Sokken ประกอบด้วย

ก. หัวดูดไอเสีย ยี่ห้อ Sokken เป็นเครื่องมือเก็บตัวอย่างค่าควันดำจากท่อไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลตามมาตรฐานการเก็บตัวอย่างไอเสียของ Bosch ดังแสดงในรูปที่ 4-35



รูปที่ 4-35 แสดงหัวดูดไอเสีย ยี่ห้อ Sokken



รูปที่ 4-36 แสดงเครื่องอ่านค่าควันดำ ยี่ห้อ Sokken รุ่น GSM-3DPM

ข. เครื่องอ่านค่าควันดำ ยี่ห้อ Sokken รุ่น GSM-3DPM ดังแสดงในรูปที่ 4-36 เป็นเครื่องอ่านค่าความเข้มข้นของเขม่าดำบนกระดาษกรอง แสดงค่าด้วยตัวเลขดิจิทัลเรืองแสง มีสเกลอยู่ระหว่าง 0-10 Bosch Unit Number ความละเอียด 0.02 โดยมีหลักการทำงานเช่นเดียวกับเครื่องอ่านค่าควันดำในหัวข้อ 4.2.1.8

4.3.1.8 การอุ่นน้ำมันปาล์มดิบ

อุปกรณ์เช่นเดียวกับหัวข้อ 4.2.1.9

4.3.2 วิธีการทดสอบสมรรถนะ

4.3.2.1 การ Run in

หลังจากการเปลี่ยนชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์ใหม่ จะต้องทำการ Run in เครื่องยนต์โดยใช้วัฏจักรภาระตามที่บริษัทผู้ผลิตแนะนำ สำหรับเครื่องยนต์ KUBOTA (DI) ประกอบด้วย 3 ขั้นตอน ดังนี้

1. ไม่มีภาระ (No load) ความเร็วรอบ 2400 rpm เวลา 30 นาที
2. ภาระ 50% ของ rated power ความเร็วรอบ 2400 rpm เวลา 30 นาที
3. ภาระ 100% ของ rated power ความเร็วรอบ 2400 rpm เวลา 20 ชั่วโมง

ภายหลังจากเสร็จสิ้นการ Run in ได้ทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่องใหม่ก่อนเริ่มทำการทดสอบ การทดสอบสมรรถนะเริ่มจากการใช้น้ำมันดีเซล ต่อด้วยน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน การทดสอบน้ำมันเชื้อเพลิงแต่ละชนิดจะทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่องก่อนและเดินเครื่องยนต์ช่วงระยะเวลาหนึ่งเพื่อเป็นการไล่น้ำมันเชื้อเพลิงชนิดก่อนหน้า

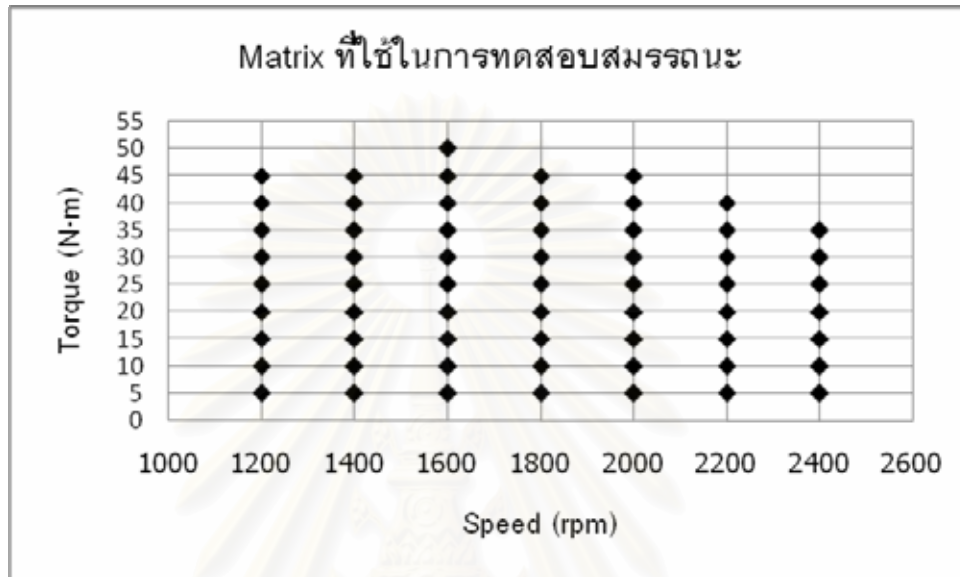
4.3.2.2 การทดสอบที่ภาระสูงสุด (Full Load Performance Test)

ก่อนทำการทดสอบที่สภาวะภาระสูงสุด จะต้อง Warm up เครื่องยนต์จนระบบน้ำหล่อเย็นอยู่ในอุณหภูมิทำงาน คือไม่ต่ำกว่า 90°C จากนั้นเริ่มทดสอบหาความสัมพันธ์ของค่าแรงบิดกับความเร็วรอบ ที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load) เริ่มจากเพิ่มคันเร่งให้เครื่องยนต์หมุนเปล่าโดยไม่มีภาระจนความเร็วรอบอยู่ที่ 2550 rpm จัดให้เป็นตำแหน่งที่คันเร่งเปิดสุด (ตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต) จากนั้นเริ่มใส่ภาระให้กับเครื่องยนต์จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลงมาที่ 2400 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัว แล้วจึงบันทึกผลค่าแรงบิด, อัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง, ค่าอุณหภูมิและความดันต่างๆ และค่าควันดำ จากนั้นเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดมาที่ 2200 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัว แล้วจึงบันทึกค่า และกระทำเช่นเดียวกันที่ความเร็วรอบ 2000, 1800, 1600, 1400, 1200 และความเร็วรอบ 1000 rpm จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load)

4.3.2.3 การทดสอบที่ภาระบางส่วน (Part Load Performance Test)

จากความสัมพันธ์ที่ได้ระหว่างภาระสูงสุดและความเร็วรอบที่ได้จากการทดสอบภาระสูงสุดจะถูกนำมากำหนดจุดในการทดสอบ (Matrix) ที่ความเร็วรอบและที่แรงบิดต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 4-37

จากนั้นทำการทดสอบสมรรถนะ ณ จุดทำงานตามจุดทดสอบบน Matrix ที่กำหนดในรูปที่ 4-37 (อาจกล่าวได้ว่าเป็นการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่) เริ่มจากความเร็วรอบสูง โดยปรับชุดควบคุมไดนาโมมิเตอร์ให้ทำงานที่สภาวะแรงบิดคงที่ แล้วปรับคันเร่งให้ได้ความเร็วรอบตามที่ต้องการ



รูปที่ 4-37 แสดง Matrix ที่ใช้ในการทดสอบ

การทดสอบจะทำตามจุดทดสอบที่กำหนดในรูปที่ 4-37 เริ่มที่ความเร็วรอบ 2400 rpm ที่ค่าแรงบิด 5 N-m เมื่อปรับเครื่องยนต์จนตรงตามจุดทำงานที่ต้องการแล้ว รอให้เครื่องยนต์อยู่ที่สภาวะคงตัว จึงเริ่มทำการวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง พร้อมกับบันทึกค่าอุณหภูมิ, ความดันต่างๆ และค่าควันดำ จากนั้นจะเปลี่ยนจุดทดสอบโดยปรับชุดควบคุมเพื่อเพิ่มแรงบิด (เพิ่มทีละ 5 N-m จนถึงค่าแรงบิดสูงสุด) และปรับคันเร่งให้ได้ความเร็วรอบตามต้องการ (2400 rpm และลดลงจนถึง 1200 rpm) กระทำเช่นเดียวกันจนครบตามจุดทดสอบที่ได้กำหนด นำค่าแรงบิดและอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงไปคำนวณปรับค่าที่สภาวะอากาศมาตรฐาน แล้วนำค่าที่ปรับแล้วมาแสดงในรูปแผนภูมิสมรรถนะ (Performance Map) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด ความเร็วรอบ และอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ

บทที่ 5

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล

ผลการทดสอบที่จะนำเสนอในบทนี้จะแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกเป็นผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้ รวมไปถึงผลการเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมเมื่อน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง และส่วนที่สองเป็นผลการทดสอบสมรรถนะหลังจากได้องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมแล้ว

5.1 ผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้

ในส่วนนี้จะนำเสนอผลของการทดสอบเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ และผลการพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบในลำดับแรก จากนั้นจะนำเสนอผลการทดสอบเมื่อน้ำมันปาล์มโอสลิน และลำดับสุดท้ายเป็นผลการทดสอบเปรียบเทียบระหว่างเชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

5.1.1 การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

การทดสอบเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ทำการทดสอบที่จุดทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle และที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง 4 ค่า ได้แก่ องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลาข้อเหวี่ยง (STD+1.2), องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD) ซึ่งทางผู้ผลิตปรับตั้งไว้ที่ 20 องศา ก่อนศูนย์ตายบนสำหรับเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลาข้อเหวี่ยง (STD-1.2) และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลาข้อเหวี่ยง (STD-2.4)

5.1.1.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและความดันในห้องเผาไหม้

รูปที่ 5-1 ถึงรูปที่ 5-3 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า ลำดับของการเริ่มสร้างความดันเป็นไปตามลำดับขององศาการฉีดเชื้อเพลิง กล่าวคือ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีการสร้างความดันขึ้นมาก่อนหรือล่วงหน้ามากกว่าความดันในกรณีที่ฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า และความดันสูงสุดที่ทางเข้าหัวฉีดมีค่าอยู่ในช่วง 1000-1250 bar ถ้าพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันดีเซล พบว่า โดยส่วนใหญ่เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มที่จะสร้างความดันในการฉีดล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มดิบ

จากกราฟความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดสามารถที่จะทำนายจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (SOI) ได้ ถ้าพิจารณาที่ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะพบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มดิบ เนื่องจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีความหนาแน่นสูงกว่า อีกทั้งยังมีคุณสมบัติด้านการยุบตัว (Compressibility) ที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

ตารางที่ 5-1 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเป็นไปตามลำดับก่อนหลังตามองสการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่วงหน้าหรือล่าช้า โดยที่ในแต่ละองสการฉีดเชื้อเพลิงที่ติดกันจะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงแตกต่างกันประมาณ 1.2 องศาเพลลาซ็องเหวียง เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่า การเปลี่ยนแปลงของภาระไม่ทำให้ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงและที่ภาระคงที่ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น องสการฉีดเชื้อเพลิงมีแนวโน้มเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้น ส่วนจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงไม่เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนเมื่อทำการปรับองสการฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-1 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	SOI					EOI				
		Diesel	CPO				Diesel	CPO			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA
1400	11	-19.6	-21.2	-20.0	-18.8	-17.6	-1.2	-6.4	-4.0	-4.8	-2.4
	23	-19.6	-21.2	-19.6	-18.8	-17.6	-0.8	-4.0	-3.6	0.4	-1.2
	35	-19.6	-21.2	-20.0	-18.8	-17.6	2.8	0.0	-2.0	3.2	2.0
1700	11	-18.0	-20.0	-18.8	-17.6	-16.4	-2.0	-2.4	-1.2	0.4	-2.0
	23	-18.0	-19.6	-18.4	-17.2	-16.0	1.2	3.6	1.2	6.0	2.8
	35	-18.0	-20.0	-18.8	-17.6	-16.4	6.0	2.0	0.8	6.0	6.4
2100	11	-16.4	-17.6	-16.4	-15.2	-14.0	-2.4	0.8	-2.0	4.0	-3.2
	23	-16.4	-17.6	-16.4	-15.2	-14.0	3.2	3.6	2.0	4.4	-0.8
	35	-16.4	-17.6	-16.4	-15.2	-14.0	7.2	3.6	-1.2	5.6	6.4

รูปที่ 5-4 ถึงรูปที่ 5-6 แสดงกราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า จุดที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงมากกว่า 0 mg/degree เป็นจุดแรก (จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง) เป็นไปตามแนวโน้มของกราฟความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด กล่าวคือ ที่ห้องสการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงก่อนที่ห้องสการ

ฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า และพบว่าอัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดมีค่าไม่เกิน 3 mg/degree หากพิจารณาที่รอบคงที่ พบว่า อัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามภาระที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงที่มากขึ้น ในบางกรณีพบว่าการฉีดเชื้อเพลิงสองช่วงในวัฏจักรเดียว นั้นเป็นเพราะคลื่นในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้ความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงสูงขึ้นกว่าค่า Opening Pressure ของหัวฉีดเป็นครั้งที่สอง (ดูรูปความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงประกอบ) ส่งผลให้เชื้อเพลิงถูกฉีดออกไปเป็นครั้งที่สองในวัฏจักรเดียวกัน

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ แสดงในตารางที่ 5-2 (หาได้จากพื้นที่ใต้กราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิง) พบว่า ที่ทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงกว่าน้ำมันดีเซล อยู่ในช่วง 15.33-36.72% หากพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อภาระเพิ่มขึ้น ค่าความแตกต่างของปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรระหว่างน้ำมันดีเซลกับน้ำมันปาล์มดิบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะมีค่าสูงขึ้น

ตารางที่ 5-2 แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร								
		Diesel	CPO				%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	mg/cycle				%	%	%	%	
1400	11	13.07	15.34	15.54	15.49	15.62	17.30	18.83	18.48	19.44
	23	19.83	23.88	24.65	23.88	24.41	20.43	24.28	20.43	23.10
	35	28.05	34.91	33.25	35.39	36.22	24.44	18.54	26.15	29.11
1700	11	12.89	15.38	15.35	15.35	15.65	19.37	19.08	19.08	21.43
	23	21.11	24.34	24.62	24.62	24.82	15.33	16.67	16.67	17.58
	35	29.01	35.49	33.61	35.49	36.30	22.35	15.87	22.35	25.14
2100	11	13.53	15.82	16.33	16.22	16.22	16.92	20.63	19.87	19.87
	23	20.99	26.11	24.73	26.65	25.59	24.36	17.79	26.94	21.89
	35	29.39	39.26	34.52	38.96	40.18	33.59	17.45	32.57	36.72

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มดิบ-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

รูปที่ 5-7 ถึงรูปที่ 5-9 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะพบว่า ที่ทุกจุดทดสอบ การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลา

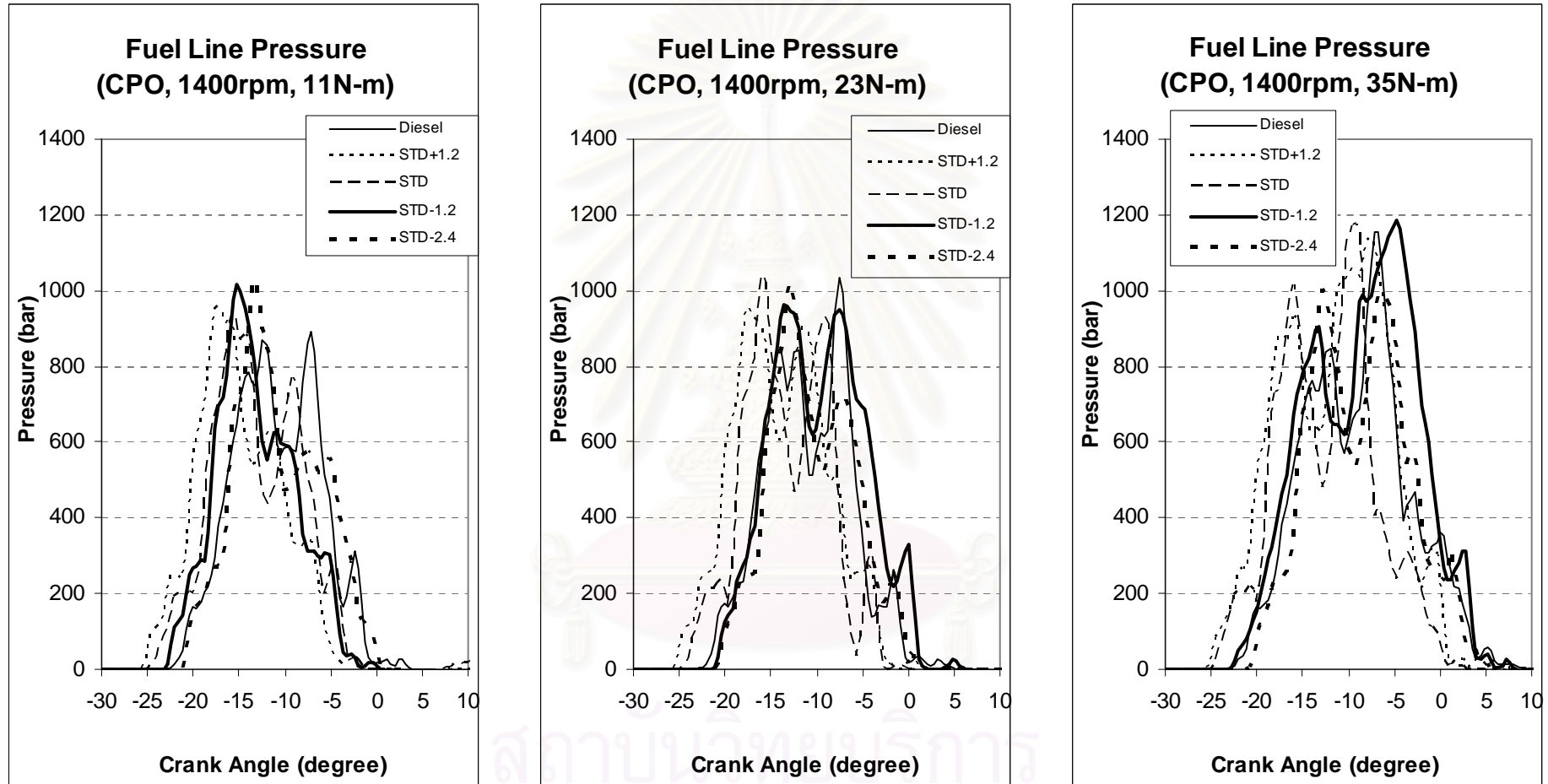
ข้อเหวี่ยง จะทำให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าสูงที่สุด และต่ำลงเมื่อฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าทำให้เชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาช้าในช่วงของจังหวะอัด ซึ่งในห้องเผาไหม้จะมีอุณหภูมิและความดันสูง ส่งผลให้ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดสั้น เชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ในช่วงนี้จึงน้อย ทำให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าต่ำ เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าที่ทุกจุดทดสอบ ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าสูงขึ้นเมื่อภาวะสูงขึ้น เนื่องจาปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 5-3 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาวะ 35 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลมากที่สุด อยู่ที่ 7.10% และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาวะ 23 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลมากที่สุด อยู่ที่ 10.51%

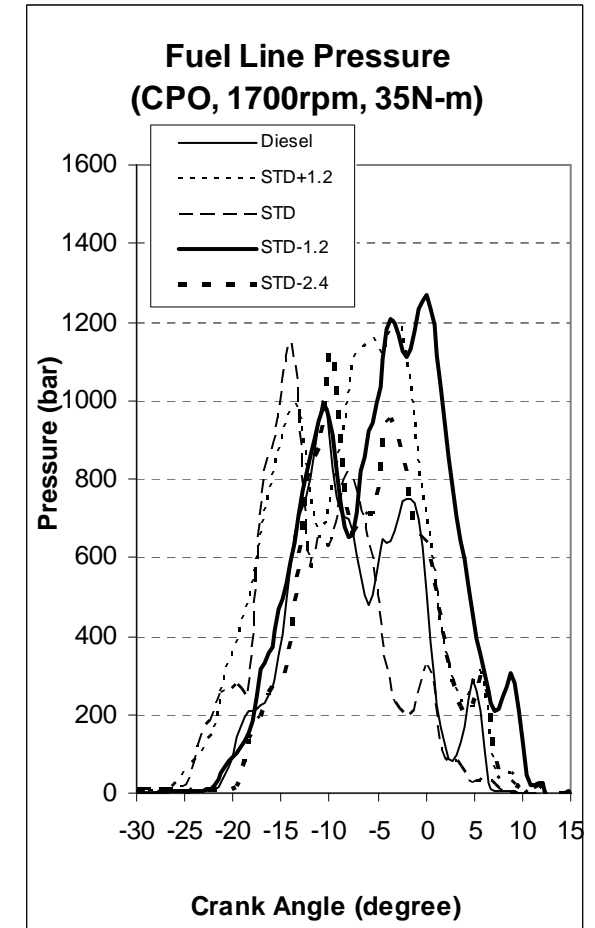
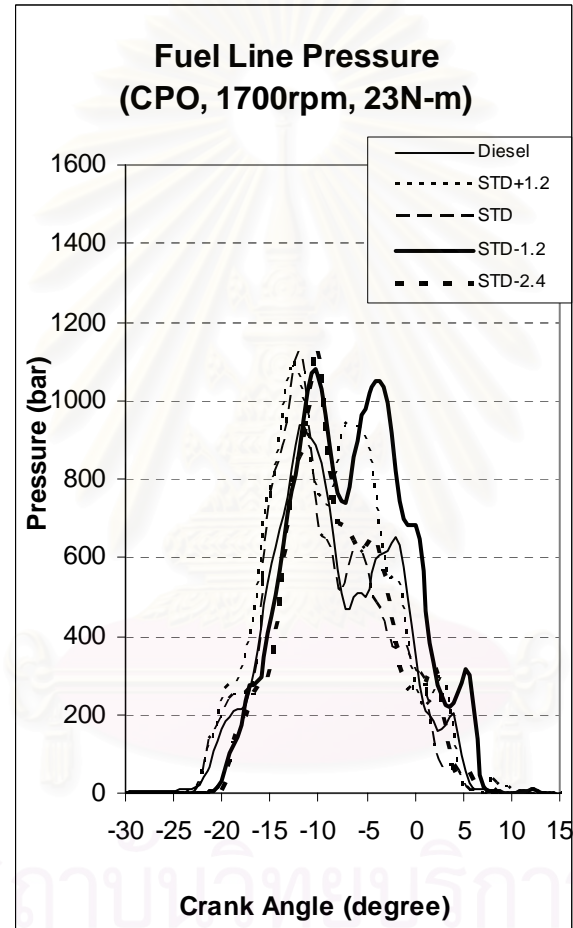
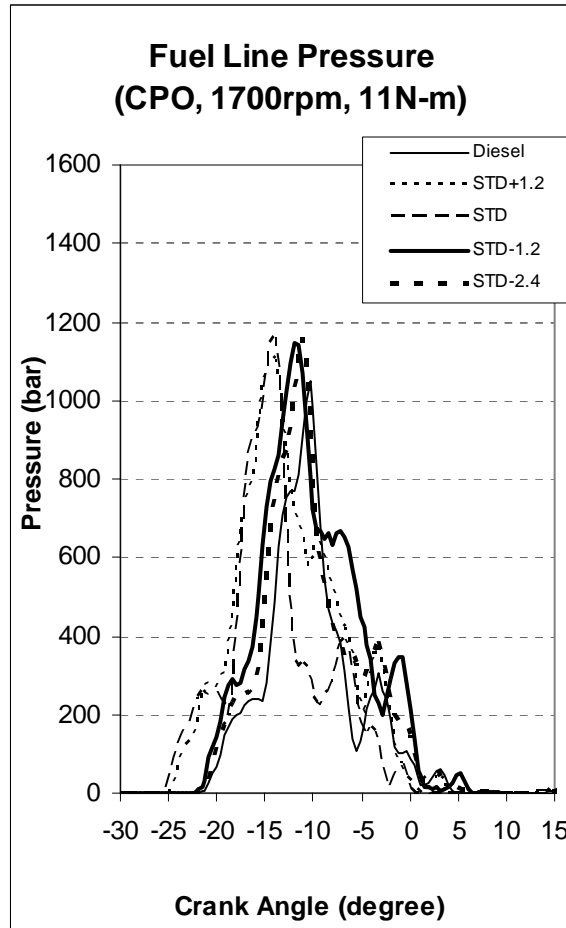
ตารางที่ 5-3 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด								
		Diesel	CPO				%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	bar	bar	bar	bar	bar	%	%	%	%
1400	11	65.91	70.51	67.65	67.18	65.98	6.98	2.63	1.93	0.10
	23	73.13	76.66	73.92	72.96	68.53	4.83	1.08	-0.24	-6.29
	35	80.22	85.32	81.24	79.47	73.41	6.36	1.27	-0.94	-8.49
1700	11	67.63	70.02	68.82	66.36	65.77	3.54	1.76	-1.87	-2.75
	23	73.44	75.41	73.34	70.82	68.62	2.68	-0.14	-3.57	-6.56
	35	77.23	82.71	76.09	75.00	71.12	7.10	-1.48	-2.88	-7.90
2100	11	65.02	67.03	64.95	63.82	62.36	3.09	-0.11	-1.85	-4.08
	23	73.29	72.27	70.16	66.97	65.59	-1.39	-4.27	-8.62	-10.51
	35	74.06	79.04	73.00	71.80	68.28	6.72	-1.44	-3.06	-7.81

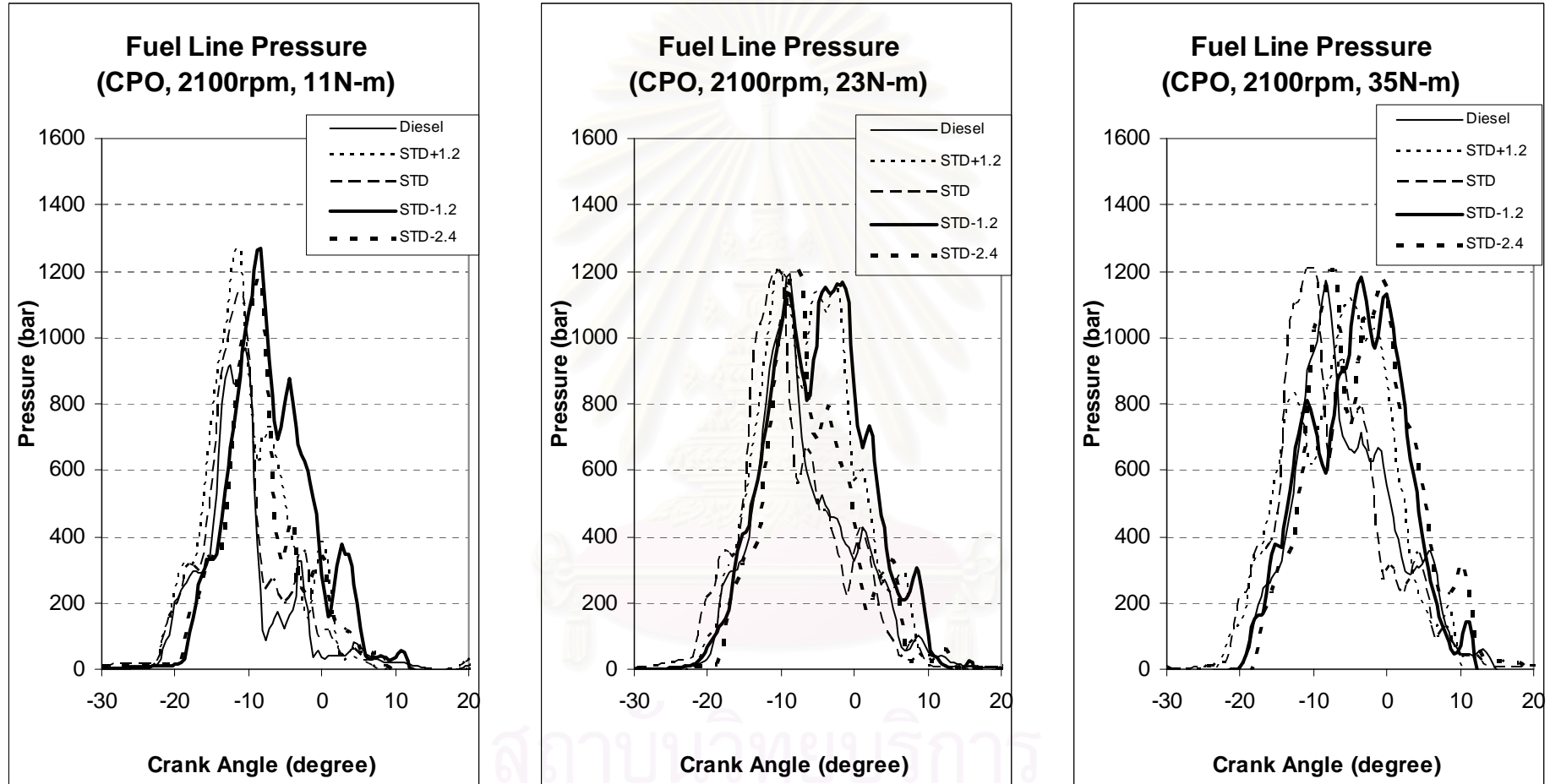
หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มดิบ-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100



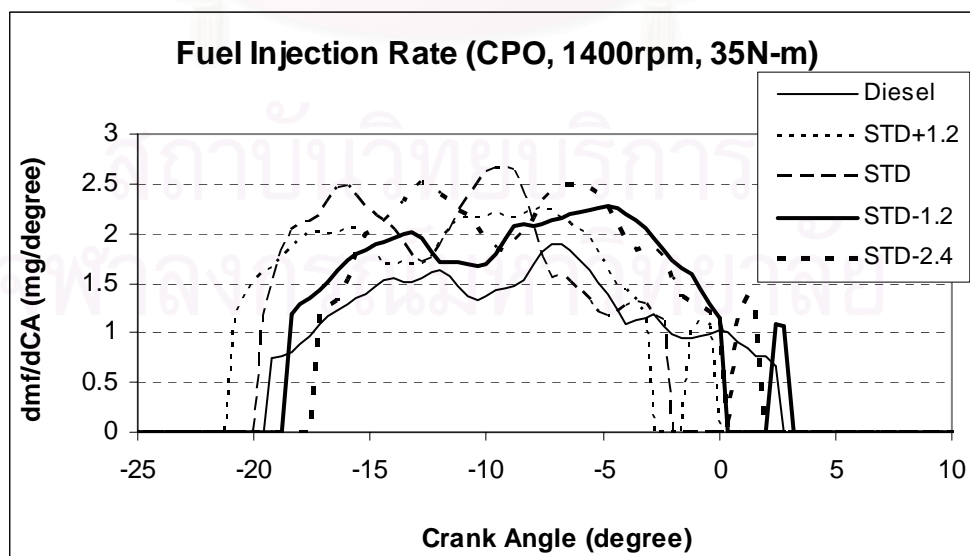
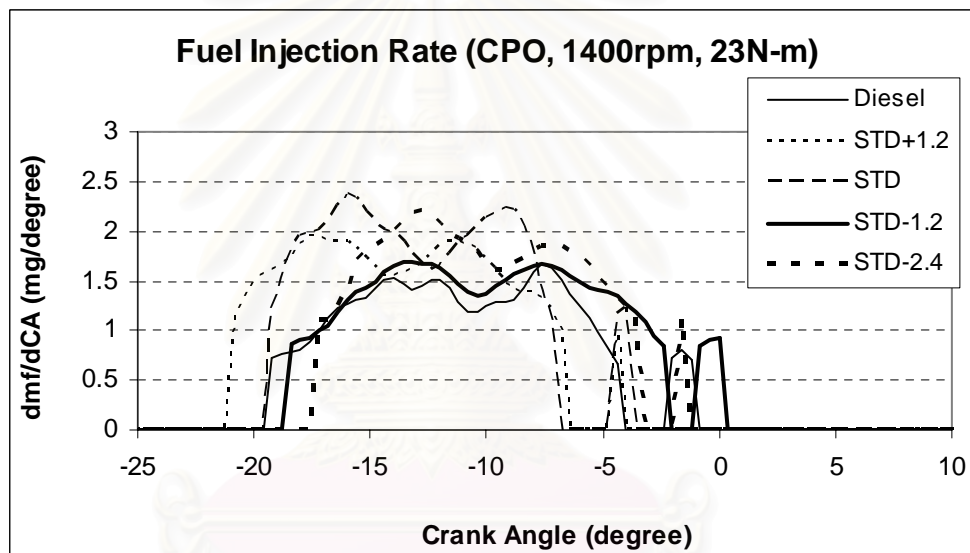
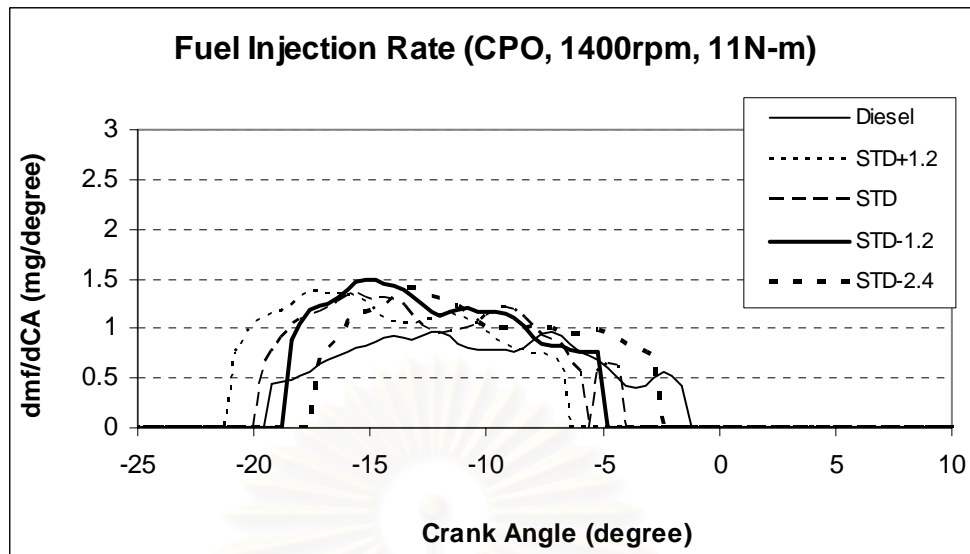
รูปที่ 5-1 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



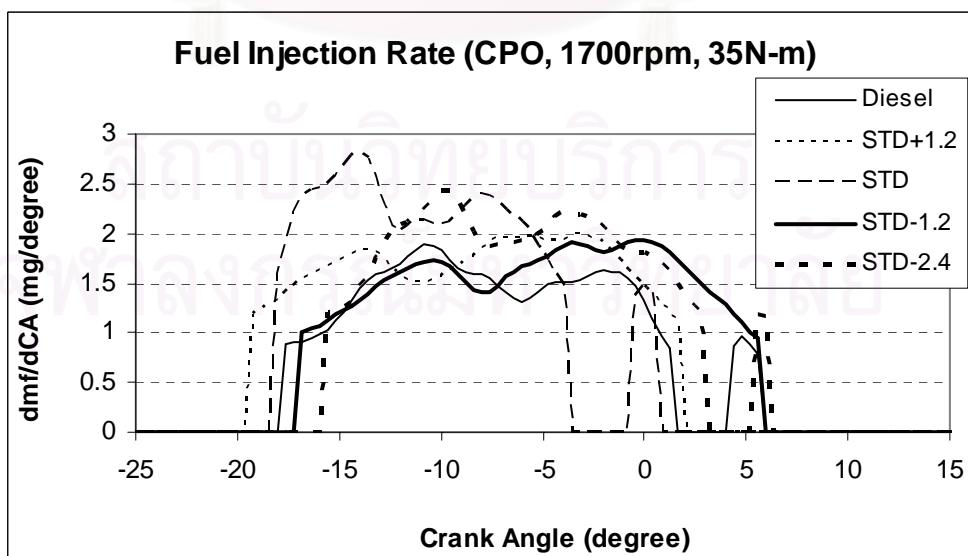
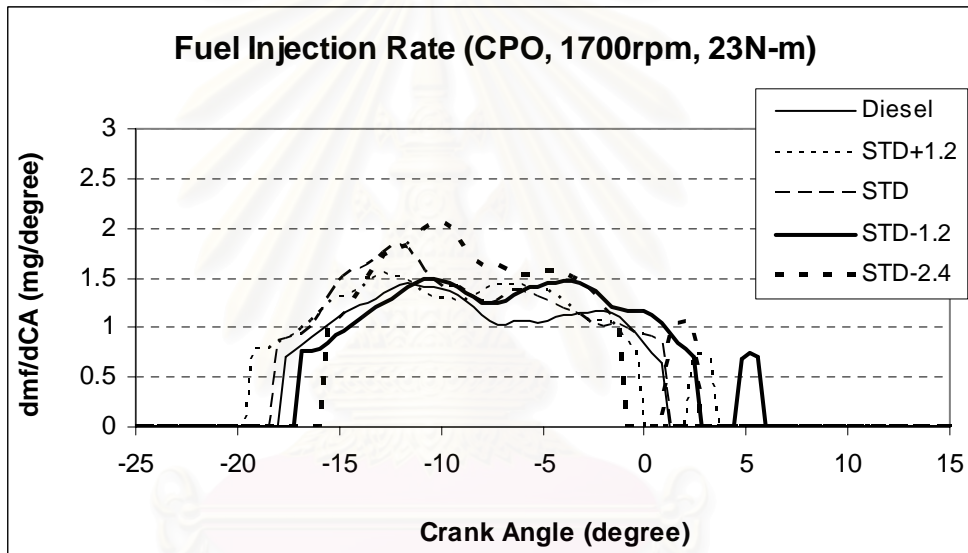
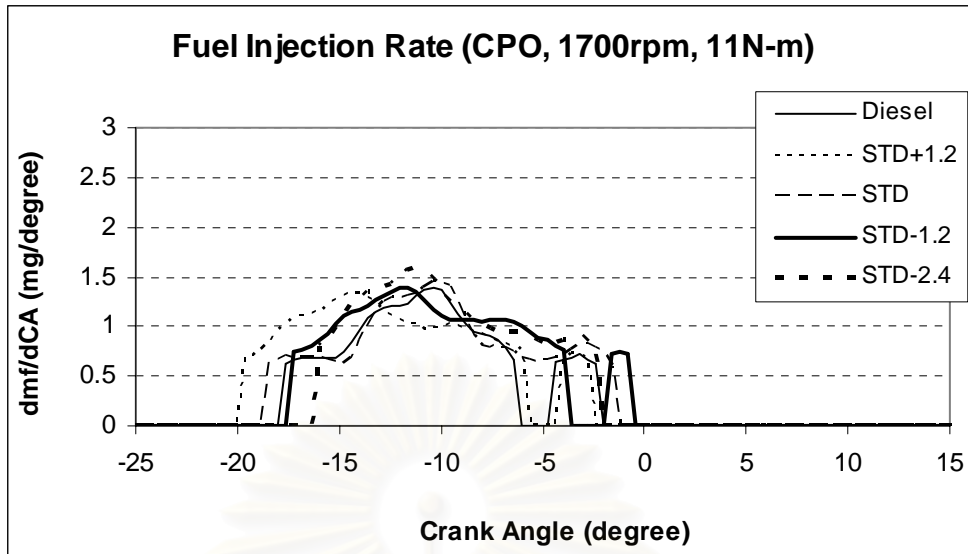
รูปที่ 5-2 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



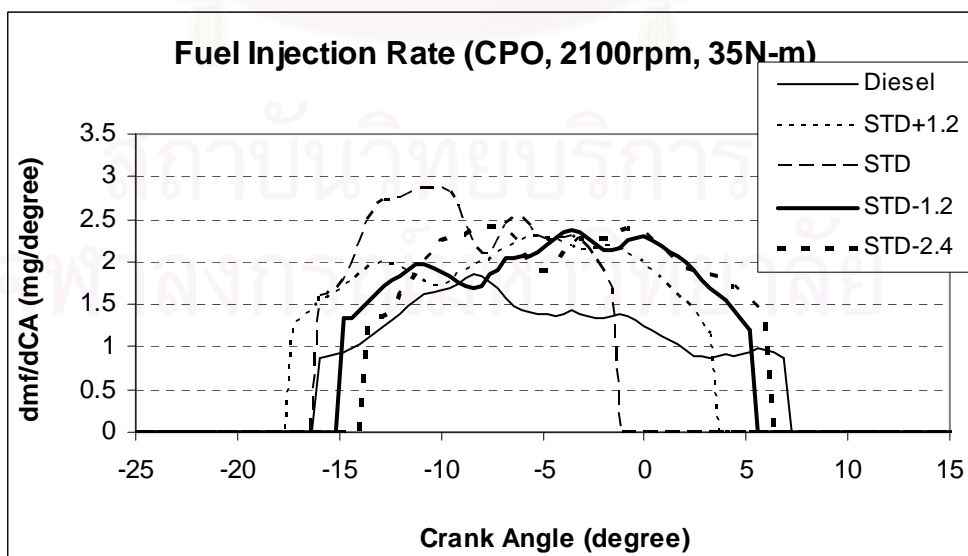
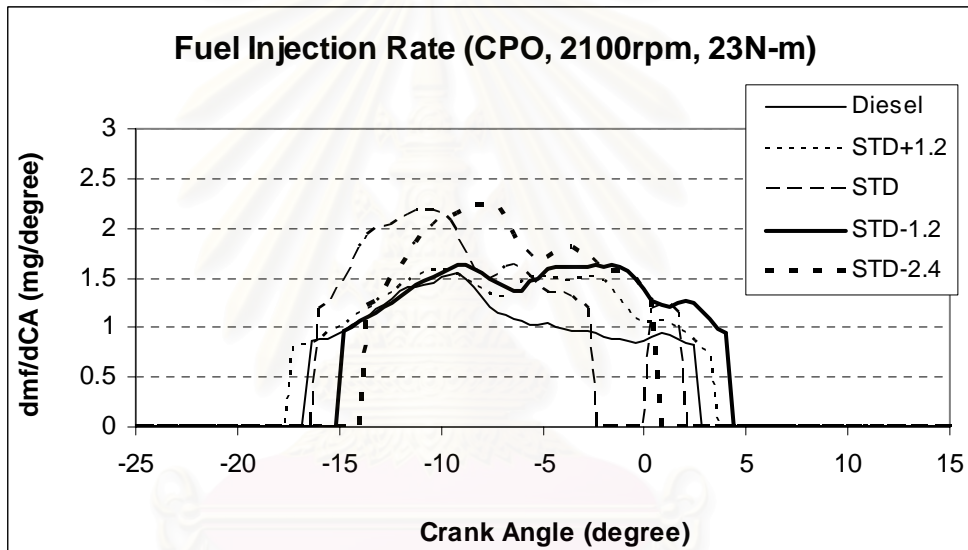
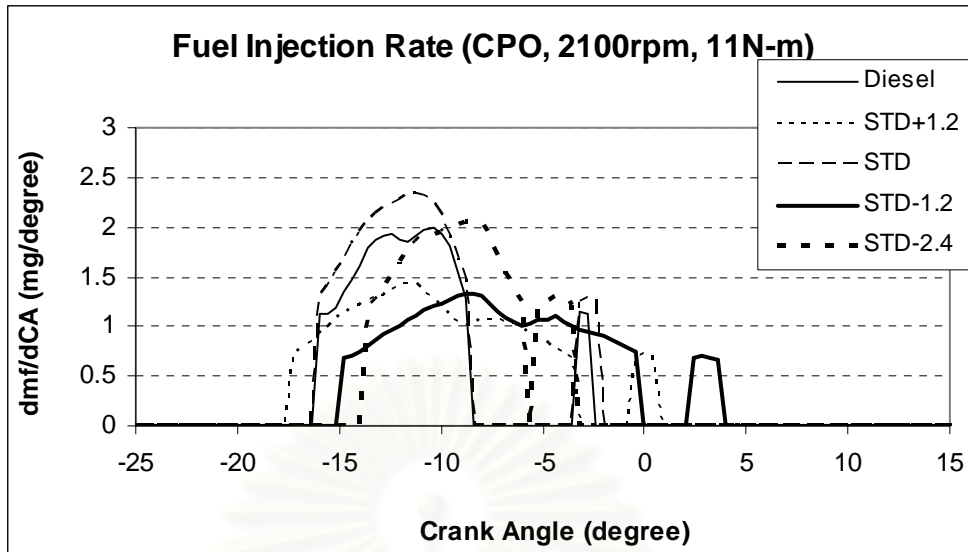
รูปที่ 5-3 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



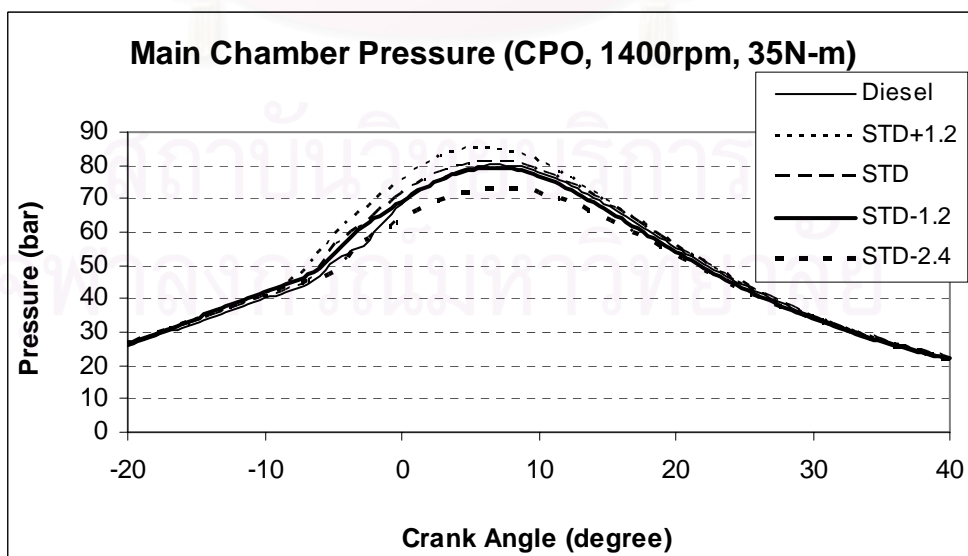
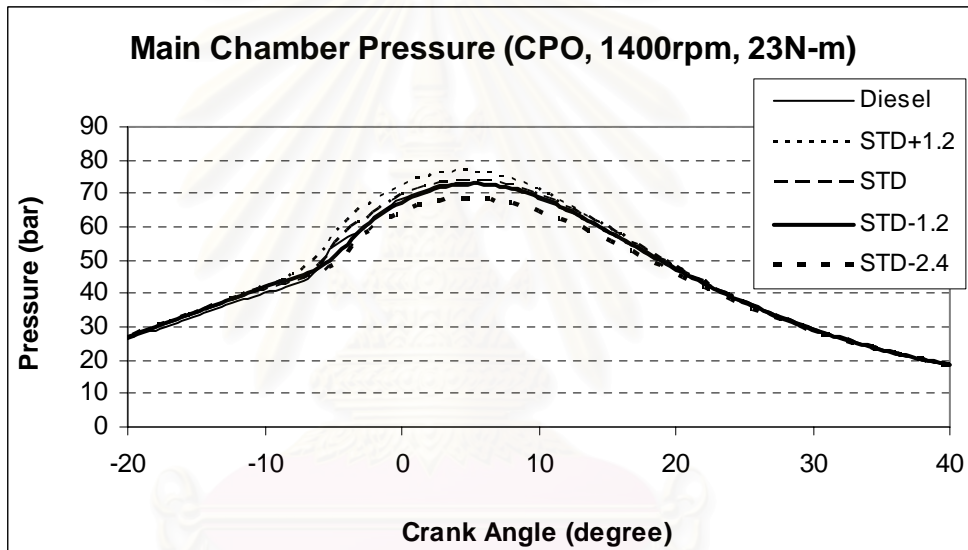
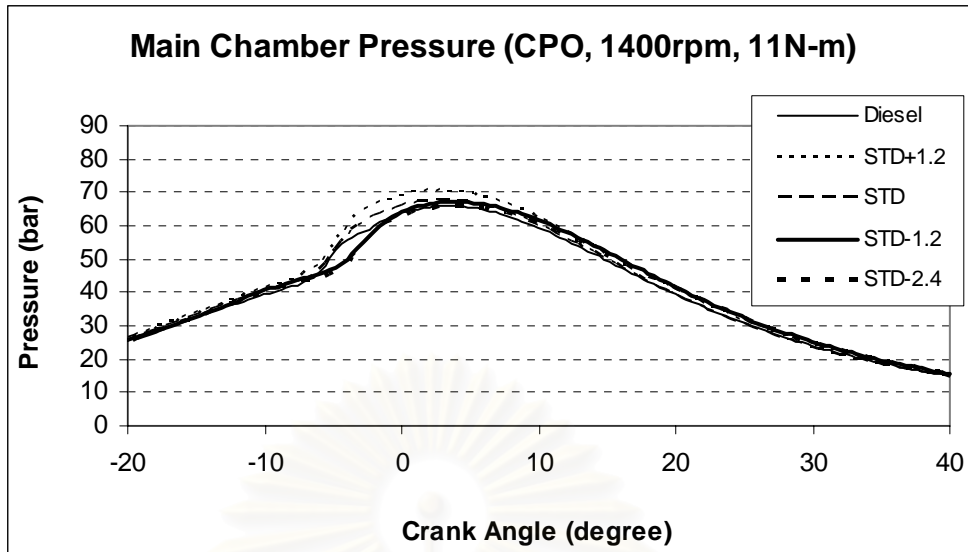
รูปที่ 5-4 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-5 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ

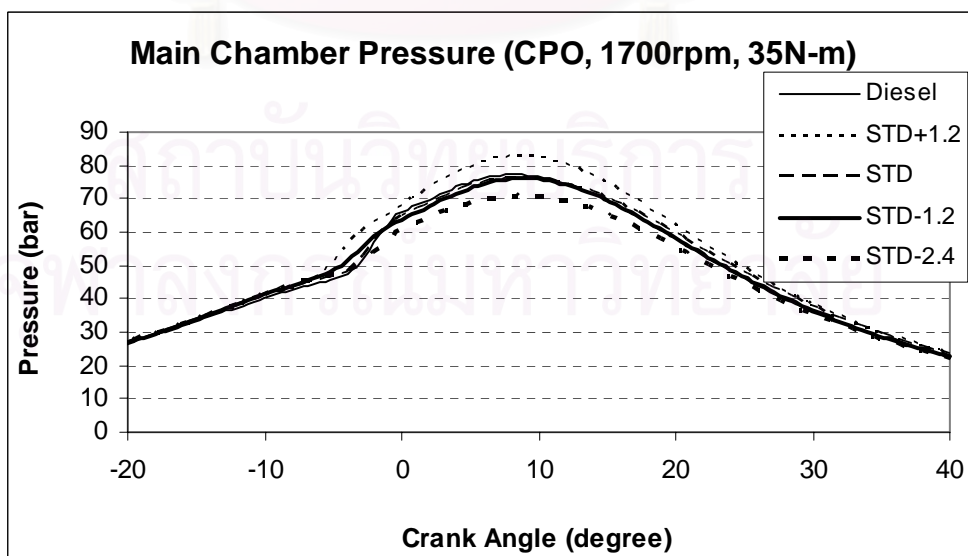
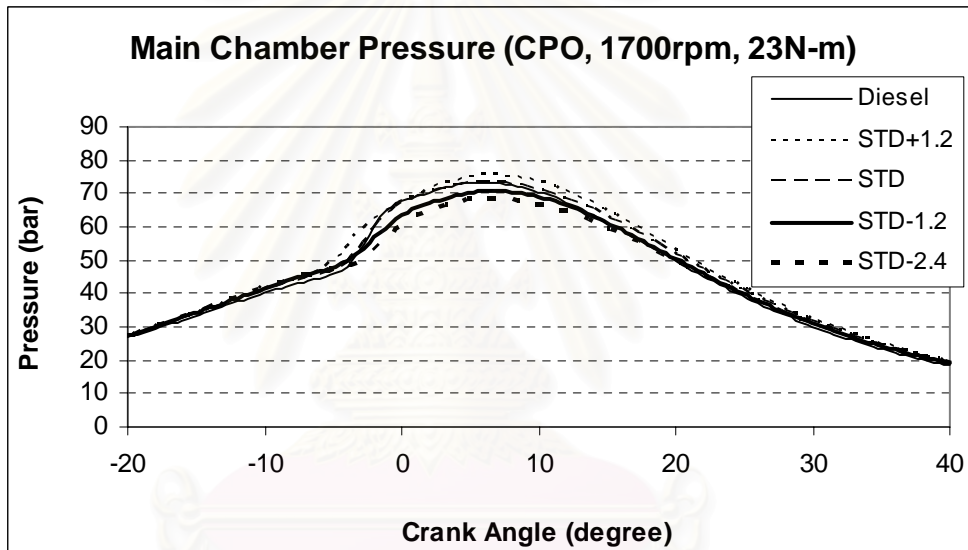
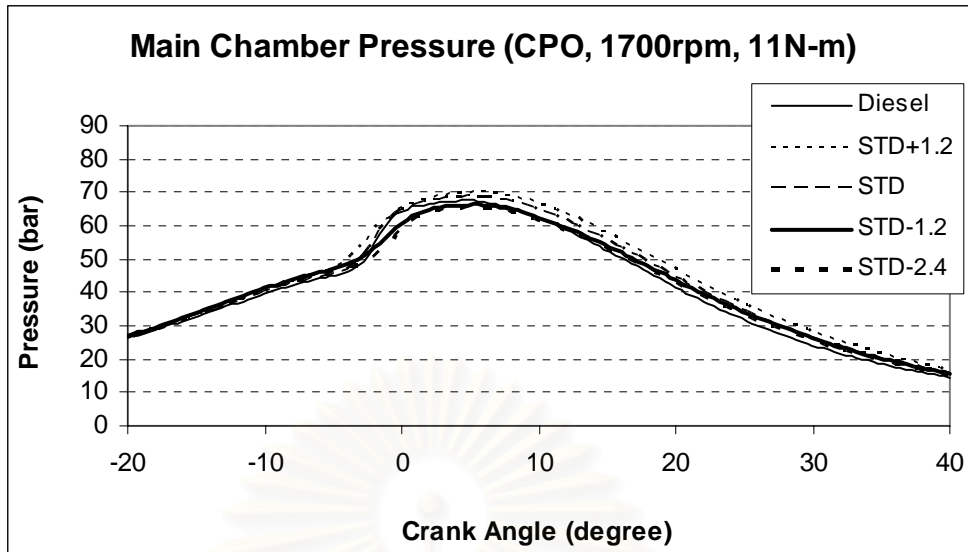


รูปที่ 5-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



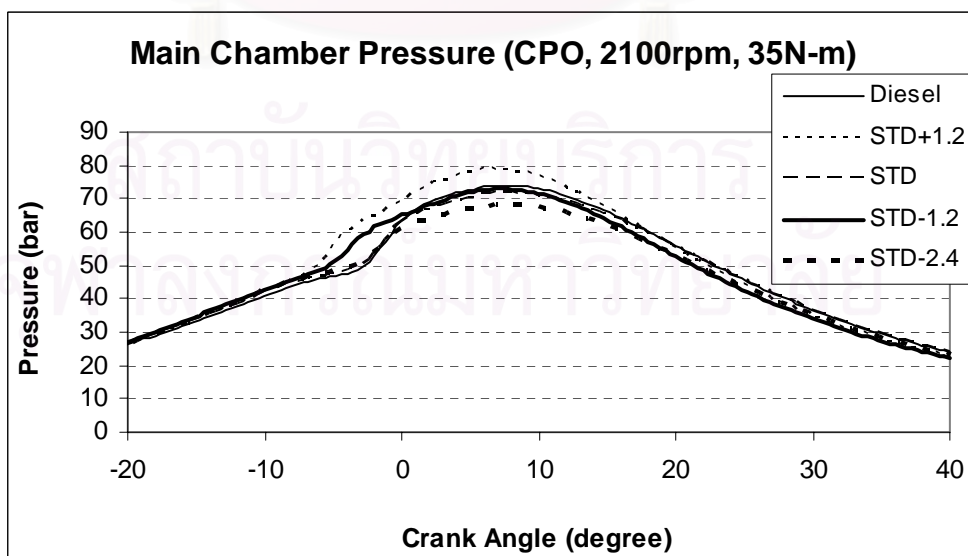
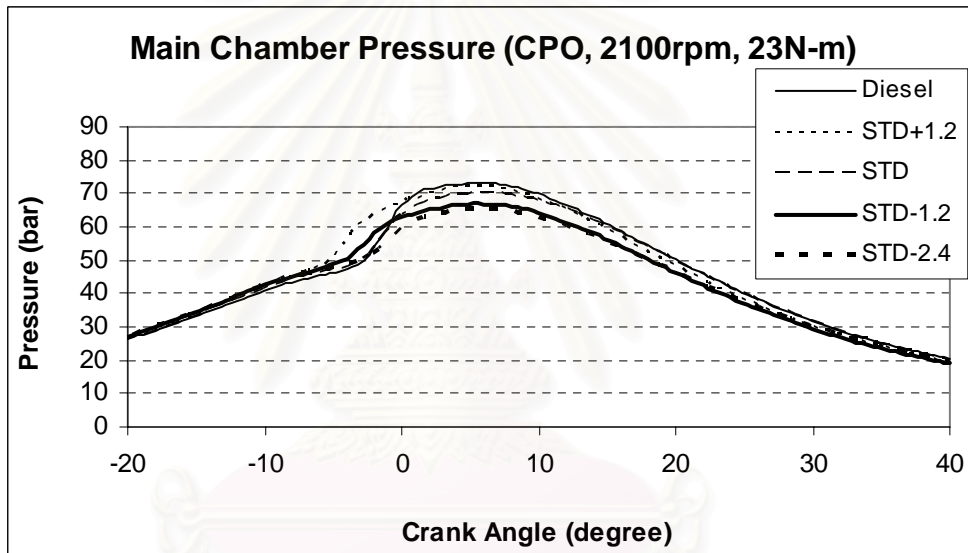
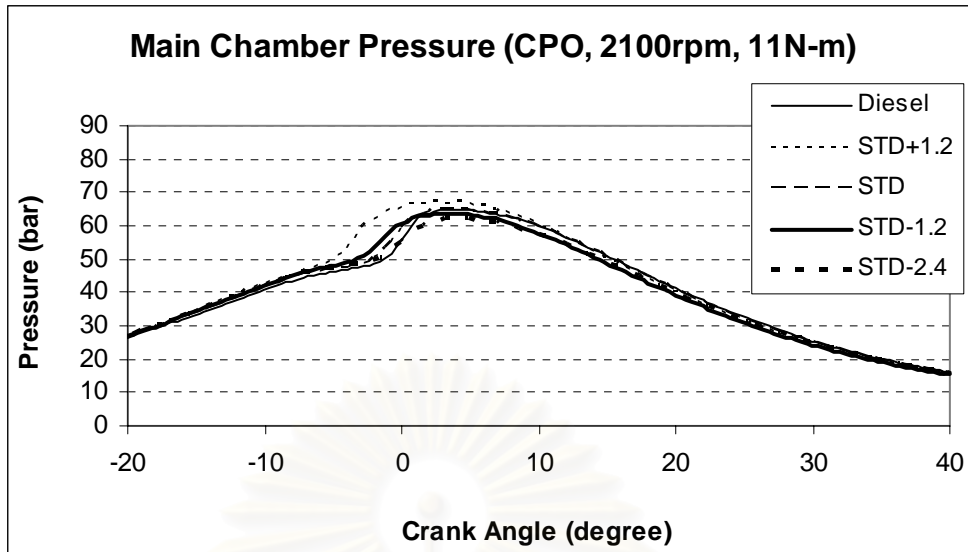
รูปที่ 5-7 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-8 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-9 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ

5.1.1.2 อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

กราฟอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 5-10 ถึงรูปที่ 5-12 เป็นผลที่ได้จากการคำนวณตามสมการที่ 3-8 ซึ่งจากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ (Burn Duration) ได้

กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตหาพื้นที่ใต้กราฟอัตราการปล่อยความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 5-13 ถึงรูปที่ 5-15

กราฟสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ แสดงในรูปที่ 5-16 ถึงรูปที่ 5-18

รูปที่ 5-10 ถึงรูปที่ 5-12 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า ที่ภาระไม่สูงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบจะอยู่ในช่วงของ Premixed Combustion Phase เมื่อห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น จะทำให้อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดมีแนวโน้มต่ำลง น่าจะเป็นเพราะว่าที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงล่าช้ามากกว่า เชื้อเพลิงที่ผสมกันในช่วงล่าช้าการเผาไหม้มีมาก ส่วนที่ภาระสูงพบว่าอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบจะไปอยู่ในช่วงของ Mixing Controlled Combustion แทน น่าจะเกิดจากการที่เชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาเพิ่มขึ้นประกอบกับน้ำมันปาล์มดิบมีความหนืดสูง การแตกเป็นละอองฝอยไม่ดี การผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศจึงไม่ดี ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนช่วง Premixed Combustion Phase ต่ำกว่าช่วง Mixing Controlled Combustion

ช่วงแรกของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะตกลงไปเล็กน้อย เนื่องจากเชื้อเพลิงมีอุณหภูมิต่ำกว่าห้องเผาไหม้ ทำให้พลังงานส่วนหนึ่งถูกใช้ไปกับการเพิ่มอุณหภูมิให้กับเชื้อเพลิง และเปลี่ยนสถานะเชื้อเพลิงให้กลายเป็นไอ

ตารางที่ 5-4 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมันปาล์มดิบมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 11 และ 23 N-m ส่วนที่จุดทดสอบอื่น น้ำมันดีเซลมีอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดสูงกว่าทุกห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบ

รูปที่ 5-13 ถึงรูปที่ 5-15 และตารางที่ 5-5 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าการปล่อยความร้อนสุทธิที่ทุกห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีค่าต่ำกว่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเครื่องยนต์ที่

ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยมีความแตกต่างเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 0.27-13.12% เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่า ที่ทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีการปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้นเมื่อภาระสูงขึ้น

รูปที่ 5-16 ถึงรูปที่ 5-18 และตารางที่ 5-6 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีค่าต่ำกว่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยมีความแตกต่างเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 5.30-23.96%

ตารางที่ 5-7 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า ความแตกต่างของจุดเริ่มต้นการเผาไหม้อยู่ในช่วงไม่เกิน 3.2 องศาเซลเซียสข้อยู่ โดยที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามีแนวโน้มทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้เข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้น อีกทั้งจุดเริ่มต้นการเผาไหม้มีแนวโน้มเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ส่วนจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะนำไปใช้ประกอบการพิจารณาเพื่อหาช่วงการเผาไหม้

ตารางที่ 5-4 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด									
		Diesel	CPO					%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	
rpm	N-m	J/degree					%	%	%	%	
1400	11	32.14	43.11	38.55	33.72	35.07	34.13	19.95	4.92	9.11	
	23	31.85	39.82	35.77	32.40	31.23	25.05	12.32	1.74	-1.94	
	35	52.75	44.92	44.04	44.03	35.92	-14.84	-16.51	-16.54	-31.91	
1700	11	52.96	33.18	42.74	31.76	41.21	-37.34	-19.28	-40.02	-22.19	
	23	55.07	35.77	45.27	33.96	42.88	-35.06	-17.80	-38.35	-22.14	
	35	53.66	43.43	40.70	45.23	41.92	-19.07	-24.16	-15.70	-21.87	
2100	11	58.97	38.86	53.82	43.22	49.89	-34.10	-8.74	-26.72	-15.40	
	23	66.56	38.86	56.00	32.95	44.60	-41.61	-15.87	-50.50	-32.98	
	35	60.50	41.13	45.39	38.87	33.25	-32.02	-24.99	-35.76	-45.04	

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มดิบ-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-5 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	การปล่อยความร้อนสุทธิ									
		Diesel	CPO					%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	
rpm	N-m	J	J	J	J	J	%	%	%	%	
1400	11	328.2	327.3	324.9	317.9	311.4	-0.27	-1.01	-3.14	-5.12	
	23	539.5	529.4	519.0	534.4	527.2	-1.87	-3.80	-0.95	-2.28	
	35	840.8	817.0	824.5	784.3	803.6	-2.83	-1.94	-6.72	-4.42	
1700	11	379.6	337.1	352.7	345.4	329.8	-11.20	-7.09	-9.01	-13.12	
	23	637.8	635.5	627.8	620.7	612.3	-0.36	-1.57	-2.68	-4.00	
	35	872.1	820.0	839.6	830.0	815.2	-5.97	-3.73	-4.83	-6.52	
2100	11	411.9	400.2	373.1	382.6	393.3	-2.84	-9.42	-7.11	-4.52	
	23	684.4	622.3	670.8	611.9	651.3	-9.07	-1.99	-10.59	-4.84	
	35	978.3	934.0	959.2	945.3	927.8	-4.53	-1.95	-3.37	-5.16	

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มดิบ-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-6 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้									
		Diesel	CPO					%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	
rpm	N-m						%	%	%	%	
1400	11	0.591	0.551	0.539	0.529	0.514	-6.79	-8.69	-10.36	-12.92	
	23	0.640	0.572	0.543	0.577	0.557	-10.69	-15.14	-9.83	-12.98	
	35	0.705	0.604	0.640	0.572	0.572	-14.41	-9.33	-18.94	-18.86	
1700	11	0.693	0.565	0.593	0.581	0.544	-18.47	-14.48	-16.26	-21.58	
	23	0.711	0.673	0.658	0.650	0.637	-5.30	-7.52	-8.56	-10.49	
	35	0.707	0.596	0.644	0.603	0.579	-15.76	-8.92	-14.73	-18.12	
2100	11	0.716	0.652	0.589	0.608	0.625	-8.90	-17.69	-15.07	-12.68	
	23	0.767	0.615	0.700	0.592	0.657	-19.86	-8.80	-22.80	-14.43	
	35	0.783	0.614	0.717	0.626	0.596	-21.66	-8.49	-20.11	-23.96	

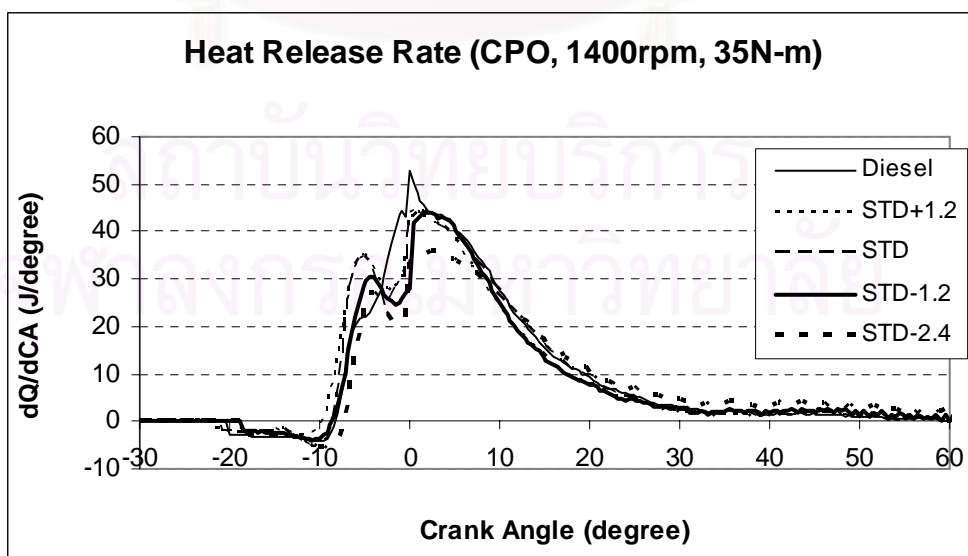
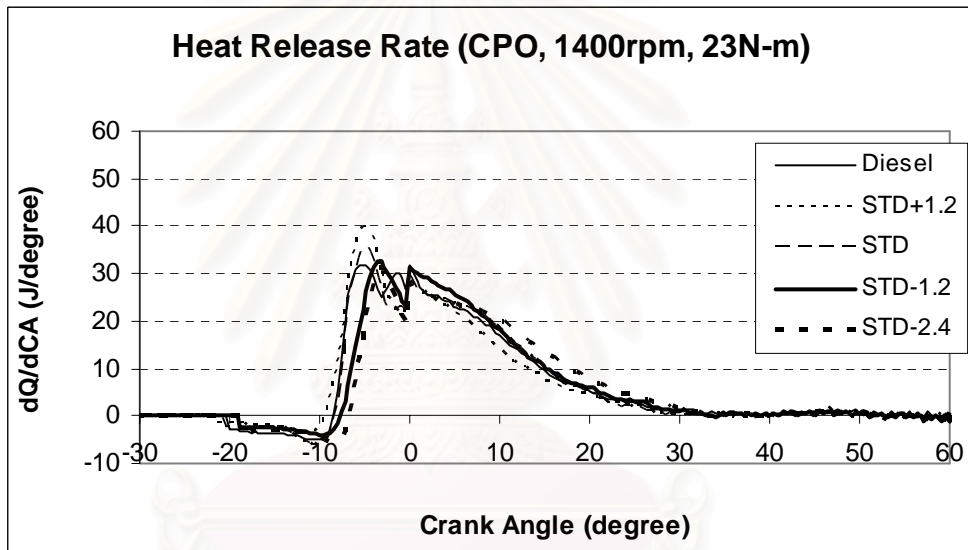
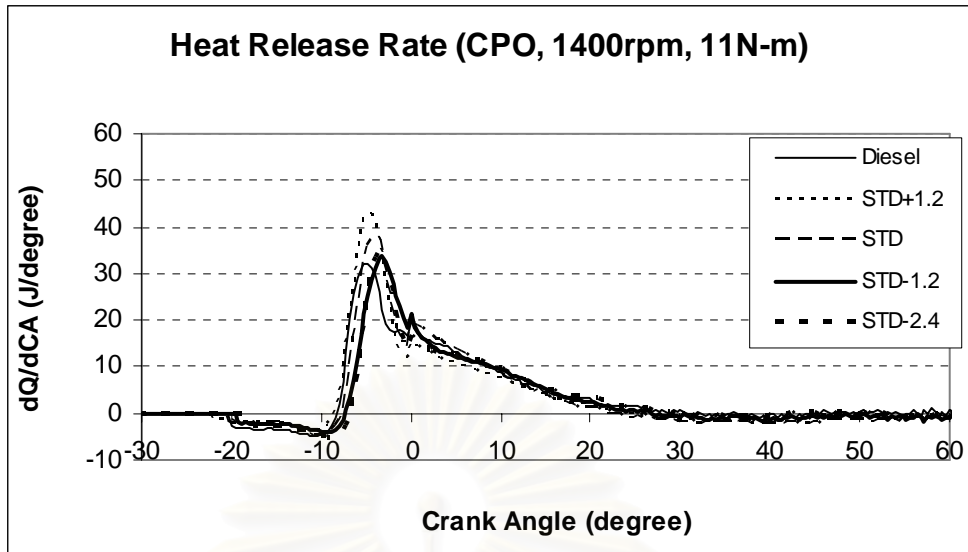
หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มดิบ-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-7 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

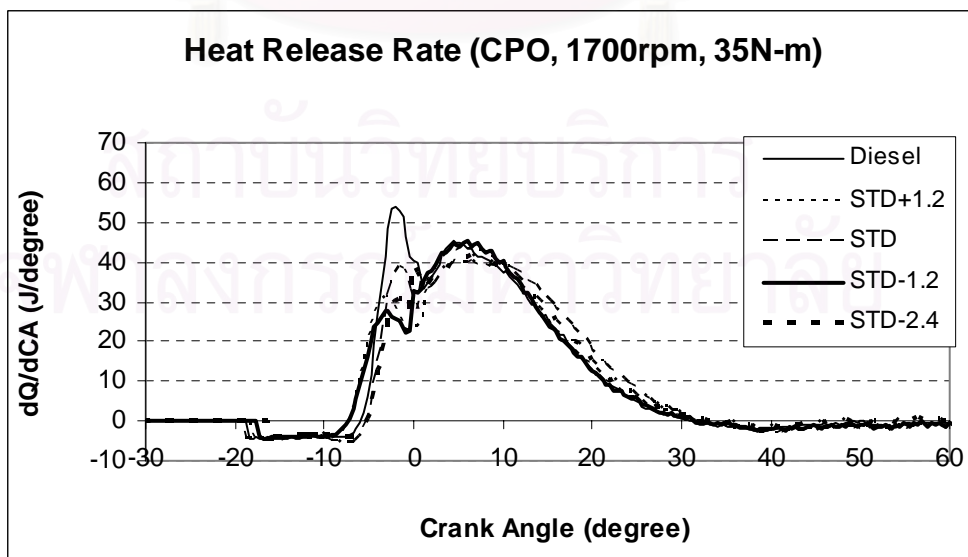
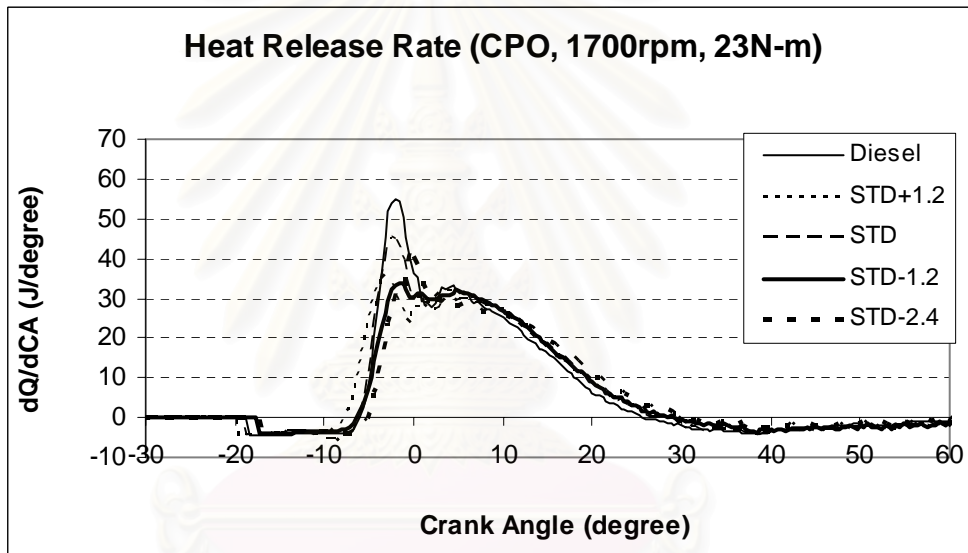
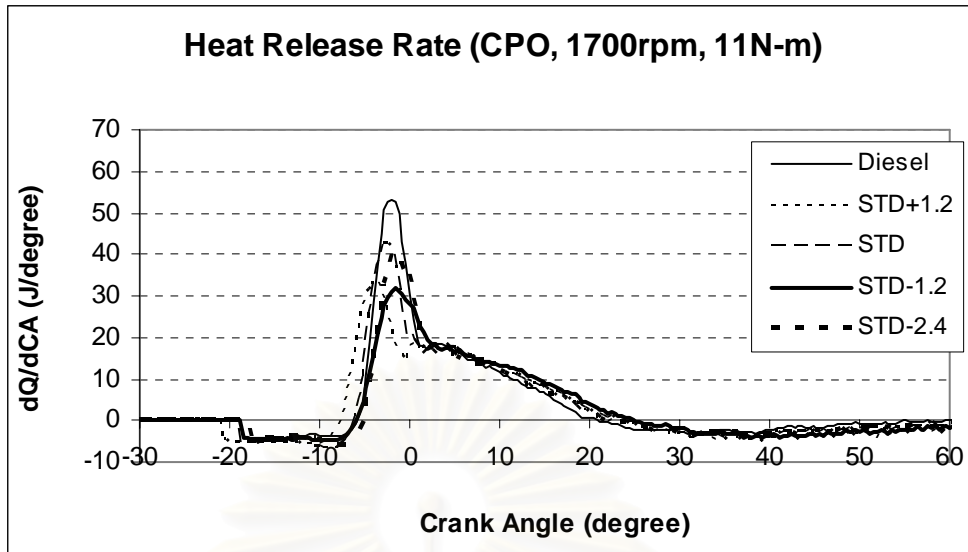
Speed	Torque	SOC					EOC				
		Diesel	CPO				Diesel	CPO			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA
1400	11	-8.4	-8.8	-8.0	-7.6	-7.2	30.4	24.0	22.0	26.4	28.8
	23	-8.8	-9.6	-8.4	-8.0	-6.8	38.0	32.4	30.4	32.8	38.0
	35	-8.4	-10.0	-8.8	-8.8	-7.6	59.2	57.6	59.6	62.8	72.0
1700	11	-6.0	-8.0	-6.4	-6.0	-5.6	20.8	21.6	23.6	24.8	22.4
	23	-6.0	-8.0	-6.4	-6.4	-5.2	25.6	28.4	27.2	29.2	30.8
	35	-6.0	-7.6	-6.4	-6.8	-5.6	30.8	31.6	30.8	32.0	34.8
2100	11	-5.2	-6.8	-5.2	-4.8	-3.6	30.8	29.2	29.6	30.8	30.4
	23	-5.6	-6.4	-5.2	-5.2	-4.4	42.4	47.2	36.8	53.6	50.4
	35	-5.6	-6.4	-5.2	-5.6	-4.4	71.6	71.6	80.4	92.8	82.8

รูปที่ 5-19 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งสามารถหาได้จากระยะเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ พบว่า ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดมีแนวโน้มลดลงเมื่อองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น ซึ่งอาจเป็นเพราะว่าการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าทำให้เชื้อเพลิงถูกฉีดออกไปในห้องเผาไหม้ในสถานะที่อุณหภูมิและความดันสูง และทำให้การเป็นละอองฝอยของเชื้อเพลิงดีขึ้น

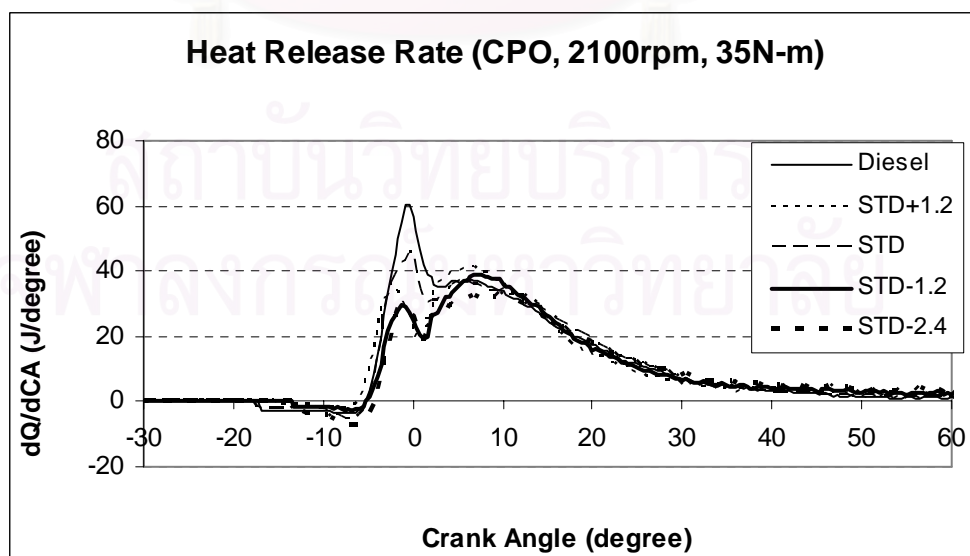
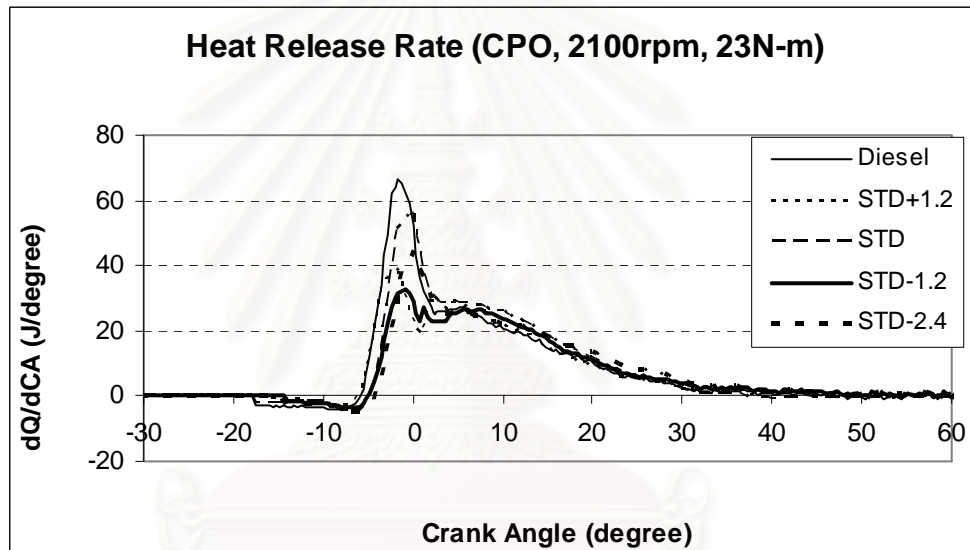
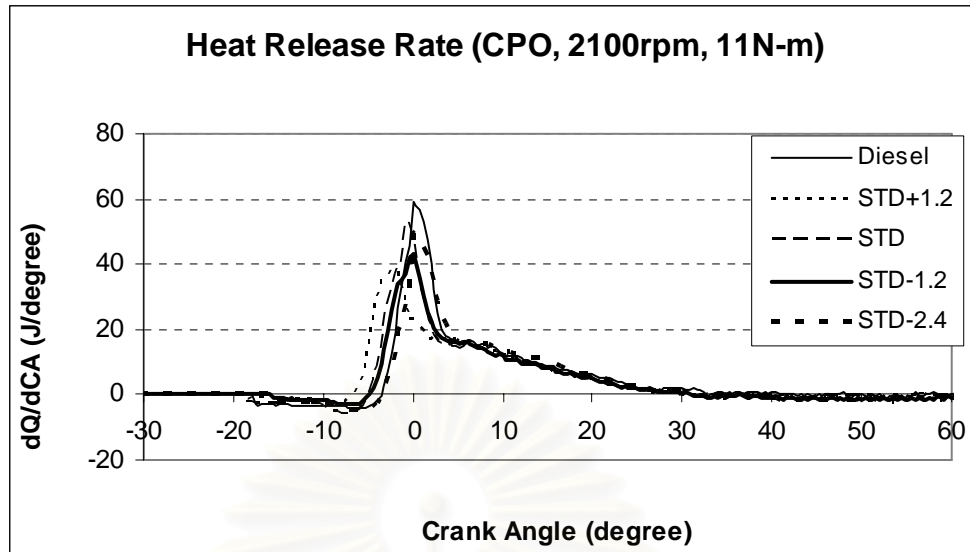
รูปที่ 5-20 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (Burn Duration) ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งสามารถหาได้จากระยะเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้จนถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ พบว่าแนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ของน้ำมันปาล์มดิบมีแนวโน้มเป็นไปในทิศทางตรงข้ามกับช่วงล่าช้าการเผาไหม้ กล่าวคือช่วงการเผาไหม้จะสั้นลงเมื่อช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวขึ้น เป็นเพราะเชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะถูกเผาไหม้ไปอย่างรวดเร็วในทันทีที่เริ่มการเผาไหม้ หากพิจารณาในบางจุดทดสอบพบว่า ช่วงการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มดิบมีช่วงสั้นกว่าน้ำมันดีเซล อาจเป็นเพราะองค์ประกอบของออกซิเจนในน้ำมันปาล์มดิบที่ช่วยให้การเผาไหม้ดีขึ้น



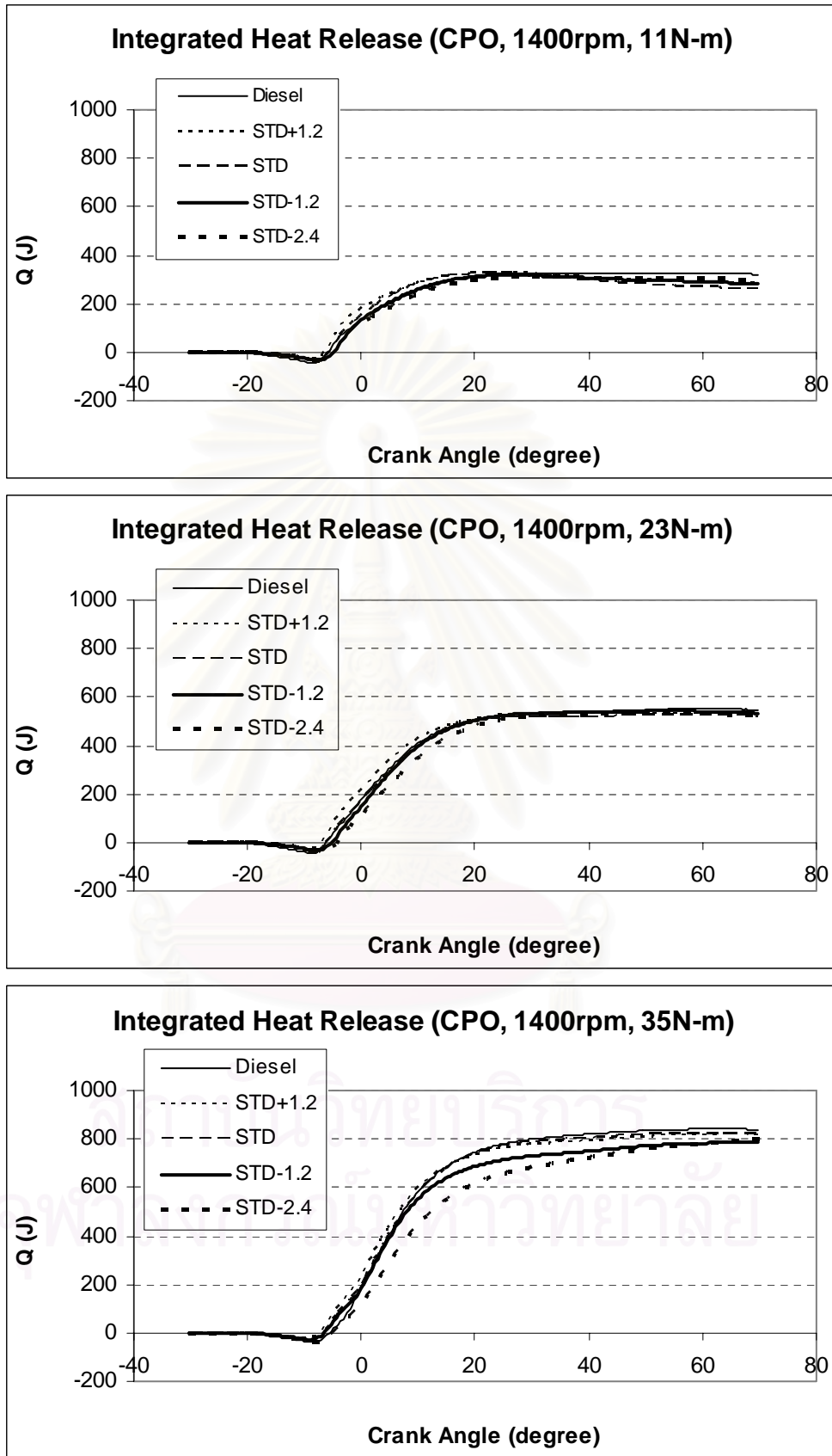
รูปที่ 5-10 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



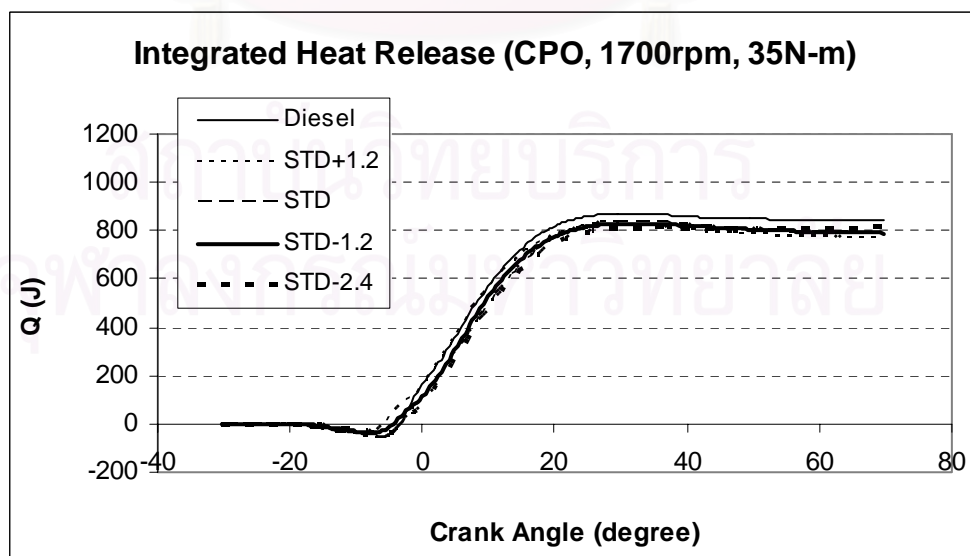
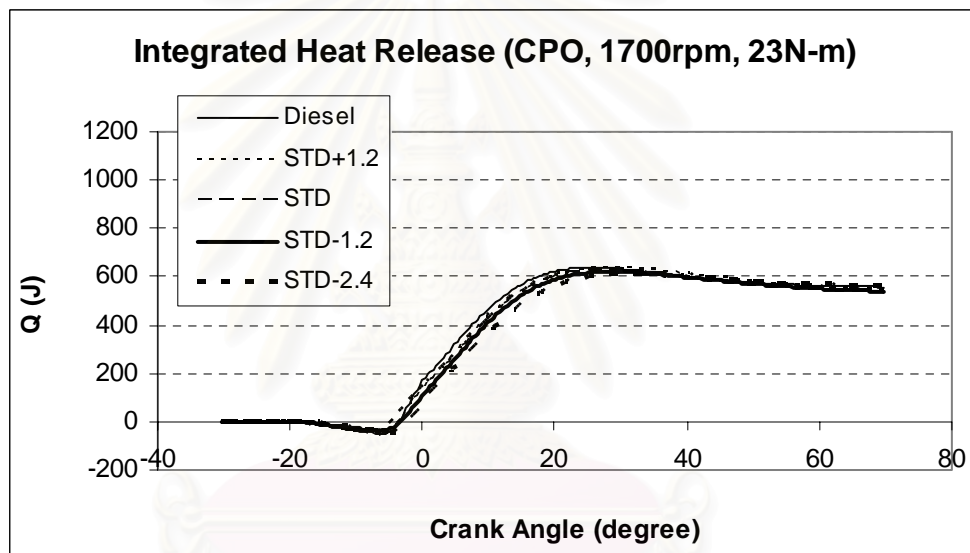
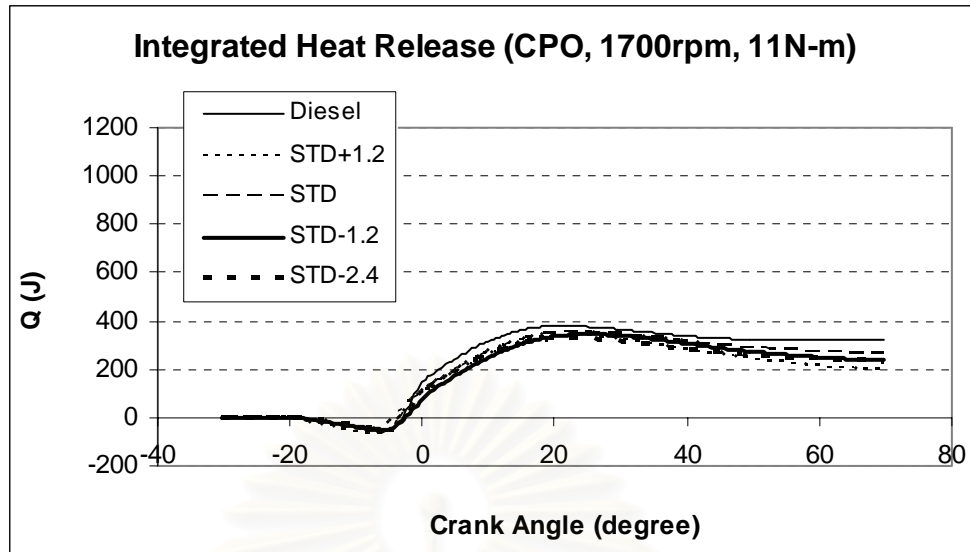
รูปที่ 5-11 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



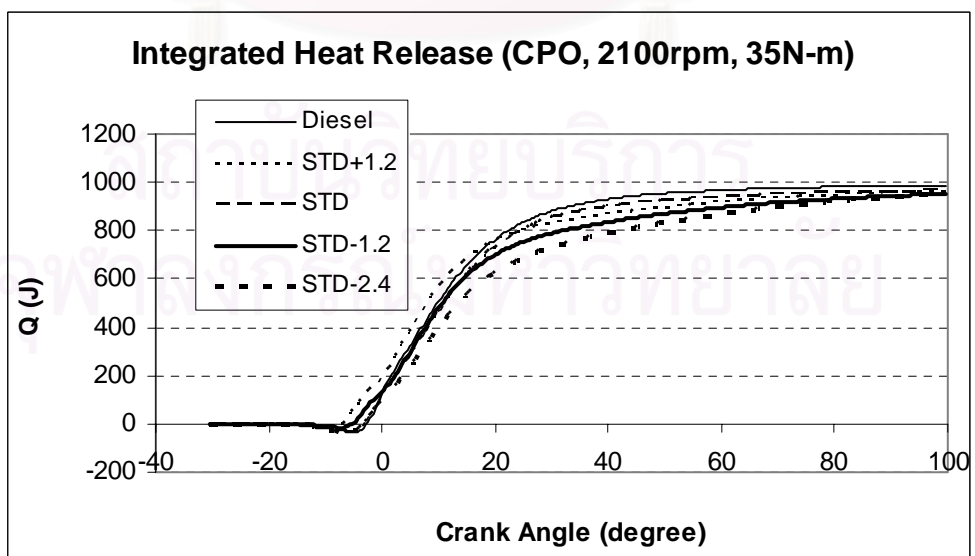
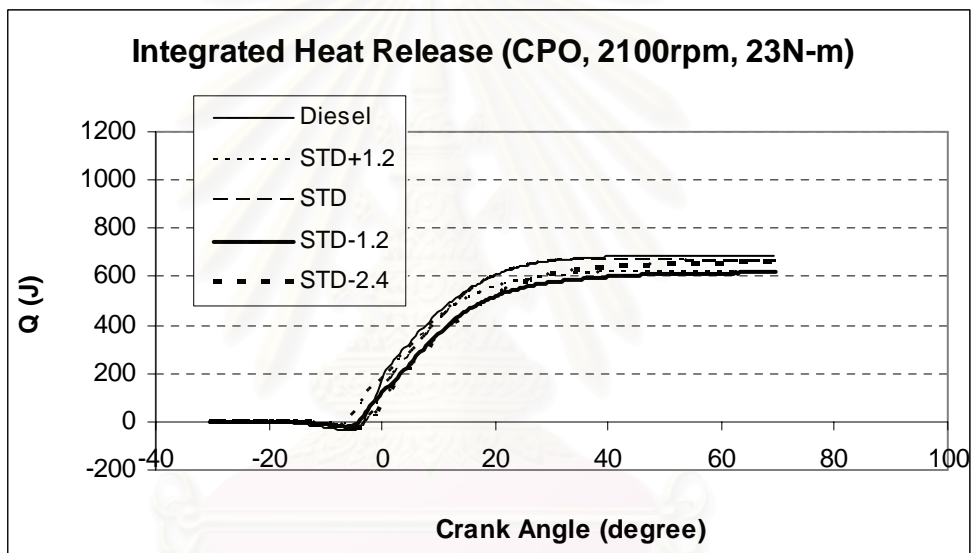
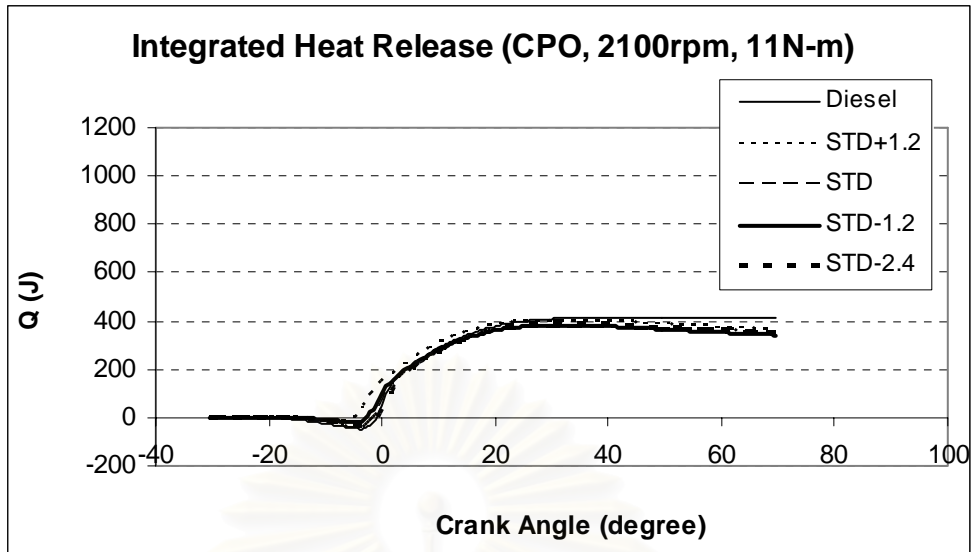
รูปที่ 5-12 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



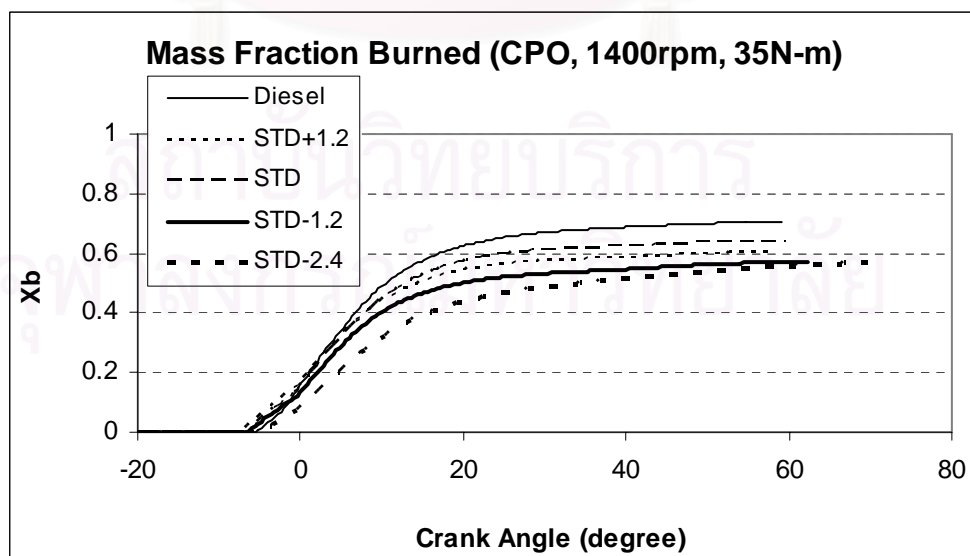
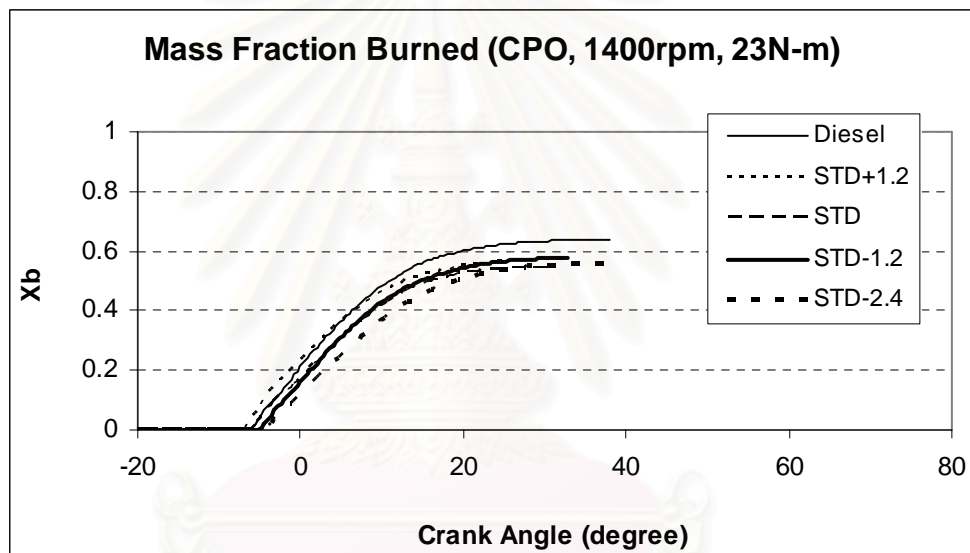
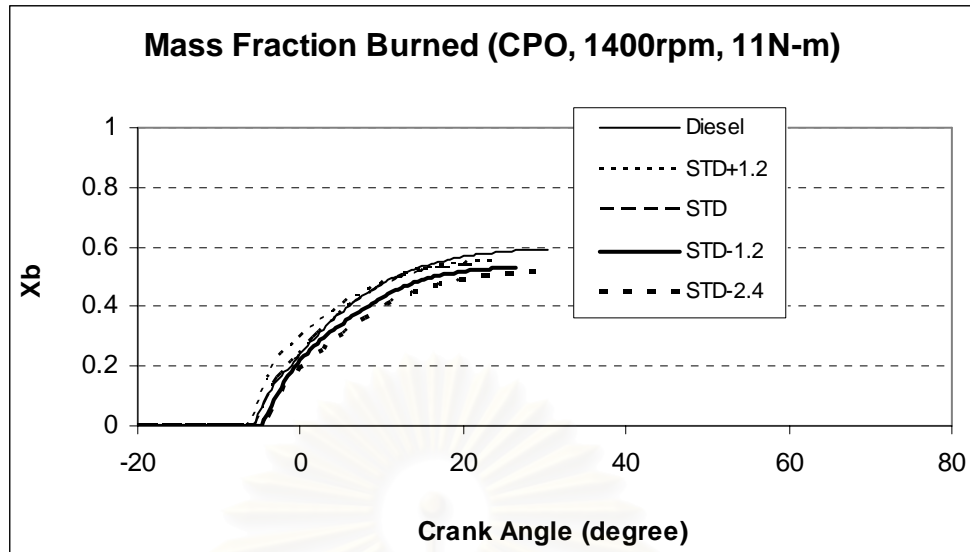
รูปที่ 5-13 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



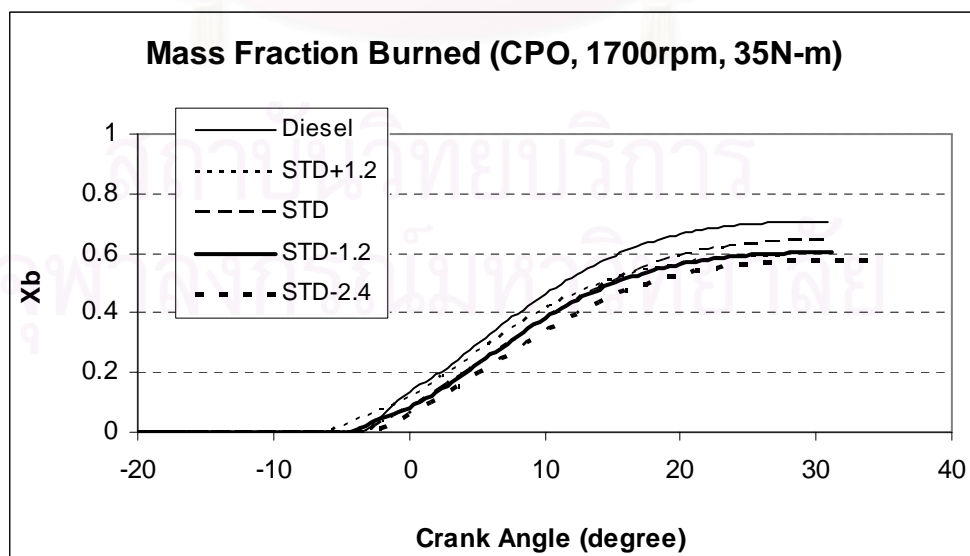
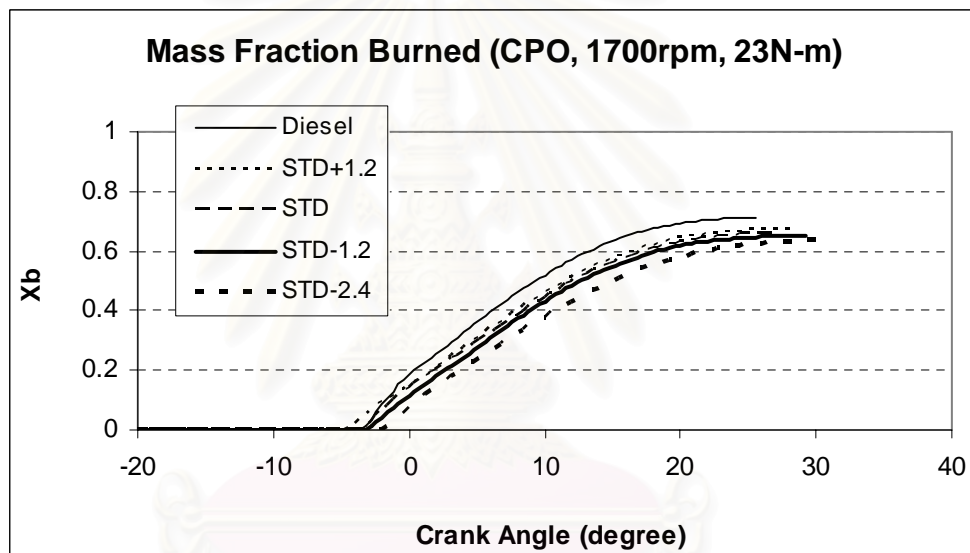
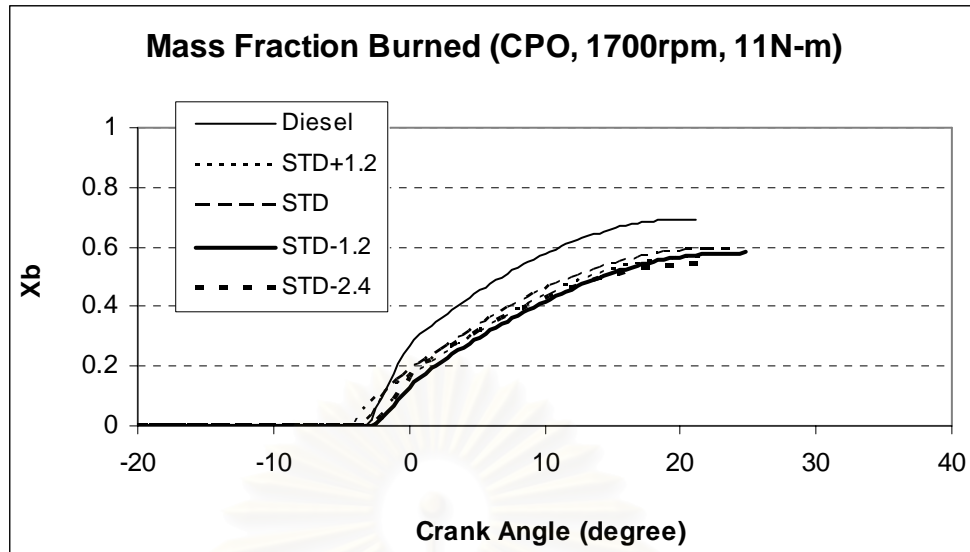
รูปที่ 5-14 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



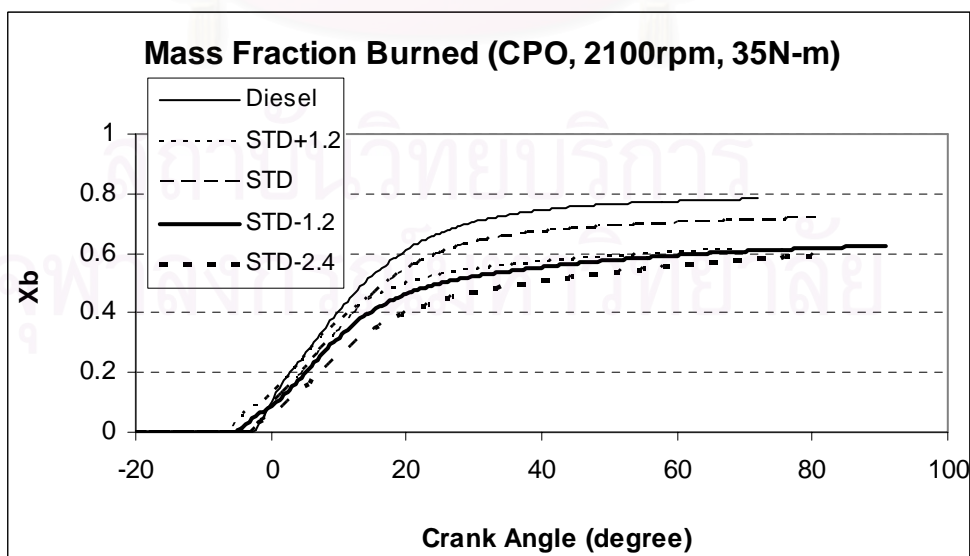
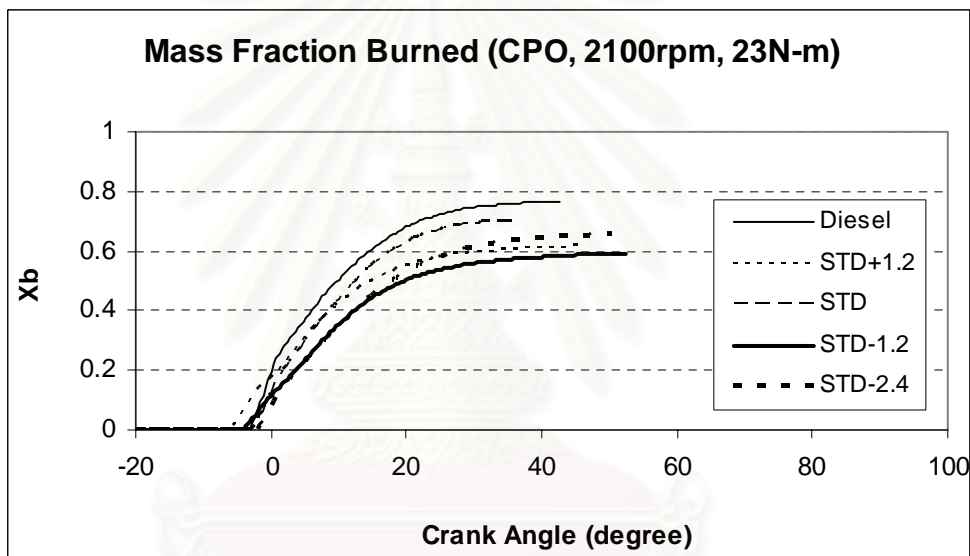
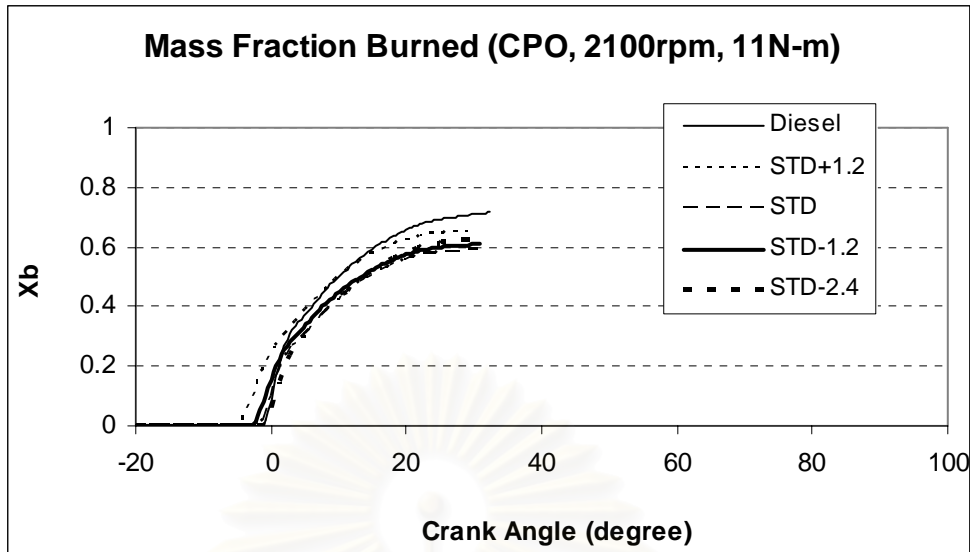
รูปที่ 5-15 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



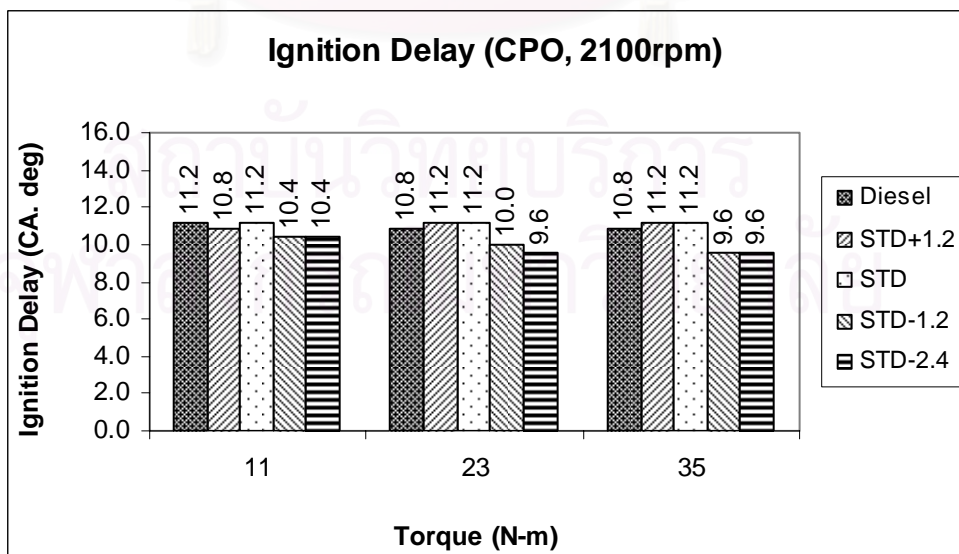
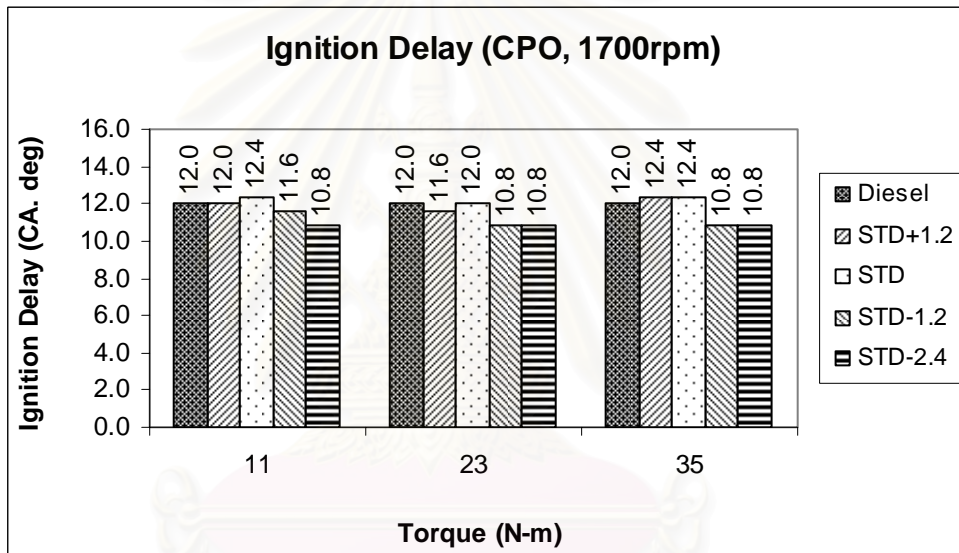
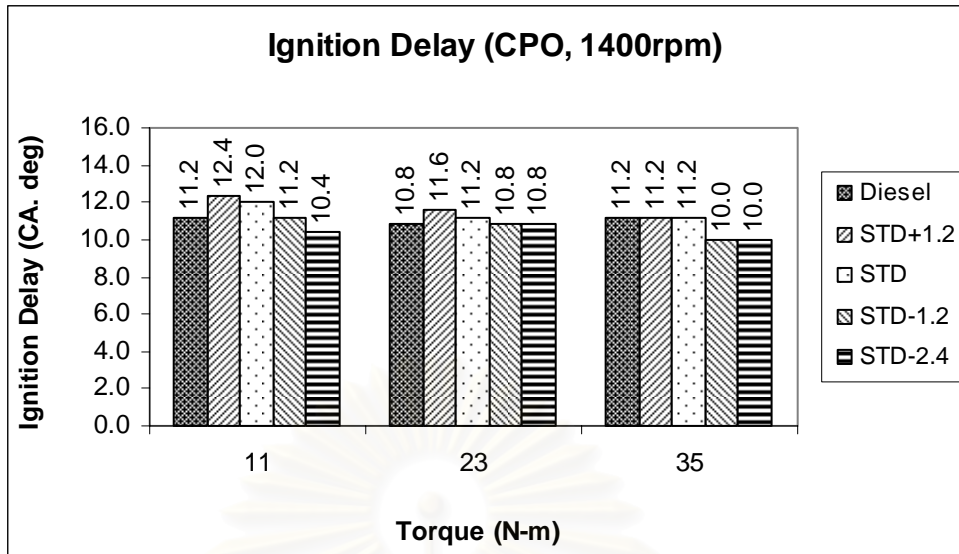
รูปที่ 5-16 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



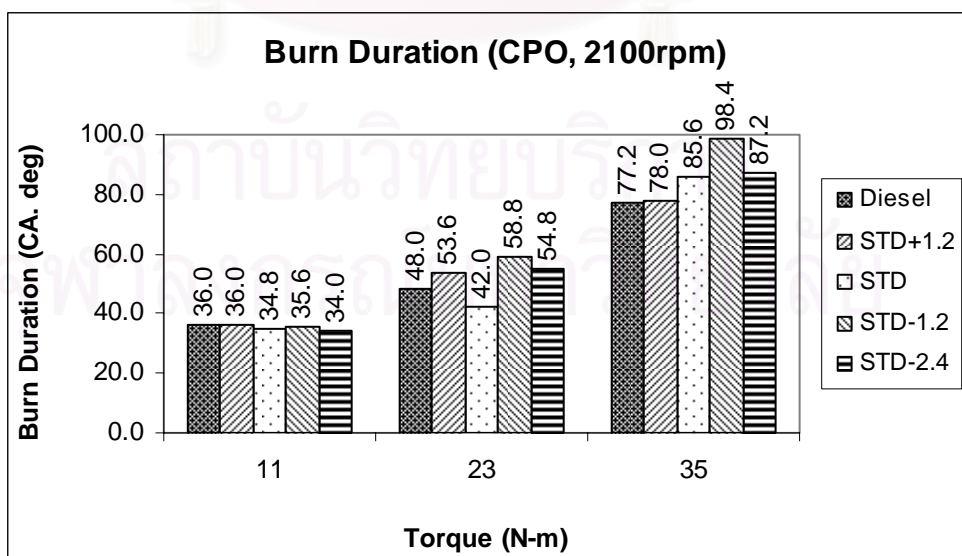
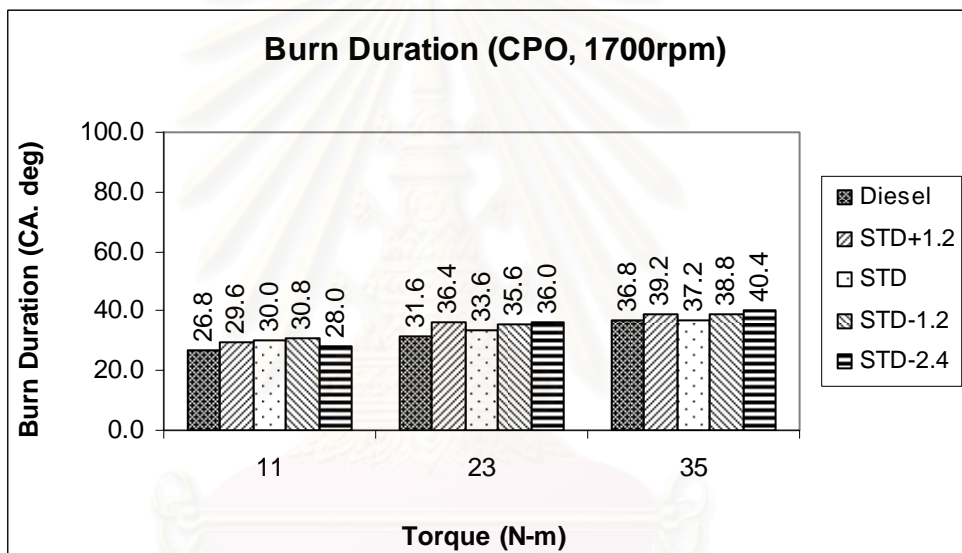
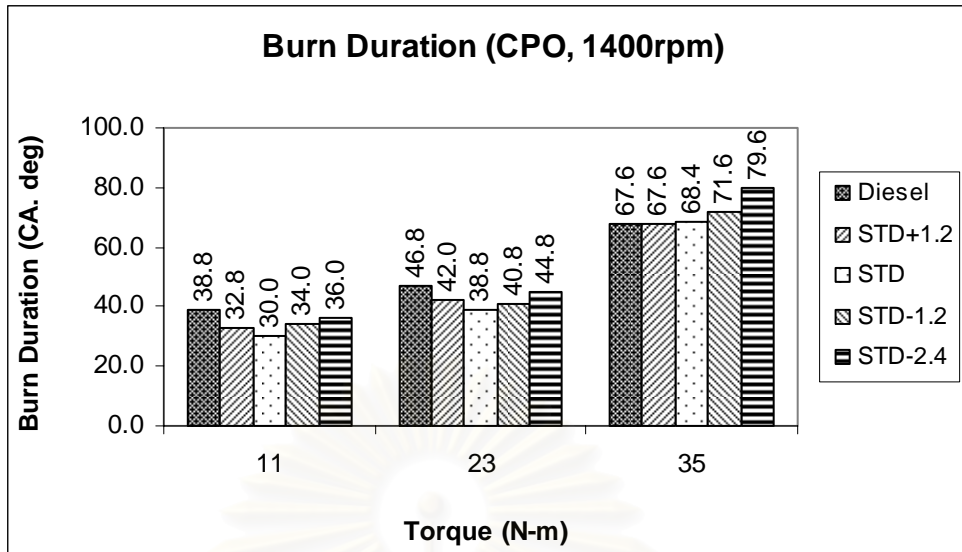
รูปที่ 5-17 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-18 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-19 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบ ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด



รูปที่ 5-20 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด

5.1.2 สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เป็นการทดสอบเพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้

5.1.2.1 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

รูปที่ 5-21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 11 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 396.90 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 18.45%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 23 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 294.31 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 21.44%

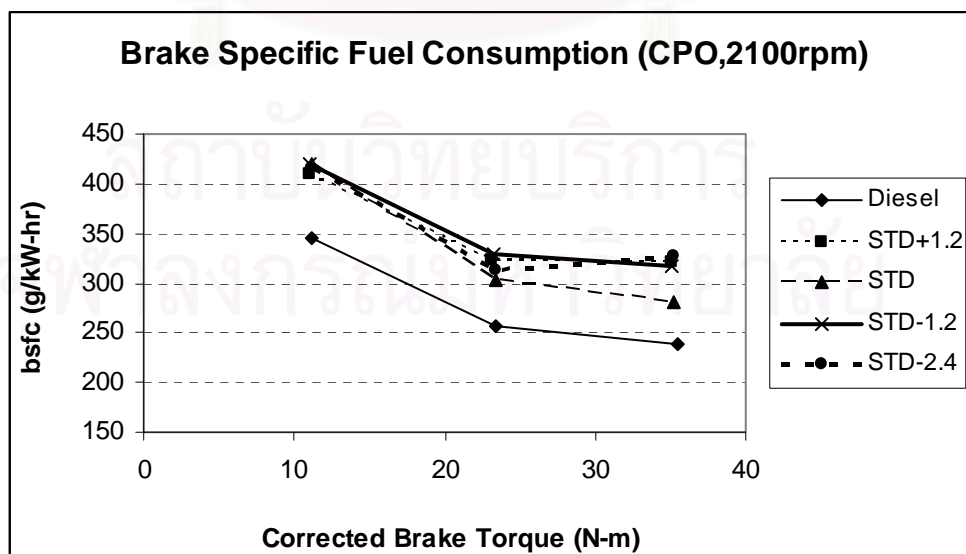
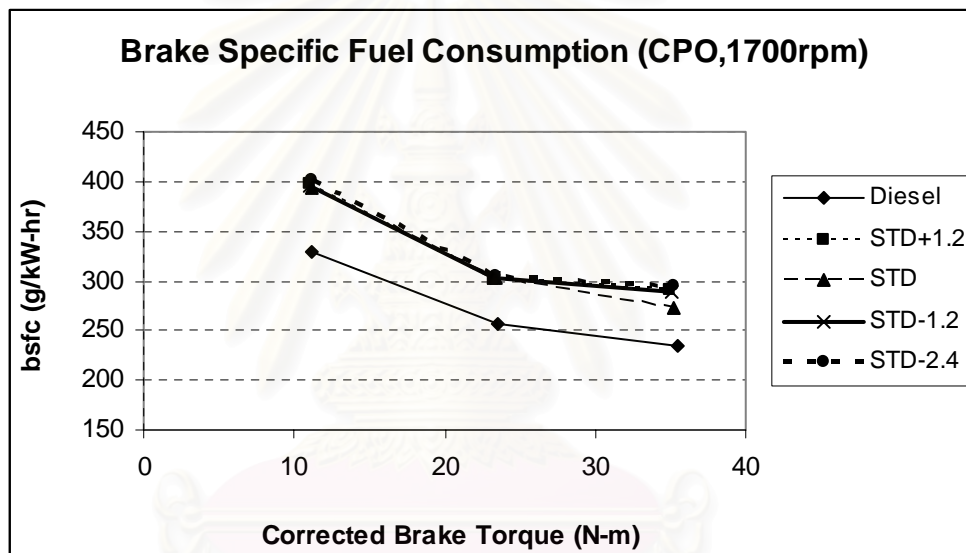
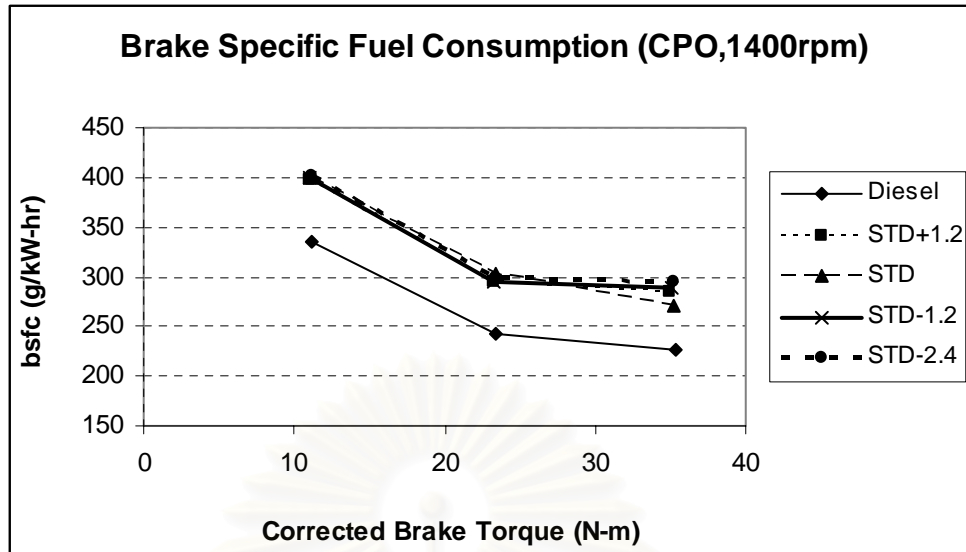
ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 35 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 270.87 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 19.18%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 11 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 394.55 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 19.73%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 23 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 300.53 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 16.69%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 35 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 273.69 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 16.74%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 11 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 409.71 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 18.45%



รูปที่ 5-21 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 23 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 303.63 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 18.15%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 35 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 280.69 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 18.22%

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้าแรงบิดเพิ่มขึ้น จะมีอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะต่ำลง

5.1.2.2 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

รูปที่ 5-22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ โดยมีแนวโน้มเป็นไปตามอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 11 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 23.40% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 7.45%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 23 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 31.55% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 9.73%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 35 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 24.28% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 8.02%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 11 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 23.53% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 8.44%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 23 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 30.90% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 6.06%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 35 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 33.93% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 6.09%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 11 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 22.66% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 7.46%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 23 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 30.58% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 7.22%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 35 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 30.05% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 7.28%

5.1.2.3 อุณหภูมิไอเสีย

เมื่อพิจารณารูปที่ 5-23 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าอุณหภูมิไอเสียที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบ มีค่าที่ค่อนข้างใกล้เคียงกัน และยิ่งใกล้เคียงกับอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ยกเว้นที่ภาระ 35 N-m ของทุกความเร็วรอบที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิล้อมอยู่ในช่วง 24-31°C

5.1.2.4 อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น

เมื่อพิจารณารูปที่ 5-24 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำมันกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าแรงบิดเบรกสูงขึ้น และรอบการทำงานสูงขึ้น อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบมีค่าใกล้เคียงกัน มีความแตกต่างกันไม่เกิน 3°C และแตกต่างจากเชื้อเพลิงดีเซลไม่เกิน 3%

5.1.2.5 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

เมื่อพิจารณารูปที่ 5-25 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบมีค่าใกล้เคียงกัน มีความแตกต่างกันไม่เกิน 3.6°C และสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลไม่เกิน 6%

5.1.2.6 ค่าควันดำ

เมื่อพิจารณารูปที่ 5-26 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าควันดำกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าค่าควันดำที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบมีค่าไม่

เกิน 1 BSN มีค่าที่ใกล้เคียงกันโดยแตกต่างกันไม่เกิน 0.2 BSN และค่าควันทามีแนวโน้มสูงกว่าดีเซลในทุกจุดทดสอบ

5.1.3 การพิจารณาเลือกกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง

จากผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะถูกนำมาใช้ในการพิจารณาเลือกกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม เพื่อนำผลที่ได้ไปทดสอบสมรรถนะตลอดช่วงใช้งานต่อไป

การเลือกกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม จะใช้วิธีการเปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่กำหนดขึ้นมาใหม่ ได้แก่ $\sum(f \cdot \eta_f)$ และ $\sum(f \cdot sfc)$ โดยที่ f คือ ความถี่จากการทดสอบหรือใช้งานตามมาตรฐานการทดสอบ ESC, η_f คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรค และ sfc คือ อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ

ถ้าองศาการฉีดเชื้อเพลิงใดมีค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$ สูงสุด และ $\sum(f \cdot sfc)$ ต่ำสุด ถือว่าเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด

5.1.3.1 พิจารณาค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$

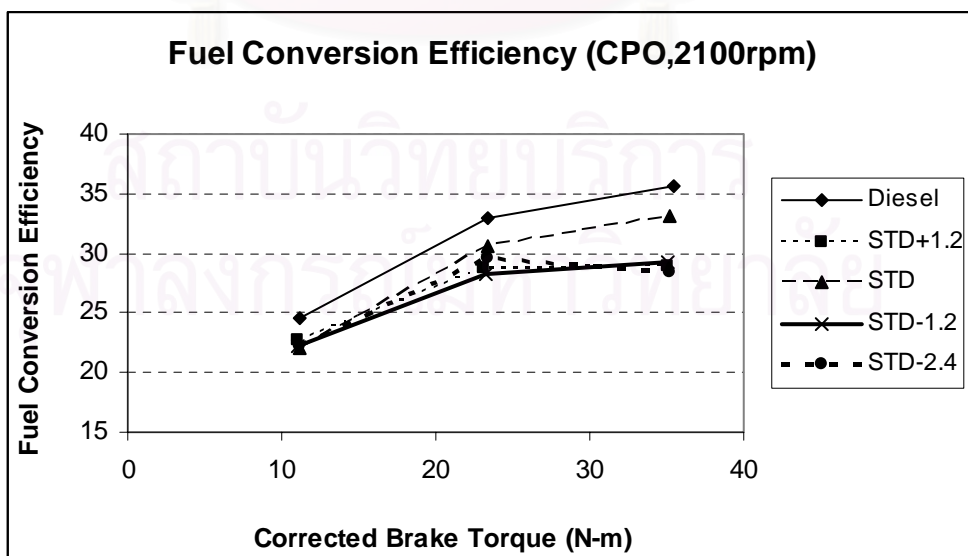
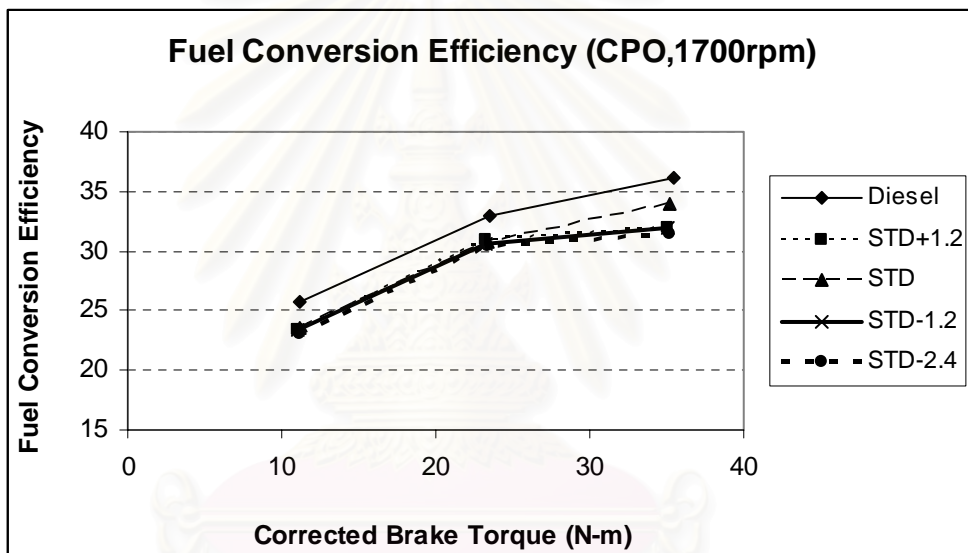
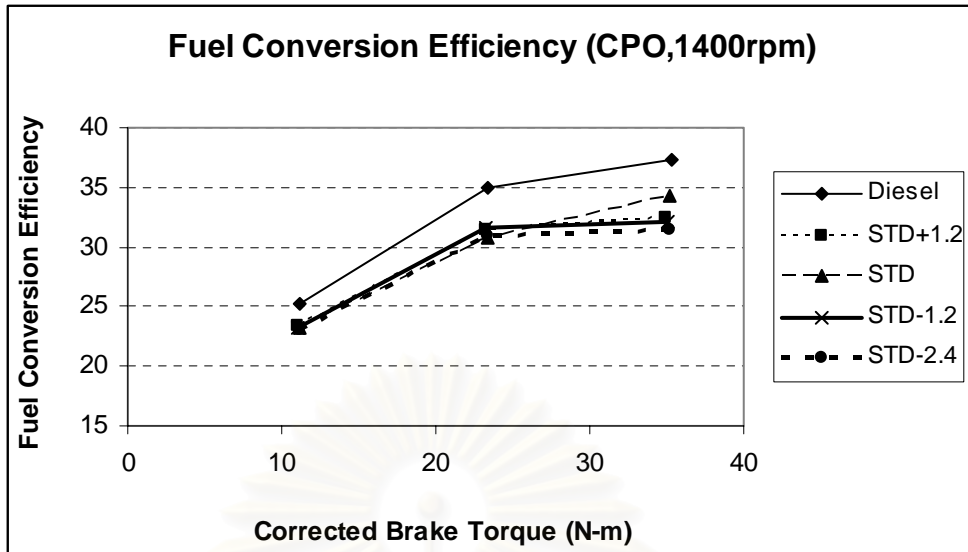
จากตารางที่ 5-8 พบว่า ค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าสูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ 17.52% รองลงมาคือ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง, ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง และที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ตามลำดับ

5.1.3.2 พิจารณาค่า $\sum(f \cdot sfc)$

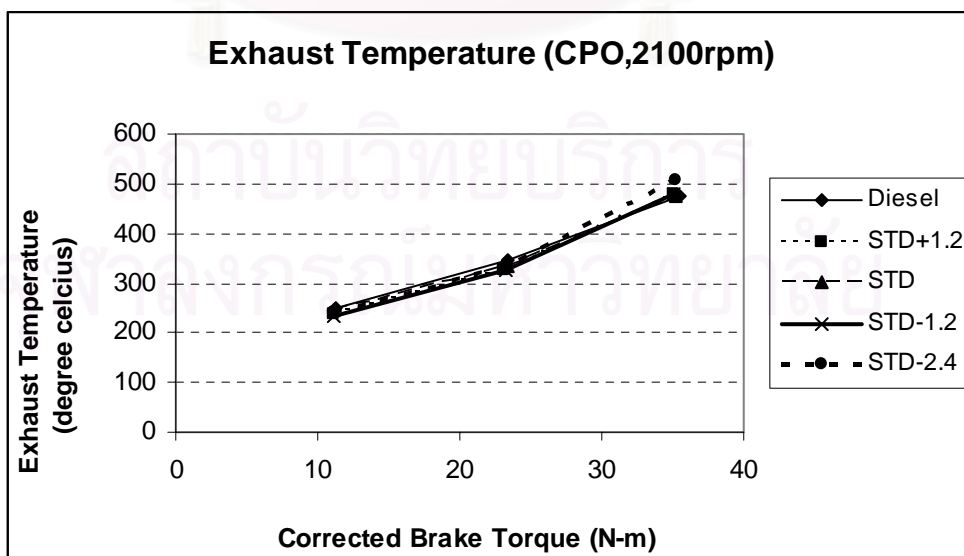
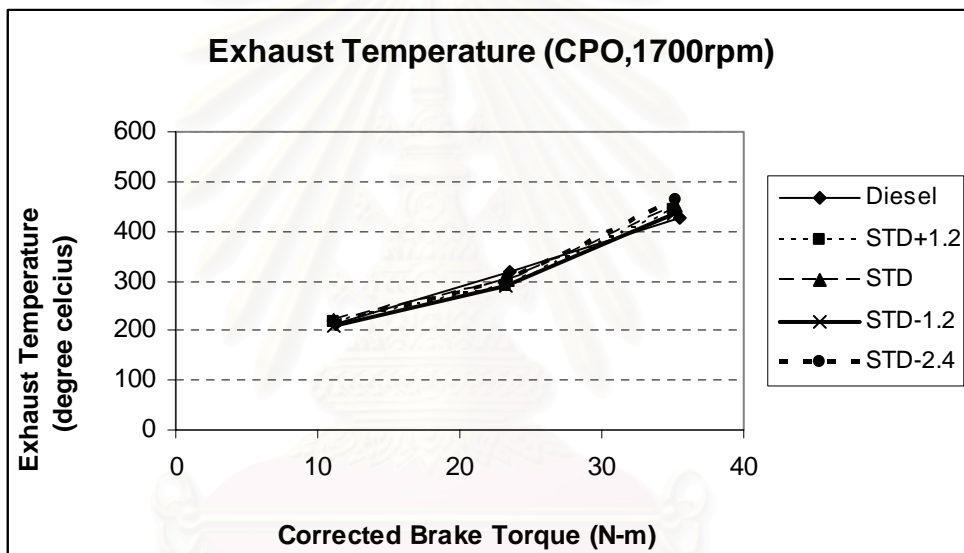
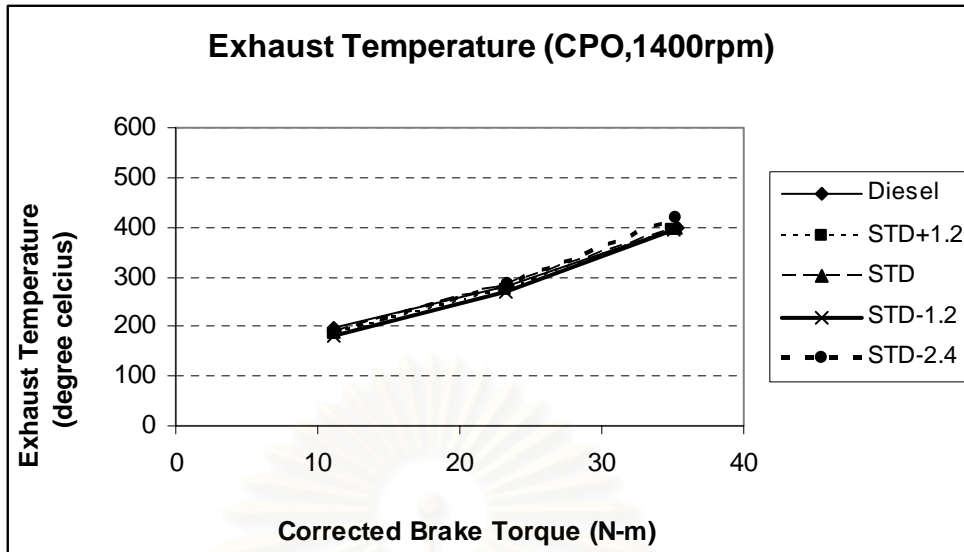
จากตารางที่ 5-9 พบว่า ค่า $\sum(f \cdot sfc)$ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าต่ำสุด โดยมีค่าเท่ากับ 195.92 g/kW-hr ถัดขึ้นไปคือ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง, ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง และที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ตามลำดับ

5.1.3.3 องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

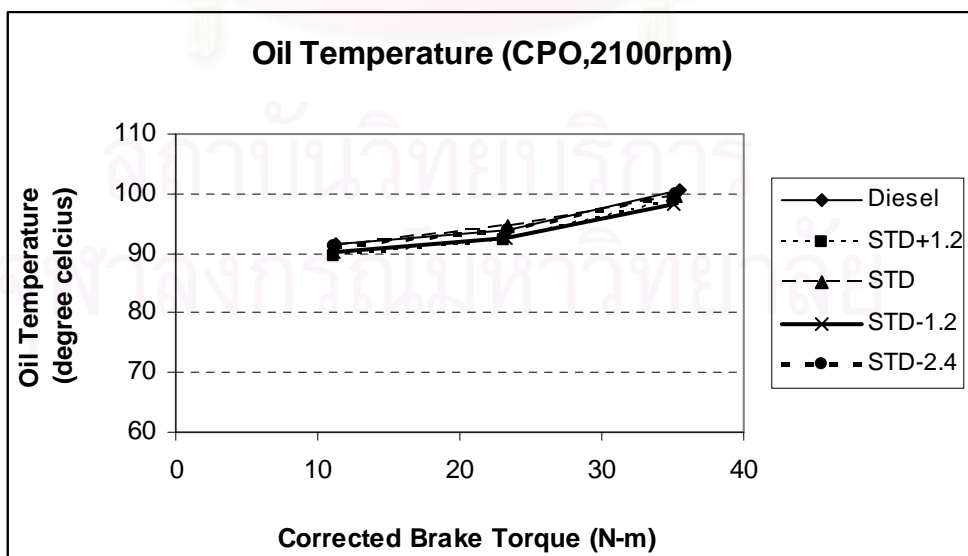
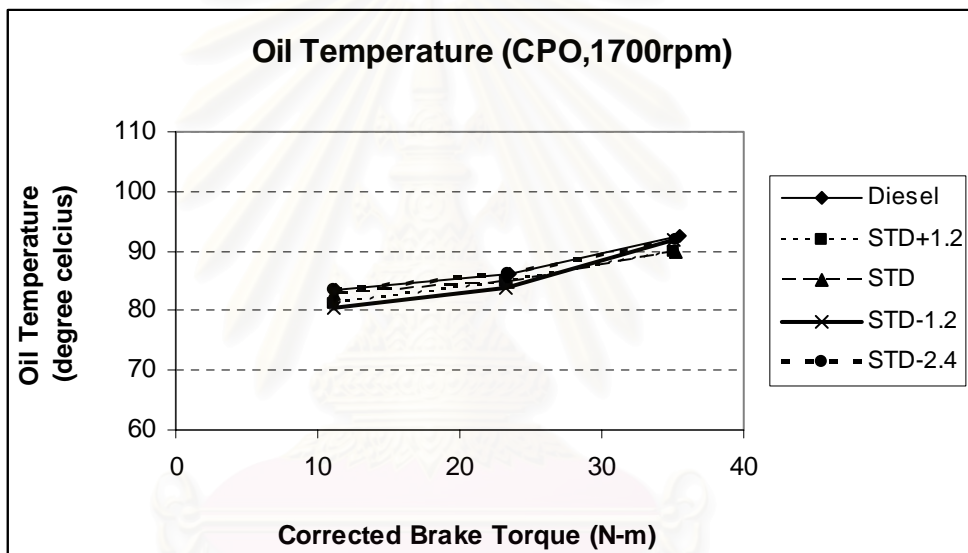
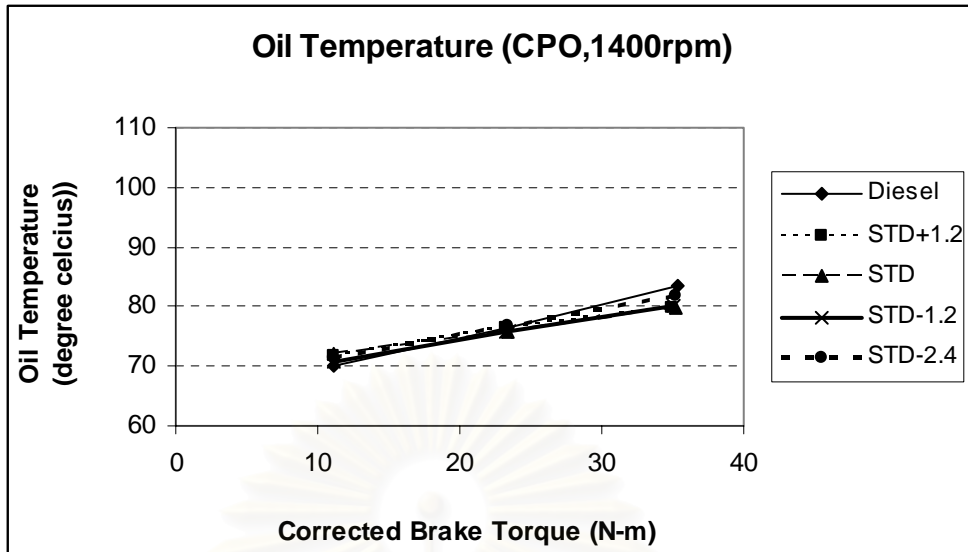
จะเห็นว่าค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$ มีค่าสูงสุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน และค่า $\sum(f \cdot sfc)$ มีค่าต่ำสุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเช่นกัน ดังนั้นที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน จึงเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด สำหรับเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ



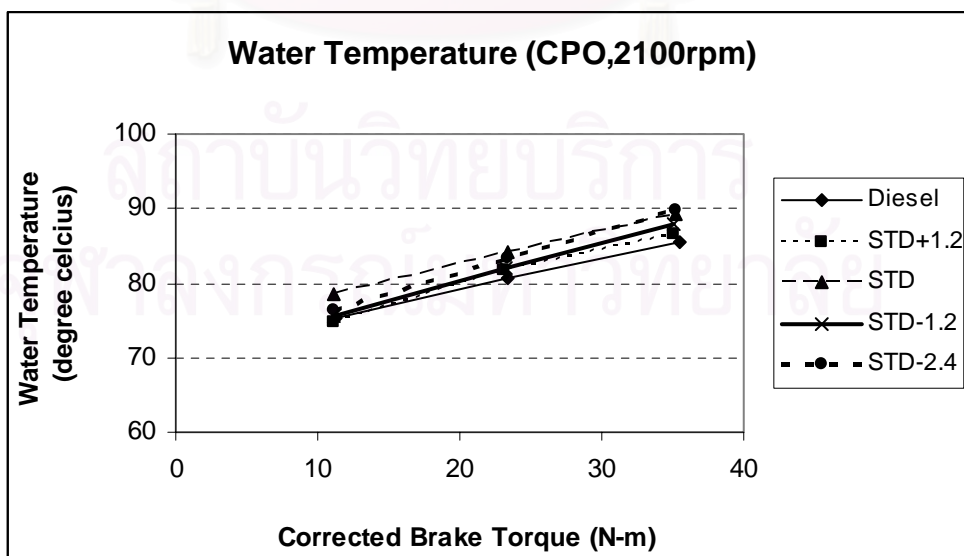
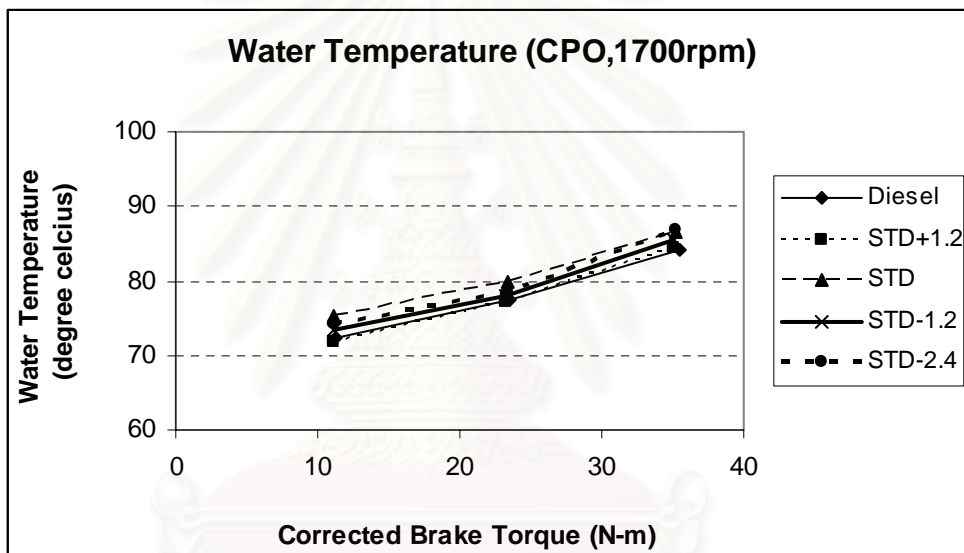
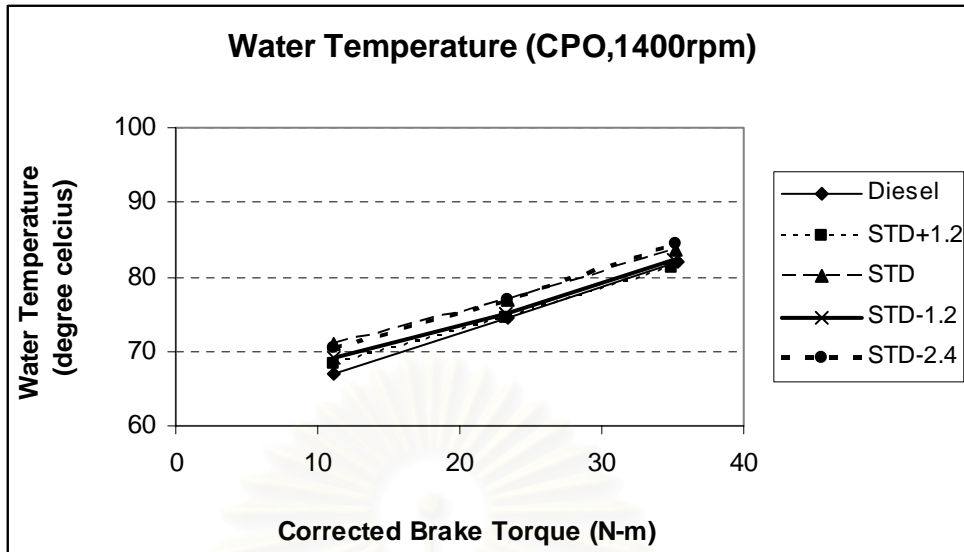
รูปที่ 5-22 แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ



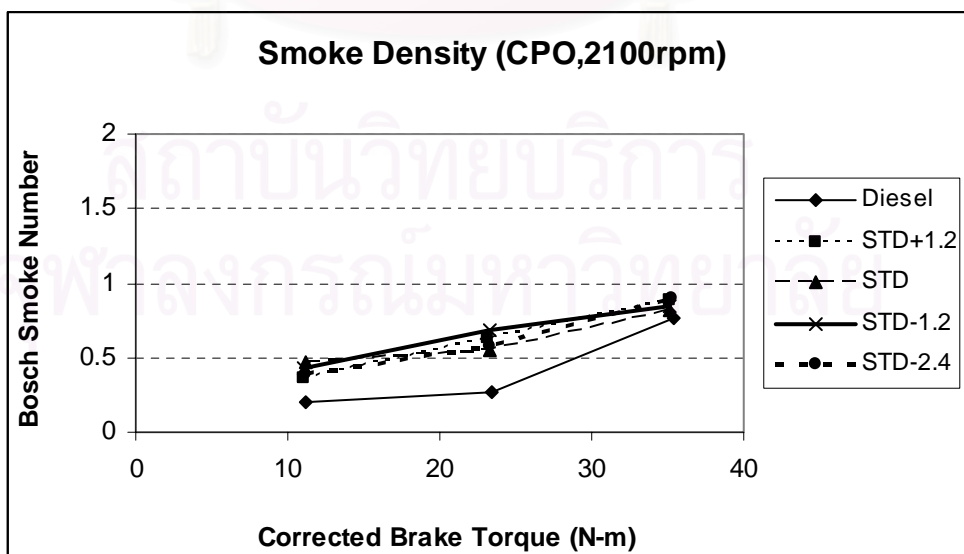
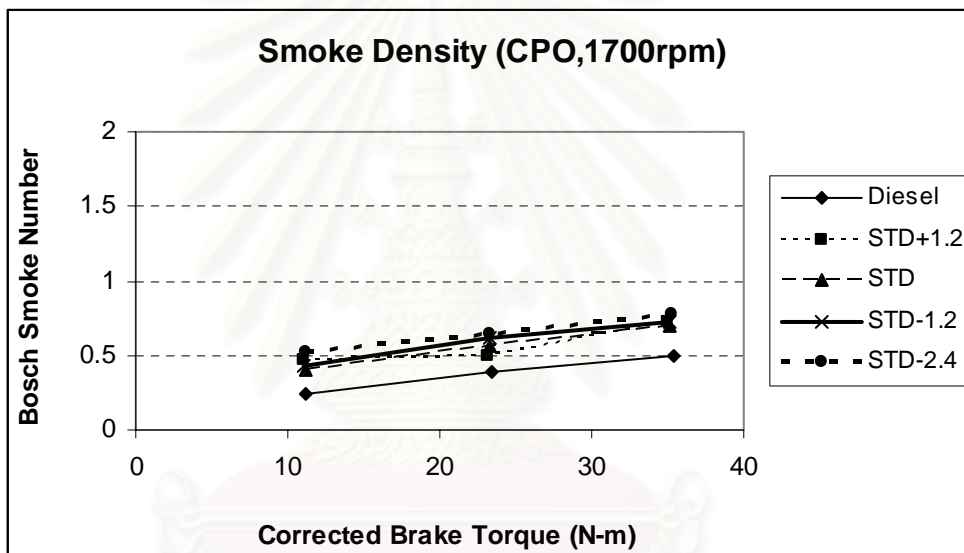
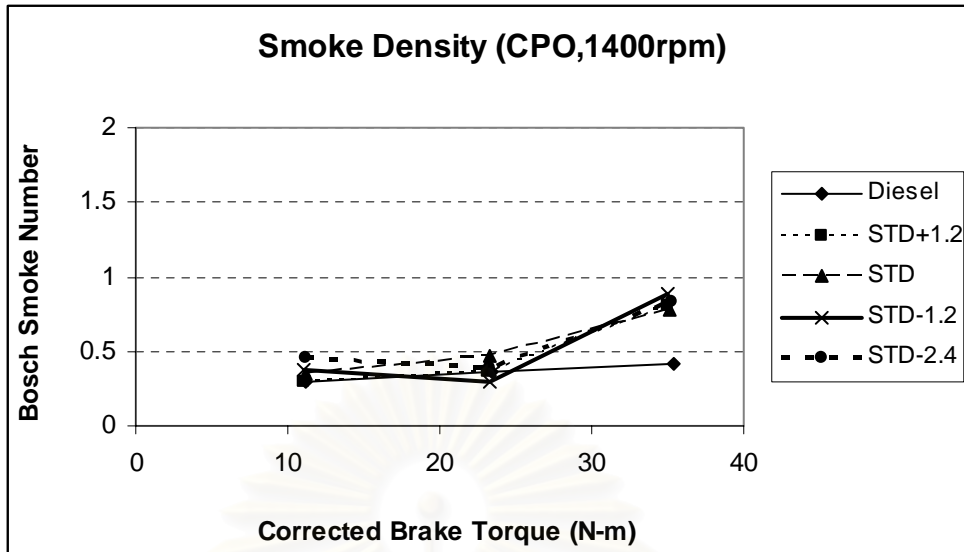
รูปที่ 5-23 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 5-24 แสดงอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยและพัฒนาเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 5-25 แสดงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่าง



รูปที่ 5-26 แสดงค่าควันดำที่ความเร็รรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์
ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

ตารางที่ 5-8 แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ESC frequency (f)	CPO Efficiency (η_f)				$f \cdot \eta_f$			
			STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m		%	%	%	%	%	%	%	%
1400	11	0.05	23.40	23.22	23.20	23.13	1.17	1.16	1.16	1.16
	23	0.05	31.48	30.70	31.55	31.00	1.57	1.54	1.58	1.55
	35	0.05	32.49	34.28	32.11	31.52	1.62	1.71	1.61	1.58
1700	11	0.10	23.35	23.53	23.42	23.12	2.34	2.35	2.34	2.31
	23	0.10	30.90	30.73	30.58	30.50	3.09	3.07	3.06	3.05
	35	0.10	31.97	33.93	32.03	31.47	3.20	3.39	3.20	3.15
2100	11	0.05	22.66	22.12	22.15	22.30	1.13	1.11	1.11	1.11
	23	0.05	28.76	30.58	28.28	29.58	1.44	1.53	1.41	1.48
	35	0.05	28.97	33.05	29.20	28.44	1.45	1.65	1.46	1.42
sum							17.01	17.52	16.93	16.81

ตารางที่ 5-9 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ESC Frequency (f)	CPO sfc				$\sum(f \cdot sfc)$			
			STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m		g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr
1400	11	0.05	396.90	399.92	400.29	401.51	19.84	20.00	20.01	20.08
	23	0.05	294.97	302.42	294.31	299.55	14.75	15.12	14.72	14.98
	35	0.05	285.79	270.87	289.16	294.58	14.29	13.54	14.46	14.73
1700	11	0.10	397.65	394.55	396.54	401.70	39.77	39.45	39.65	40.17
	23	0.10	300.53	302.15	303.67	304.42	30.05	30.21	30.37	30.44
	35	0.10	290.47	273.69	289.90	295.09	29.05	27.37	28.99	29.51
2100	11	0.05	409.71	419.78	419.24	416.46	20.49	20.99	20.96	20.82
	23	0.05	322.83	303.63	328.39	313.96	16.14	15.18	16.42	15.70
	35	0.05	320.55	280.96	318.02	326.55	16.03	14.05	15.90	16.33
sum							200.40	195.92	201.48	202.75

5.1.4 การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโกลีอินเป็นเชื้อเพลิง ที่ องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

การทดสอบเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโกลีอินเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ทำการทดสอบที่จุดทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle และที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง 4
ค่า ได้แก่ องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง (STD+1.2), องศาการฉีด
เชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD) ซึ่งทางผู้ผลิตปรับตั้งไว้ที่ 20 องศา ก่อนศูนย์ตายบนสำหรับเชื้อเพลิง
น้ำมันดีเซล, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง (STD-1.2) และองศาการฉีด
เชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง (STD-2.4)

5.1.4.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและความดันในห้องเผาไหม้

รูปที่ 5-27 ถึงรูปที่ 5-29 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิง
น้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า ลำดับของการเริ่มสร้างความดันเป็นไป
ตามลำดับขององศาการฉีดเชื้อเพลิง กล่าวคือ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีการสร้างความ
ดันขึ้นมาก่อนหรือล่วงหน้ามากกว่าความดันในกรณีที่ฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า และความดันสูงสุดที่
ทางเข้าหัวฉีดมีค่าอยู่ในช่วง 1000-1250 bar ซึ่งใกล้เคียงกับกรณีที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง
ถ้าพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของน้ำมันปาล์มโกลีอินและน้ำมันดีเซล พบว่า โดย
ส่วนใหญ่เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มที่จะสร้างความดันในการฉีดล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มโกลีอิน
จากกราฟความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดสามารถที่จะทำนายจุดเริ่มต้นการฉีด
เชื้อเพลิง (SOI) ได้ ถ้าพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะบอกได้ว่าจุดเริ่มต้นการฉีด
เชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มโกลีอิน เนื่องจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โกลีอินมีความหนาแน่นสูงกว่า อีกทั้งยังมีคุณสมบัติด้านการยุบตัว (Compressibility) ที่ต่ำกว่า
น้ำมันดีเซล

ตารางที่ 5-10 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมัน
ปาล์มโกลีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเป็นไปตามลำดับ
ก่อนหลังตามองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่วงหน้าหรือล่าช้า โดยที่ในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ถัด
กันจะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงแตกต่างกันประมาณ 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง เมื่อพิจารณาที่
ความเร็วรอบคงที่ พบว่า การเปลี่ยนแปลงของภาระไม่ทำให้องศาการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลง
และที่ภาระคงที่ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น องศาการฉีดเชื้อเพลิงมีแนวโน้มเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมาก
ขึ้น ส่วนจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงไม่เห็นแนวโน้มที่ชัดเจนเมื่อทำการปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิง

รูปที่ 5-30 ถึงรูปที่ 5-32 แสดงกราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมัน
ปาล์มโกลีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า จุดที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงมากกว่า 0

mg/degree เป็นจุดแรก (จุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิง) เป็นไปตามแนวโน้มของกราฟความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด กล่าวคือ ที่องศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีจุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงก่อนที่องศาการขีดเชื้อเพลิงล่าช้า และพบว่าอัตราการขีดเชื้อเพลิงสูงสุดมีค่าไม่เกิน 3 mg/degree หากพิจารณาที่รอบคงที่ พบว่า อัตราการขีดเชื้อเพลิงสูงสุดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามภาระที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการฉีดน้ำมันที่มากขึ้น ในบางกรณีพบว่ามีการขีดเชื้อเพลิงสองช่วงในวัฏจักรเดียว นั้นเป็นเพราะคลื่นในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้ความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงสูงขึ้นกว่าค่า Opening Pressure ของหัวฉีดเป็นครั้งที่สอง (ดูรูปความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงประกอบ) ส่งผลให้เชื้อเพลิงถูกฉีดออกไปเป็นครั้งที่สองในวัฏจักรเดียวกัน

ปริมาณการขีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการขีดเชื้อเพลิงต่างๆ แสดงในตารางที่ 5-11 (หาได้จากพื้นที่ใต้กราฟอัตราการขีดเชื้อเพลิง) พบว่า ที่ทุกองศาการขีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอินมีปริมาณการขีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงกว่าน้ำมันดีเซล อยู่ในช่วง 13.68-32.57% เป็นเพราะค่าความร้อนของน้ำมันปาล์มโอดีอินต่ำกว่าน้ำมันดีเซล หากพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อภาระเพิ่มขึ้น ค่าความแตกต่างของปริมาณการขีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรระหว่างน้ำมันดีเซลกับน้ำมันปาล์มดิบที่องศาการขีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะมีค่าสูงขึ้น

ตารางที่ 5-10 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการขีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการขีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	SOI					EOI				
		Diesel	Olein				Diesel	Olein			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA
1400	11	-19.6	-21.2	-20.0	-18.8	-17.6	-1.2	-7.2	-3.2	-7.6	-0.4
	23	-19.6	-21.2	-20.0	-18.8	-17.6	-0.8	-1.6	-2.0	0.8	0.0
	35	-19.6	-21.2	-20.0	-18.8	-17.6	2.8	2.8	0.0	0.0	2.0
1700	11	-18.0	-19.6	-18.4	-17.2	-16.0	-2.0	-0.8	-1.6	1.6	0.0
	23	-18.0	-19.6	-18.4	-17.2	-16.0	1.2	3.2	1.2	6.8	4.0
	35	-18.0	-19.6	-18.8	-17.6	-16.4	6.0	2.4	3.2	4.4	6.8
2100	11	-16.4	-17.6	-16.4	-15.2	-14.0	-2.4	2.8	-1.6	4.0	-2.0
	23	-16.4	-17.6	-16.4	-15.2	-14.0	3.2	2.4	4.4	4.4	1.2
	35	-16.4	-17.6	-16.4	-15.2	-14.0	7.2	2.8	6.4	5.2	6.0

รูปที่ 5-33 ถึงรูปที่ 5-35 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโวลูมิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะพบว่า ที่ทุกจุดทดสอบ การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง จะทำให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าสูงที่สุด และต่ำลงเมื่อฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าทำให้เชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาช้าในช่วงของจังหวะอัด ซึ่งในห้องเผาไหม้จะมีอุณหภูมิและความดันสูง ส่งผลให้ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดสั้น เชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ในช่วงนี้จึงน้อย ทำให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าต่ำ เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าที่ทุกจุดทดสอบ ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าสูงขึ้นเมื่อภาวะสูงขึ้น เนื่องจาปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 5-12 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโวลูมิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาวะ 35 N-m องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลมากที่สุด อยู่ที่ 6.18% และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาวะ 23 N-m องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลมากที่สุด อยู่ที่ 10.04%

ตารางที่ 5-11 แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโวลูมิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร								
		Diesel	Olein				%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	mg/cycle					%	%	%	%
1400	11	13.07	15.71	16.31	14.86	15.40	20.16	24.73	13.68	17.77
	23	19.83	24.41	24.34	23.59	23.24	23.10	22.71	18.96	17.17
	35	28.05	34.13	33.40	34.75	33.25	21.68	19.05	23.87	18.54
1700	11	12.89	16.00	15.65	15.13	15.46	24.18	21.42	17.38	19.95
	23	21.11	24.25	24.16	24.25	24.06	14.89	14.45	14.89	14.02
	35	29.01	35.49	33.26	36.51	36.51	22.35	14.66	25.86	25.86
2100	11	13.53	16.27	16.02	16.33	16.64	20.25	18.38	20.64	22.98
	23	20.99	26.11	25.09	25.59	25.33	24.36	19.51	21.89	20.69
	35	29.39	38.10	35.23	38.38	38.96	29.63	19.86	30.60	32.57

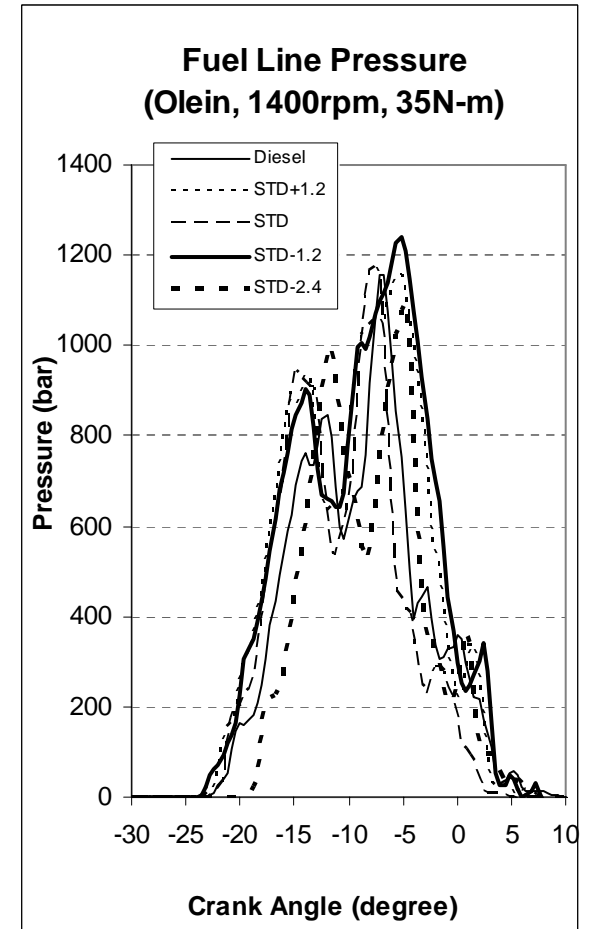
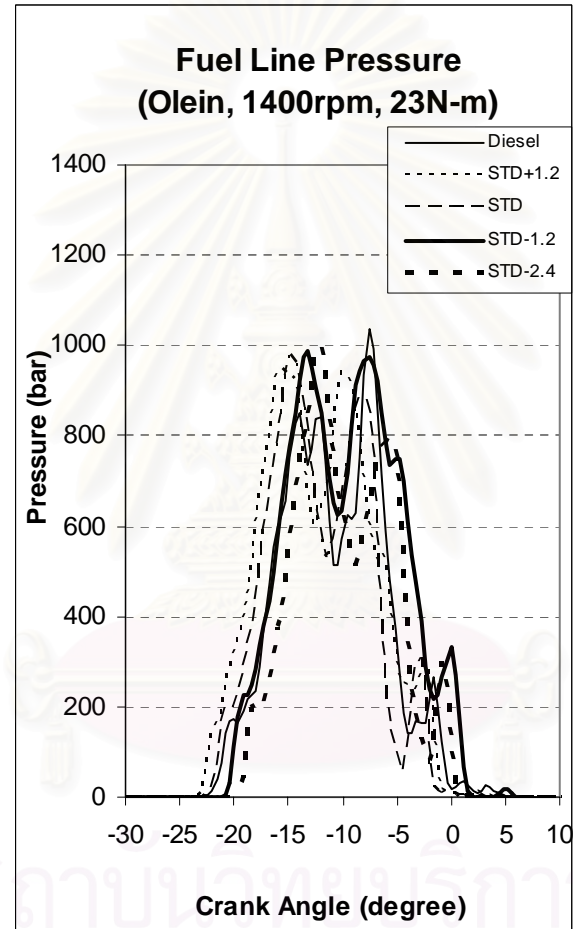
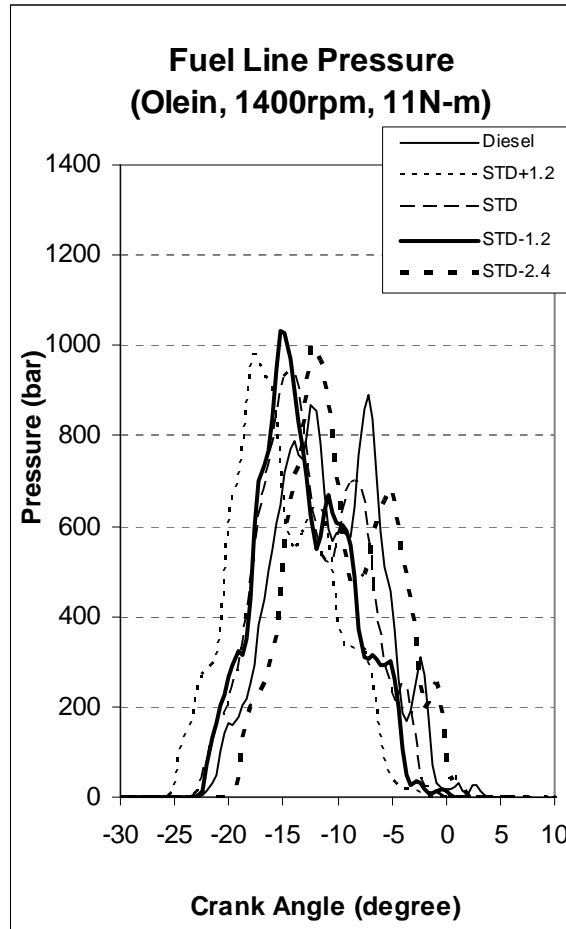
หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มโวลูมิน-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-12 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

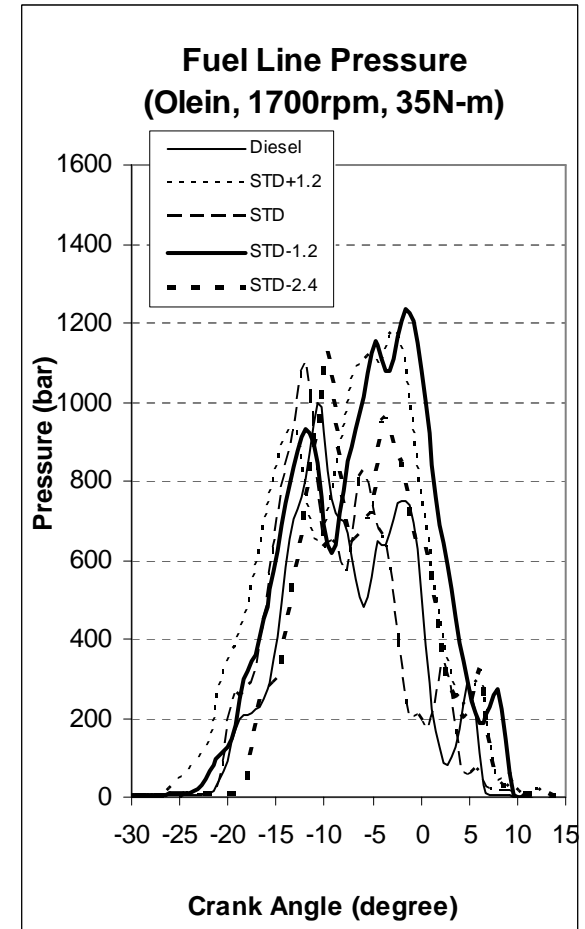
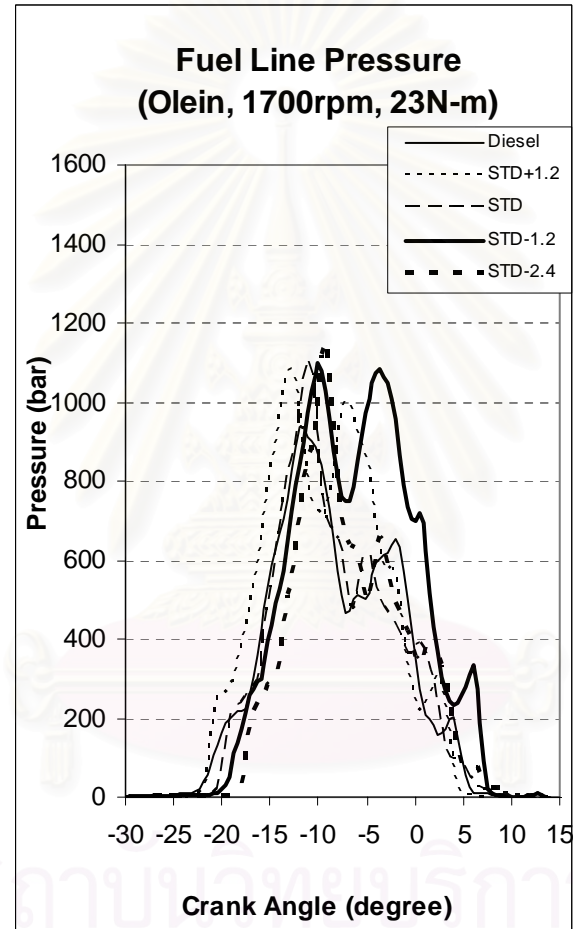
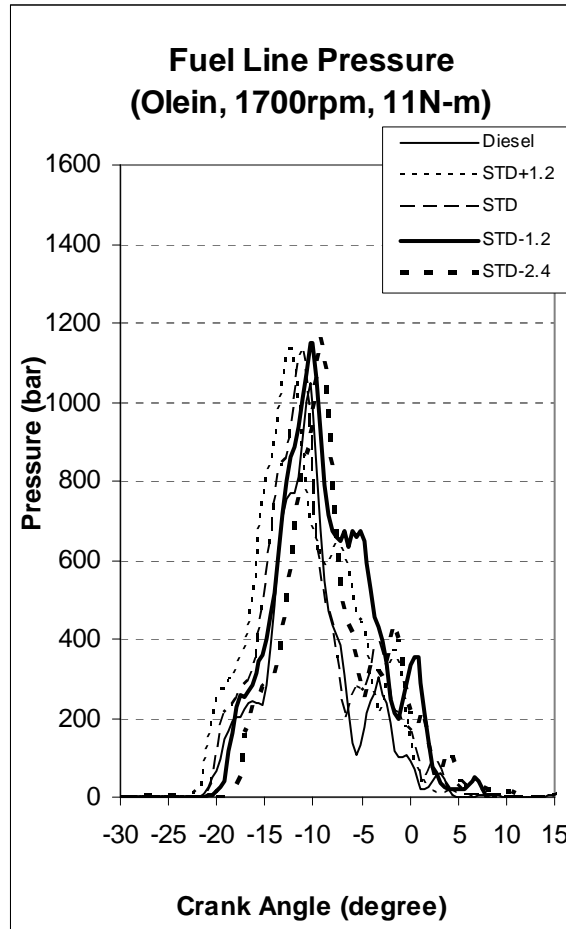
Speed	Torque	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด								
		Diesel	Olein				%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	bar	bar	bar	bar	bar	%	%	%	%
1400	11	65.91	69.54	67.76	65.50	67.01	5.51	2.80	-0.62	1.67
	23	73.13	75.50	72.41	72.32	70.77	3.24	-0.98	-1.10	-3.23
	35	80.22	83.91	79.33	79.81	75.62	4.60	-1.12	-0.52	-5.74
1700	11	67.63	69.33	68.63	66.68	67.43	2.52	1.48	-1.40	-0.30
	23	73.44	75.13	73.52	70.74	71.29	2.31	0.11	-3.67	-2.92
	35	77.23	81.83	76.10	76.37	71.78	5.97	-1.46	-1.10	-7.05
2100	11	65.02	67.48	66.16	63.27	63.04	3.80	1.76	-2.69	-3.04
	23	73.29	71.70	71.20	67.01	65.93	-2.17	-2.85	-8.57	-10.04
	35	74.06	78.64	73.14	73.42	68.50	6.18	-1.25	-0.87	-7.51

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มโกลีน-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

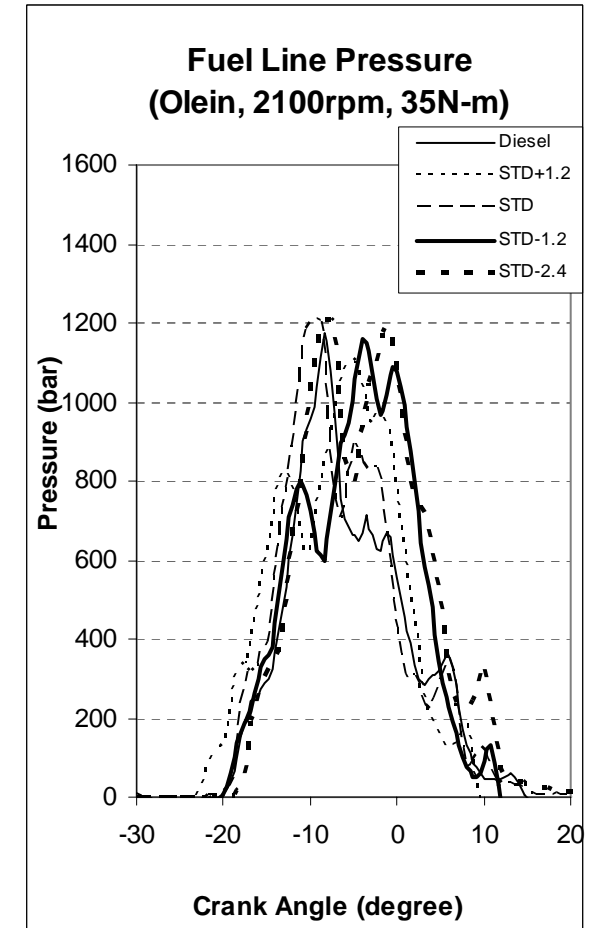
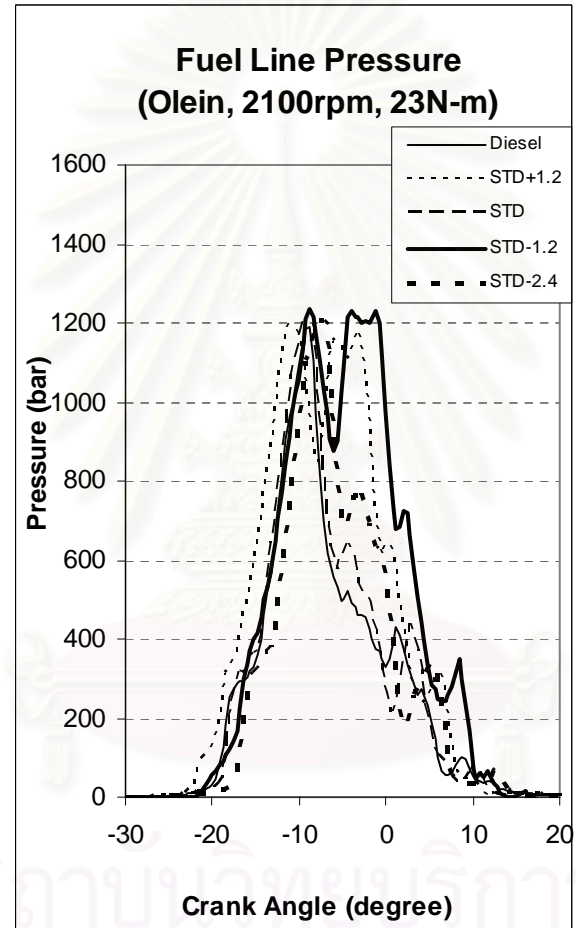
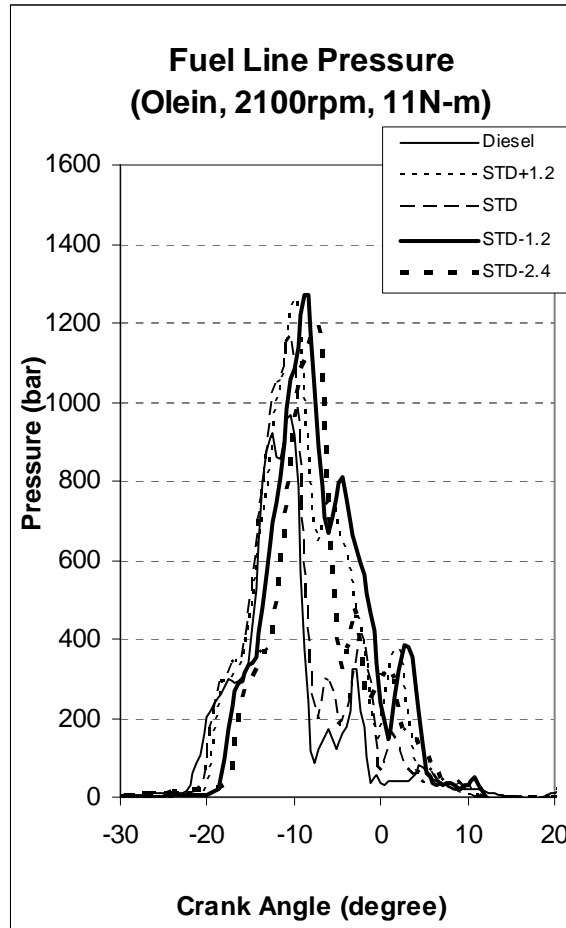
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



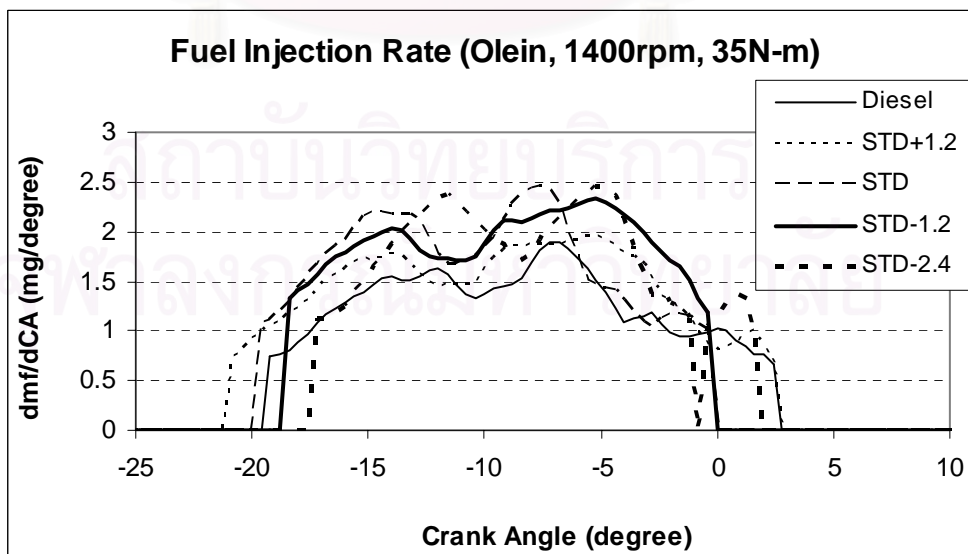
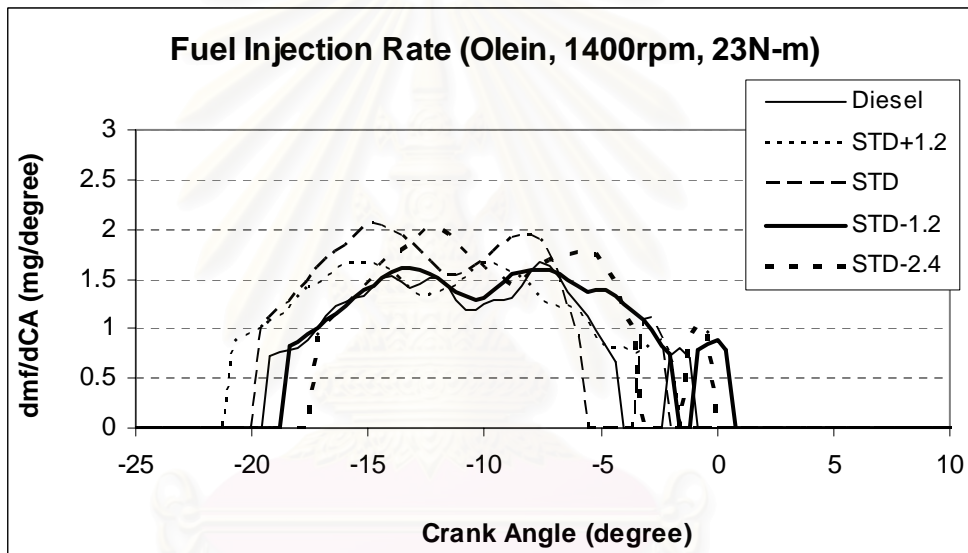
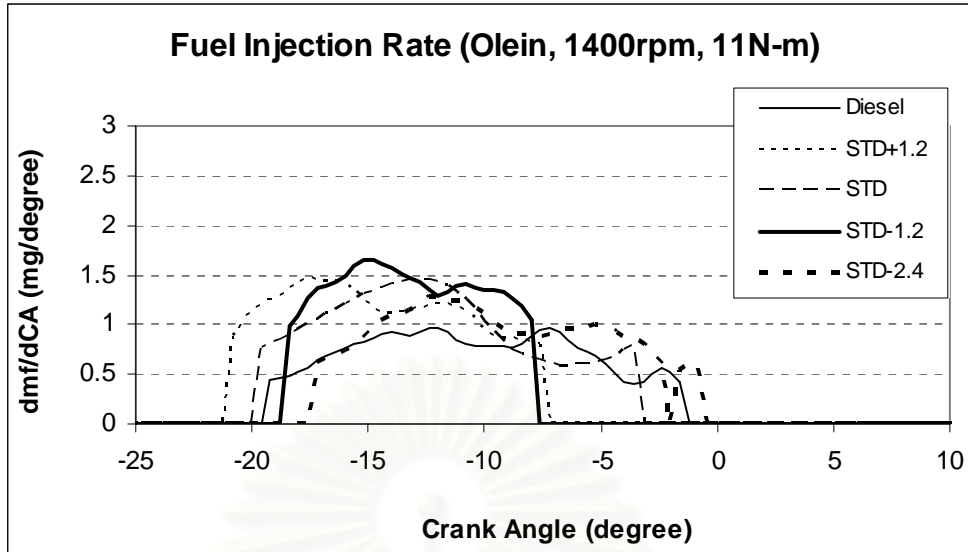
รูปที่ 5-27 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโวลีน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



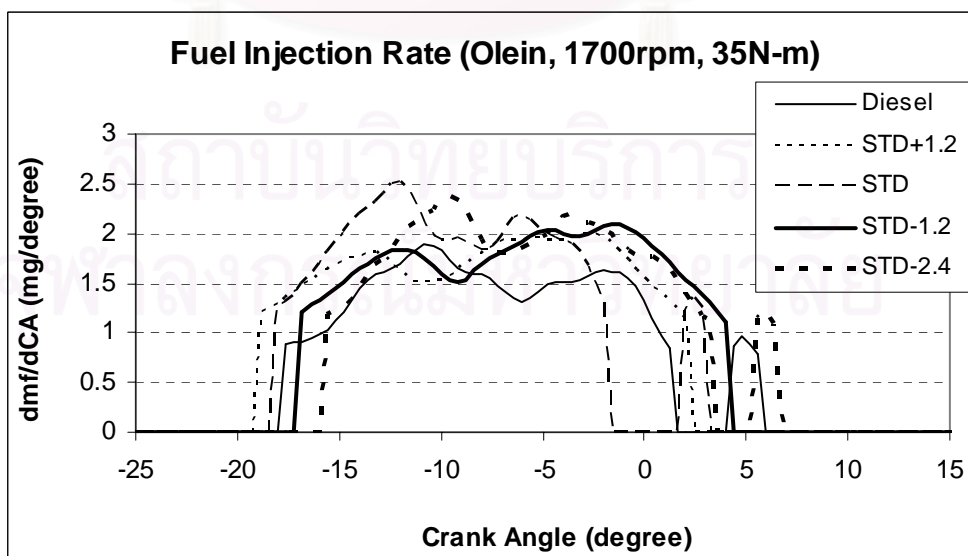
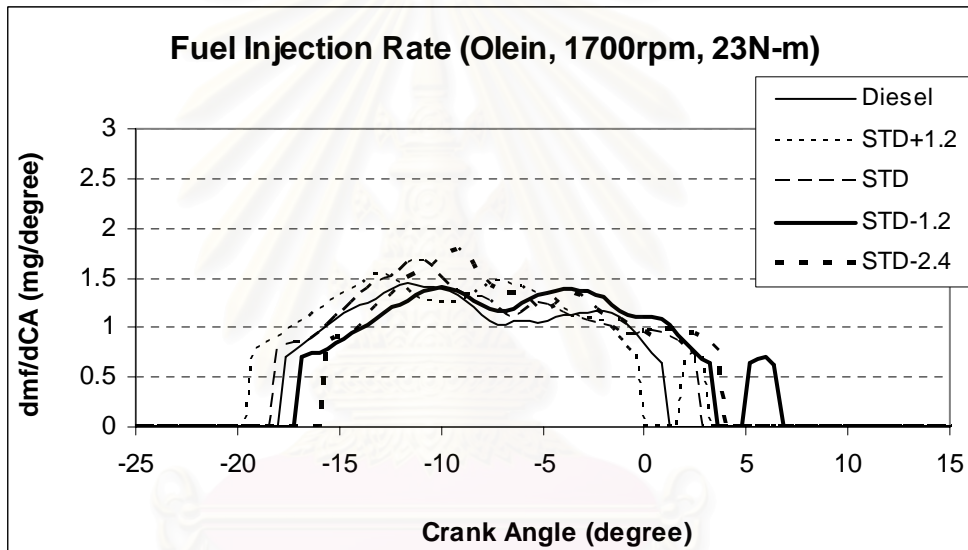
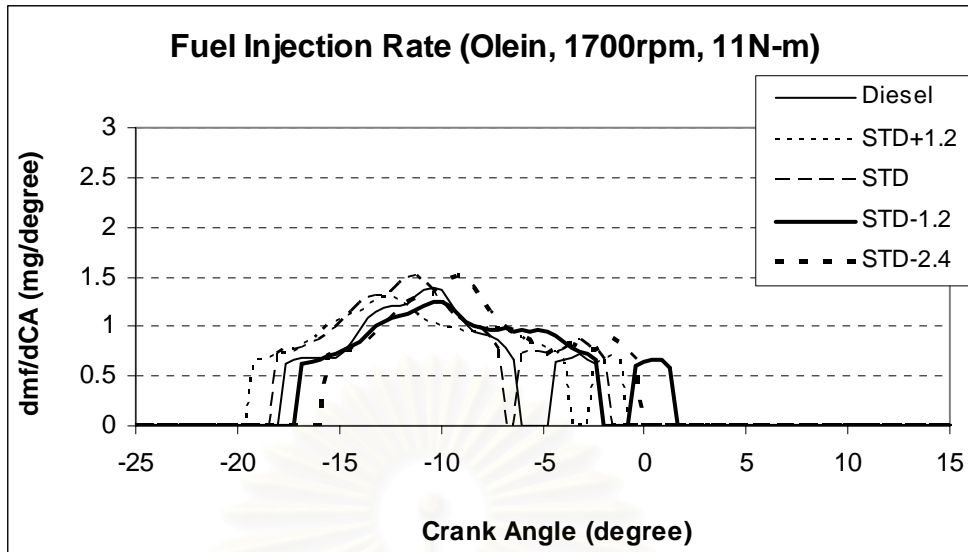
รูปที่ 5-28 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสี่อิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



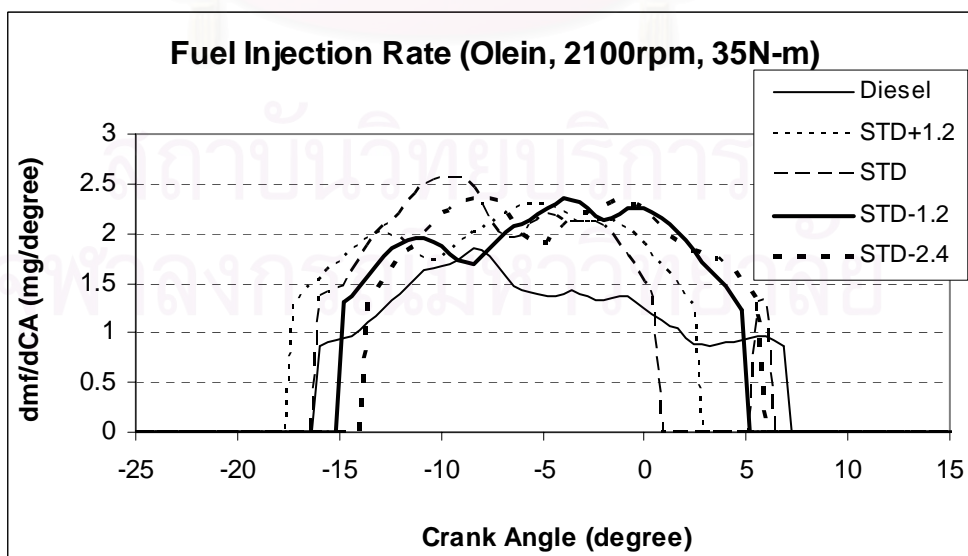
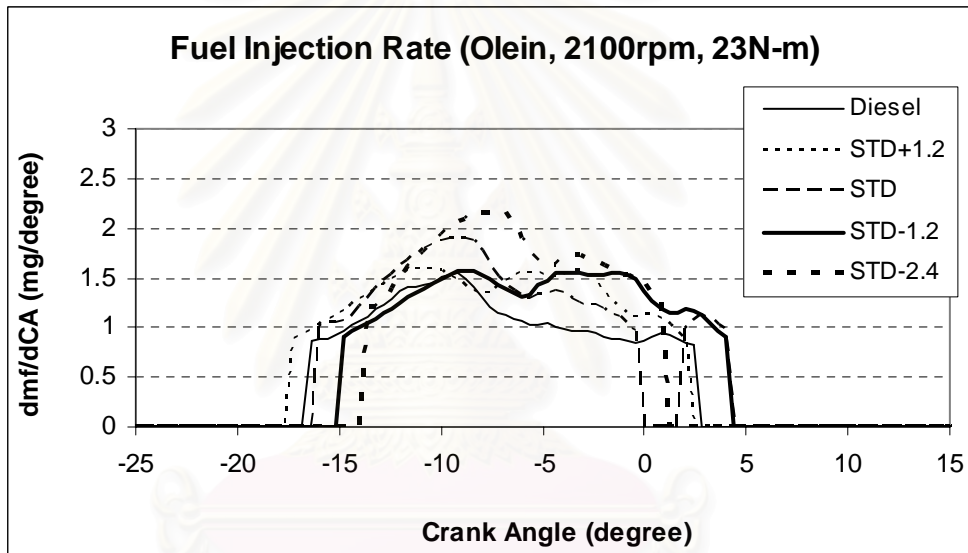
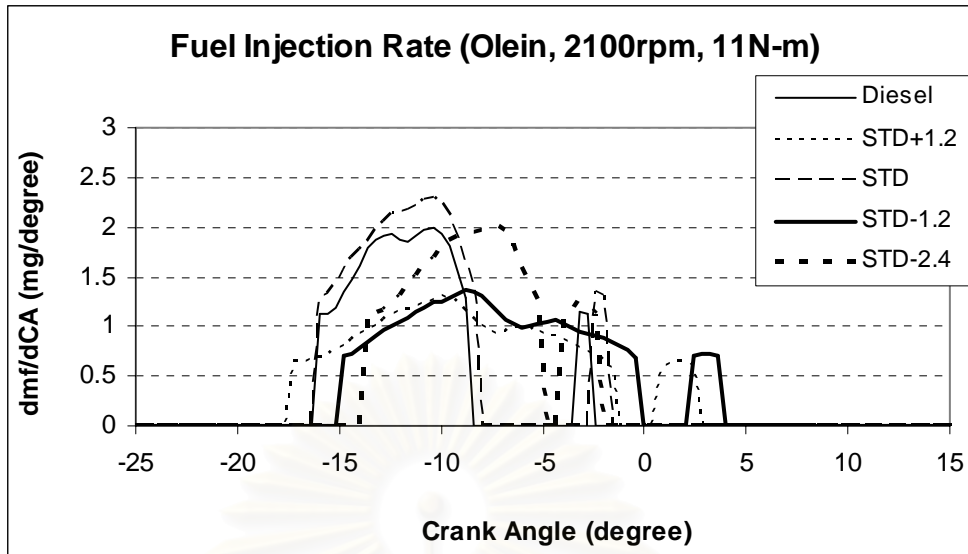
รูปที่ 5-29 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสี่อิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



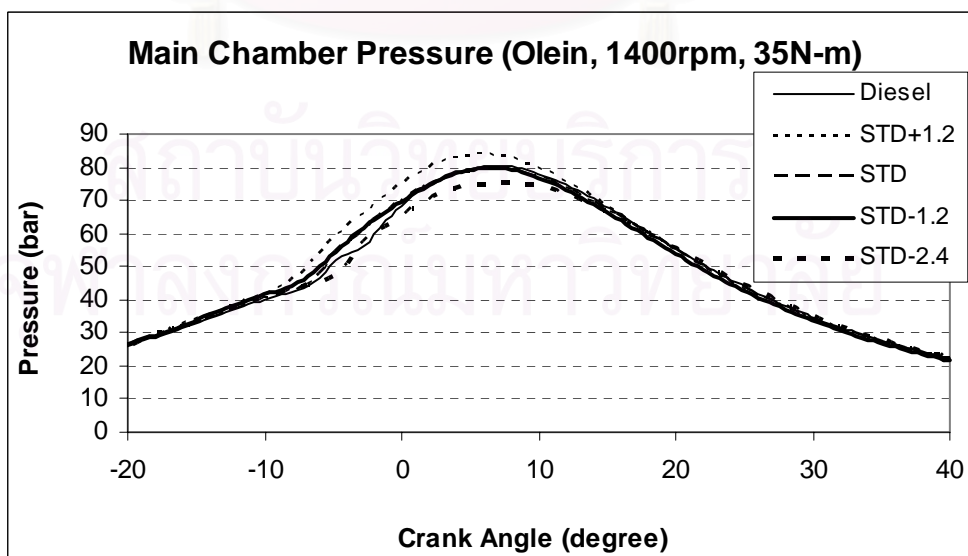
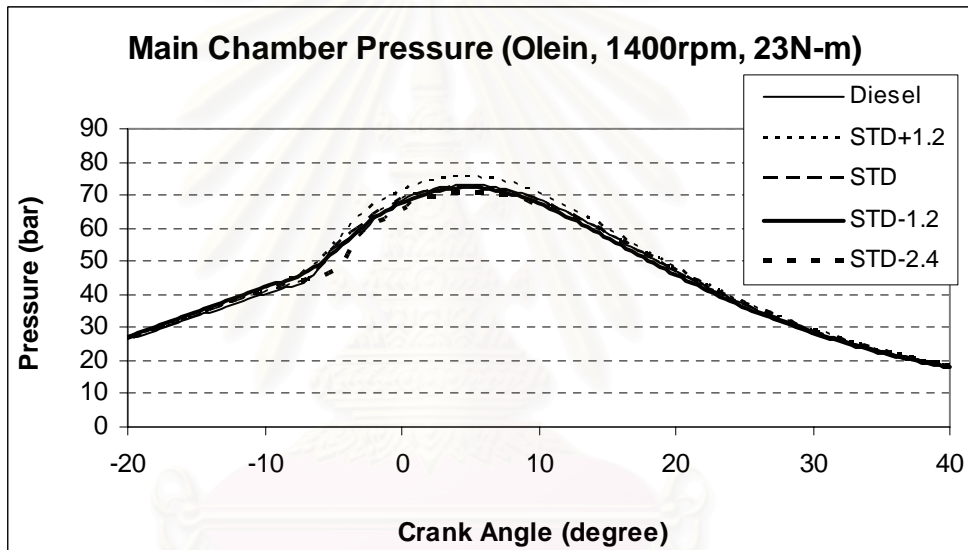
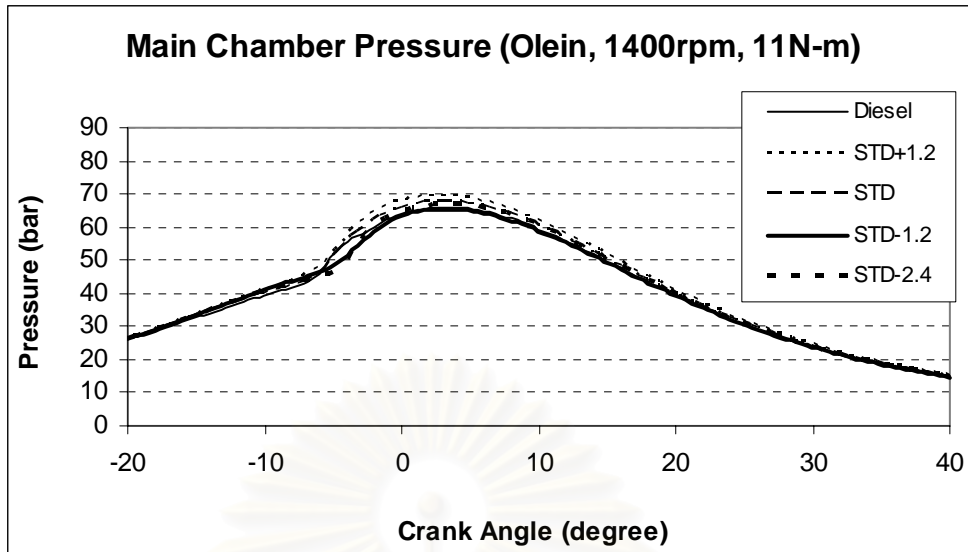
รูปที่ 5-30 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



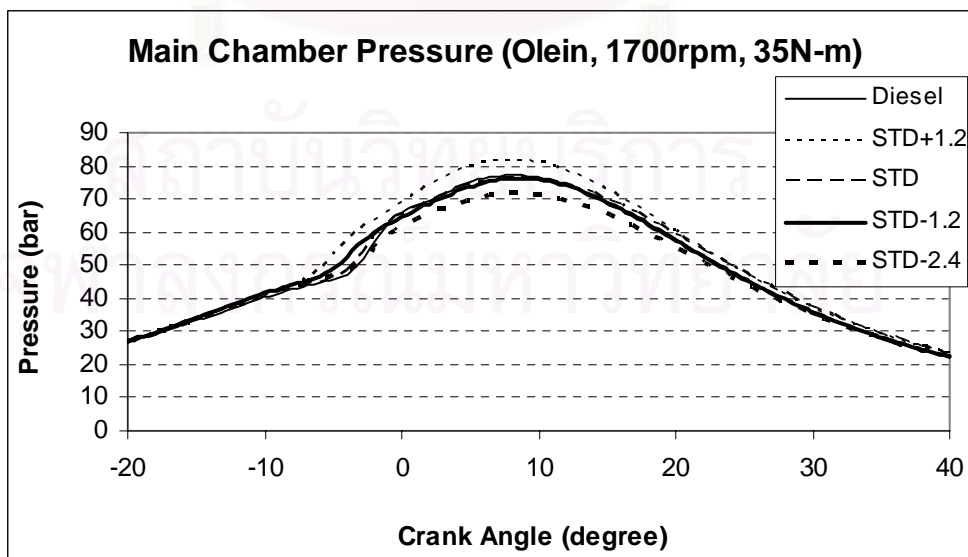
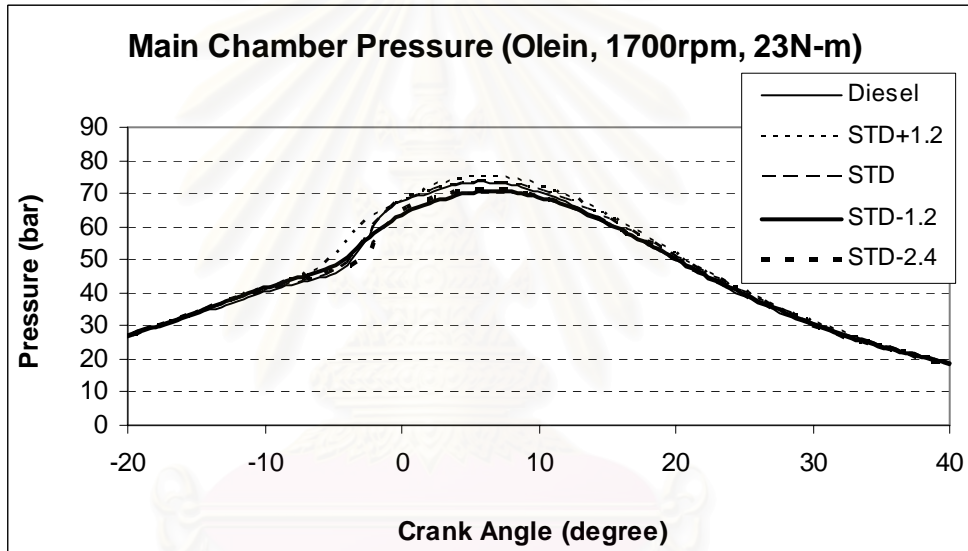
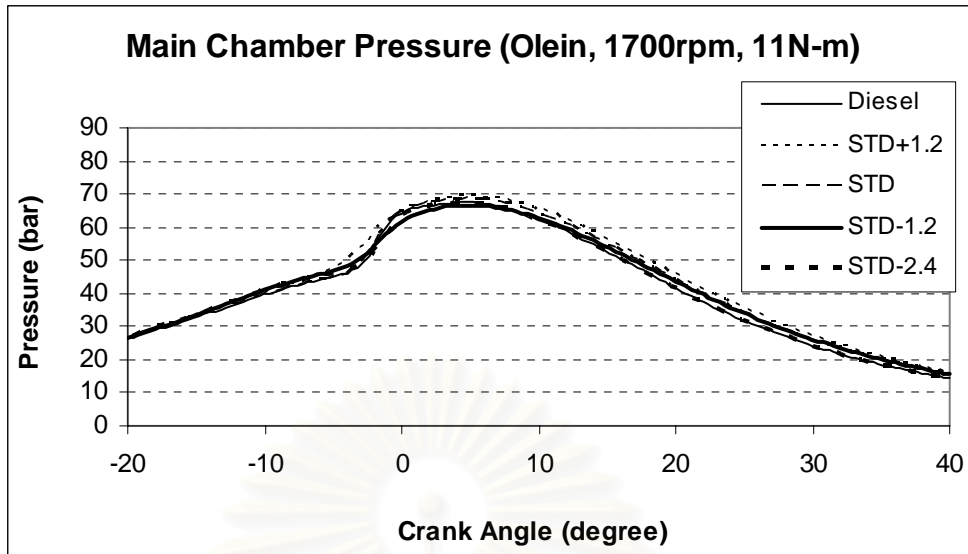
รูปที่ 5-31 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



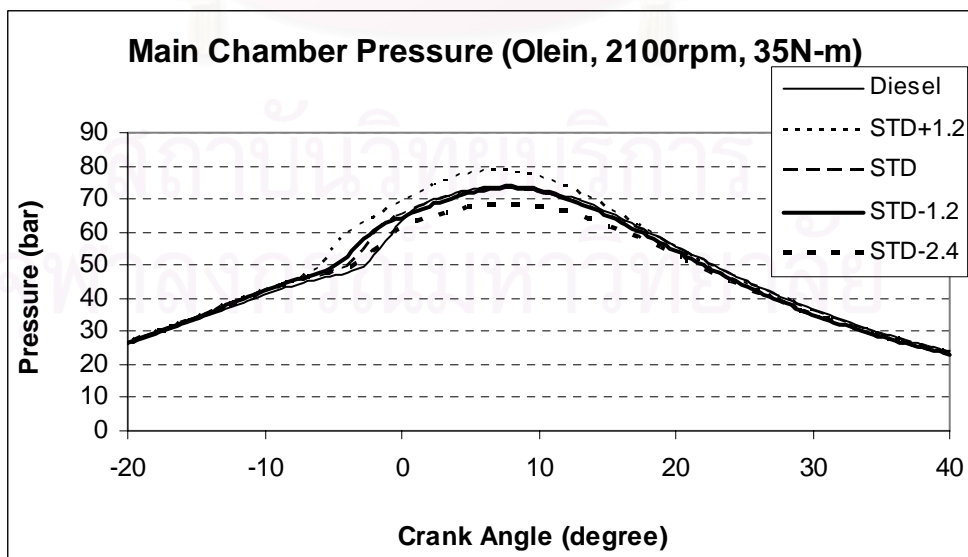
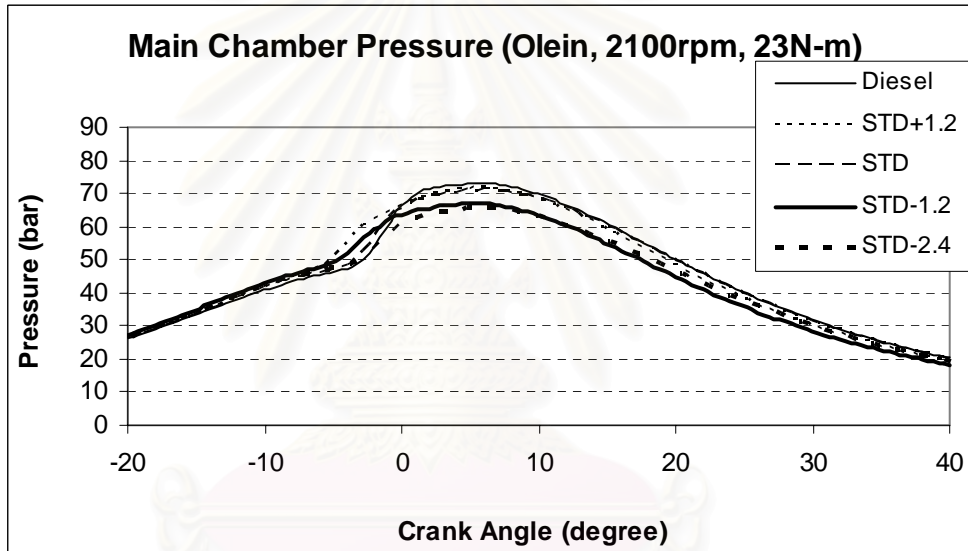
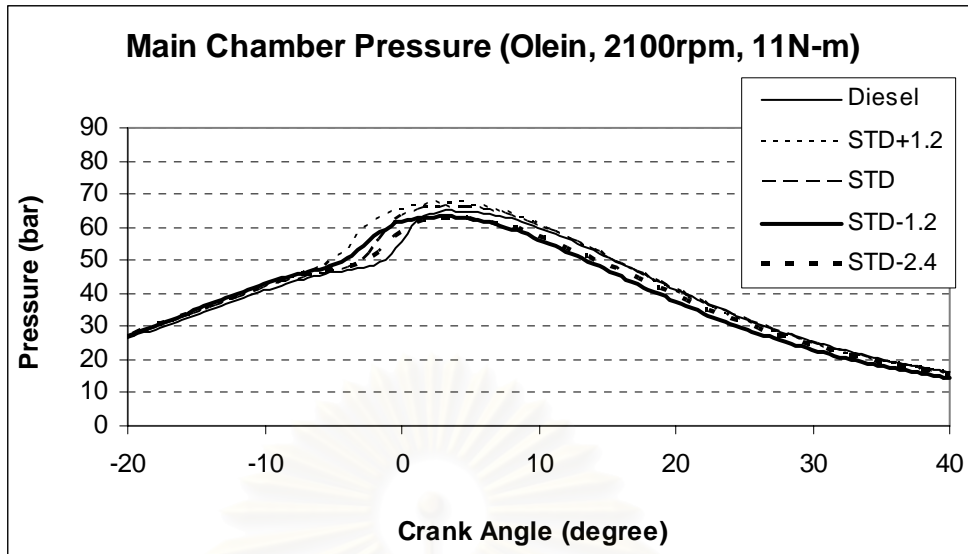
รูปที่ 5-32 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-33 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-34 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-35 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ

5.1.4.2 อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

กราฟอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 5-36 ถึงรูปที่ 5-38 เป็นผลที่ได้จากการคำนวณตามสมการที่ 3-8 ซึ่งจากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ (Burn Duration) ได้

กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตหาพื้นที่ใต้กราฟอัตราการปล่อยความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 5-39 ถึงรูปที่ 5-41

กราฟสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ แสดงในรูปที่ 5-42 ถึงรูปที่ 5-44

รูปที่ 5-36 ถึงรูปที่ 5-38 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า ที่ภาระไม่สูงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอินจะอยู่ในช่วงของ Premixed Combustion Phase ส่วนที่ภาระสูงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอินจะไปอยู่ในช่วงของ Mixing Controlled Combustion แทน น่าจะเกิดจากการที่เชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาเรื่อยๆ ประกอบกับน้ำมันปาล์มโกลีอินมีความหนืดสูงกว่าดีเซลแต่ต่ำกว่าน้ำมันปาล์มดิบ การแตกเป็นละอองฝอยไม่ดีเท่ากับน้ำมันดีเซล การผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศจึงไม่ดีเท่าที่ควร ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนช่วง Premixed Combustion Phase ต่ำกว่าช่วง Mixing Controlled Combustion

ช่วงแรกของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะตกลงไปเล็กน้อย เนื่องจากเชื้อเพลิงมีอุณหภูมิต่ำกว่าห้องเผาไหม้ ทำให้พลังงานส่วนหนึ่งถูกใช้ไปกับการเพิ่มอุณหภูมิให้กับเชื้อเพลิง และเปลี่ยนสถานะเชื้อเพลิงกลายเป็นไอ

ตารางที่ 5-13 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมันปาล์มโกลีอินมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 11 และ 23 N-m เช่นเดียวกับกรณีการใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง ส่วนที่จุดทดสอบอื่น น้ำมันดีเซลมีอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดสูงกว่าทุกห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มโกลีอิน

รูปที่ 5-39 ถึงรูปที่ 5-41 และตารางที่ 5-14 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่ห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าการปล่อยความร้อนสุทธิที่ทุกห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอินมีค่าต่ำกว่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยมีความแตกต่างเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง

0.46-9.85% เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่า ที่ทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีการปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้นเมื่อภาวะสูงขึ้น

รูปที่ 5-42 ถึงรูปที่ 5-44 และตารางที่ 5-15 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าต่ำกว่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยมีความแตกต่างเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 5.66-24.59%

ตารางที่ 5-16 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่า ความแตกต่างจุดเริ่มต้นการเผาไหม้อยู่ในช่วงไม่เกิน 2.8 องศาเซลเซียสข้อยกเว้น โดยที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามีแนวโน้มทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้เข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้น อีกทั้งจุดเริ่มต้นการเผาไหม้มีแนวโน้มเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ส่วนจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะนำไปใช้ประกอบการพิจารณาเพื่อหาช่วงการเผาไหม้

ตารางที่ 5-13 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด								
		Diesel	Olein				%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	J/degree				%	%	%	%	
1400	11	32.14	36.03	37.72	32.52	40.31	12.12	17.36	1.19	25.43
	23	31.85	34.90	36.58	31.11	37.50	9.60	14.86	-2.32	17.75
	35	52.75	42.30	42.19	41.66	38.67	-19.81	-20.02	-21.03	-26.70
1700	11	52.96	31.22	45.97	31.93	53.58	-41.05	-13.20	-39.70	1.18
	23	55.07	34.88	48.79	35.27	52.92	-36.66	-11.41	-35.97	-3.92
	35	53.66	46.18	41.49	44.82	42.44	-13.93	-22.68	-16.47	-20.91
2100	11	58.97	67.48	48.27	63.27	63.04	14.44	-18.15	7.29	6.90
	23	66.56	33.63	45.94	35.85	44.90	-49.47	-30.98	-46.14	-32.55
	35	60.50	41.82	37.60	48.40	31.04	-30.88	-37.86	-20.01	-48.70

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มโอดีอิน-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-14 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	การปล่อยความร้อนสุทธิ									
		Diesel	Olein					%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	
rpm	N-m	J	J	J	J	J	%	%	%	%	
1400	11	328.2	324.8	322.4	324.9	326.7	-1.04	-1.77	-1.01	-0.46	
	23	539.5	505.0	521.1	524.7	534.8	-6.39	-3.41	-2.74	-0.87	
	35	840.8	803.2	815.1	787.9	822.2	-4.47	-3.06	-6.29	-2.21	
1700	11	379.6	344.8	348.5	355.4	353.7	-9.17	-8.19	-6.38	-6.82	
	23	637.8	615.8	631.2	624.9	632.3	-3.45	-1.03	-2.02	-0.86	
	35	872.1	846.7	858.0	828.5	840.1	-2.91	-1.62	-5.00	-3.67	
2100	11	411.9	381.2	387.0	378.8	372.9	-7.45	-6.05	-8.04	-9.47	
	23	684.4	617.0	664.6	635.2	647.1	-9.85	-2.89	-7.19	-5.45	
	35	978.3	934.3	935.6	921.1	902.9	-4.50	-4.36	-5.85	-7.71	

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มโกลีน-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-15 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้									
		Diesel	Olein					%ความแตกต่างเทียบกับดีเซล			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	
rpm	N-m						%	%	%	%	
1400	11	0.591	0.527	0.504	0.557	0.541	-10.79	-14.66	-5.66	-8.42	
	23	0.640	0.527	0.546	0.567	0.587	-17.62	-14.73	-11.42	-8.34	
	35	0.705	0.600	0.622	0.578	0.630	-14.96	-11.78	-18.05	-10.63	
1700	11	0.693	0.549	0.568	0.599	0.583	-20.77	-18.09	-13.59	-15.87	
	23	0.711	0.647	0.666	0.657	0.670	-8.96	-6.34	-7.62	-5.81	
	35	0.707	0.608	0.658	0.578	0.587	-14.04	-7.04	-18.24	-17.09	
2100	11	0.716	0.597	0.616	0.591	0.571	-16.63	-14.01	-17.41	-20.25	
	23	0.767	0.603	0.675	0.633	0.651	-21.47	-11.98	-17.51	-15.15	
	35	0.783	0.625	0.677	0.612	0.591	-20.18	-13.57	-21.89	-24.59	

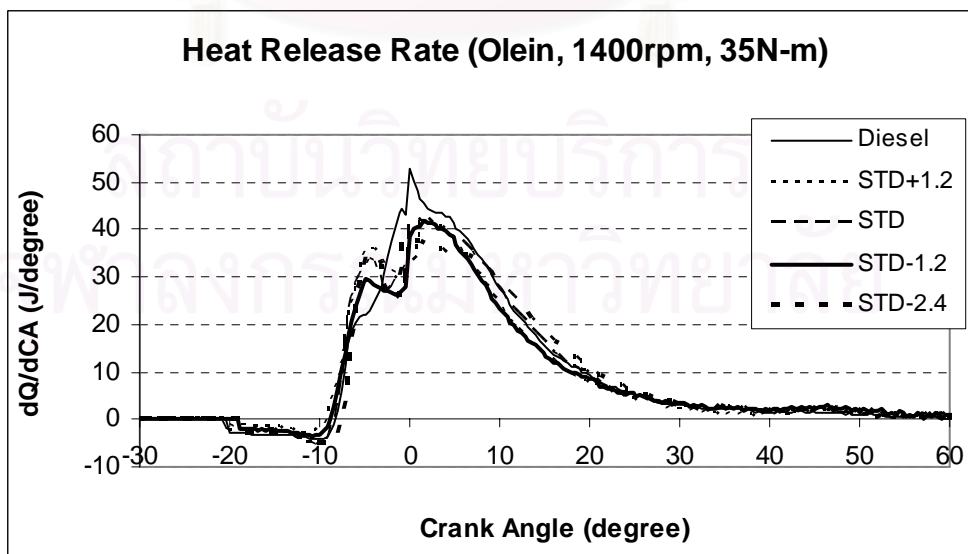
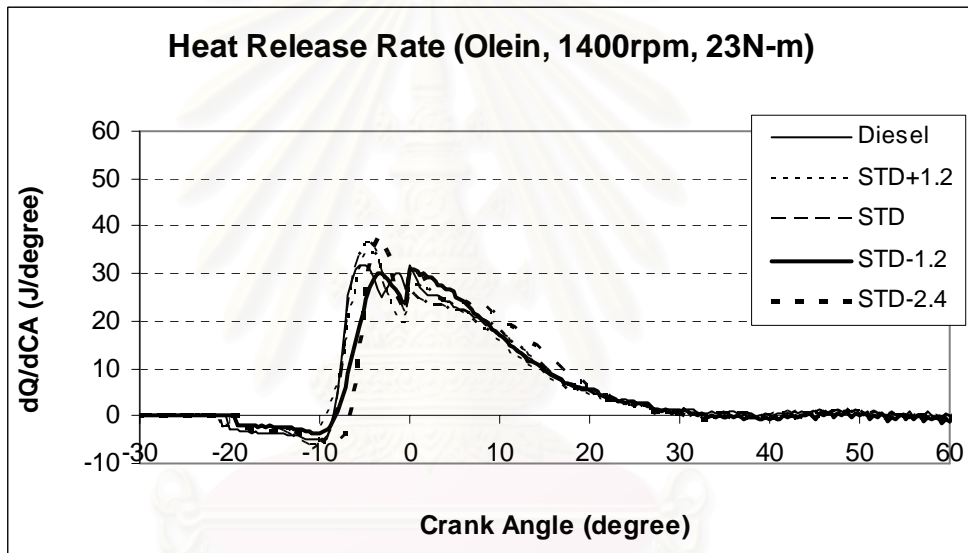
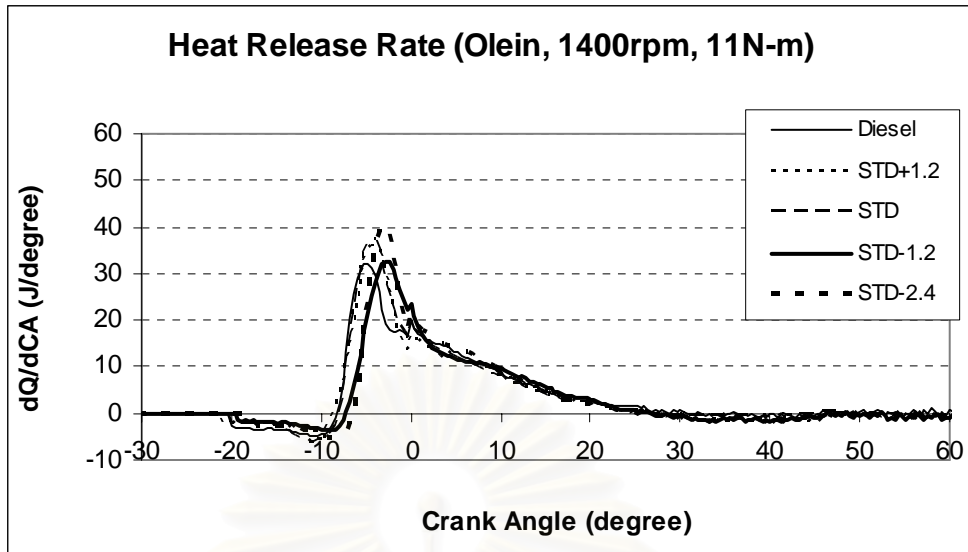
หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์มโกลีน-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-16 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

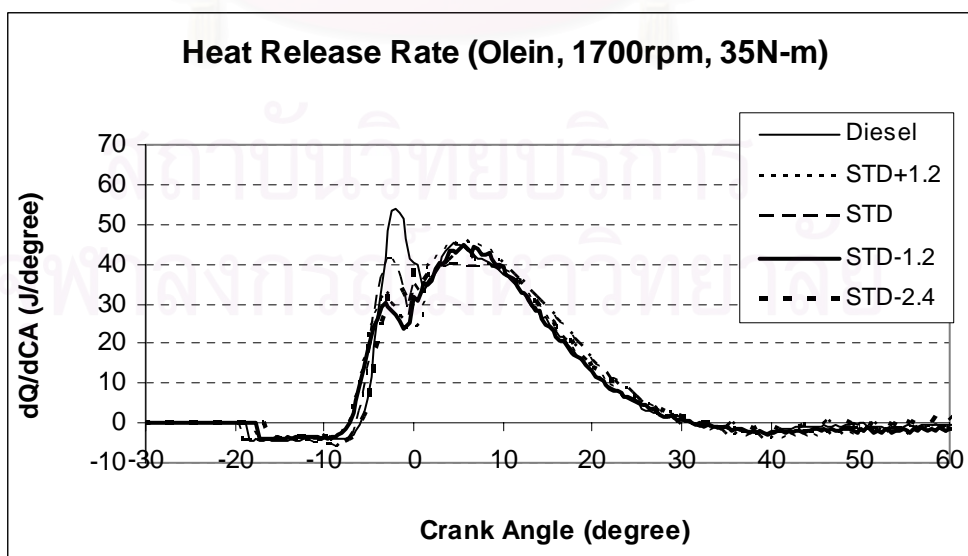
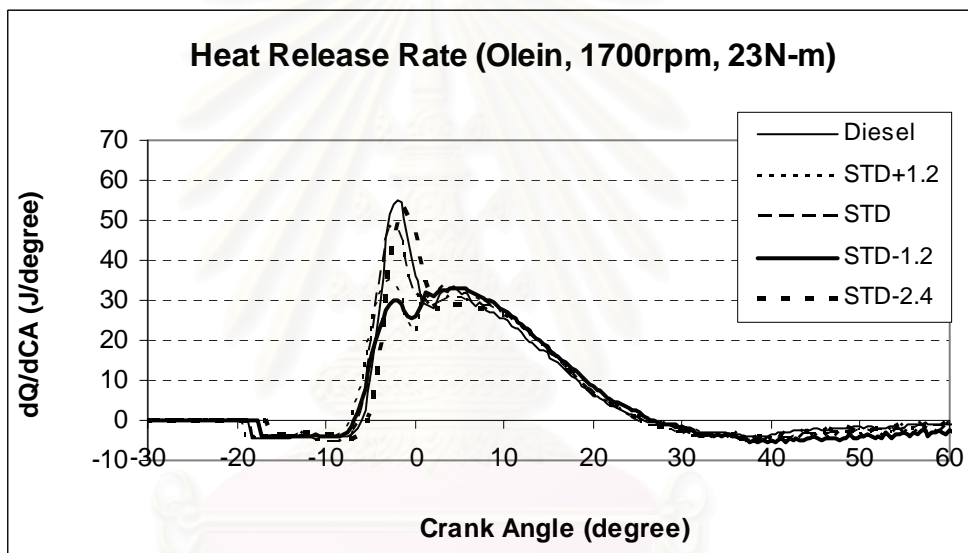
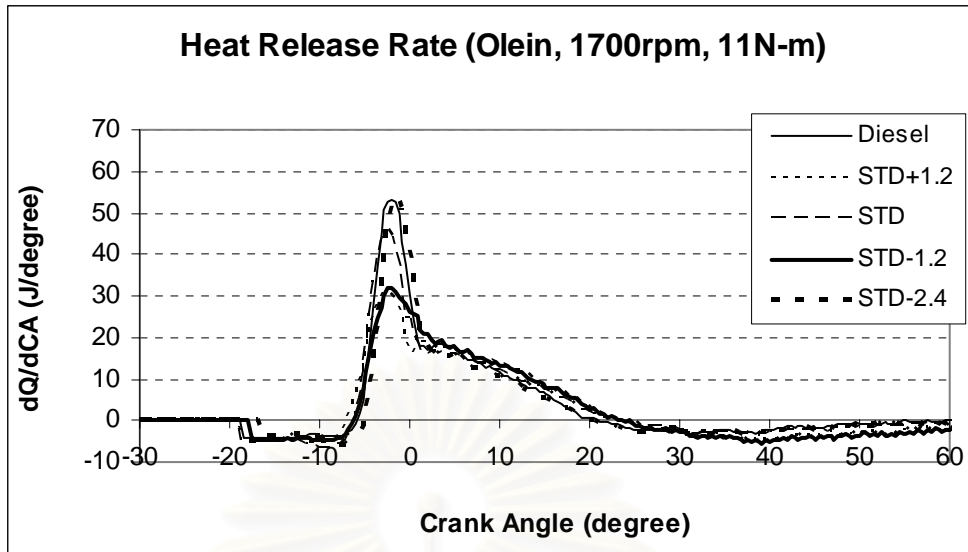
Speed	Torque	SOC					EOC				
		Diesel	Olein				Diesel	Olein			
		STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4
rpm	N-m	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA
1400	11	-8.4	-8.8	-8.0	-7.6	-6.8	30.4	25.2	26.8	26.4	26.4
	23	-8.8	-9.6	-8.4	-8.4	-6.8	38.0	29.6	38.0	32.8	30.0
	35	-8.4	-9.6	-8.4	-8.8	-7.6	59.2	60.0	56.4	62.8	59.6
1700	11	-6.0	-7.2	-6.4	-6.4	-5.2	20.8	23.6	22.8	23.6	20.0
	23	-6.0	-7.2	-6.4	-6.8	-5.6	25.6	26.0	24.8	26.0	24.8
	35	-6.0	-7.6	-6.4	-7.6	-6.0	30.8	29.6	30.8	30.8	31.6
2100	11	-5.2	-6.8	-5.2	-5.6	-4.4	30.8	30.0	30.0	28.8	30.0
	23	-5.6	-6.4	-5.6	-6.0	-4.8	42.4	48.4	38.8	47.2	48.4
	35	-5.6	-6.8	-5.6	-6.8	-6.0	71.6	69.2	80.8	62.8	87.6

รูปที่ 5-45 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) ของเชื้อเพลิงปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งสามารถหาได้จากระยะเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ พบว่า ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดมีแนวโน้มลดลงเมื่อองค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น โดยเป็นแนวโน้มเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ซึ่งอาจเป็นเพราะว่าการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าทำให้เชื้อเพลิงถูกฉีดออกไปในห้องเผาไหม้ในสภาวะที่อุณหภูมิและความดันสูง และทำให้การเป็นละอองฝอยของเชื้อเพลิงดีขึ้น

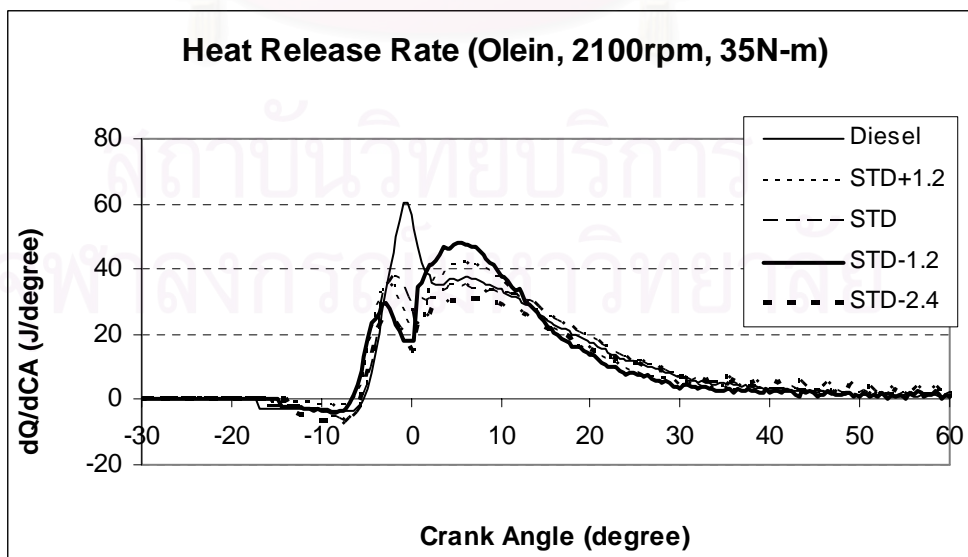
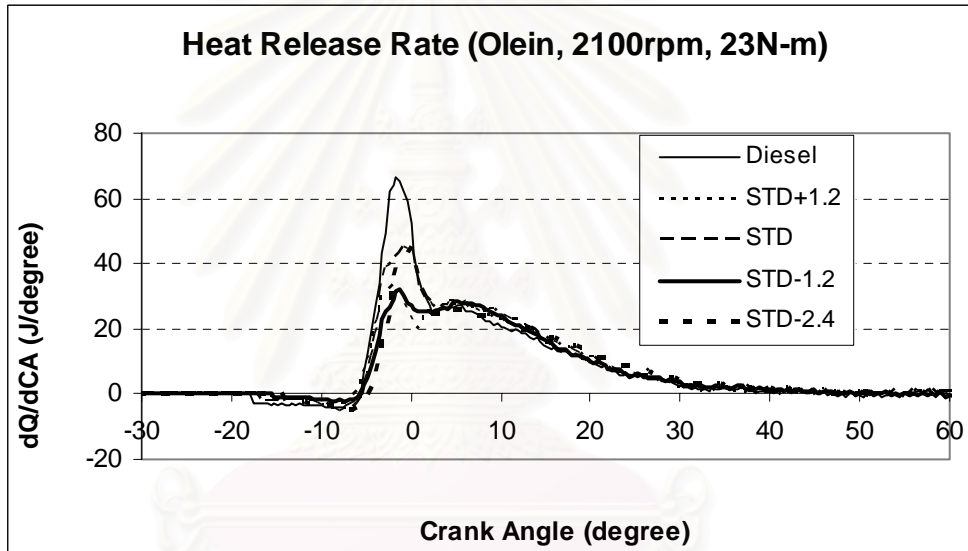
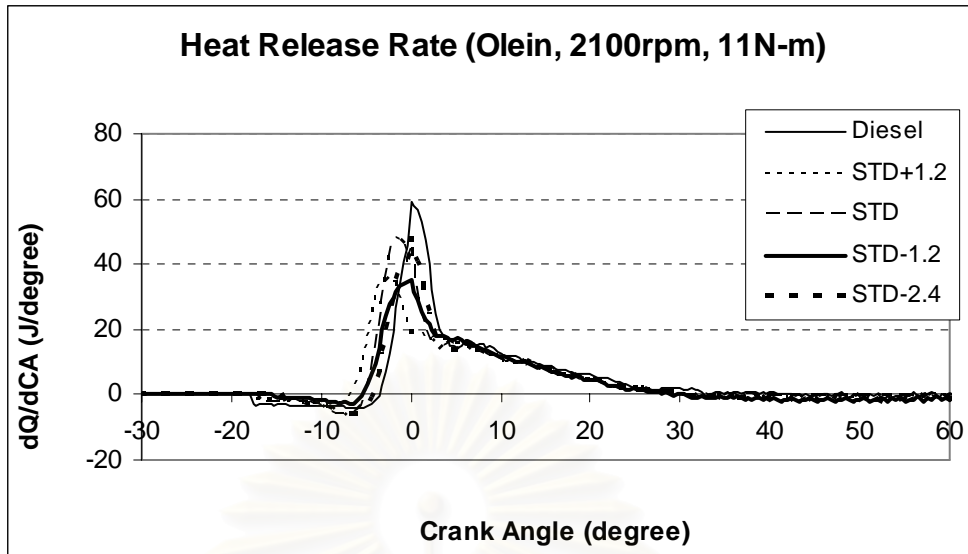
รูปที่ 5-46 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (Burn Duration) ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งสามารถหาได้จากระยะเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้จนถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ พบว่าแนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ของน้ำมันปาล์มโอดีอินมีแนวโน้มเป็นไปในทิศทางตรงข้ามกับช่วงล่าช้าการเผาไหม้ กล่าวคือ ช่วงการเผาไหม้จะสั้นลงเมื่อช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวขึ้น เป็นเพราะเชื้อเพลิงส่วนใหญ่มักจะถูกเผาไหม้ไปอย่างรวดเร็วในทันทีที่เริ่มการเผาไหม้ หากพิจารณาในบางจุดทดสอบพบว่า ช่วงการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มโอดีอินมีช่วงสั้นกว่าน้ำมันดีเซล อาจเป็นเพราะองค์ประกอบของออกซิเจนในน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ช่วยให้การเผาไหม้ดีขึ้น



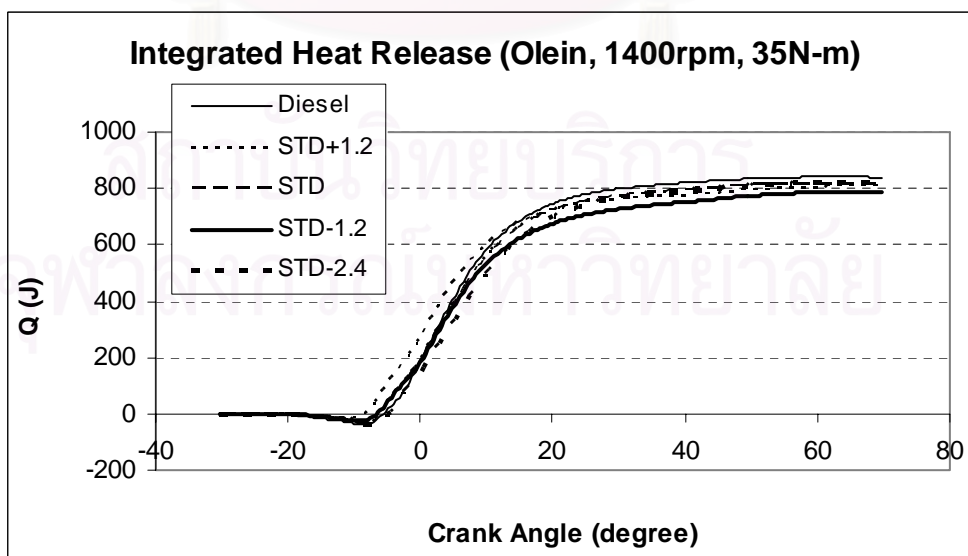
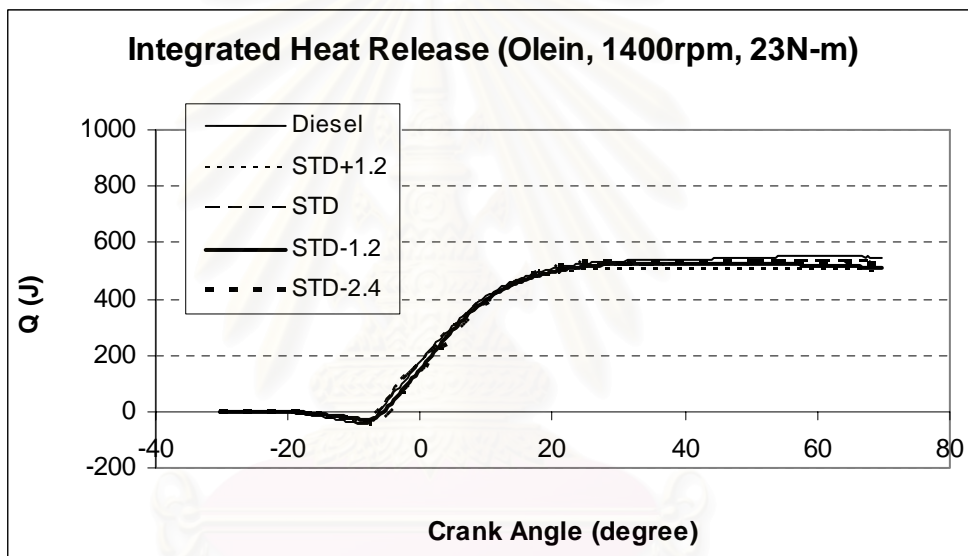
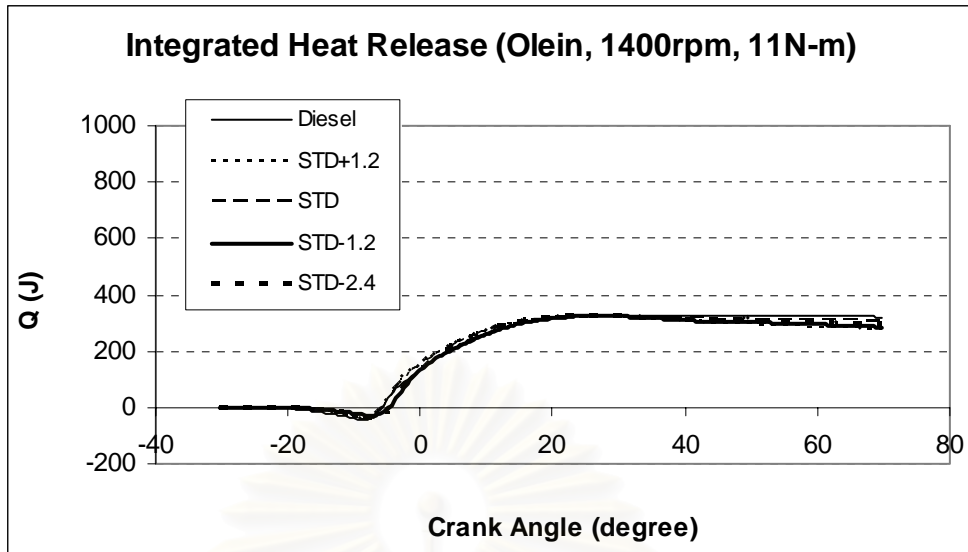
รูปที่ 5-36 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอลลีน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



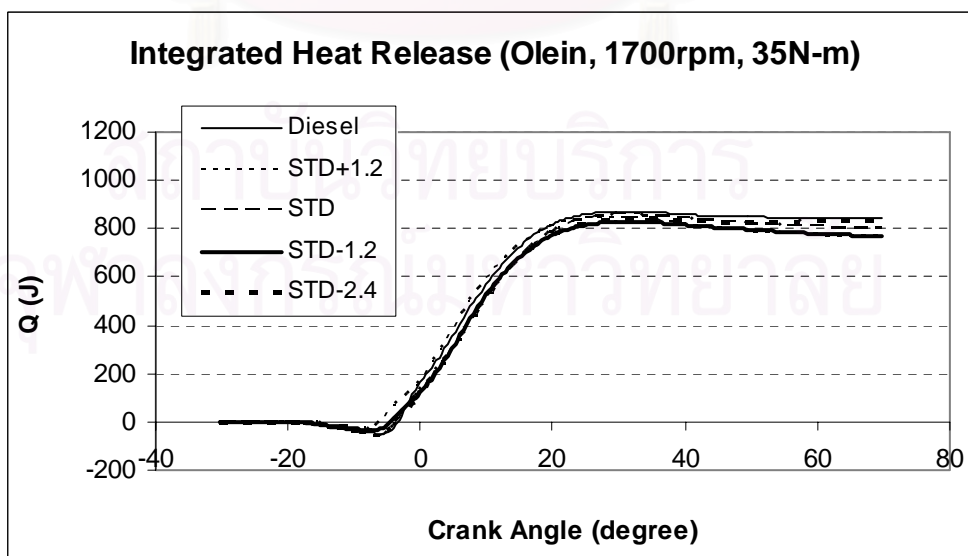
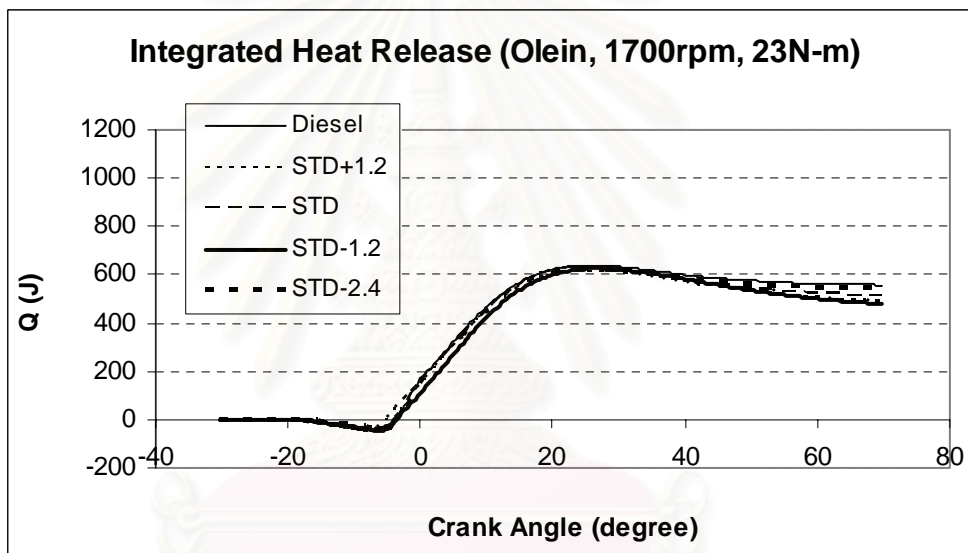
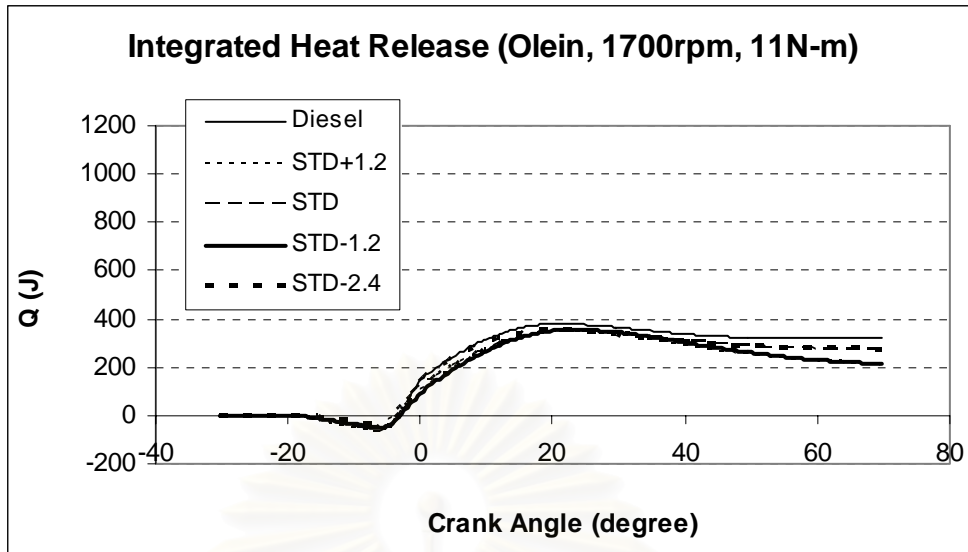
รูปที่ 5-37 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอลลีน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



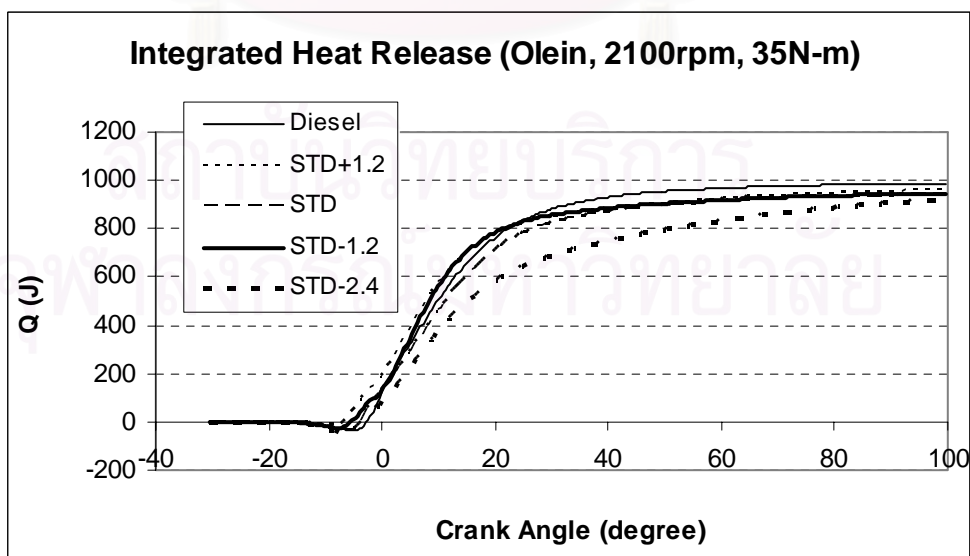
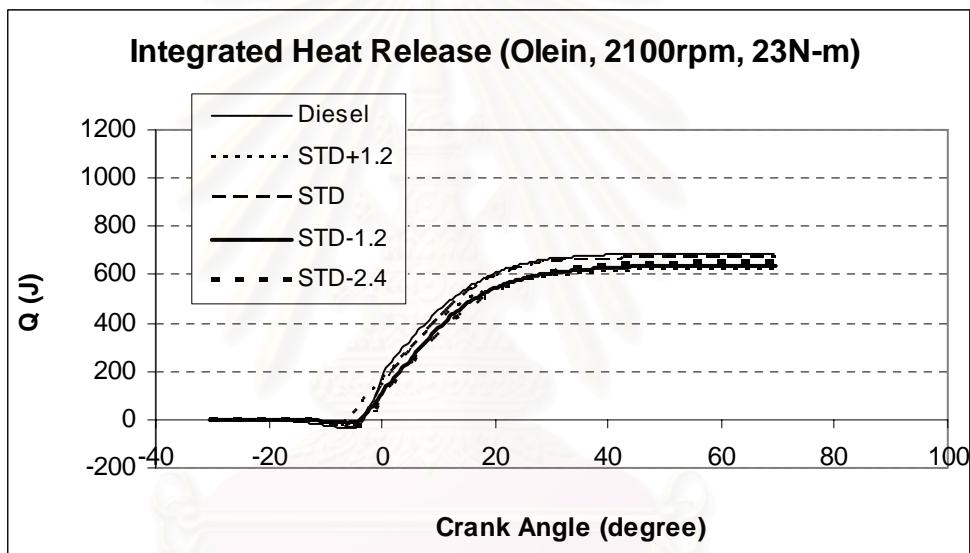
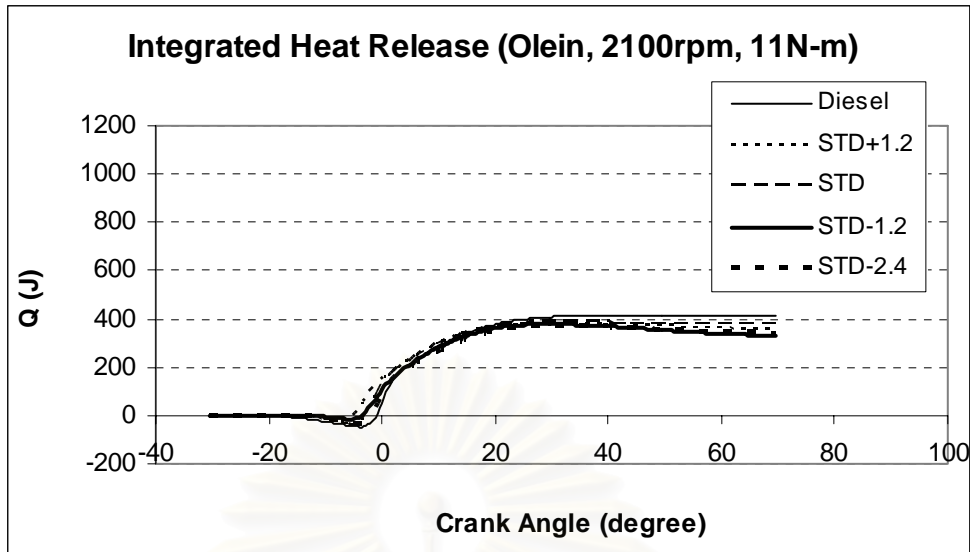
รูปที่ 5-38 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



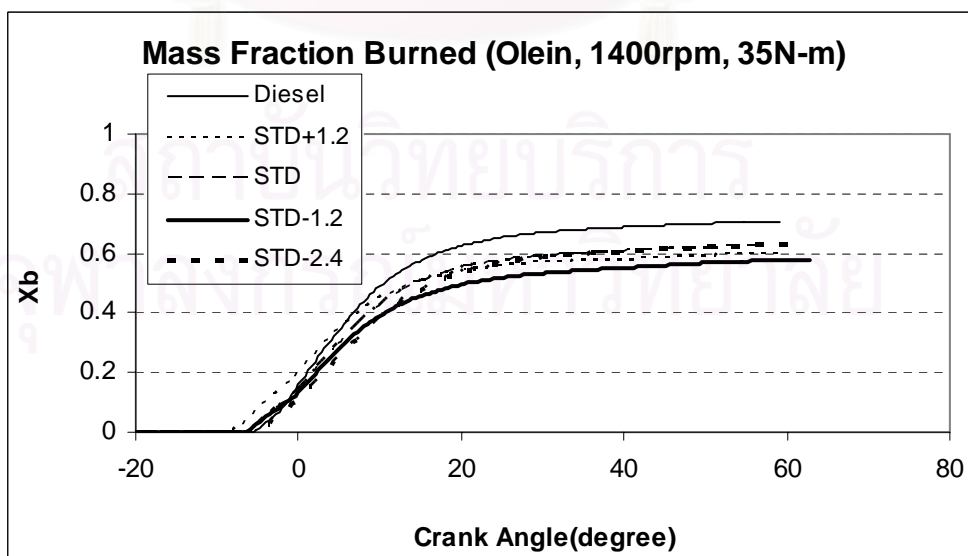
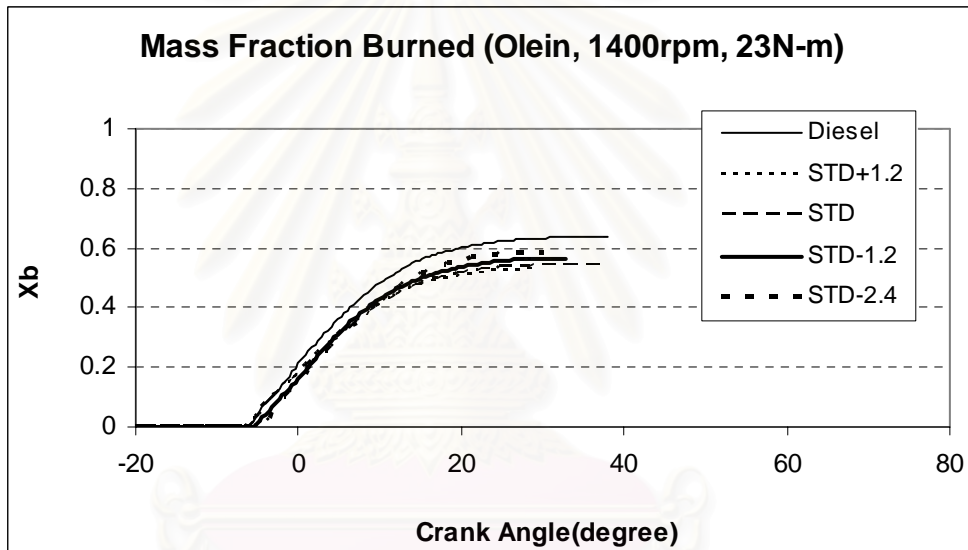
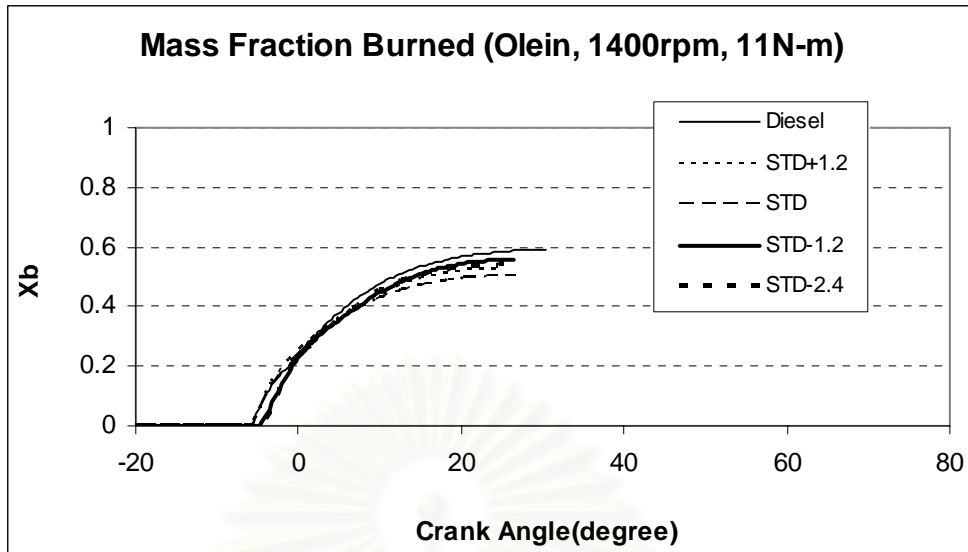
รูปที่ 5-39 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



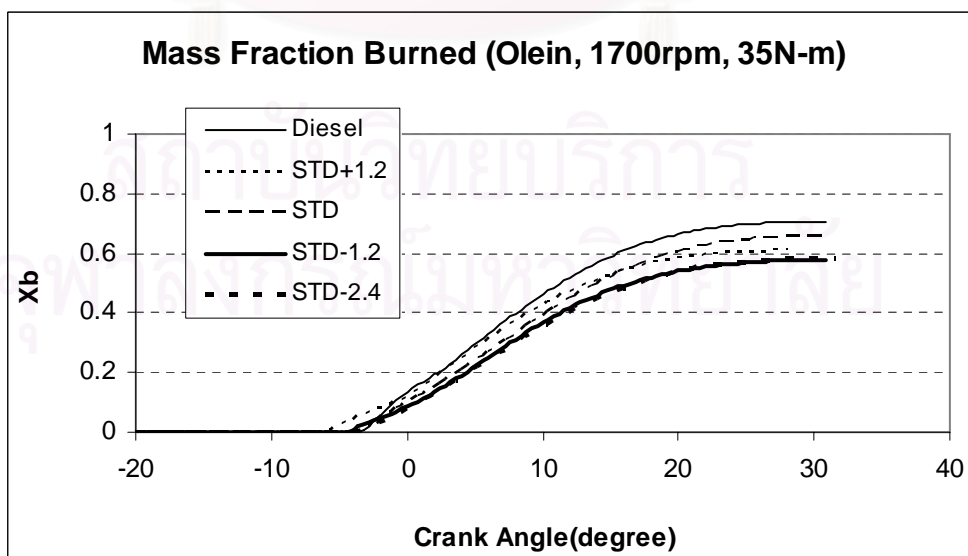
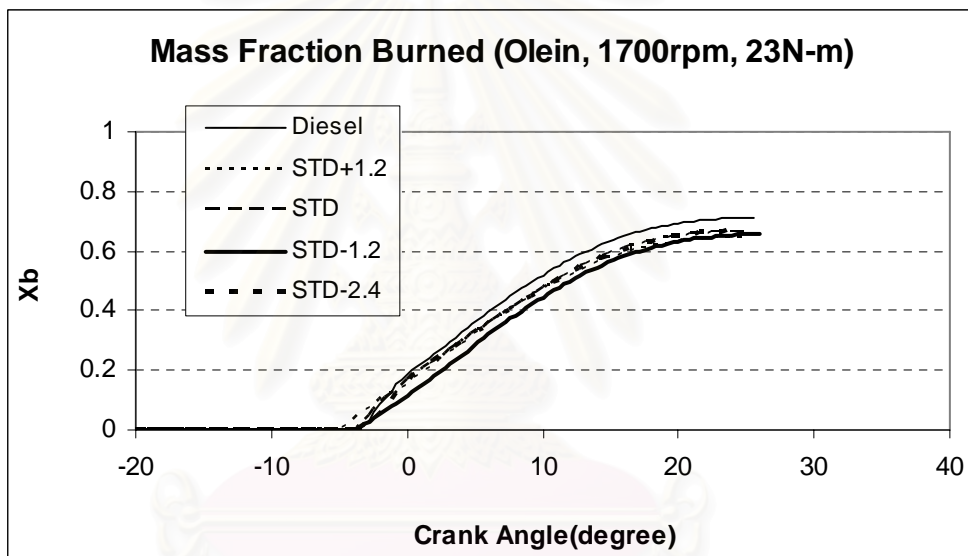
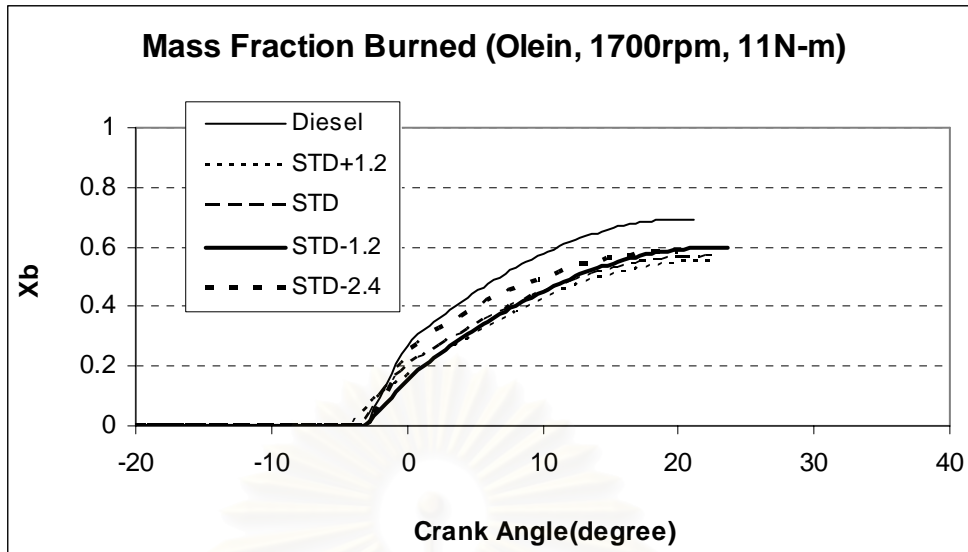
รูปที่ 5-40 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



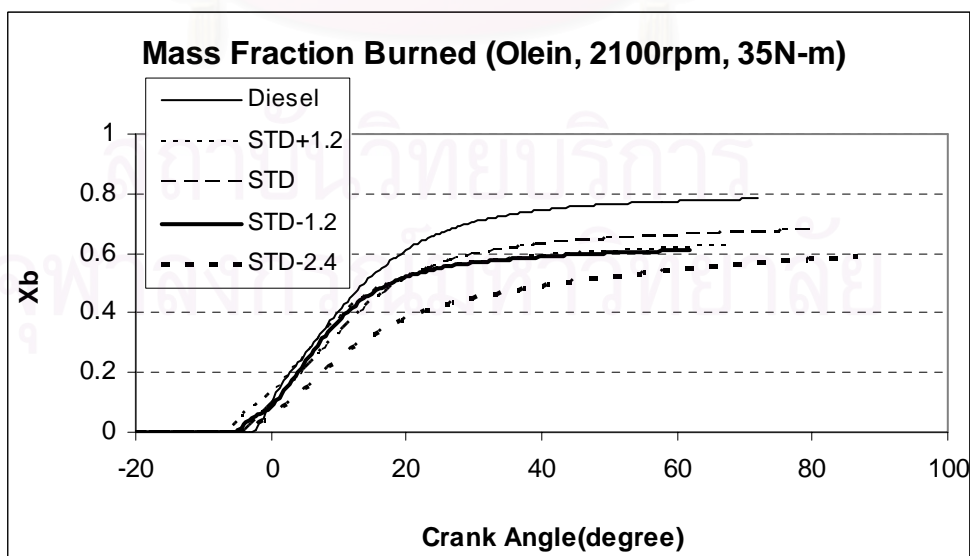
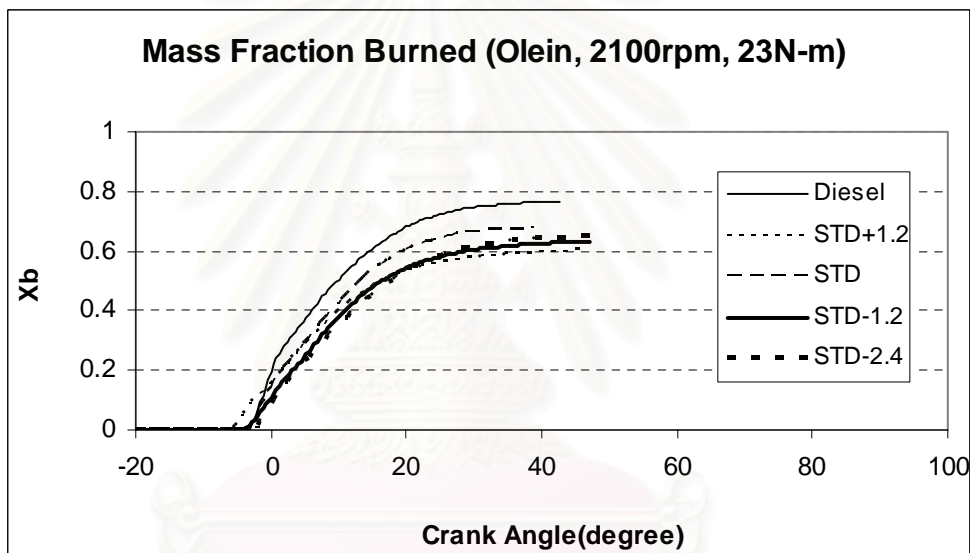
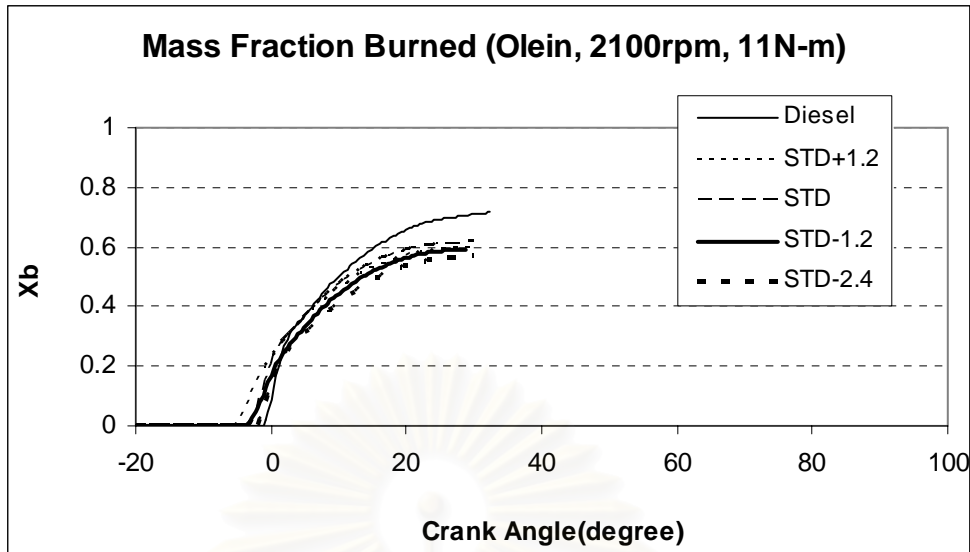
รูปที่ 5-41 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิง
ต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



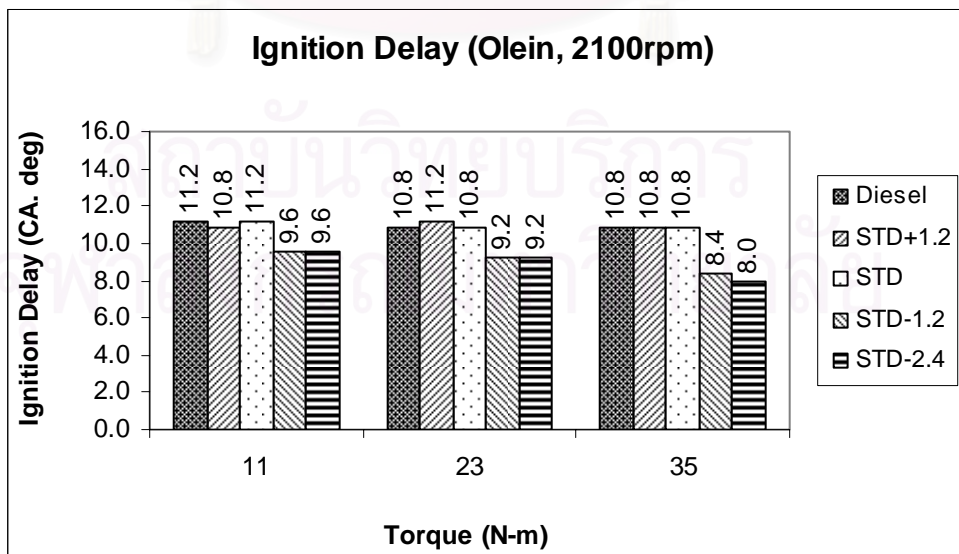
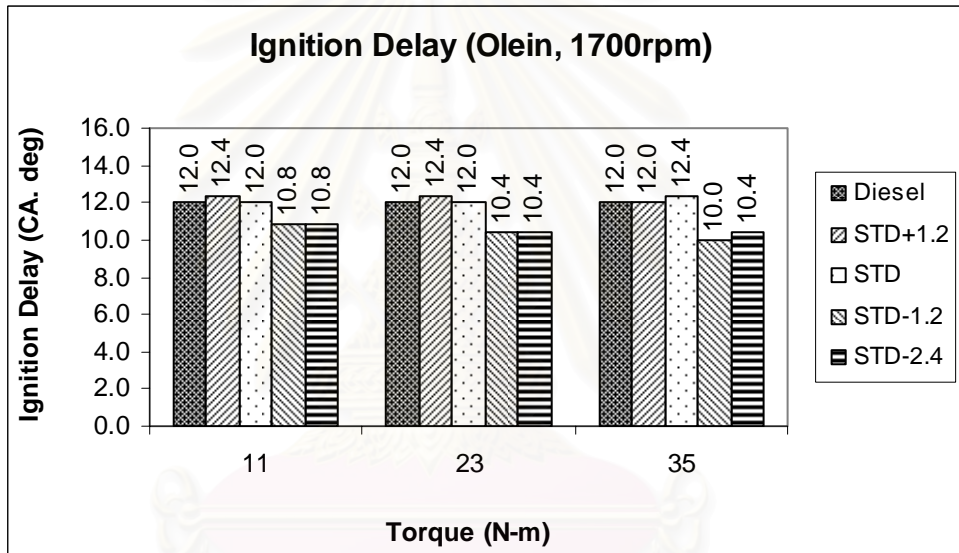
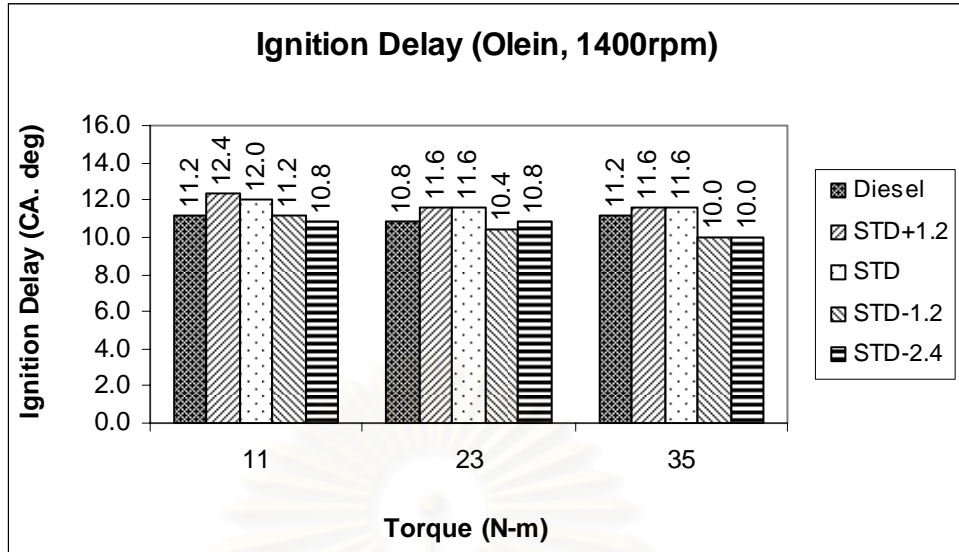
รูปที่ 5-42 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสีน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



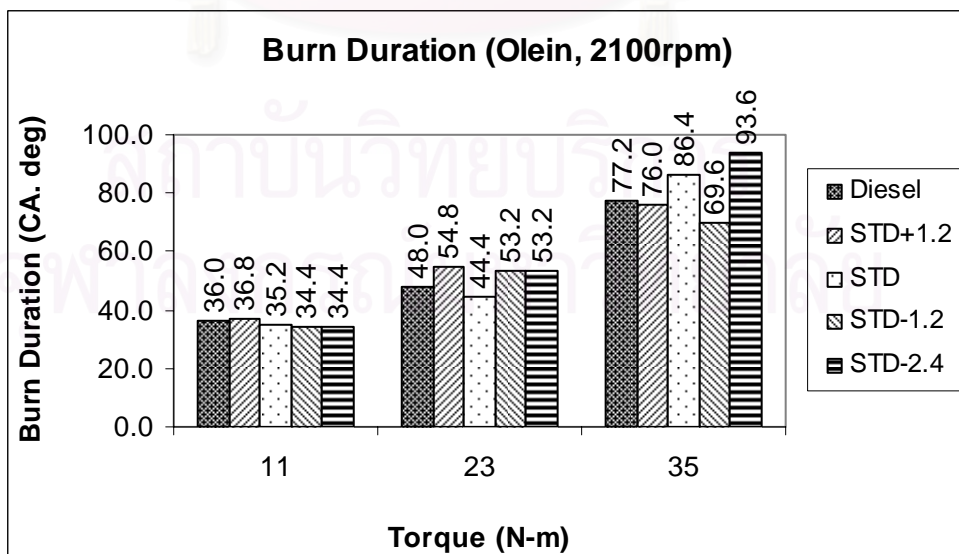
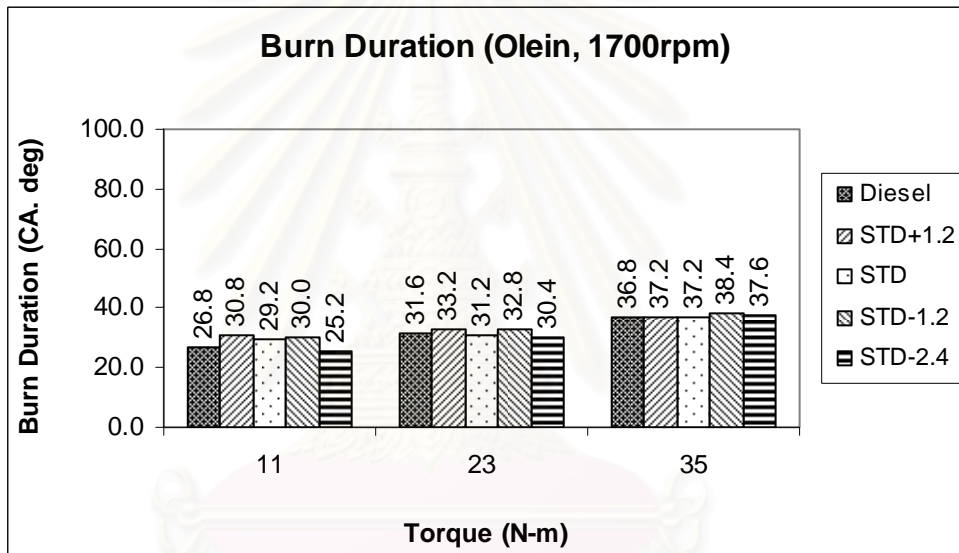
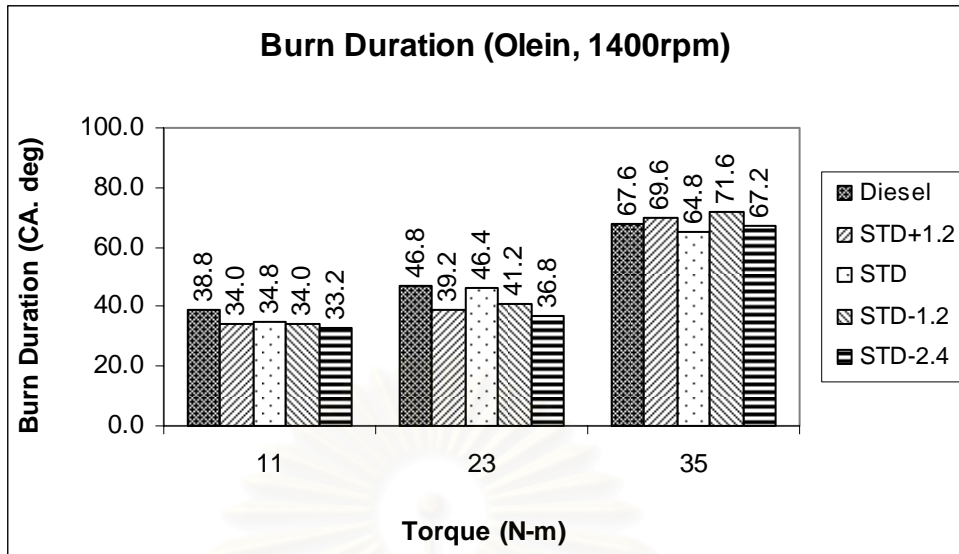
รูปที่ 5-43 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสี่อิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-44 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสีน ที่องค์การคิด
เชื้อเพลิงต่างๆ ที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-45 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด



รูปที่ 5-46 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด

5.1.5 สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโกลีนเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโกลีนเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เป็นการทดสอบเพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้

5.1.5.1 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

รูปที่ 5-47 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 11 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 381.87 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 13.96%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 23 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 284.34 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 17.32%

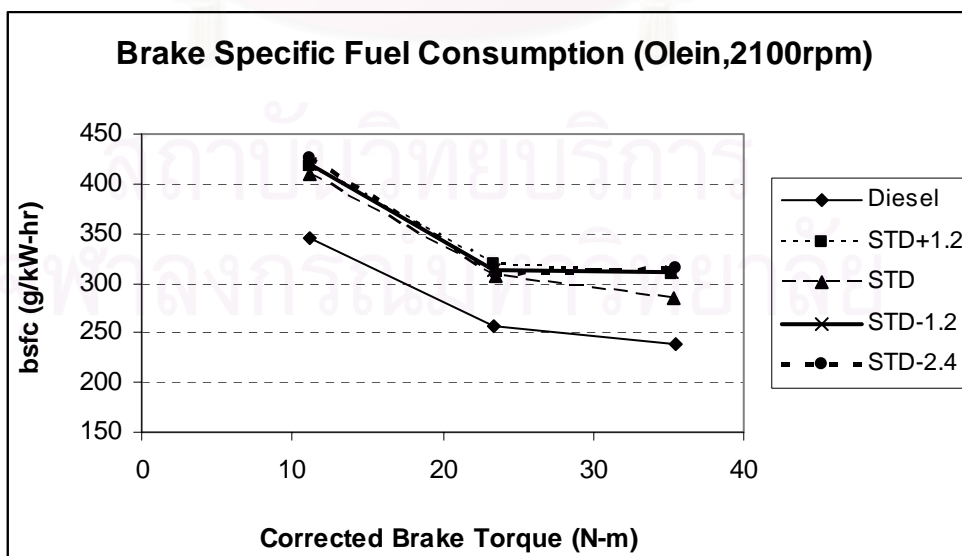
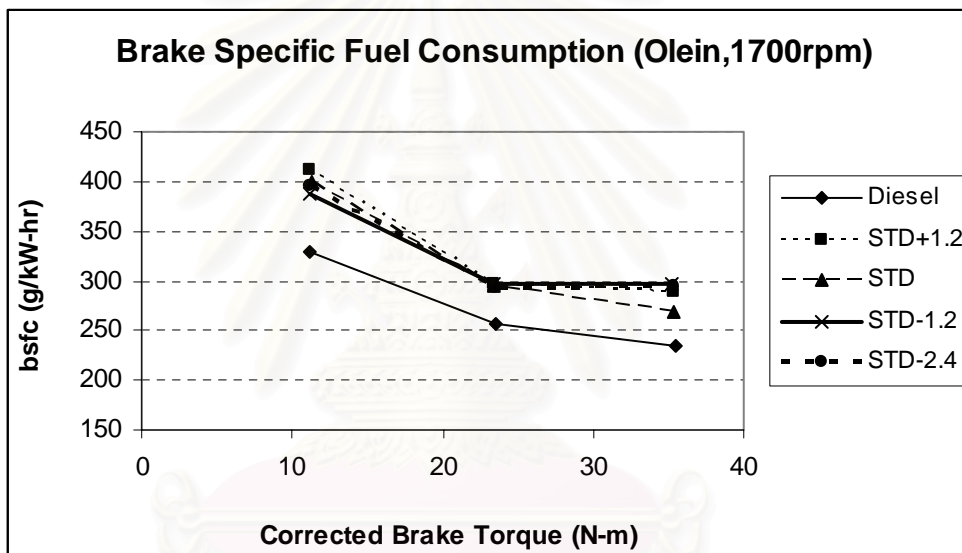
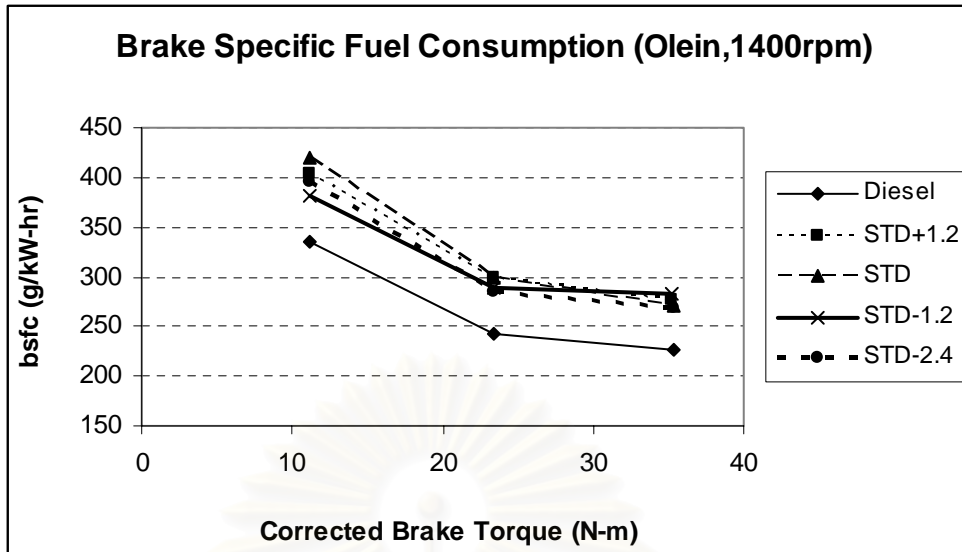
ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 35 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 269.41 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 18.53%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 11 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 388.07 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 17.76%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 23 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 293.68 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 14.03%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 35 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 269.49 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 14.94%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 11 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 409.39 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 18.36%



รูปที่ 5-47 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 23 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 306.41 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 19.23%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 35 N-m ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าต่ำสุด เท่ากับ 285.18 g/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 20.00%

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่า ถ้าแรงบิดเพิ่มขึ้น จะมีอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะต่ำลง

5.1.5.2 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

รูปที่ 5-48 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ โดยมีแนวโน้มเป็นไปตามอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 11 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 24.03% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 4.94%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 23 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 32.27% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 7.66%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 35 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 34.06% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 8.60%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 11 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 23.65% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 8.01%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 23 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 31.25% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 4.99%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 35 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 34.05% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 5.75%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 11 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 22.42% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 8.47%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 23 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 29.95% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 9.14%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 35 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน มีค่าสูงสุด เท่ากับ 32.18% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลคิดเป็น 9.72%

5.1.5.3 อุณหภูมิไอเสีย

เมื่อพิจารณารูปที่ 5-49 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าอุณหภูมิไอเสียที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบ มีค่าที่ค่อนข้างใกล้เคียงกัน และยังใกล้เคียงกับอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ยกเว้นที่ภาระ 35 N-m ของทุกความเร็วรอบที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิลดลงในช่วง 30-50°C

5.1.5.4 อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น

เมื่อพิจารณารูปที่ 5-50 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำมันกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าแรงบิดเบรกสูงขึ้น และรอบการทำงานสูงขึ้น อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบมีค่าใกล้เคียงกัน มีความแตกต่างกันไม่เกิน 3°C และแตกต่างจากเชื้อเพลิงดีเซลไม่เกิน 3.5%

5.1.5.5 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

เมื่อพิจารณารูปที่ 5-51 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบมีค่าใกล้เคียงกัน มีความแตกต่างกันไม่เกิน 3.1°C และสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลไม่เกิน 6.3%

5.1.5.6 ค่าควันท้า

เมื่อพิจารณา รูปที่ 5-52 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าควันท้ากับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าค่าควันท้าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ในแต่ละจุดทดสอบมีค่าไม่เกิน 0.7 BSN มีค่าที่ใกล้เคียงกันโดยแตกต่างกันไม่เกิน 0.22 BSN

5.1.6 การพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม เมื่อน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง

จากผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ เมื่อน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะถูกนำมาใช้ในการพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม เพื่อนำผลที่ได้ไปทดสอบสมรรถนะตลอดช่วงใช้งานต่อไป

การเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม จะใช้วิธีการเปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่กำหนดขึ้นมาใหม่ ได้แก่ $\sum(f \cdot \eta_f)$ และ $\sum(f \cdot sfc)$ โดยที่ f คือ ความถี่จากการทดสอบหรือใช้งานตามมาตรฐานการทดสอบ ESC, η_f คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก และ sfc คือ อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ

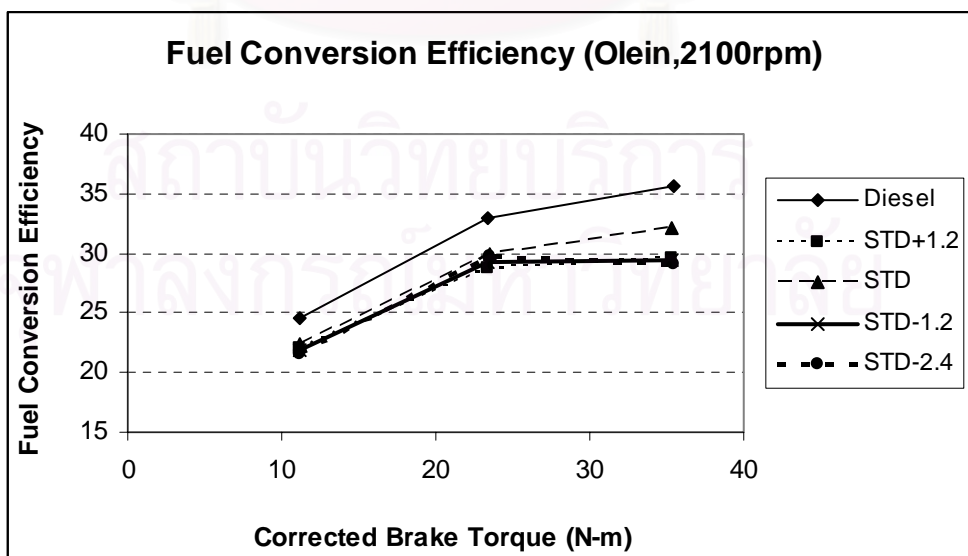
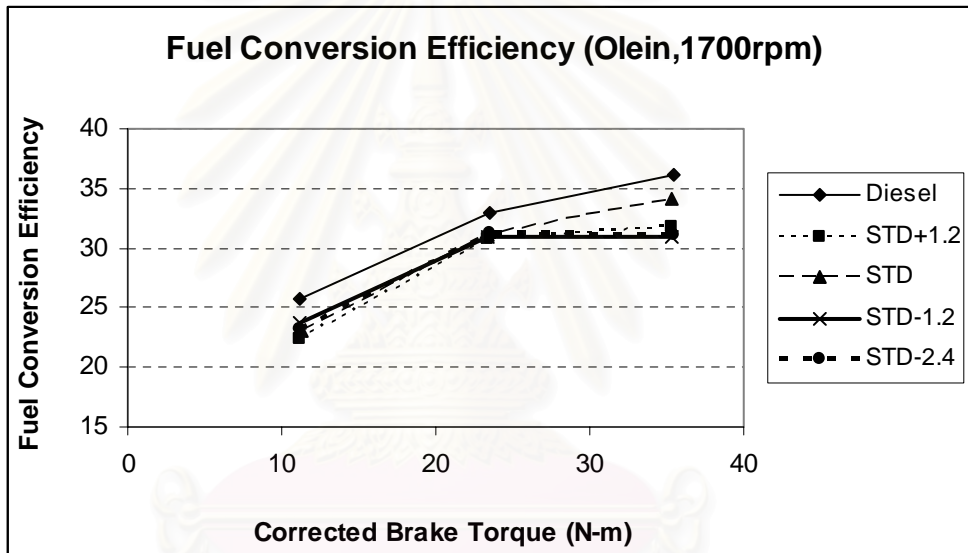
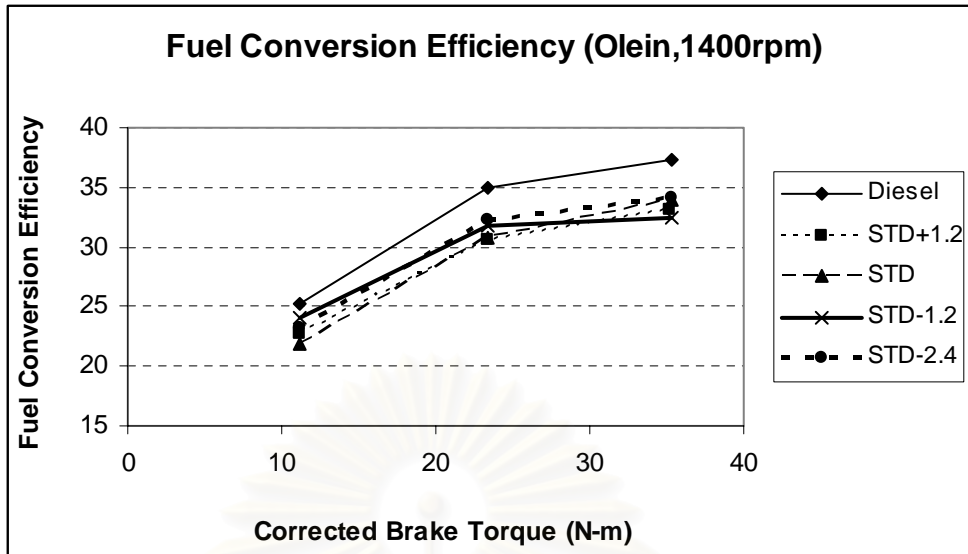
ถ้าองศาการฉีดเชื้อเพลิงใดมีค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$ สูงสุด และ $\sum(f \cdot sfc)$ ต่ำสุด ถือว่าเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด

5.1.6.1 พิจารณาค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$

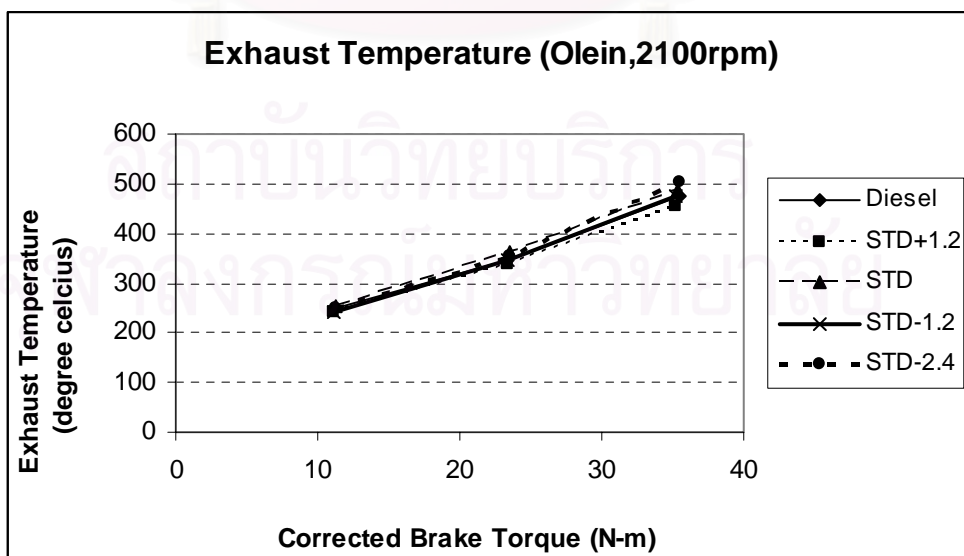
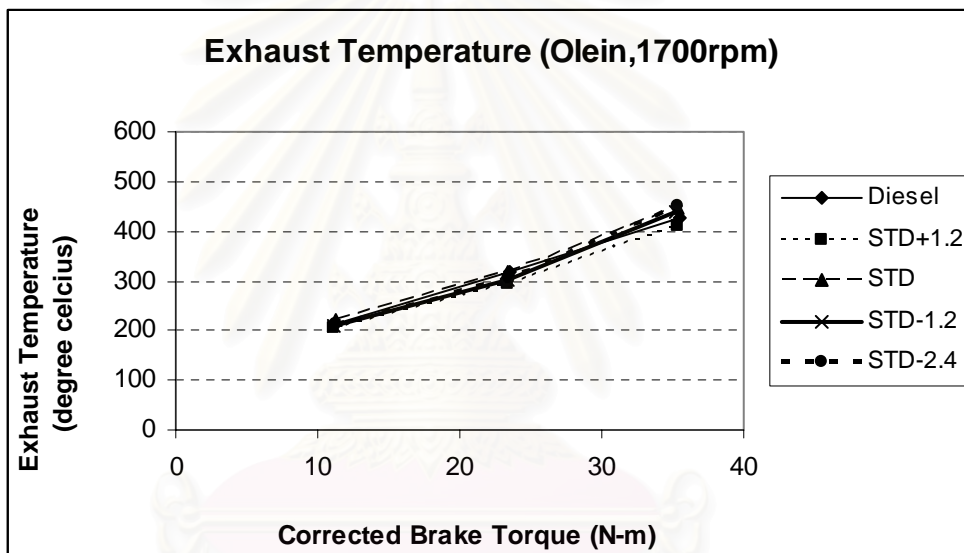
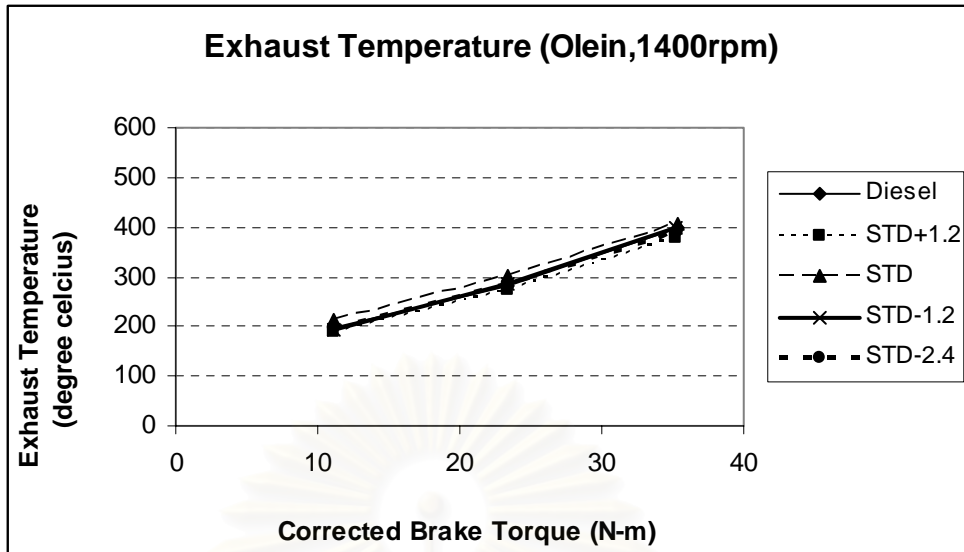
จากตารางที่ 5-17 พบว่า ค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าสูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ 17.37% รองลงมาคือ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง, ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง และที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ตามลำดับ

5.1.6.2 พิจารณาค่า $\sum(f \cdot sfc)$

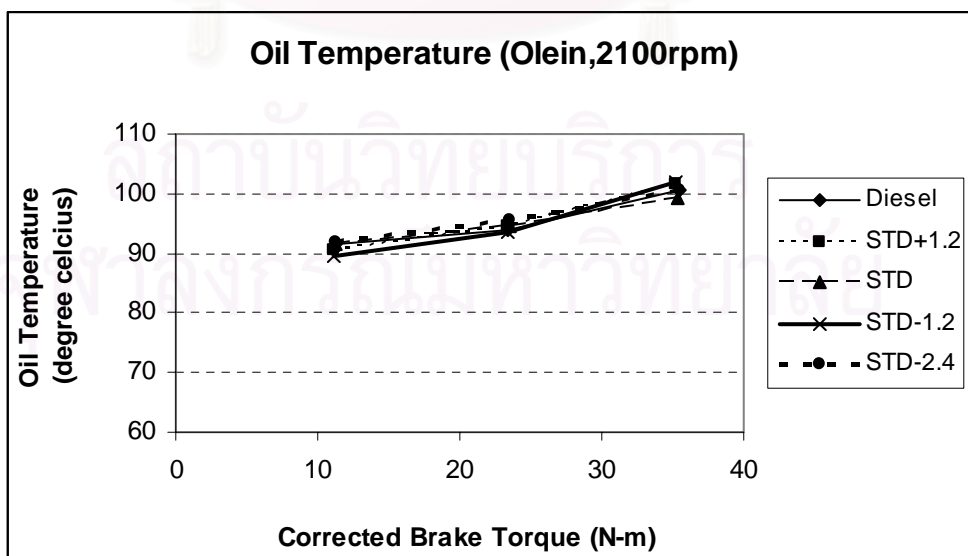
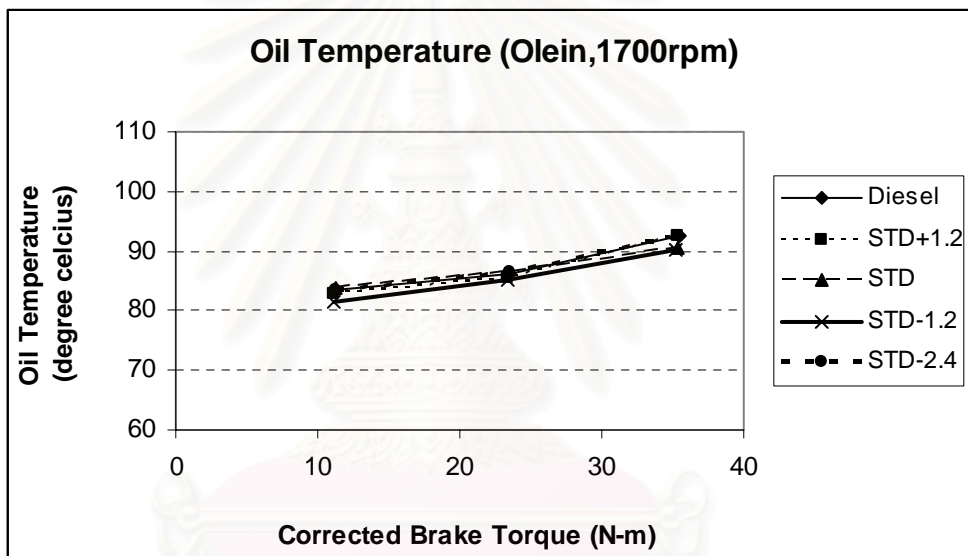
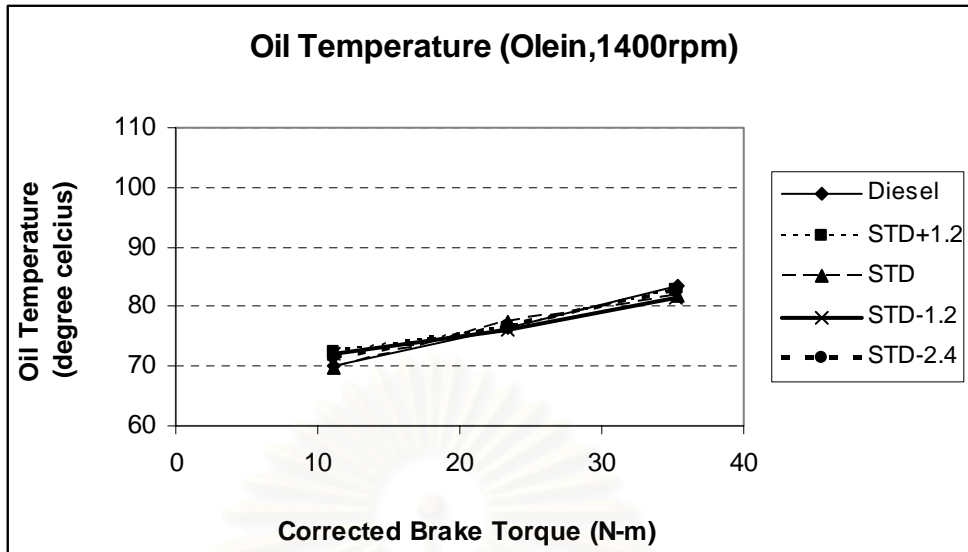
จากตารางที่ 5-18 พบว่า ค่า $\sum(f \cdot sfc)$ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าต่ำสุด โดยมีค่าเท่ากับ 195.82 g/kW-hr ถัดขึ้นไปคือ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง, ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง และที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ตามลำดับ



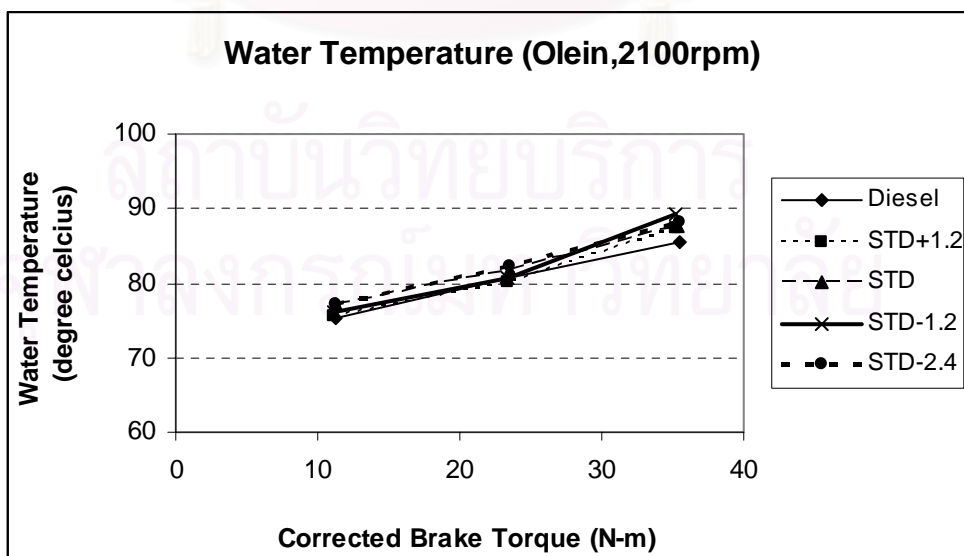
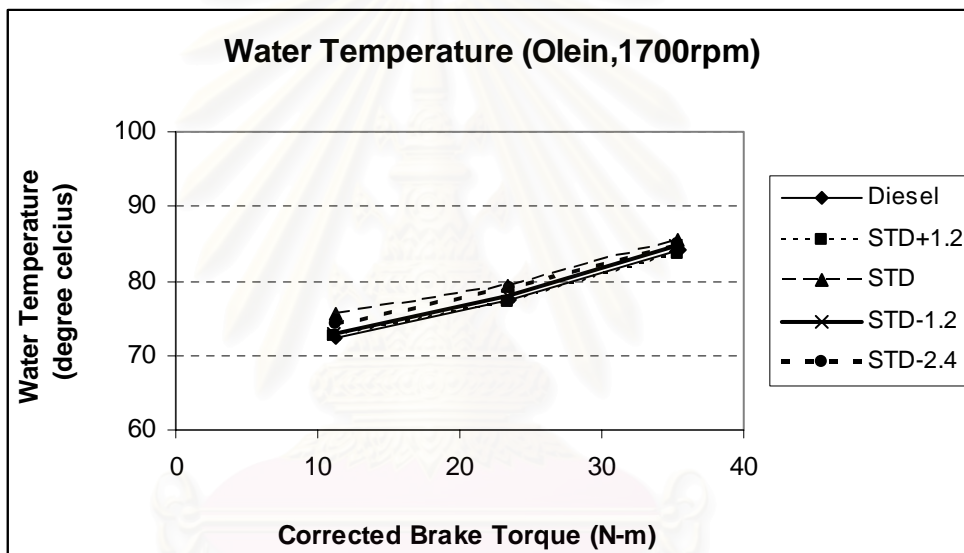
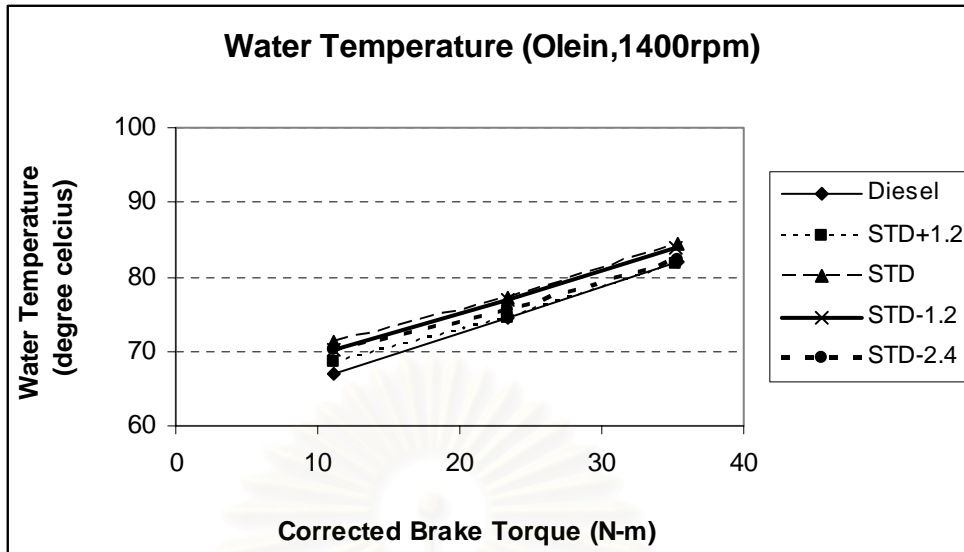
รูปที่ 5-48 แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ



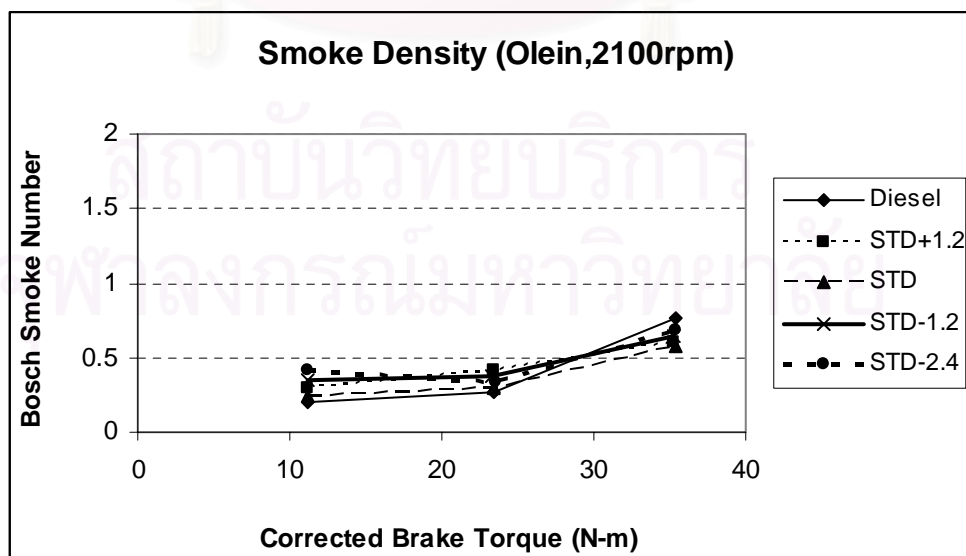
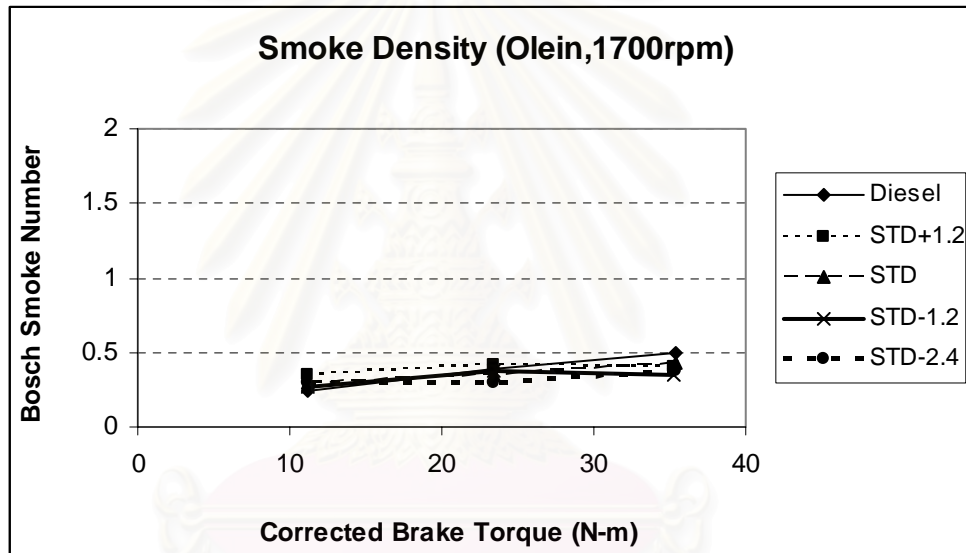
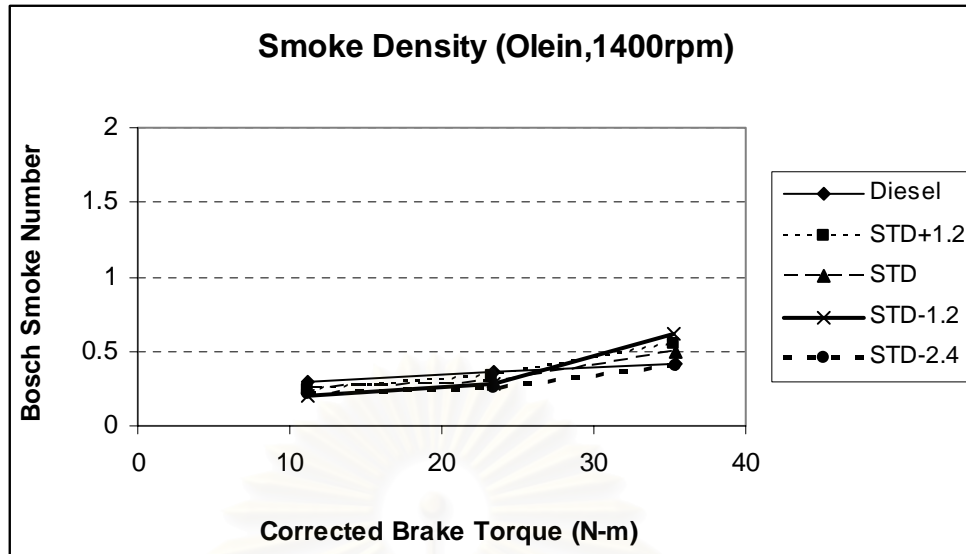
รูปที่ 5-49 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอสลิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 5-50 แสดงอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 5-51 แสดงอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ความเร็วรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของ เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 5-52 แสดงค่าควันดำที่ความเร็รรอบ 1400 1700 และ 2100 rpm ตามลำดับ ของเครื่องยนต์
ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

ตารางที่ 5-17 แสดงประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกเมื่อใช้น้ำมันปาล์มโกลีนเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ESC Frequency (f)	Olein Efficiency (η_f)				$f \cdot \eta_f$				
			STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	
rpm	N-m		%	%	%	%	%	%	%	%	
1400	11	0.05	22.73	21.90	24.03	23.22	1.14	1.10	1.20	1.16	
	23	0.05	30.62	30.75	31.73	32.27	1.53	1.54	1.59	1.61	
	35	0.05	33.07	33.91	32.52	34.06	1.65	1.70	1.63	1.70	
1700	11	0.1	22.32	23.01	23.65	23.24	2.23	2.30	2.36	2.32	
	23	0.1	30.85	31.07	30.88	31.25	3.09	3.11	3.09	3.12	
	35	0.1	31.85	34.05	30.93	31.07	3.19	3.41	3.09	3.11	
2100	11	0.05	21.97	22.42	21.88	21.59	1.10	1.12	1.09	1.08	
	23	0.05	28.68	29.95	29.22	29.71	1.43	1.50	1.46	1.49	
	35	0.05	29.65	32.18	29.44	29.14	1.48	1.61	1.47	1.46	
							sum	16.84	17.37	16.99	17.06

ตารางที่ 5-18 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเมื่อใช้น้ำมันปาล์มโกลีนเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ESC Frequency (f)	Olein sfc				$\sum(f \cdot sfc)$				
			STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	STD +1.2	STD	STD -1.2	STD -2.4	
rpm	N-m		g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	
1400	11	0.05	403.80	419.01	381.87	395.25	20.19	20.95	19.09	19.76	
	23	0.05	299.66	298.47	289.25	284.34	14.98	14.92	14.46	14.22	
	35	0.05	277.52	270.66	282.20	269.41	13.88	13.53	14.11	13.47	
1700	11	0.1	411.12	398.76	388.07	394.85	41.11	39.88	38.81	39.48	
	23	0.1	297.42	295.37	297.21	293.68	29.74	29.54	29.72	29.37	
	35	0.1	288.11	269.49	296.65	295.37	28.81	26.95	29.66	29.54	
2100	11	0.05	417.64	409.39	419.45	425.13	20.88	20.47	20.97	21.26	
	23	0.05	319.96	306.41	314.08	308.83	16.00	15.32	15.70	15.44	
	35	0.05	309.49	285.18	311.68	314.94	15.47	14.26	15.58	15.75	
							sum	201.07	195.82	198.12	198.28

5.1.6.3 องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

จะเห็นว่าค่า $\sum(f \cdot \eta_f)$ มีค่าสูงสุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน และค่า $\sum(f \cdot sfc)$ มีค่าต่ำสุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเช่นกัน ดังนั้นที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน จึงเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด สำหรับเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน

5.1.7 การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอดีอิน และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

จากผลการทดสอบข้างต้น พบว่า ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุดของน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิด ดังนั้นจึงนำผลการทดสอบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของทุกเชื้อเพลิงมาเปรียบเทียบกันก่อนที่จะทำการทดสอบสมรรถนะตลอดช่วงใช้งานต่อไป โดยแสดงผลการทดสอบสมรรถนะทั้ง 9 จุดทดสอบดังแสดงในตารางที่ 5-19 ซึ่งประกอบไปด้วย การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก อุณหภูมิไอเสีย อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และค่าควันดำ

จากตารางที่ 5-19 พบว่า การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 16.78-24.78% และ 14.69-25.04% ตามลำดับ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 6.09-12.15% และ 5.54-13.36% ตามลำดับ

ตารางที่ 5-19 แสดงผลการทดสอบสมรรถนะที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน

Speed	Torque	การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก			ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก			อุณหภูมิไอเสีย		
		Diesel	CPO	Olein	Diesel	CPO	Olein	Diesel	CPO	Olein
rpm	N-m	g/kW-hr	g/kW-hr	g/kW-hr	%	%	%	°C	°C	°C
1400	11	335.08	399.92	419.01	25.28	23.22	21.90	198.3	188.7	212.1
	23	242.36	302.42	298.47	34.95	30.70	30.75	280.4	285.3	303.4
	35	227.28	270.87	270.66	37.27	34.28	33.91	398.4	400.0	408.5
1700	11	329.53	394.55	398.76	25.70	23.53	23.01	215.2	220.3	222.2
	23	257.55	302.15	295.37	32.89	30.73	31.07	318.1	302.6	318.9
	35	234.46	273.69	269.49	36.13	33.93	34.05	425.7	449.7	448.2
2100	11	345.88	419.78	409.39	24.49	22.12	22.42	250.5	245.9	253.6
	23	256.98	303.63	306.41	32.96	30.58	29.95	347.1	335.4	361.5
	35	237.65	280.96	285.18	35.64	33.05	32.18	474.8	475.2	485.7

ตารางที่ 5-19 แสดงผลการทดสอบสมรรถนะที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน (ต่อ)

Speed	Torque	อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น			อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น			ค่าควันดำ		
		Diesel	CPO	Olein	Diesel	CPO	Olein	Diesel	CPO	Olein
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	°C	°C	BSN	BSN	BSN
1400	11	70.0	72.0	69.6	67.0	71.0	71.2	0.3	0.4	0.3
	23	76.4	75.8	77.5	74.4	76.9	77.3	0.4	0.5	0.3
	35	83.6	79.9	81.7	82.0	83.5	84.4	0.4	0.8	0.5
1700	11	83.6	82.9	83.9	72.4	75.3	75.6	0.2	0.4	0.3
	23	86.2	85.0	86.6	77.5	80.0	79.2	0.4	0.6	0.4
	35	92.5	90.0	90.7	84.1	86.7	85.5	0.5	0.7	0.4
2100	11	91.4	91.1	91.4	75.4	78.4	77.2	0.2	0.5	0.2
	23	94.0	94.4	94.7	80.6	84.1	81.7	0.3	0.6	0.3
	35	100.7	99.5	99.1	85.6	89.2	87.6	0.8	0.8	0.6

อุณหภูมิไอเสียของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินสูงกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วงไม่เกิน 25°C อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นและน้ำหล่อเย็นของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีค่าใกล้เคียงกัน แตกต่างกันไม่เกิน 3.7 และ 4.2°C ตามลำดับ ส่วนค่าควันดำ พบว่า น้ำมันพืชทั้งสองมีค่าสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย

5.1.7.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและความดันในห้องเผาไหม้

รูปที่ 5-53 ถึงรูปที่ 5-55 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน พบว่าโดยส่วนใหญ่เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มที่จะสร้างความดันในการฉีดต่ำกว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน

จากกราฟความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดสามารถที่จะทำนายจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (SOI) ได้ ดังนั้นจากกราฟนี้จะบอกได้ว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลต่ำกว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน เนื่องจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินมีความหนาแน่นสูงกว่า อีกทั้งยังมีคุณสมบัติด้านการยุบตัว (Compressibility) ที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

ตารางที่ 5-20 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินอยู่ในช่วงไม่เกิน 1 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ส่วนที่ความเร็วรอบ

2100 rpm เชื้อเพลิงทั้งสามมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงอยู่ที่จุดเดียวกัน ส่วนจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงไม่เห็นแนวโน้มที่ชัดเจน

ตารางที่ 5-20 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน

Speed	Torque	SOI			EOI		
		Diesel	CPO	Olein	Diesel	CPO	Olein
rpm	N-m	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA
1400	11	-19.6	-20.0	-20.0	-1.2	-4.0	-3.2
	23	-19.6	-19.6	-20.0	-0.8	-3.6	-2.0
	35	-19.6	-20.0	-20.0	2.8	-2.0	0.0
1700	11	-18.0	-18.8	-18.4	-2.0	-1.2	-1.6
	23	-18.0	-18.4	-18.4	1.2	1.2	1.2
	35	-18.0	-18.8	-18.8	6.0	0.8	3.2
2100	11	-16.4	-16.4	-16.4	-2.4	-2.0	-1.6
	23	-16.4	-16.4	-16.4	3.2	2.0	4.4
	35	-16.4	-16.4	-16.4	7.2	-1.2	6.4

รูปที่ 5-56 ถึงรูปที่ 5-58 แสดงกราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน พบว่าโดยส่วนใหญ่เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน ซึ่งเป็นไปตามแนวโน้มของกราฟความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และพบว่าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร (หาได้จากพื้นที่ใต้กราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิง) ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงกว่าน้ำมันดีเซล ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการสิ้นเปลืองที่แสดงในตารางที่ 5-19 หากพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ จะพบว่าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงทั้งสามจะเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้น และจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามแรงบิดที่เพิ่มขึ้น

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ดังแสดงในตารางที่ 5-21 พบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 15.87-24.28% และน้ำมันปาล์มโอดีอินสูงกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 14.45-24.73%

ตารางที่ 5-21 แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน

Speed	Torque	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร				
		Diesel	CPO	Olein	%ความแตกต่าง CPO เทียบกับดีเซล	%ความแตกต่าง Olein เทียบกับดีเซล
rpm	N-m	mg/cycle	mg/cycle	mg/cycle	%	%
1400	11	13.07	15.54	16.31	18.83	24.73
	23	19.83	24.65	24.34	24.28	22.71
	35	28.05	33.25	33.40	18.54	19.05
1700	11	12.89	15.35	15.65	19.08	21.42
	23	21.11	24.62	24.16	16.67	14.45
	35	29.01	33.61	33.26	15.87	14.66
2100	11	13.53	16.33	16.02	20.63	18.38
	23	20.99	24.73	25.09	17.79	19.51
	35	29.39	34.52	35.23	17.45	19.86

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์ม-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

รูปที่ 5-59 ถึงรูปที่ 5-61 และตารางที่ 5-22 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน พบว่าที่ภาระต่ำ เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินจะมีความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดสูงกว่าหรือใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล เนื่องจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินมีจุดเริ่มการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่วงหน้ามากกว่าน้ำมันดีเซล และที่ภาระสูง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากน้ำมันดีเซลมีอัตราการปล่อยความร้อนในช่วง Premixed Combustion Phase ที่สูงกว่า

การที่เชื้อเพลิงมีจุดเริ่มการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้ากว่า ส่งผลให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดต่ำกว่า เป็นเพราะว่าเชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาช้าในช่วงจังหวะอัด ซึ่งเป็นช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิและความดันสูง ทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้น เชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ในช่วงนี้จึงมีปริมาณน้อย ส่งผลให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดต่ำ

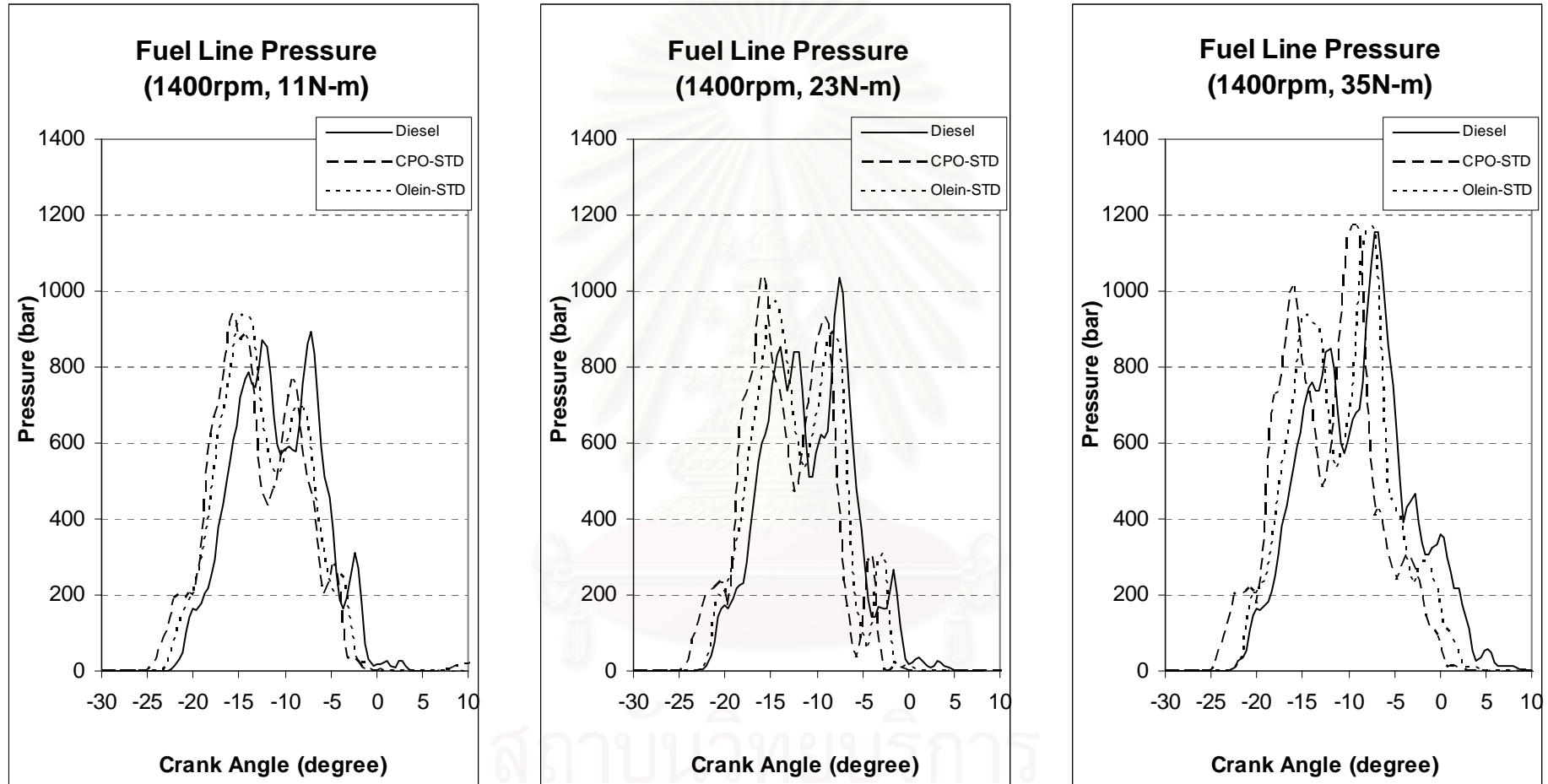
เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงทั้งสามจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 5-22 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอสี่อิน

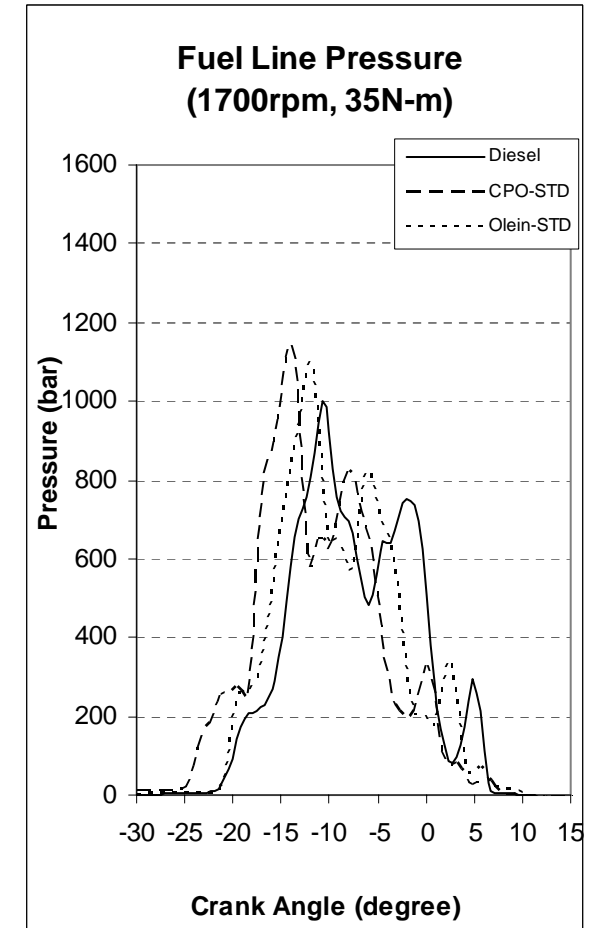
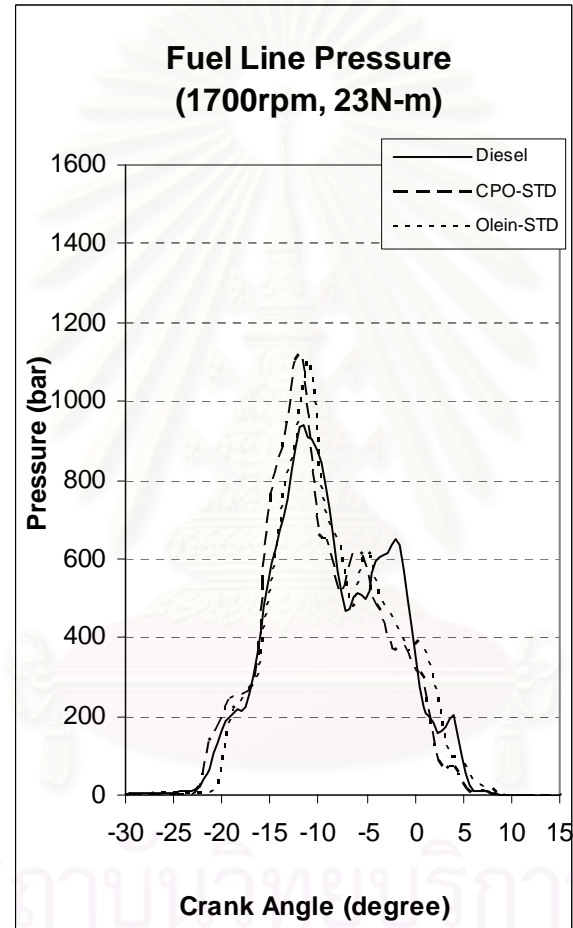
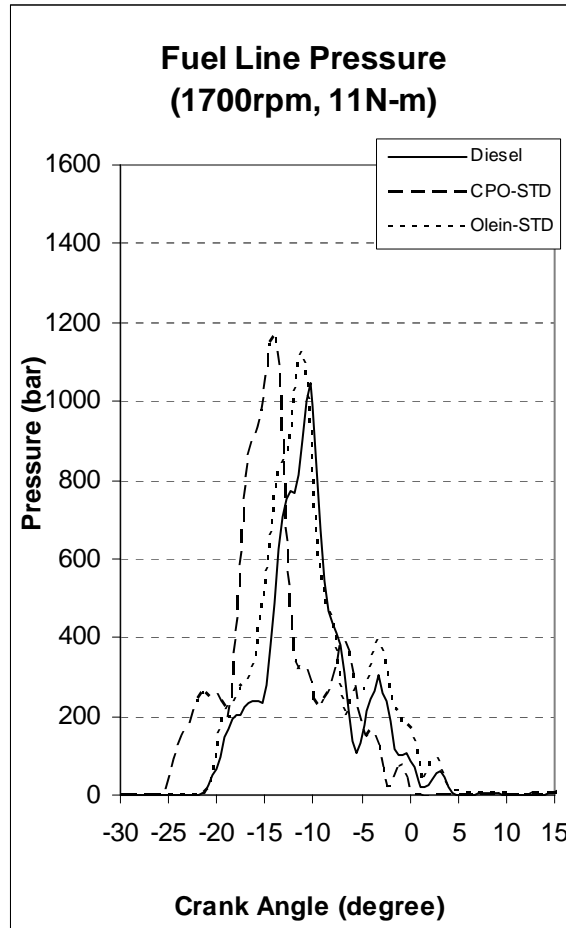
Speed	Torque	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด				
		Diesel	CPO	Olein	%ความแตกต่าง CPO เทียบกับดีเซล	%ความแตกต่าง Olein เทียบกับดีเซล
rpm	N-m	bar	bar	bar	%	%
1400	11	65.91	67.65	67.76	2.63	2.80
	23	73.13	73.92	72.41	1.08	-0.98
	35	80.22	81.24	79.33	1.27	-1.12
1700	11	67.63	68.82	68.63	1.76	1.48
	23	73.44	73.34	73.52	-0.14	0.11
	35	77.23	76.09	76.10	-1.48	-1.46
2100	11	65.02	64.95	66.16	-0.11	1.76
	23	73.29	70.16	71.20	-4.27	-2.85
	35	74.06	71.84	73.14	-3.01	-1.25

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์ม-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

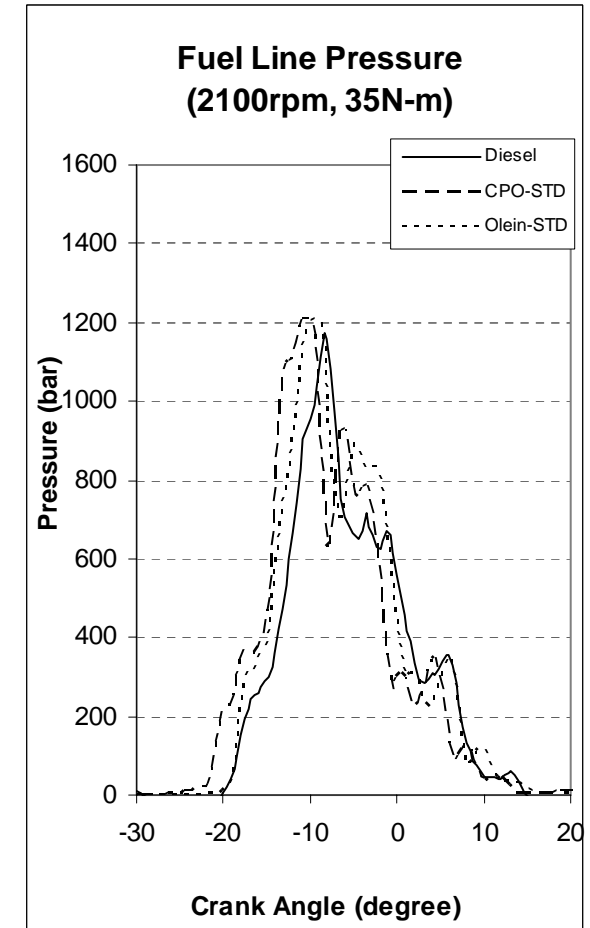
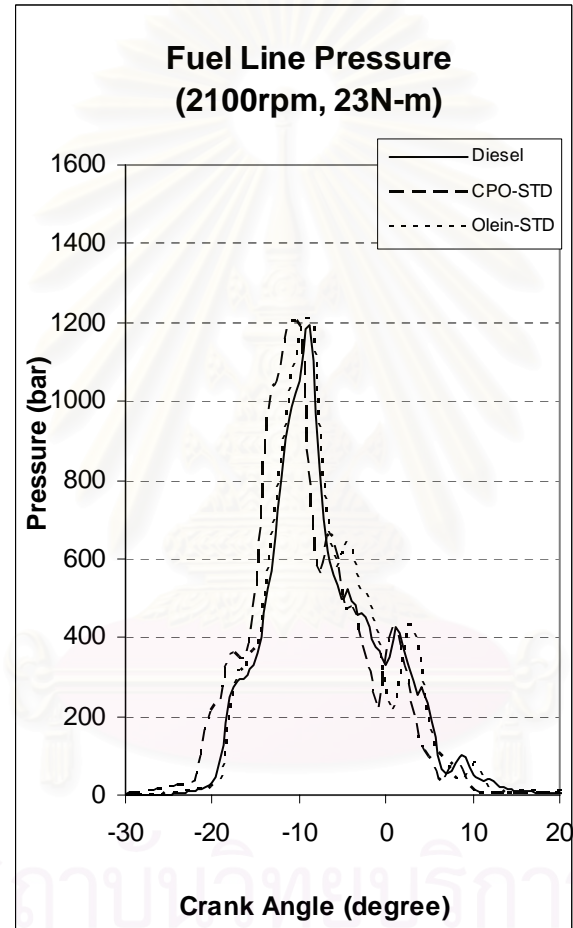
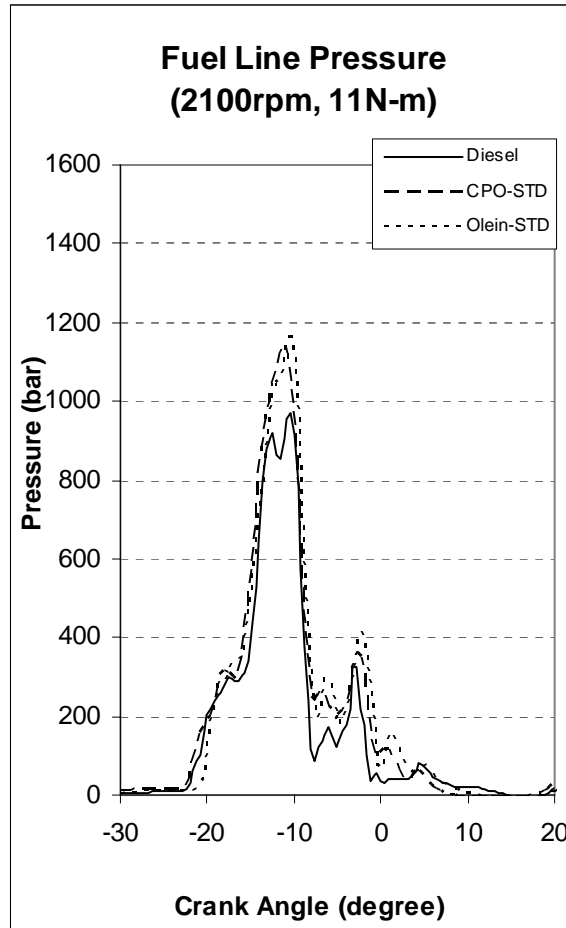
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



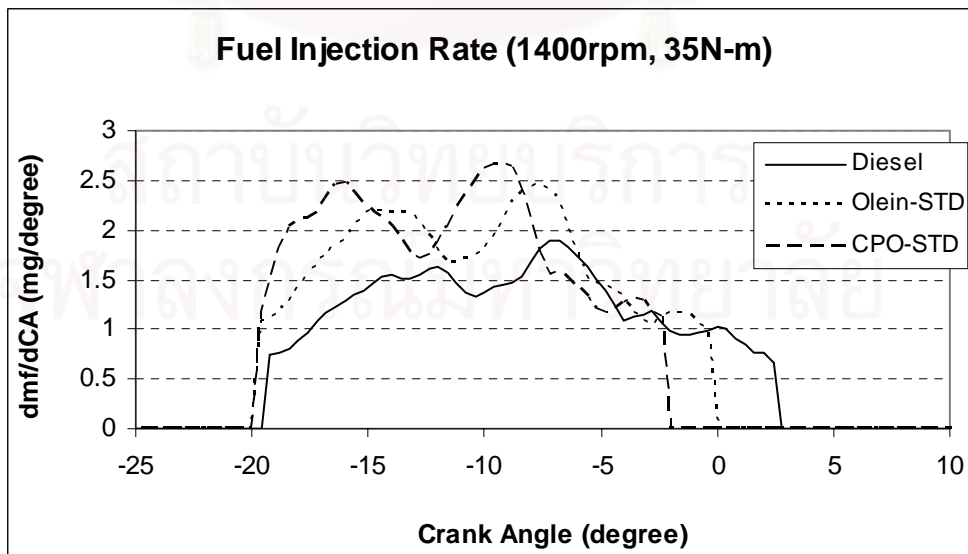
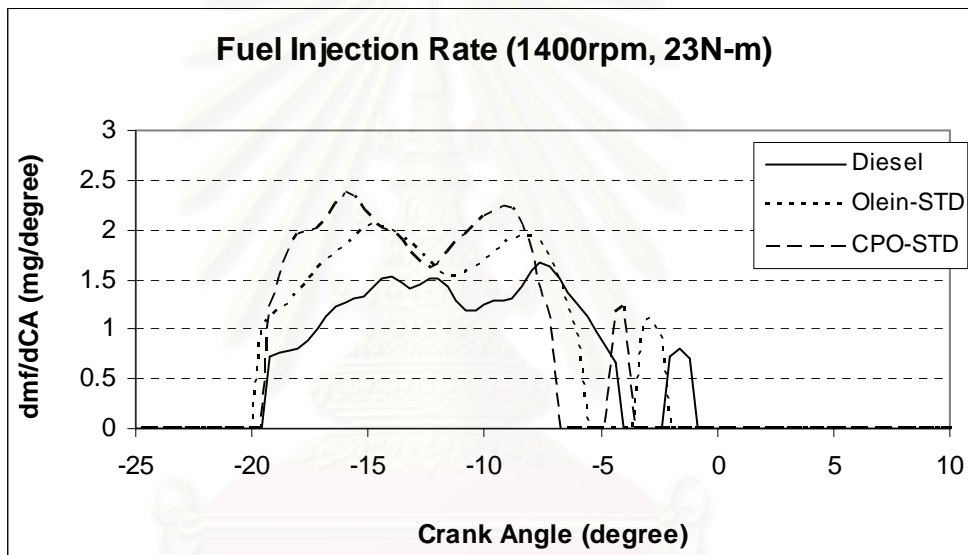
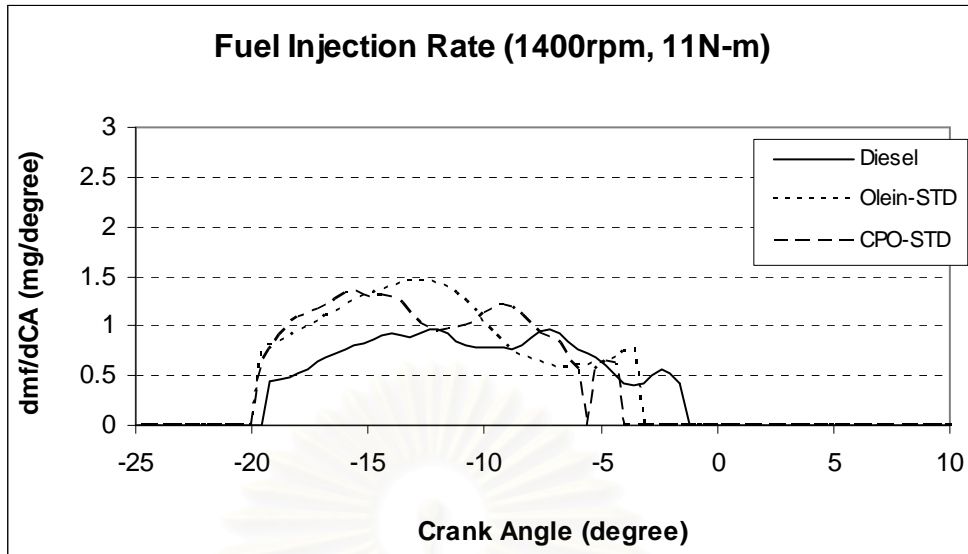
รูปที่ 5-53 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีนที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-54 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสตีอินที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ

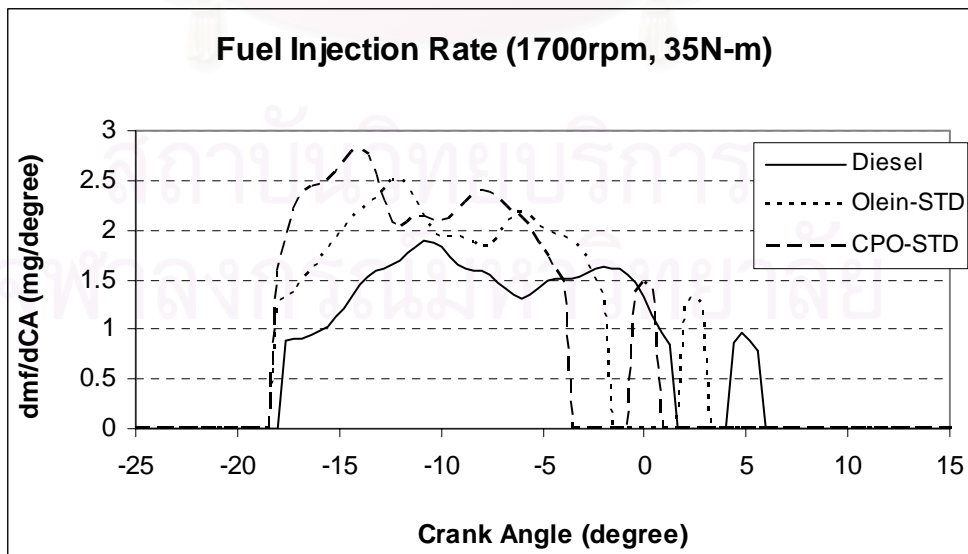
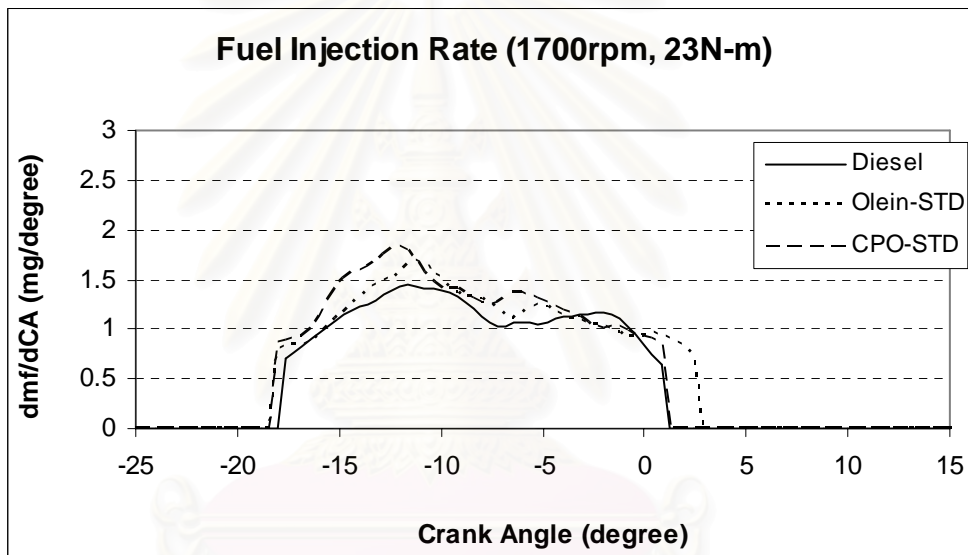
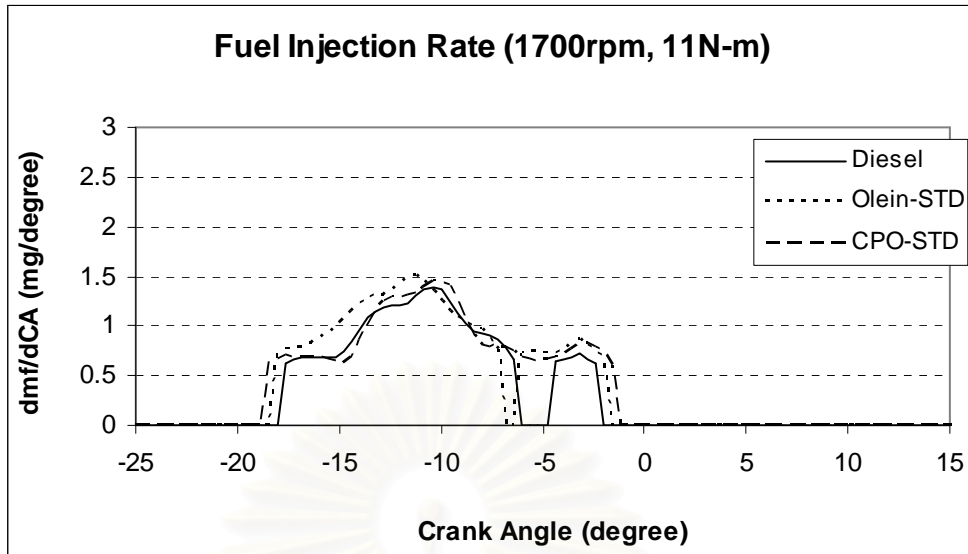


รูปที่ 5-55 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสตีอินที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



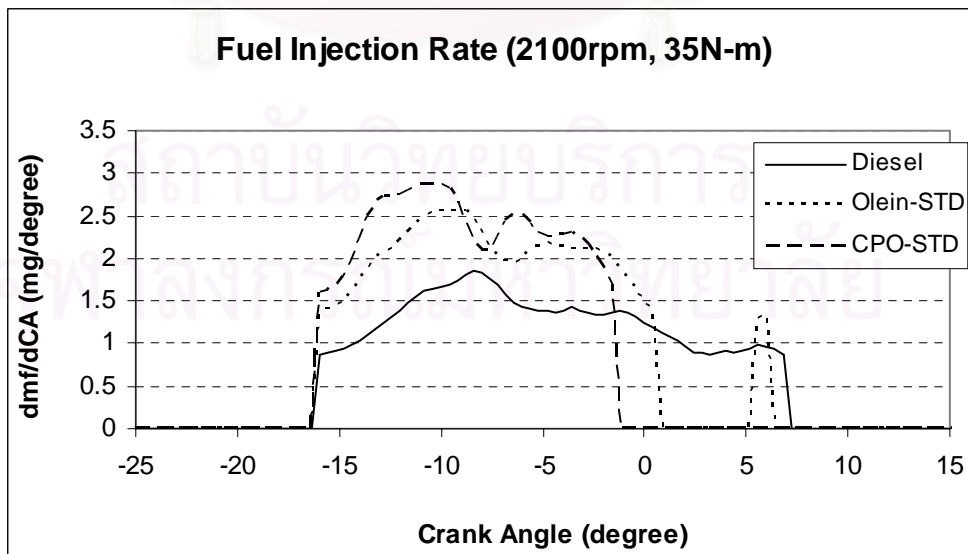
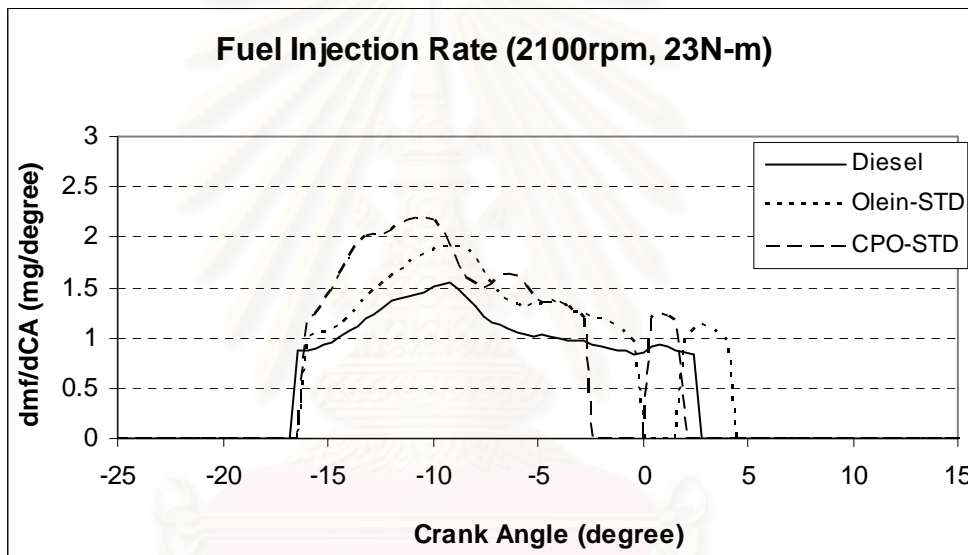
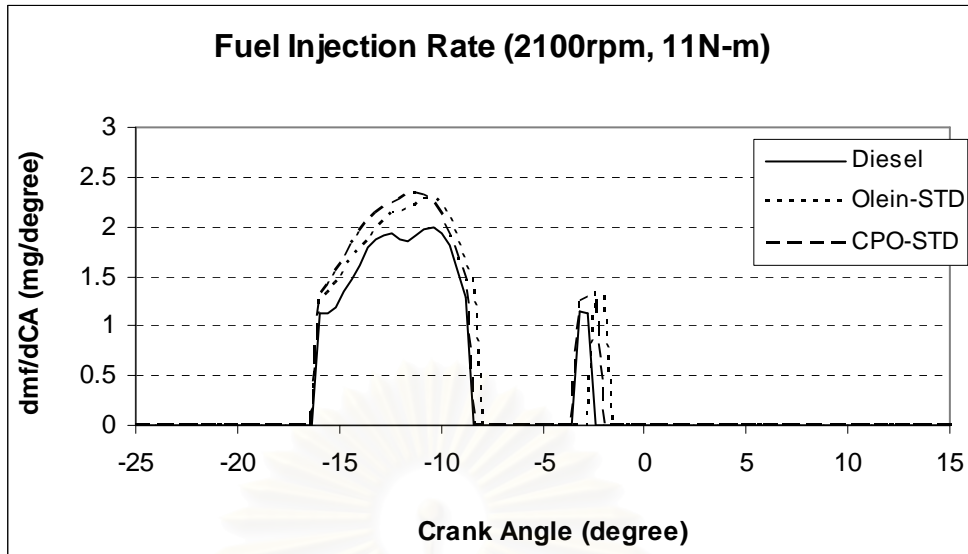
รูปที่ 5-56 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์ม

โวลีอินที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



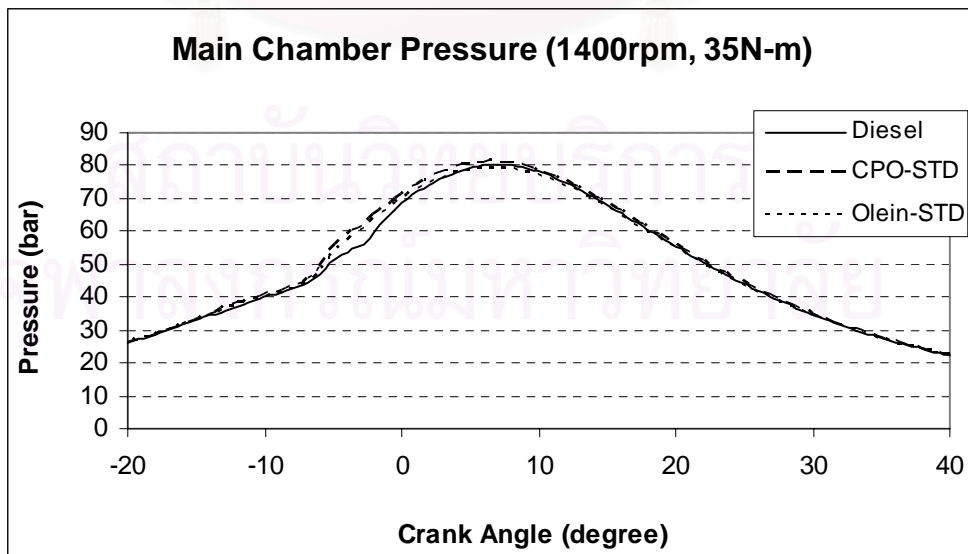
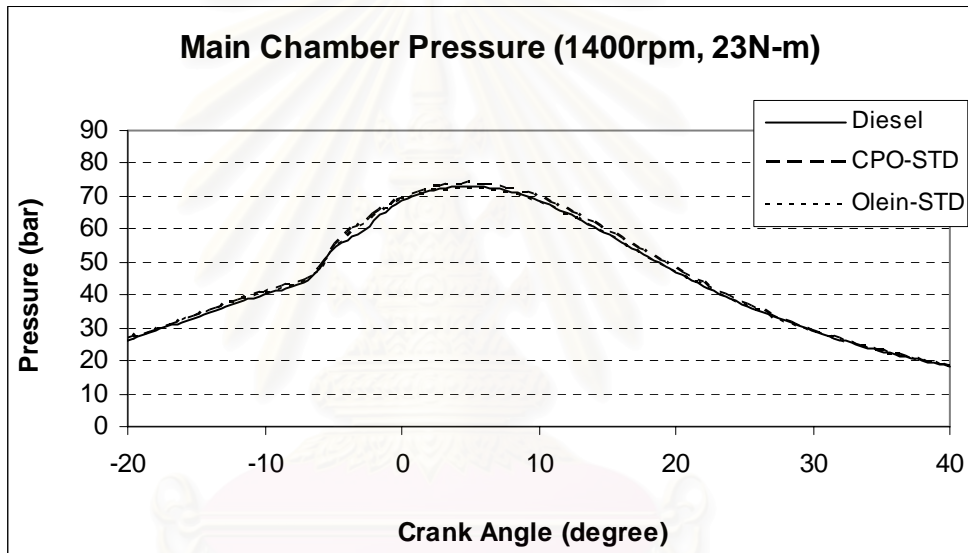
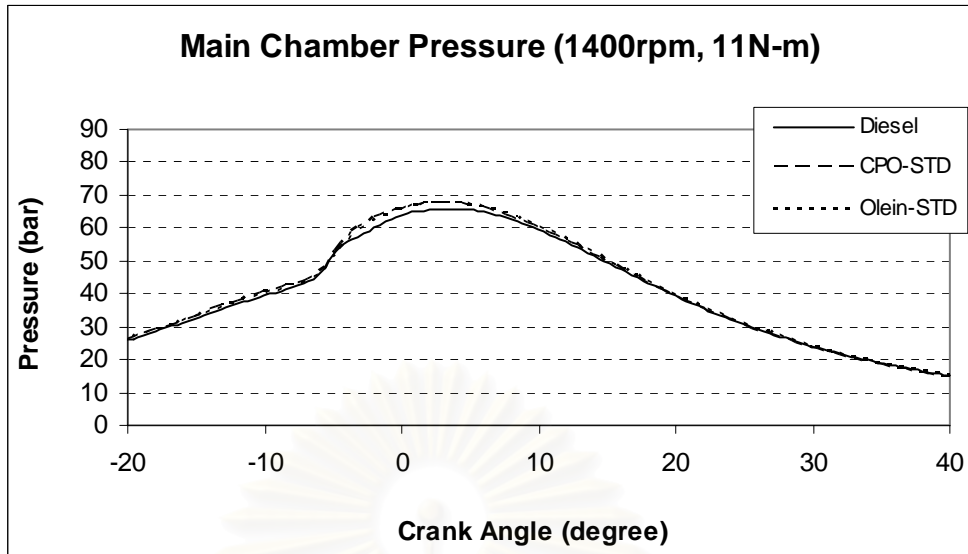
รูปที่ 5-57 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์ม

โอสี่อินที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ

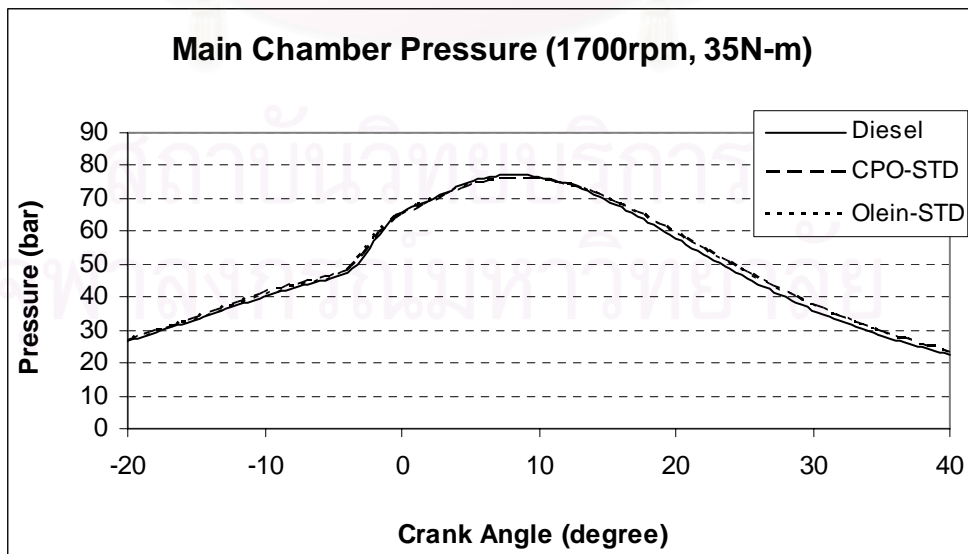
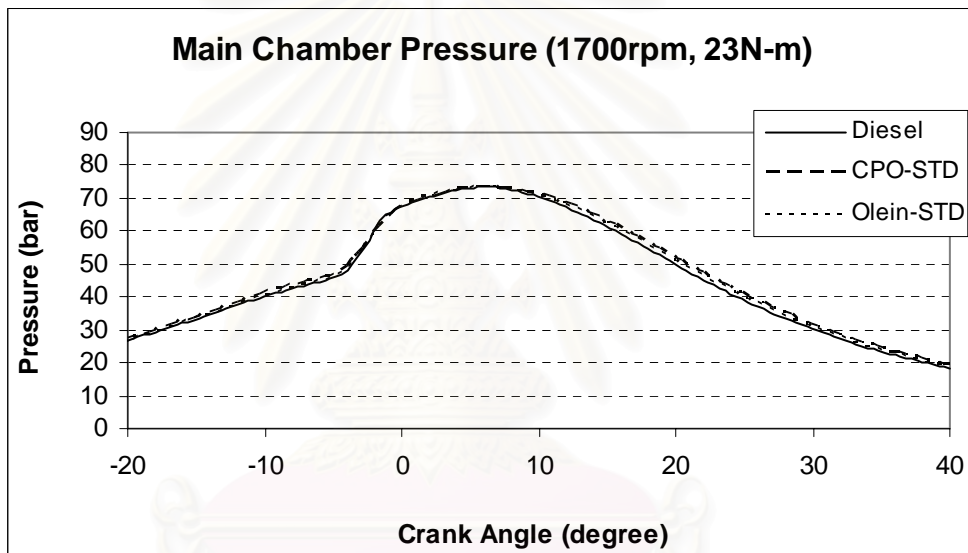
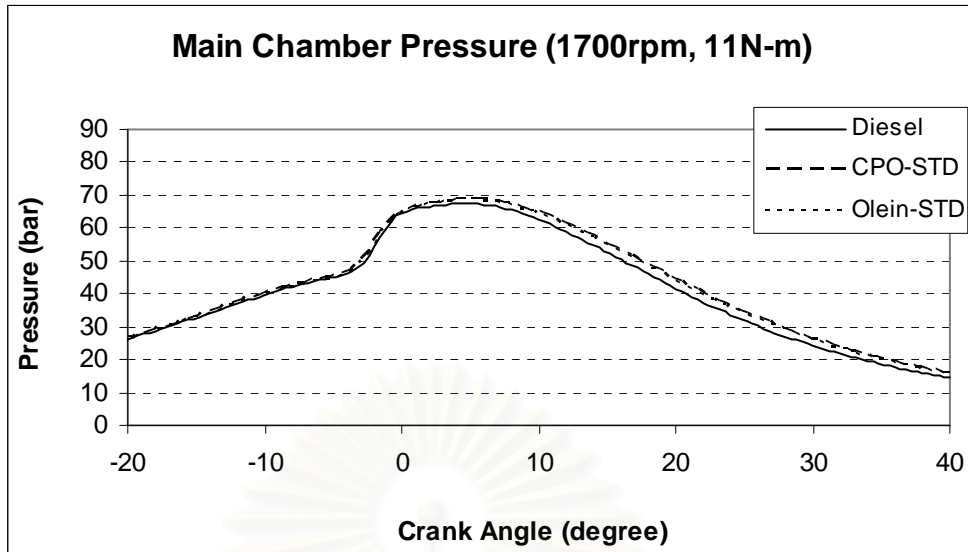


รูปที่ 5-58 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์ม

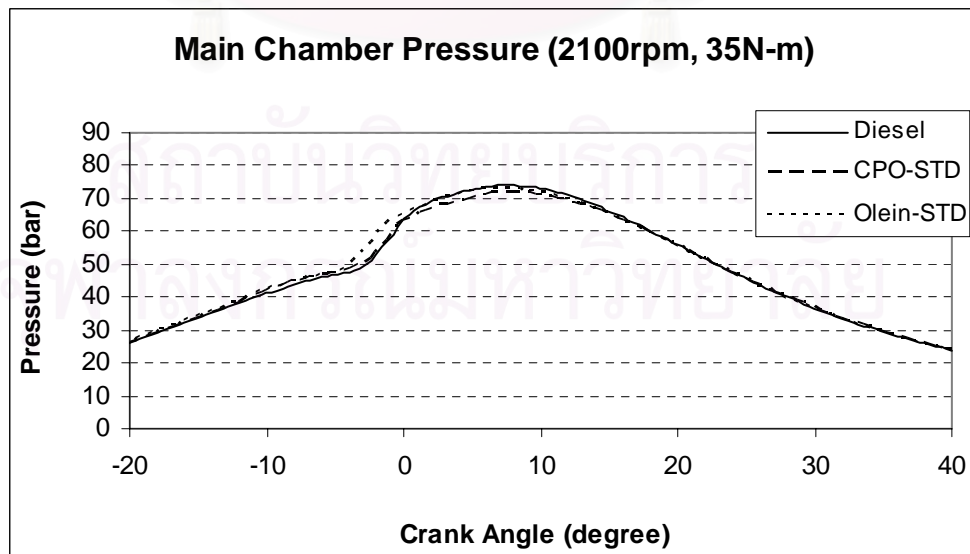
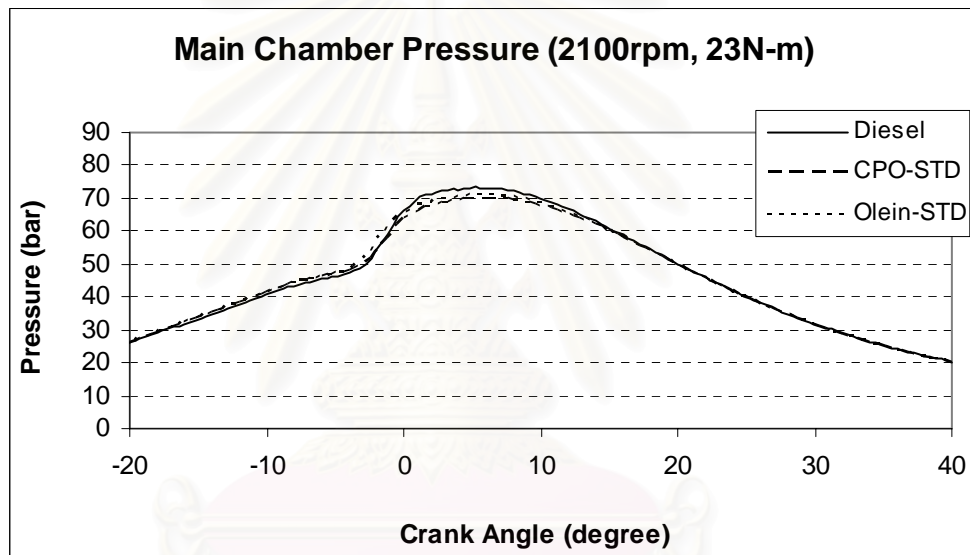
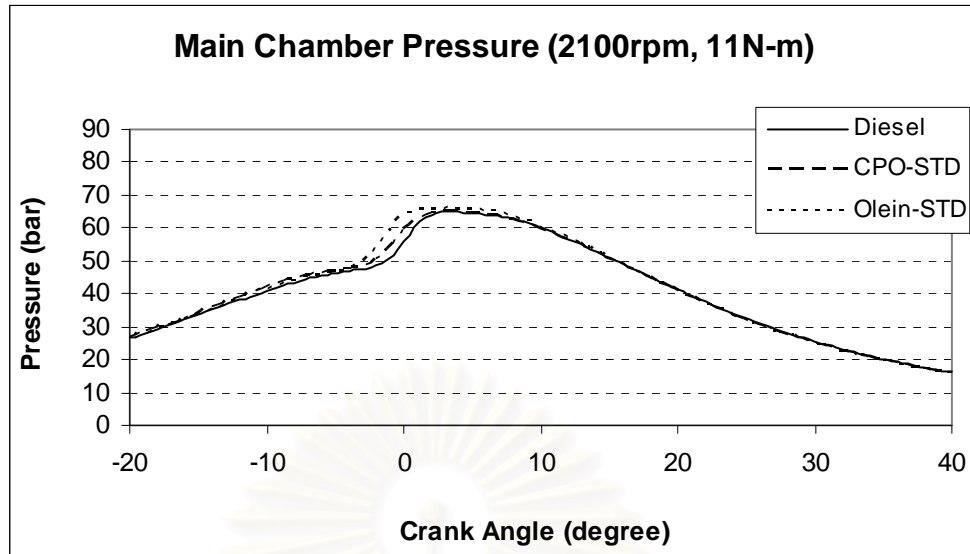
โอสี่อินที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-59 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1400 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-60 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1700 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-61 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ

5.1.7.2 อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

กราฟอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน ดังแสดงในรูปที่ 5-62 ถึงรูปที่ 5-64 เป็นผลที่ได้จากการคำนวณตามสมการที่ 3-8 ซึ่งจากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC)

กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตหาพื้นที่ใต้กราฟอัตราการปล่อยความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 5-65 ถึงรูปที่ 5-67

กราฟสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอินแสดงในรูปที่ 5-68 ถึงรูปที่ 5-70

รูปที่ 5-62 ถึงรูปที่ 5-64 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน พบว่าอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอินมีแนวโน้มต่ำกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากน้ำมันดีเซลมีความหนืดต่ำกว่าและมีการแตกตัวเป็นละอองฝอยที่ดีกว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอิน ทำให้อัตราปล่อยความร้อนในช่วง Premixed Combustion Phase ของน้ำมันดีเซลมีค่าสูงกว่า ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 11 และ 23 N-m ที่อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอินสูงกว่าน้ำมันดีเซล น่าจะเป็นผลจากการฉีดเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอินที่ล่วงหน้ามากกว่า

การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากกว่าอาจทำให้ช่วงล่าช้ายาวกว่า ส่งผลให้อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดซึ่งเป็นช่วง Premixed Combustion Phase มีค่าสูงกว่า

ที่ภาระสูง พบว่าอัตราการปล่อยความร้อนในช่วง Mixing Controlled Combustion ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอินมีค่าสูง เนื่องจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดมีความหนืดสูง และค่าการระเหยต่ำ ทำให้การแตกเป็นละอองฝอยไม่ดี ส่งผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วง Premixed Combustion Phase มีค่าต่ำ และมีค่าสูงในช่วง Mixing Controlled Combustion แทน

ช่วงแรกของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสามจะตกลงไปเล็กน้อย เนื่องจากเชื้อเพลิงมีอุณหภูมิต่ำกว่าห้องเผาไหม้ ทำให้พลังงานส่วนหนึ่งถูกใช้ไปกับการเพิ่มอุณหภูมิให้กับเชื้อเพลิง และเปลี่ยนสถานะเชื้อเพลิงกลายเป็นไอ

ตารางที่ 5-23 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน พบว่า อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมัน

ปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอินมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาวะ 11 และ 23 N-m ส่วนที่จุดทดสอบอื่น น้ำมันดีเซลมีอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดสูงกว่าน้ำมันปาล์มดิบอยู่ในช่วง 8.74-24.99% และสูงกว่าน้ำมันปาล์มโกลีอินอยู่ในช่วง 11.41-37.86%

รูปที่ 5-65 ถึงรูปที่ 5-67 และตารางที่ 5-24 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน พบว่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าสูงสุดในทุกจุดทดสอบ ส่วนน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอินมีการปล่อยความร้อนสุทธิค่อนข้างใกล้เคียงกันและต่ำกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากน้ำมันดีเซลมีค่าความร้อนสูงกว่า อีกทั้งยังมีความหนืดที่ต่ำกว่าทำให้เชื้อเพลิงแตกเป็นละอองฝอยได้ดีกว่าน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิด โดยที่น้ำมันดีเซลมีการปล่อยความร้อนสุทธิสูงกว่าน้ำมันปาล์มดิบอยู่ในช่วง 1.01-9.42% และสูงกว่าน้ำมันปาล์มโกลีอินอยู่ในช่วง 1.03-8.19%

ตารางที่ 5-23 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน

Speed	Torque	อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด				
		Diesel	CPO	Olein	%ความแตกต่าง CPO เทียบกับดีเซล	%ความแตกต่าง Olein เทียบกับดีเซล
rpm	N-m	J/degree	J/degree	J/degree	%	%
1400	11	32.14	38.55	37.72	19.95	17.36
	23	31.85	35.77	36.58	12.32	14.86
	35	52.75	44.04	42.19	-16.51	-20.02
1700	11	52.96	42.74	45.97	-19.28	-13.20
	23	55.07	45.27	48.79	-17.80	-11.41
	35	53.66	40.70	41.49	-24.16	-22.68
2100	11	58.97	53.82	48.27	-8.74	-18.15
	23	66.56	56.00	45.94	-15.87	-30.98
	35	60.50	45.39	37.60	-24.99	-37.86

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์ม-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

รูปที่ 5-68 ถึงรูปที่ 5-70 และตารางที่ 5-25 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน พบว่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าสูงสุดในทุกจุดทดสอบ เช่นเดียวกับการปล่อยความร้อนสุทธิ ส่วนน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอินมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ใกล้เคียงกันแต่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก (Fuel Conversion

Efficiency) เมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล โดยที่น้ำมันดีเซลมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงกว่าน้ำมันปาล์มดิบอยู่ในช่วง 7.52-17.69% และสูงกว่าน้ำมันปาล์มโอดีอินอยู่ในช่วง 6.34-18.09%

ตารางที่ 5-26 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน พบว่าเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน แตกต่างกันไม่เกิน 0.4 องศาเซลเซียสเชื้อเพลิงอื่นอีกทั้งจุดเริ่มต้นการเผาไหม้มีแนวโน้มเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ส่วนจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะนำไปใช้ประกอบการพิจารณาเพื่อหาช่วงการเผาไหม้

รูปที่ 5-71 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ซึ่งสามารถหาได้จากระยะเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ พบว่า ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าต่ำสุด เนื่องจากน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่มีค่าซีเทนสูงที่สุด และมีความหนืดต่ำที่สุด ทำให้มีการแตกตัวเป็นละอองฝอยของเชื้อเพลิงได้ดีที่สุด เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกันระหว่างน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน พบว่า ช่วงล่าช้ามีค่าใกล้เคียงกัน แตกต่างกันไม่เกิน 0.4 องศาเซลเซียสเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-24 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน

Speed	Torque	การปล่อยความร้อนสุทธิ				
		Diesel	CPO	Olein	%ความแตกต่าง CPO เทียบกับดีเซล	%ความแตกต่าง Olein เทียบกับดีเซล
rpm	N-m	J	J	J	%	%
1400	11	328.2	324.9	322.4	-1.01	-1.77
	23	539.5	519.0	521.1	-3.80	-3.41
	35	840.8	824.5	815.1	-1.94	-3.06
1700	11	379.6	352.7	348.5	-7.09	-8.19
	23	637.8	627.8	631.2	-1.57	-1.03
	35	872.1	839.6	858.0	-3.73	-1.62
2100	11	411.9	373.1	387.0	-9.42	-6.05
	23	684.4	670.8	664.6	-1.99	-2.89
	35	978.3	959.2	935.6	-1.95	-4.36

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์ม-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-25 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอดีอิน

Speed	Torque	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้				
		Diesel	CPO	Olein	%ความแตกต่าง CPO เทียบกับดีเซล	%ความแตกต่าง Olein เทียบกับดีเซล
rpm	N-m				%	%
1400	11	0.591	0.539	0.504	-8.69	-14.66
	23	0.640	0.543	0.546	-15.14	-14.73
	35	0.705	0.640	0.622	-9.33	-11.78
1700	11	0.693	0.593	0.568	-14.48	-18.09
	23	0.711	0.658	0.666	-7.52	-6.34
	35	0.707	0.644	0.658	-8.92	-7.04
2100	11	0.716	0.589	0.616	-17.69	-14.01
	23	0.767	0.700	0.675	-8.80	-11.98
	35	0.783	0.717	0.677	-8.49	-13.57

หมายเหตุ %ความแตกต่างเทียบกับดีเซล = (ค่าของปาล์ม-ค่าของดีเซล)/ค่าของดีเซล×100

ตารางที่ 5-26 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน

Speed	Torque	SOC			EOC		
		Diesel	CPO	Olein	Diesel	CPO	Olein
rpm	N-m	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA	°CA
1400	11	-8.4	-8.0	-8.0	30.4	22.0	26.8
	23	-8.8	-8.4	-8.4	38.0	30.4	38.0
	35	-8.4	-8.8	-8.4	59.2	59.6	56.4
1700	11	-6.0	-6.4	-6.4	20.8	23.6	22.8
	23	-6.0	-6.4	-6.4	25.6	27.2	24.8
	35	-6.0	-6.4	-6.4	30.8	30.8	30.8
2100	11	-5.2	-5.2	-5.2	30.8	29.6	30.0
	23	-5.6	-5.2	-5.6	42.4	36.8	38.8
	35	-5.6	-5.2	-5.6	71.6	80.4	80.8

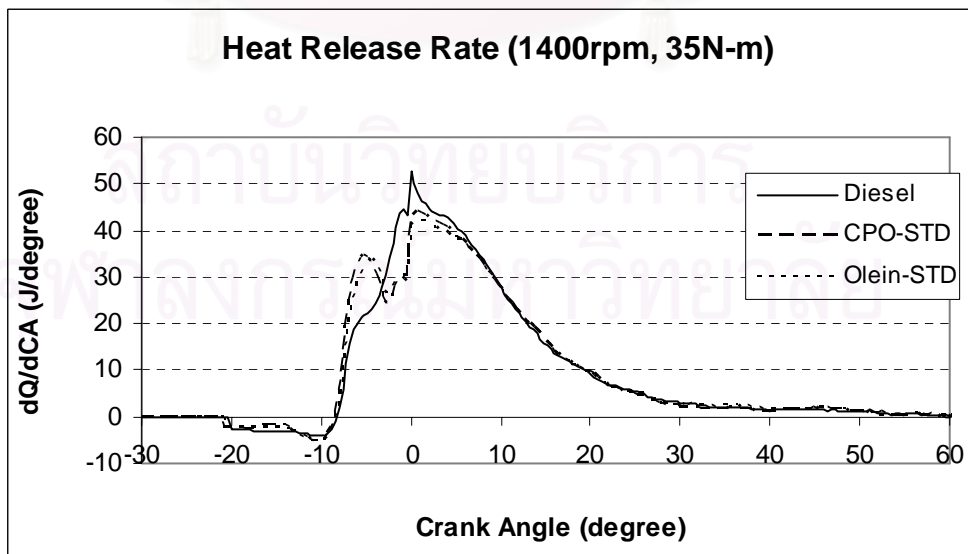
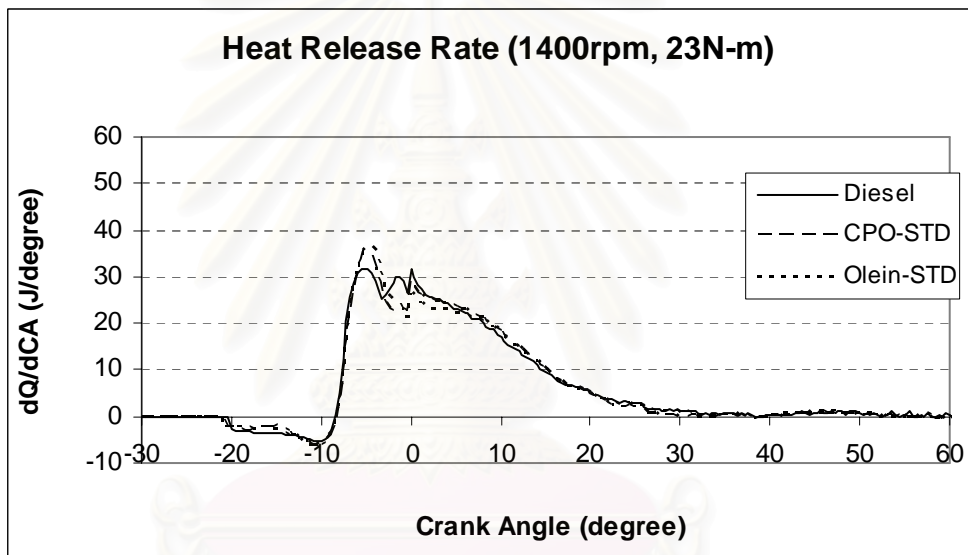
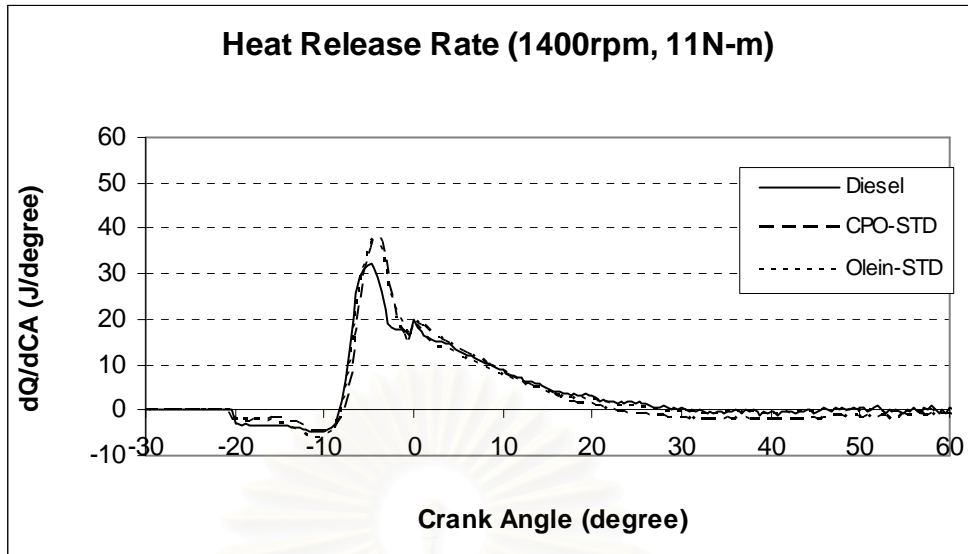
รูปที่ 5-72 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (Burn Duration) ซึ่งสามารถหาได้จากระยะเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้จนถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ พบว่า ที่บางจุดทดสอบ ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลยาวกว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน น่าจะมี

สาเหตุมาจากองค์ประกอบของออกซิเจนในน้ำมันพืชที่ช่วยให้การเผาไหม้ดีขึ้น ถ้าเปรียบเทียบระหว่างน้ำมันปาล์มทั้งสอง จะไม่สามารถสรุปแนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ที่ชัดเจนได้ นั่นอาจเป็นเพราะว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มทั้งสอง มีข้อดีและข้อเสียที่แตกต่างกันไป เช่น น้ำมันปาล์มโอสติน อาจมีข้อดีที่น้ำมันปาล์มดิบตรงที่น้ำมันปาล์มโอสตินมีความหนืดต่ำกว่า ทำให้เชื้อเพลิงสามารถแตกเป็นละอองฝอยได้ดีกว่า แต่ในขณะเดียวกันก็มีข้อเสียตรงที่ค่าซีเทนของน้ำมันปาล์มโอสตินต่ำกว่านั่นเอง

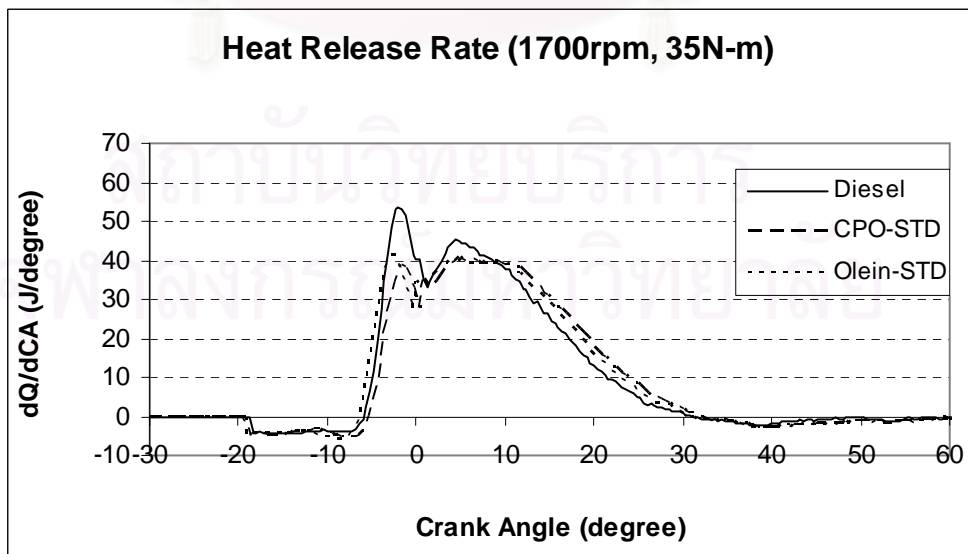
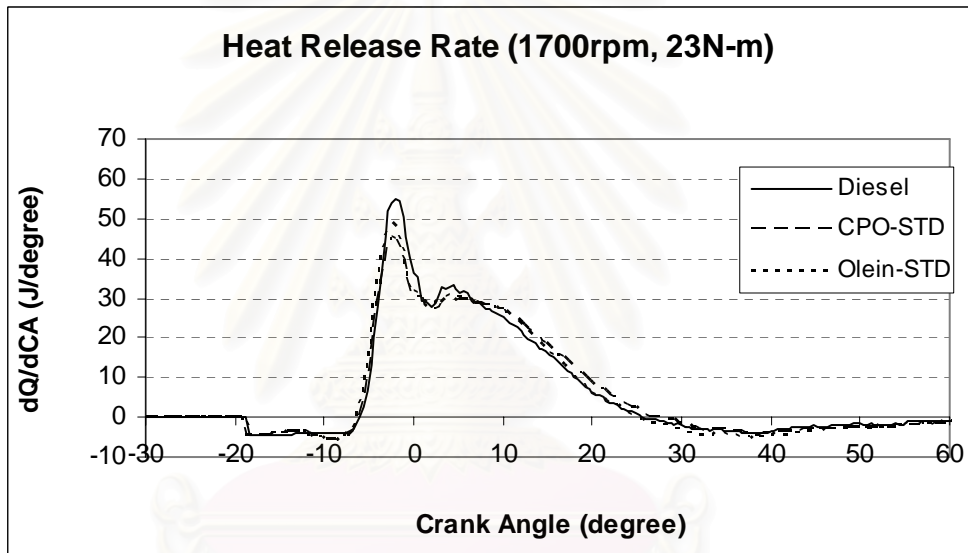
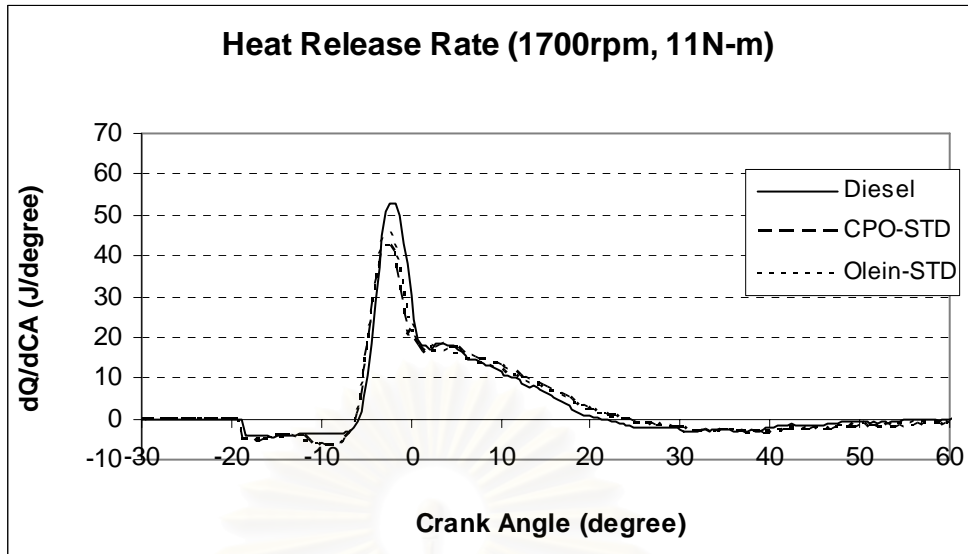
แนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอสติน และน้ำมันดีเซล มีแนวโน้มเป็นไปในทิศทางตรงข้ามกับช่วงล่าช้าการเผาไหม้ กล่าวคือ ช่วงการเผาไหม้จะสั้นลงเมื่อช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวขึ้น เป็นเพราะเชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะถูกเผาไหม้ไปอย่างรวดเร็วในทันทีที่เริ่มการเผาไหม้



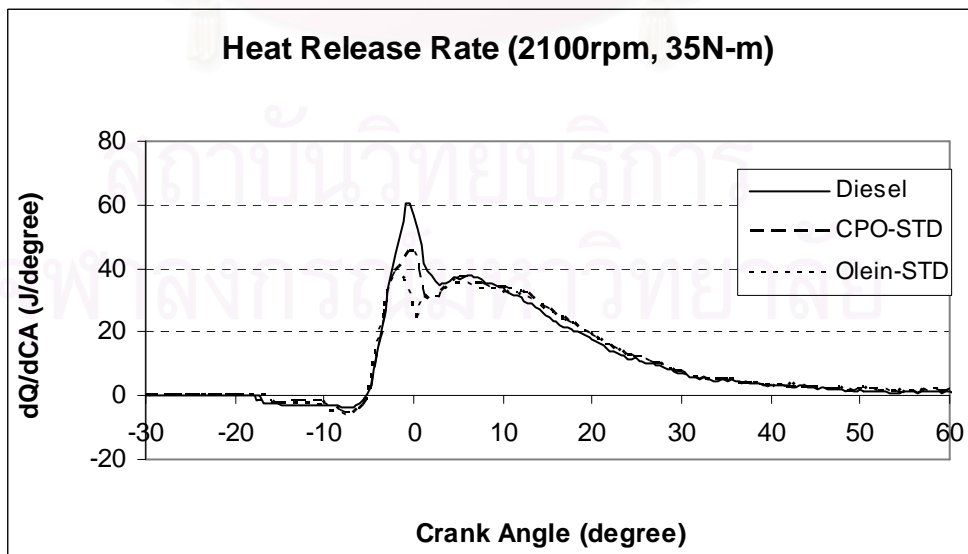
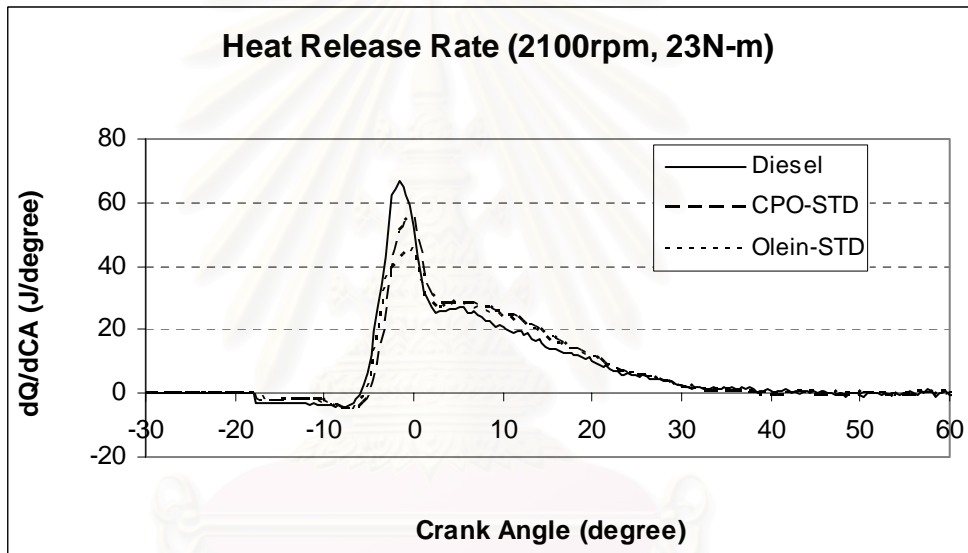
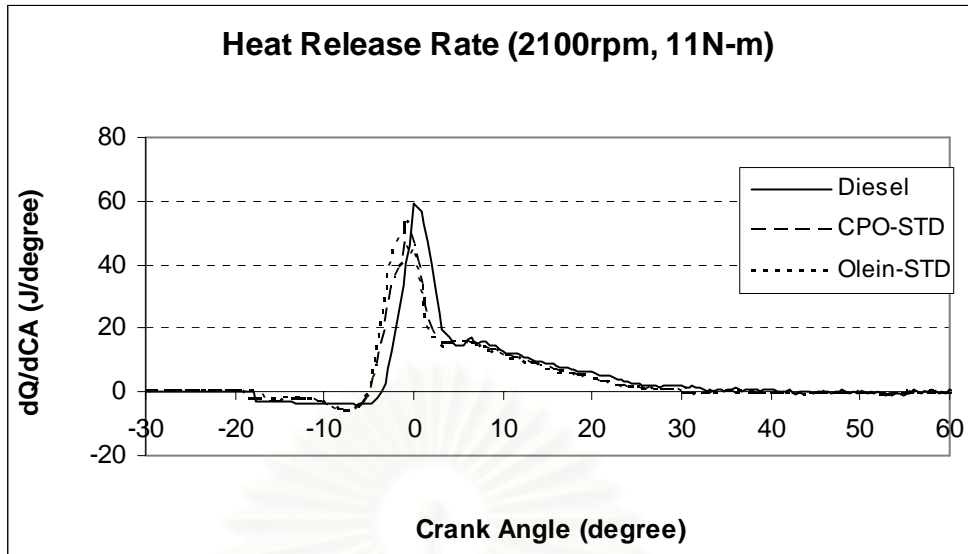
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



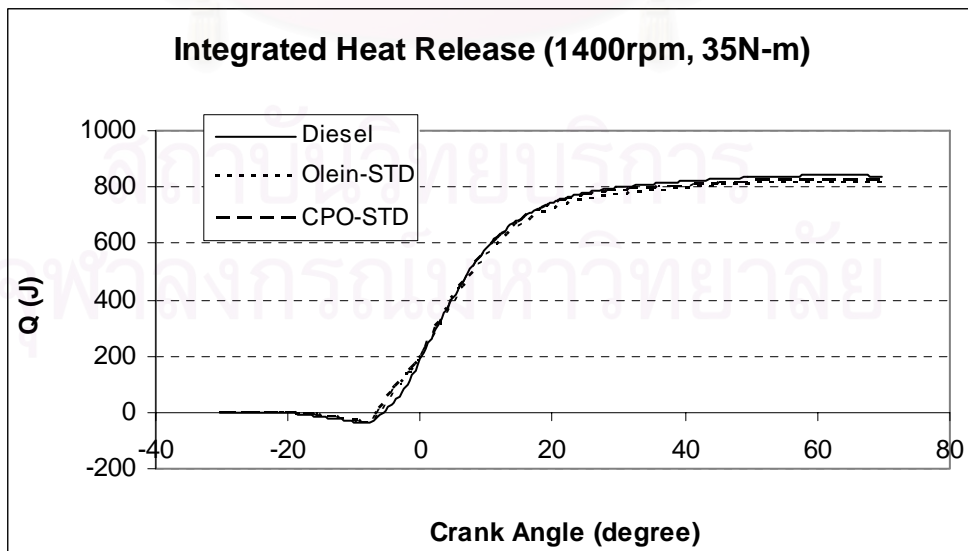
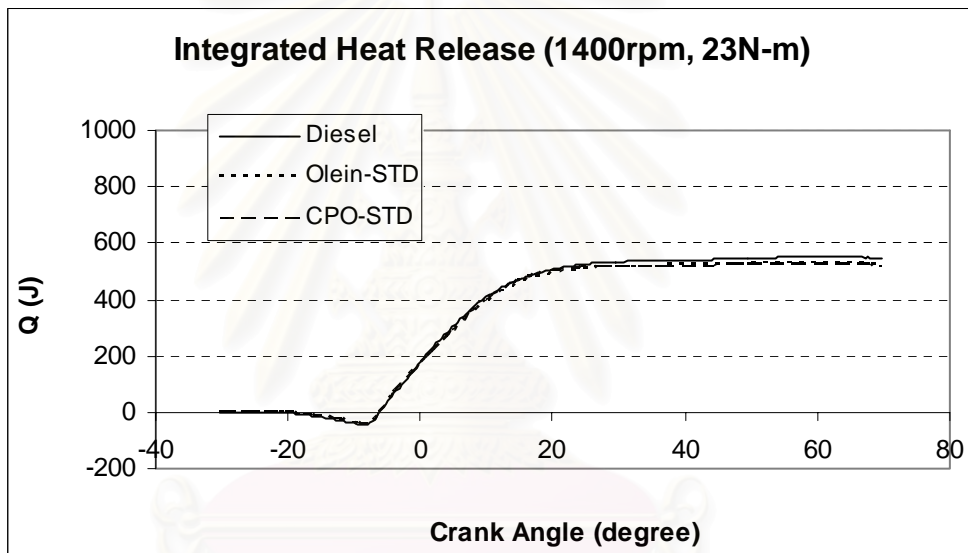
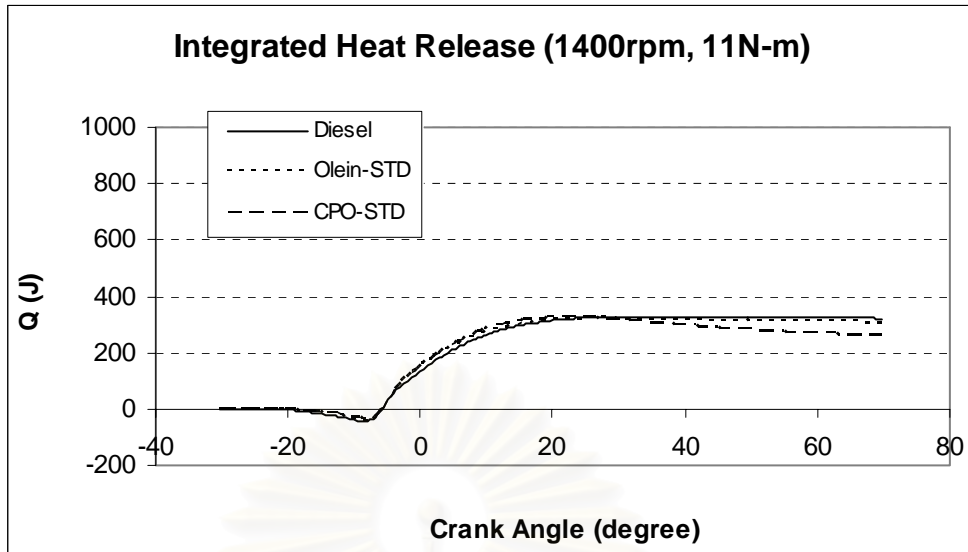
รูปที่ 5-62 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีนที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



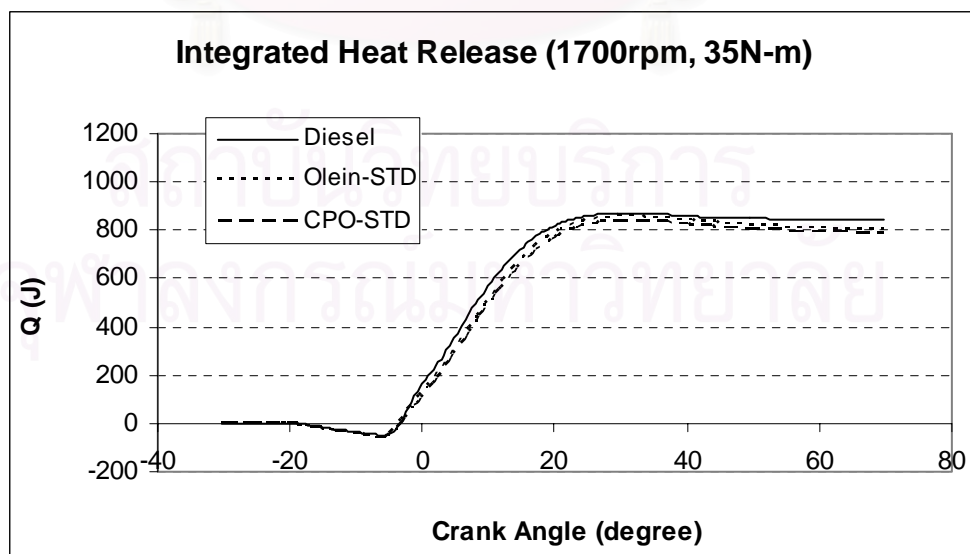
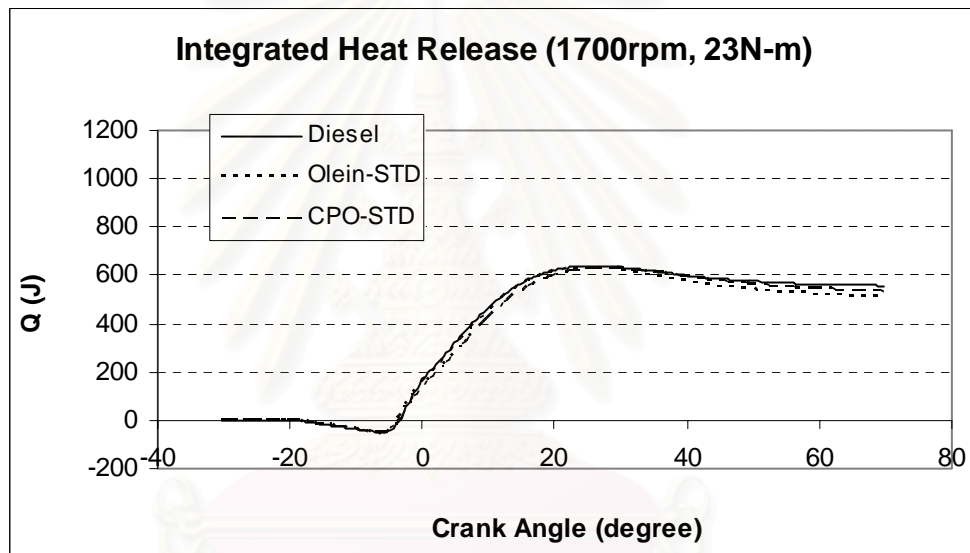
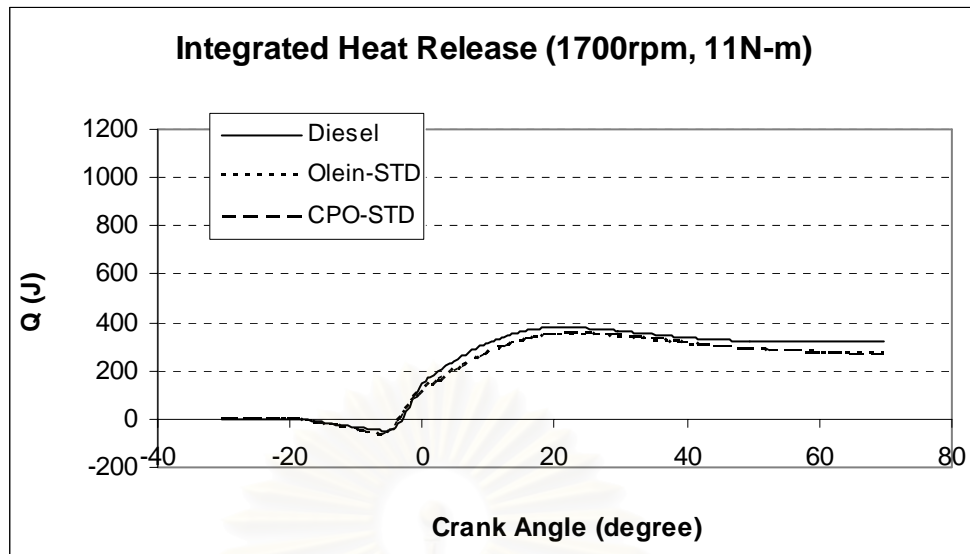
รูปที่ 5-63 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีนที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



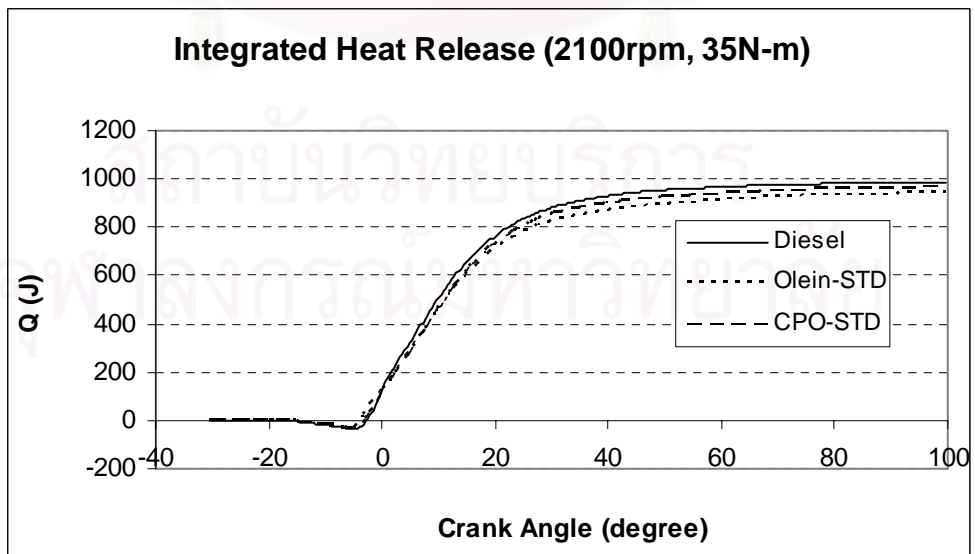
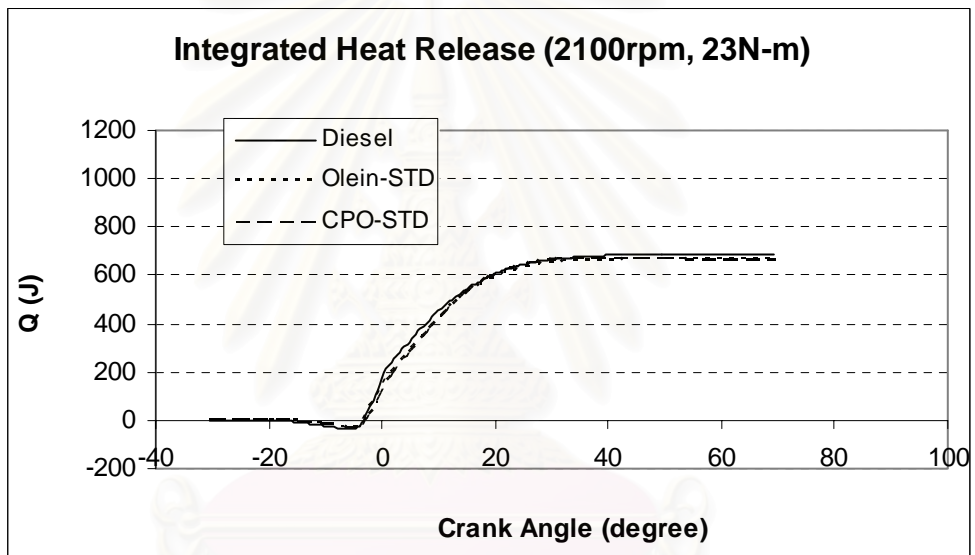
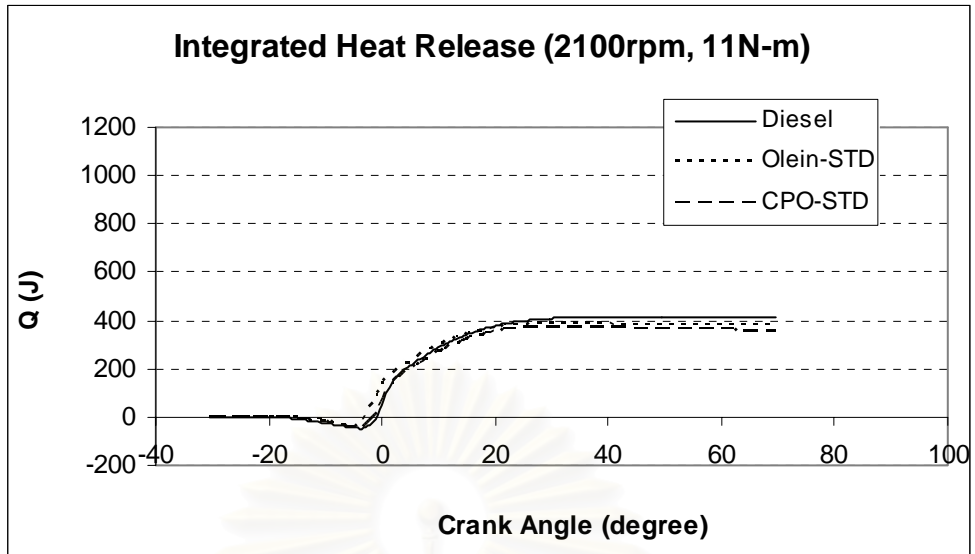
รูปที่ 5-64 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีนที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



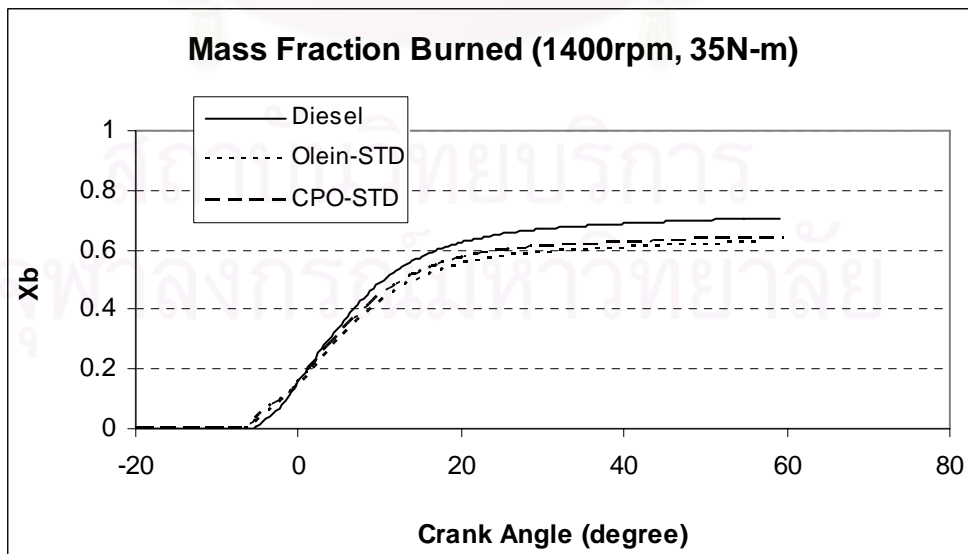
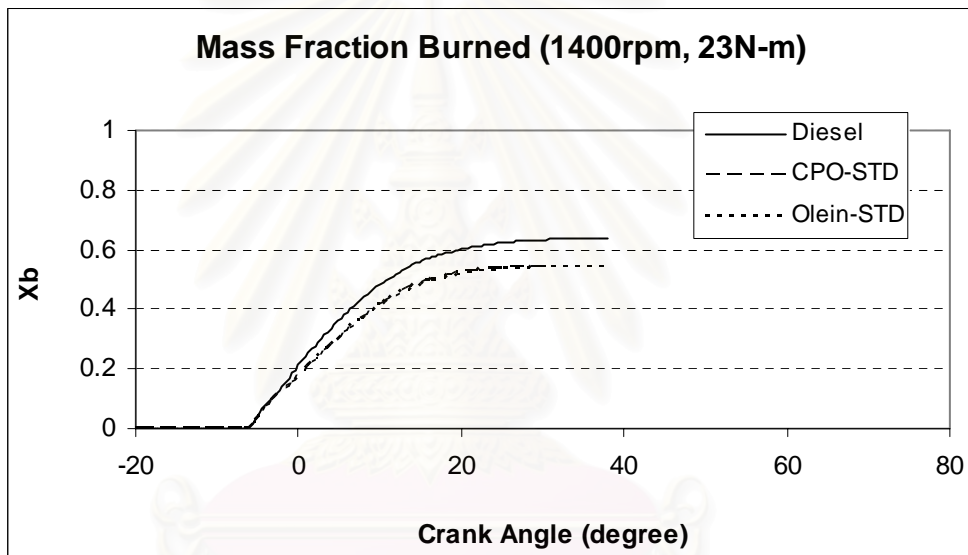
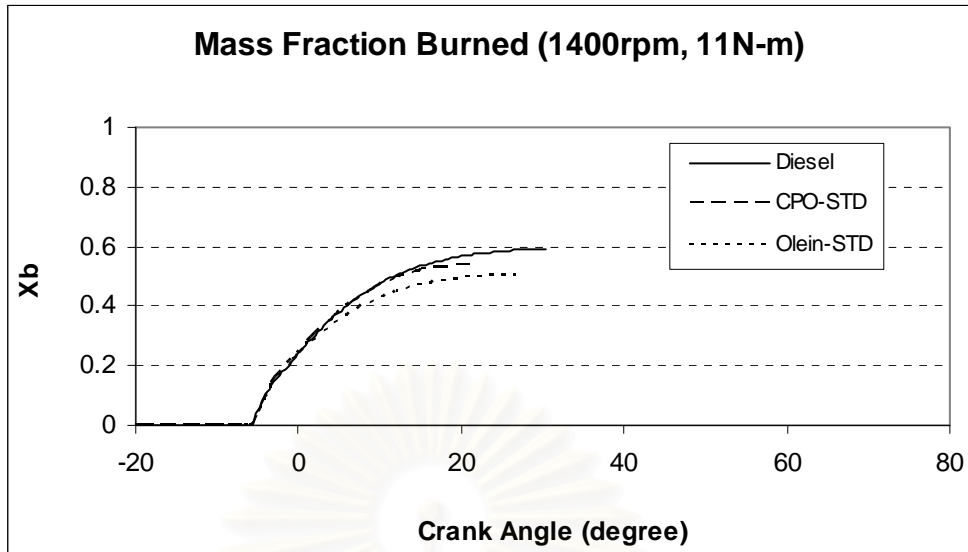
รูปที่ 5-65 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



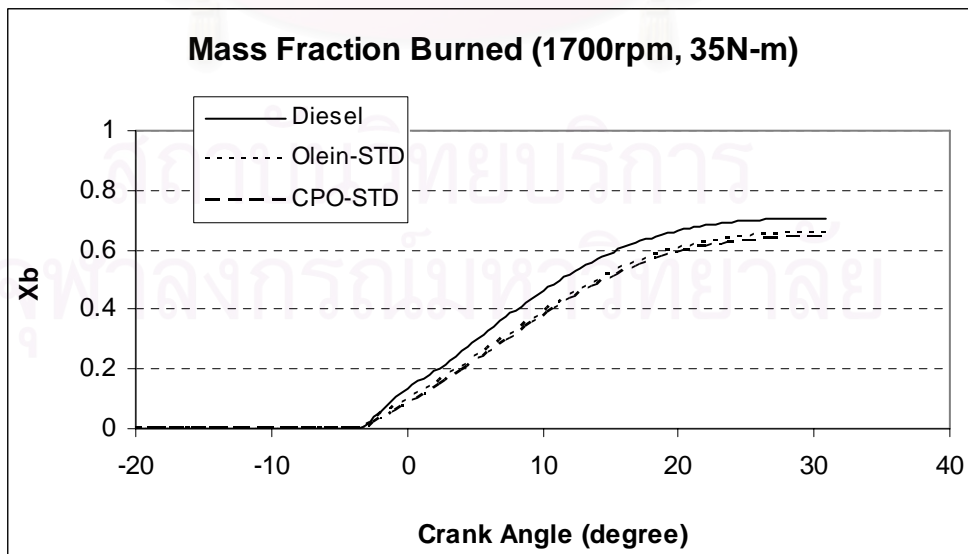
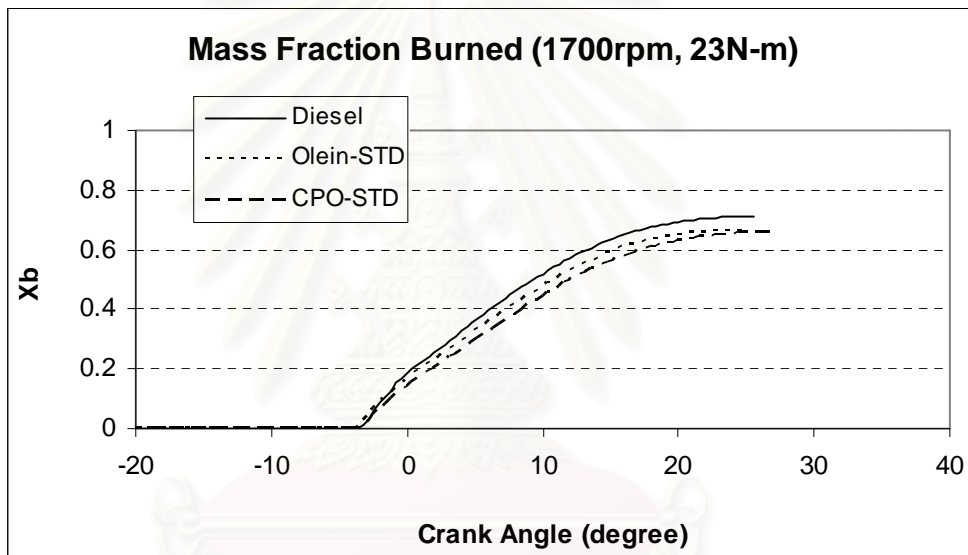
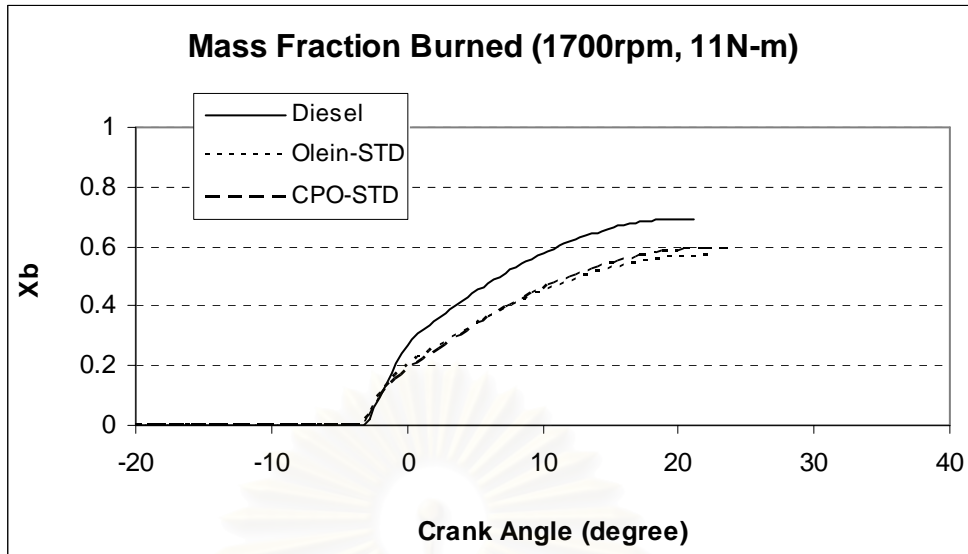
รูปที่ 5-66 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีนที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



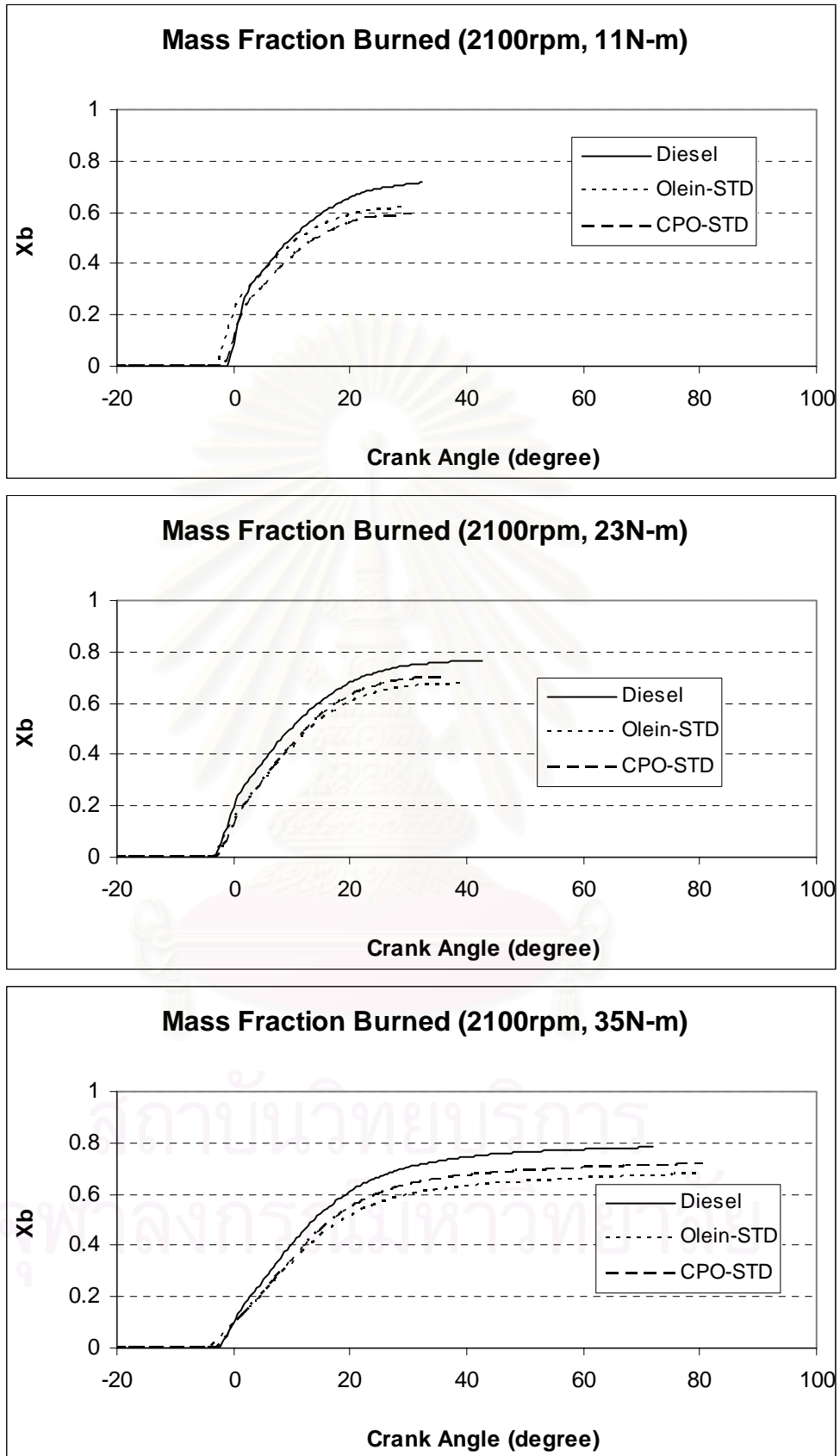
รูปที่ 5-67 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 2100 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



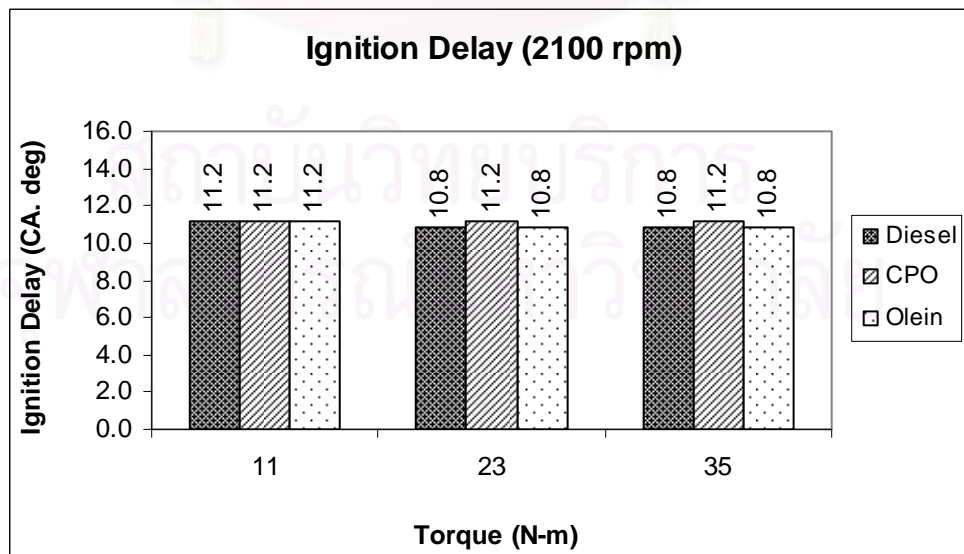
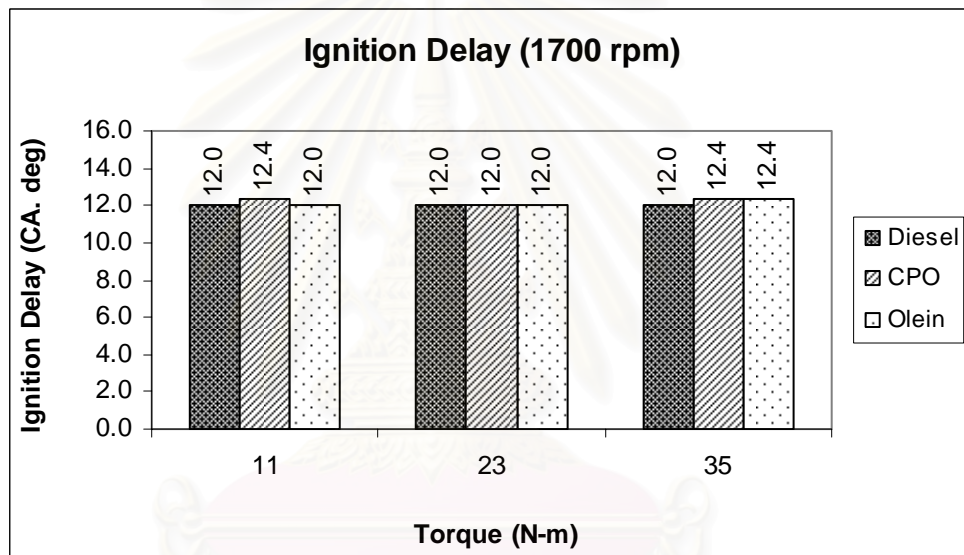
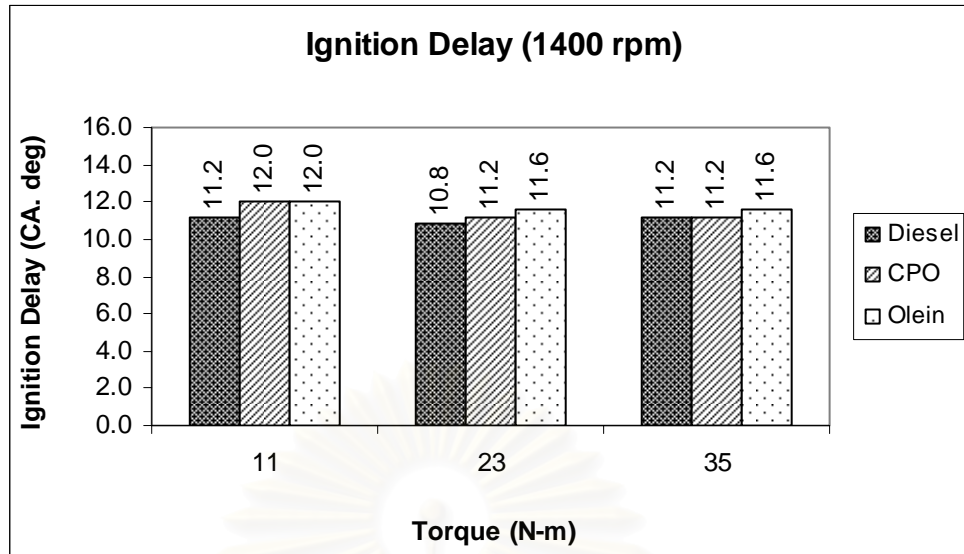
รูปที่ 5-68 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1400 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



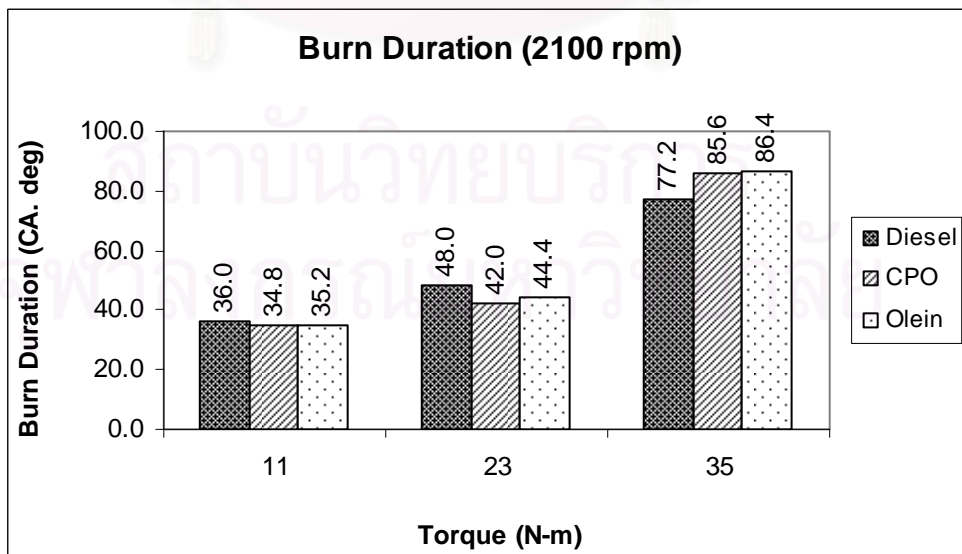
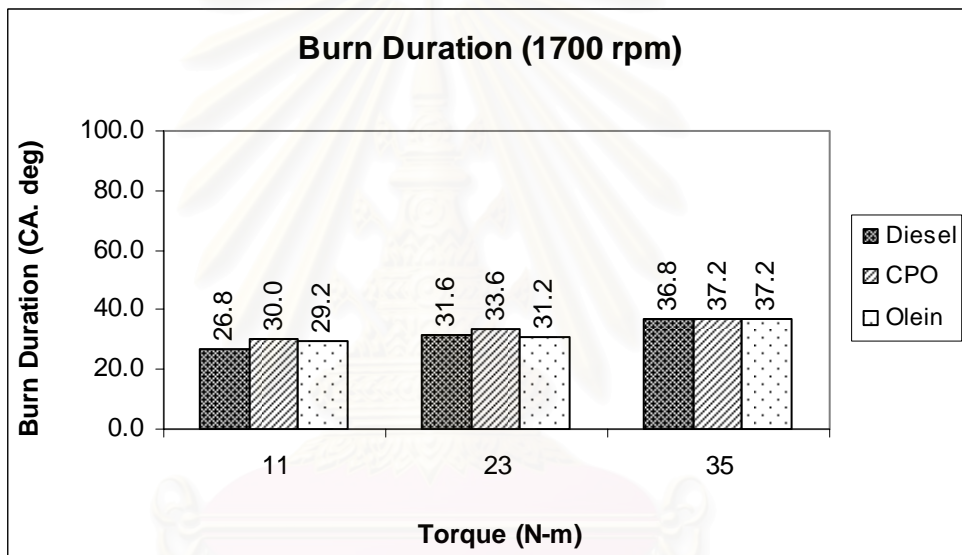
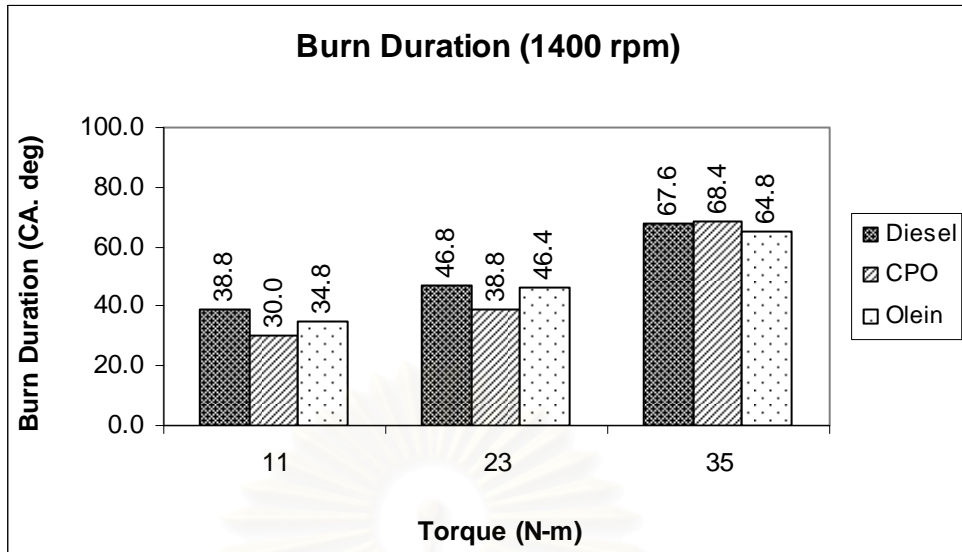
รูปที่ 5-69 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอดีอินที่ 1700 rpm ภาวะ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-70 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และ น้ำมันปาล์มโอสตินที่ 2100 rpm ภาระ 11, 23 และ 35 N-m ตามลำดับ



รูปที่ 5-71 แสดงช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด



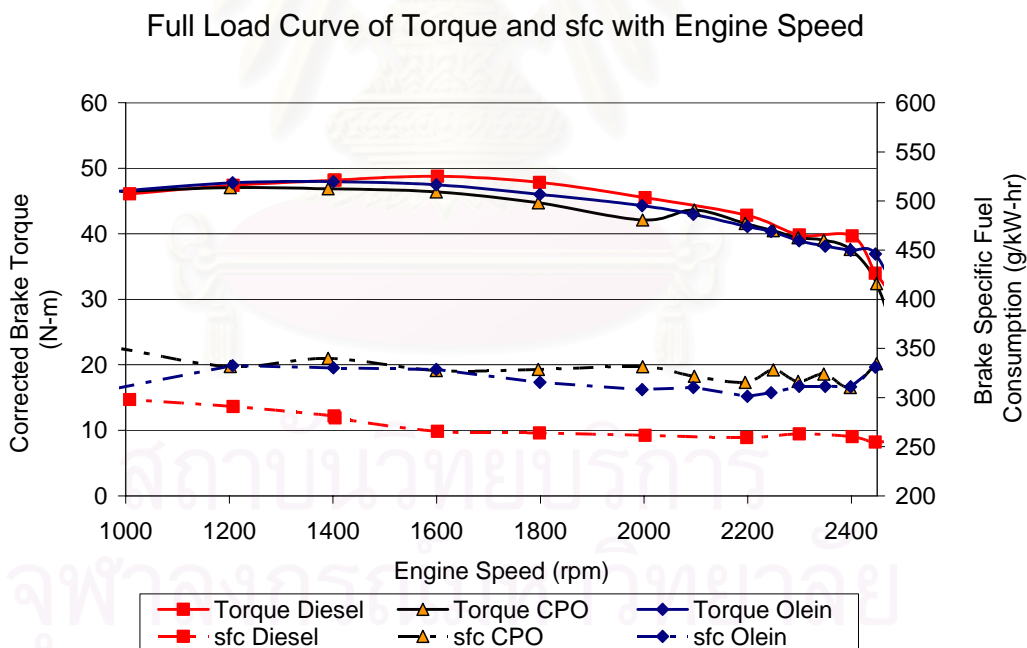
รูปที่ 5-72 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน
ที่จุดทดสอบทั้ง 9 จุด

5.2 ผลการทดสอบสมรรถนะ

ผลจากการทดสอบสมรรถนะบนไดนาโมมิเตอร์เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ระหว่างค่าแรงบิดเบรก อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกภายหลังทำการปรับแก้ไขค่าสำหรับอุณหภูมิและความดันบรรยากาศมาตรฐาน อุณหภูมิไอเสีย อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและค่าควันดำ ซึ่งผลการทดสอบดังกล่าวได้กระทำในกรณีที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง กรณีที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง และกรณีที่ใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง โดยที่มีองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานทุกเชื้อเพลิงตามวิธีการทดสอบที่ได้กล่าวมา ทำให้สามารถเสนอผลทางด้านสมรรถนะได้ดังต่อไปนี้

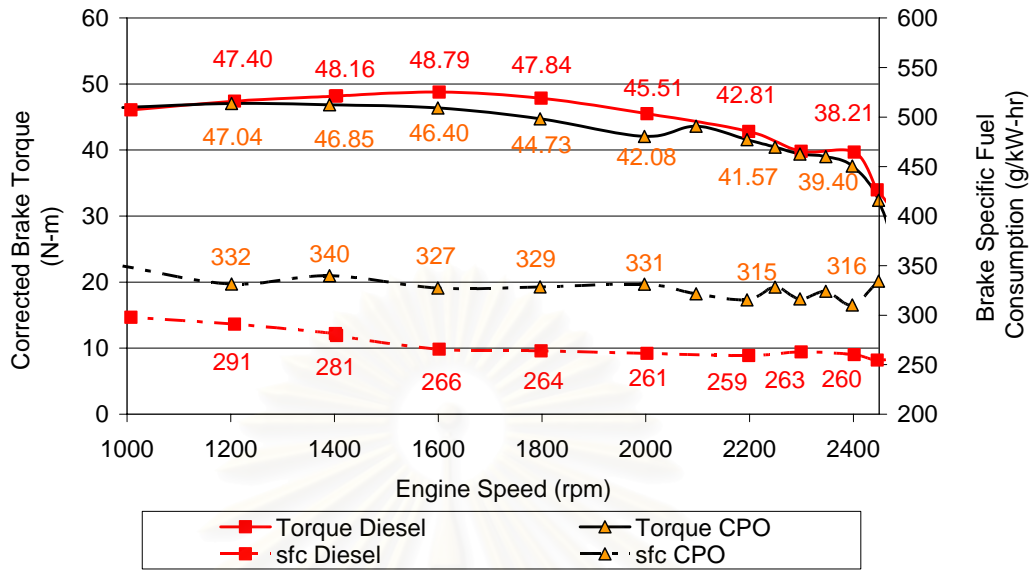
5.2.1 ผลของแรงบิดเบรก (Brake Torque) กับอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc) ที่สภาวะภาระสูงสุด

ผลของแรงบิดเบรก (Brake Torque) กับอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc) ที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินเปรียบเทียบกัน ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5-73



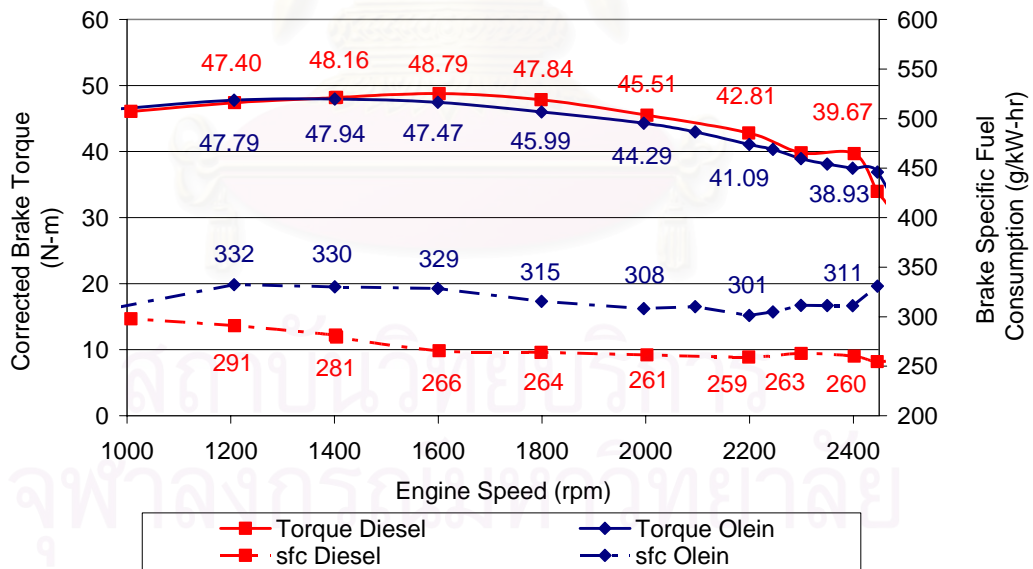
รูปที่ 5-73 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and sfc with Engine Speed



รูปที่ 5-74 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล กับน้ำมันปาล์มดิบ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and sfc with Engine Speed



รูปที่ 5-75 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล กับน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

จากรูปที่ 5-73 ถึงรูปที่ 5-75 แสดงให้เห็นว่าแรงบิดเบรกที่ภาระสูงสุดที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก โดยเฉพาะค่าแรงบิดเบรกที่ภาระสูงสุดที่ได้เมื่อน้ำมันปาล์มโอดีอินกับค่าแรงบิดเบรกที่ภาระสูงสุดที่ได้จากดีเซลมีค่าเกือบเท่ากันตลอดทุกความเร็วรอบ

สำหรับแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากน้ำมันปาล์มดิบจะเห็นได้ว่าในช่วงความเร็ว 1600 rpm ถึง 2000 rpm มีค่าแรงบิดเบรกที่ภาวะสูงสุดนั้นต่ำกว่ากรณีใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันปาล์มโอสลินเล็กน้อย

โดยที่ตำแหน่งแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากกรณีใช้น้ำมันดีเซลเปรียบเทียบกับกรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบและกรณีใช้น้ำมันปาล์มโอสลินจะเห็นได้ว่า แรงบิดเบรกสูงสุดที่น้ำมันดีเซลสามารถทำได้คือ 48.79 N-m น้ำมันปาล์มโอสลินสามารถทำแรงบิดเบรกสูงสุดได้ 47.94 N-m ซึ่งใกล้เคียงกับดีเซล โดยแตกต่างกันประมาณ 1.7% และสำหรับน้ำมันปาล์มดิบแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้คือ 47.04 N-m ซึ่งต่ำกว่าน้ำมันดีเซลประมาณ 3.6% แต่ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ได้กำลังสูงสุดของน้ำมันทั้งสามชนิด สามารถสร้างแรงบิดเบรกได้ใกล้เคียงกัน นั่นคือน้ำมันทั้งสามสามารถให้กำลังสูงสุดได้เท่ากับที่ผู้ผลิตระบุไว้

สาเหตุที่แรงบิดเบรกสูงสุดของน้ำมันดีเซลสูงสุดทั้งที่มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่ำสุด เป็นเพราะว่าเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเบรกสูงสุดและมีค่าความร้อนสูงสุด ซึ่งสอดคล้องกับผลการวิเคราะห์การเผาไหม้

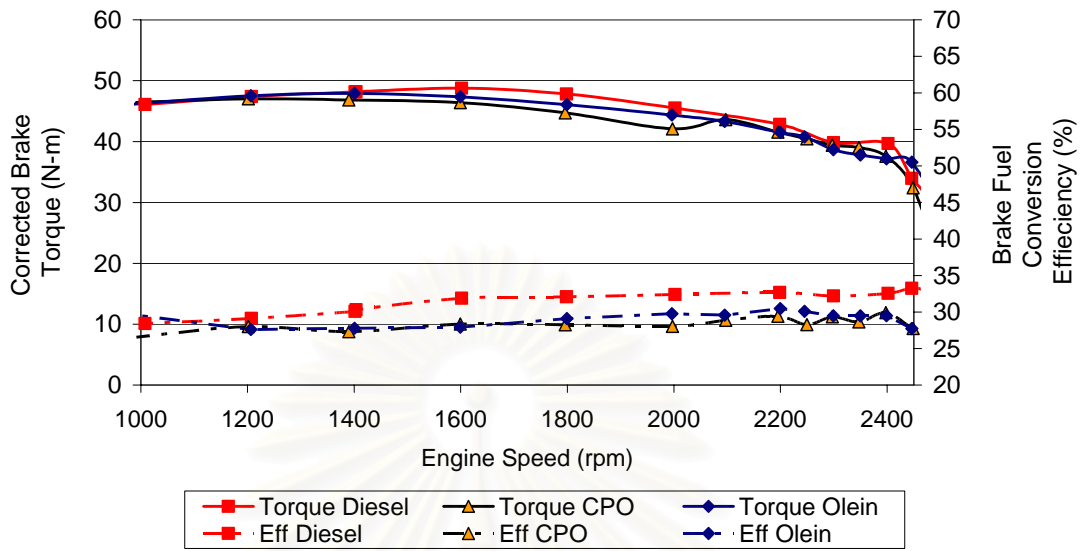
สำหรับค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินมีค่าใกล้เคียงกันและจะมีค่าสูงกว่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของกรณีการใช้ดีเซลอยู่ในช่วงประมาณ 14-24% โดยความแตกต่างที่อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำที่สุดอยู่ที่ความเร็วรอบ 2200 rpm มีความแตกต่างจากดีเซลอยู่ 21.6% สำหรับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ และแตกต่างจากดีเซลอยู่ 16.2% สำหรับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอสลิน

การที่เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มทั้งสองมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สูงกว่าดังกล่าวมาจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินที่ต่ำกว่าของน้ำมันดีเซล ดังแสดงไว้ในบทที่ 2

5.2.2 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก (Brake Fuel Conversion Efficiency) ที่สภาวะภาวะสูงสุด

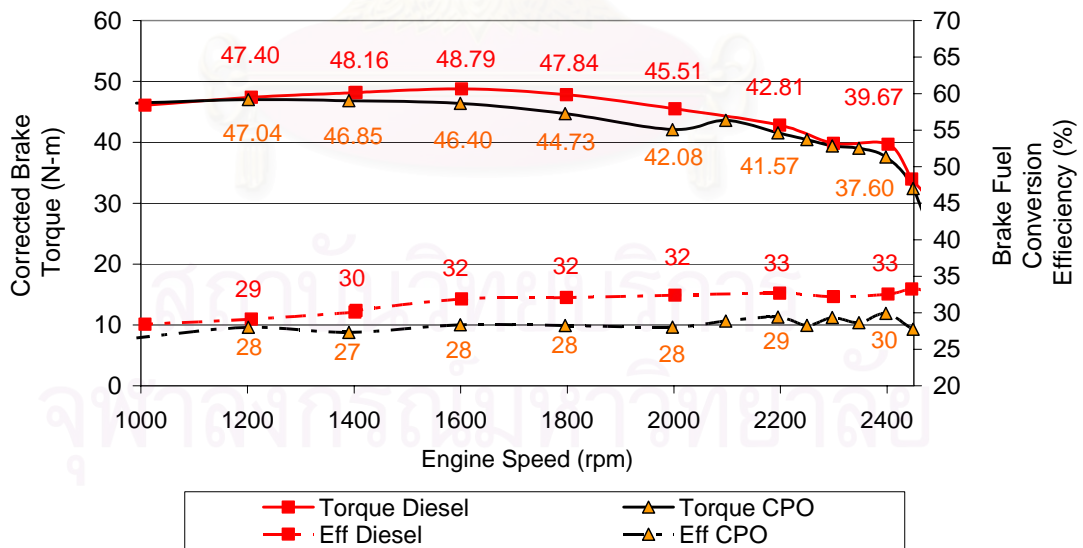
ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกเป็นค่าประสิทธิภาพของการเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานที่อยู่ภายในตัวเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานที่ได้ออกมา ซึ่งการเปรียบเทียบค่าดังกล่าวที่ภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5-76

Full Load Curve of Torque and Fuel Conversion Efficiency with Engine Speed



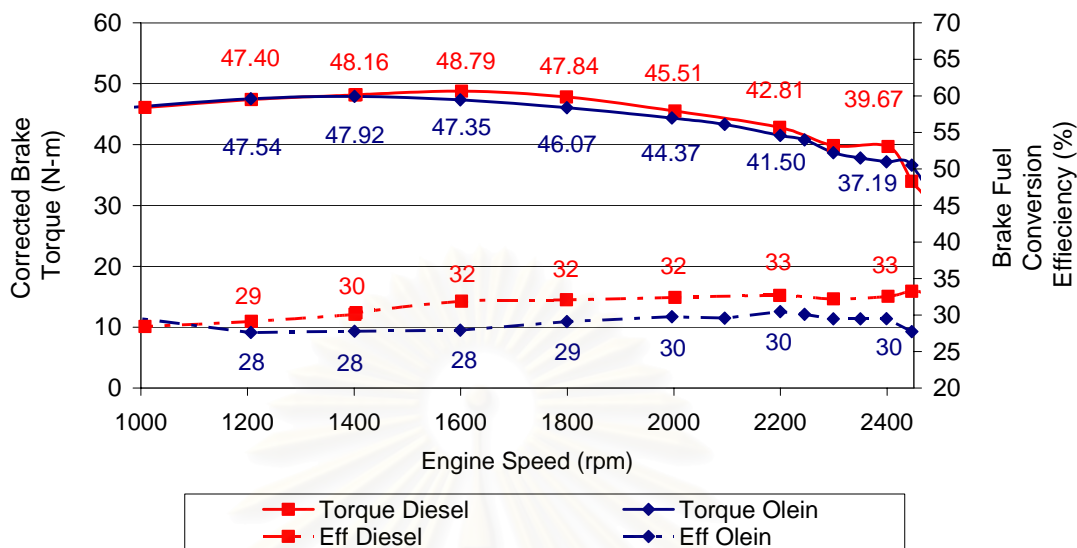
รูปที่ 5-76 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Fuel Conversion Efficiency with Engine Speed



รูปที่ 5-77 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซลกับน้ำมันปาล์มดิบ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Fuel Conversion Efficiency with Engine Speed



รูปที่ 5-78 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซลกับน้ำมันปาล์มโอสีน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

จากรูปที่ 5-76 จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของเชื้อเพลิงกลุ่มน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดนั้นมีลักษณะและค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งมีค่าประมาณไม่เกิน 30% โดยพบความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับความเร็วรอบที่ว่า ประสิทธิภาพจะสูงขึ้นที่ช่วงความเร็วรอบที่สูงขึ้นเหมือนกันทั้งสามเชื้อเพลิง แต่สำหรับดีเซลมีการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ในอัตราที่มากกว่าอีกสองเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 5-77 และรูปที่ 5-78 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ กัน จะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของเชื้อเพลิงดีเซลอยู่ระหว่าง 29-33% โดยเป็น 32% ตั้งแต่ความเร็วรอบที่สูงกว่า 1600 rpm เป็นต้นไป

สำหรับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของน้ำมันปาล์มดิบประมาณ 27-30% และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของน้ำมันปาล์มโอสีนอยู่ที่ประมาณ 28-30% เช่นกัน ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่สูงสุดนั้นต่ำกว่าของดีเซลอยู่ประมาณ 9%

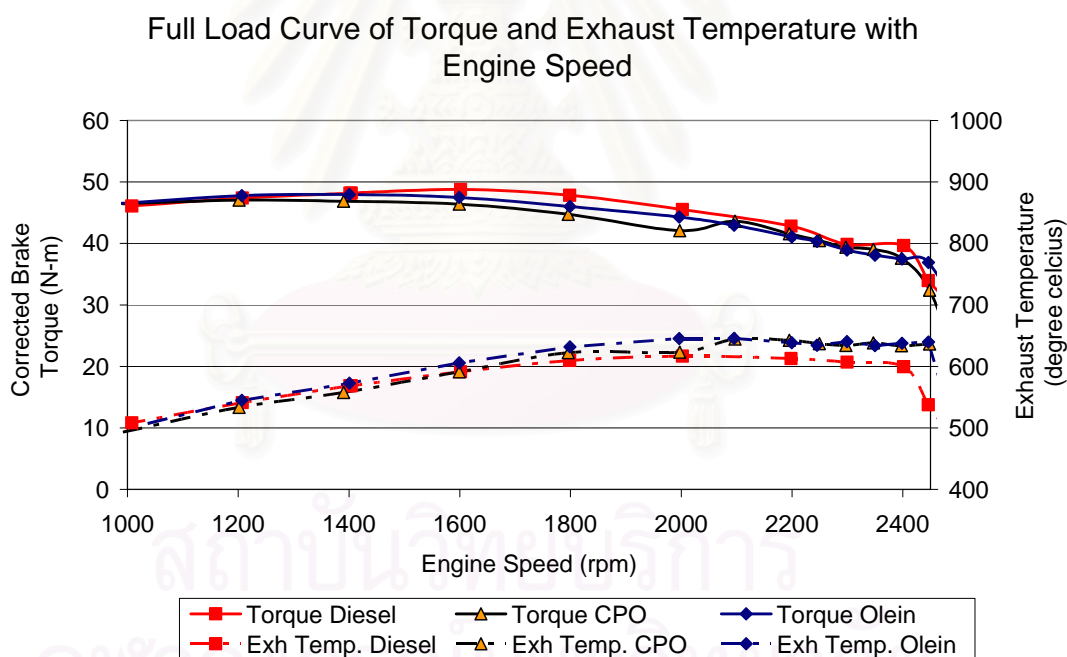
ประสิทธิภาพที่ต่ำกว่าดีเซลนี้เกิดจากคุณสมบัติบางประการของเชื้อเพลิงกลุ่มน้ำมันพืชนี้ อาทิ ค่าความหนืดที่สูงกว่า ทำให้ละอองของเชื้อเพลิงภายหลังการฉีดไม่ดีเท่ากับดีเซลซึ่งทำให้กระบวนการเผาไหม้แย่ง ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกด้อยลง

เมื่อพิจารณาาร่วมกันกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แตกต่างจากของดีเซลประมาณ 14-24% นั้น นอกจากเกิดจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่แตกต่างแล้ว อัตราการสิ้นเปลืองดังกล่าวก็จะมาจากค่าประสิทธิภาพที่แตกต่างนี้ด้วยเช่นกัน

5.2.3 อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด

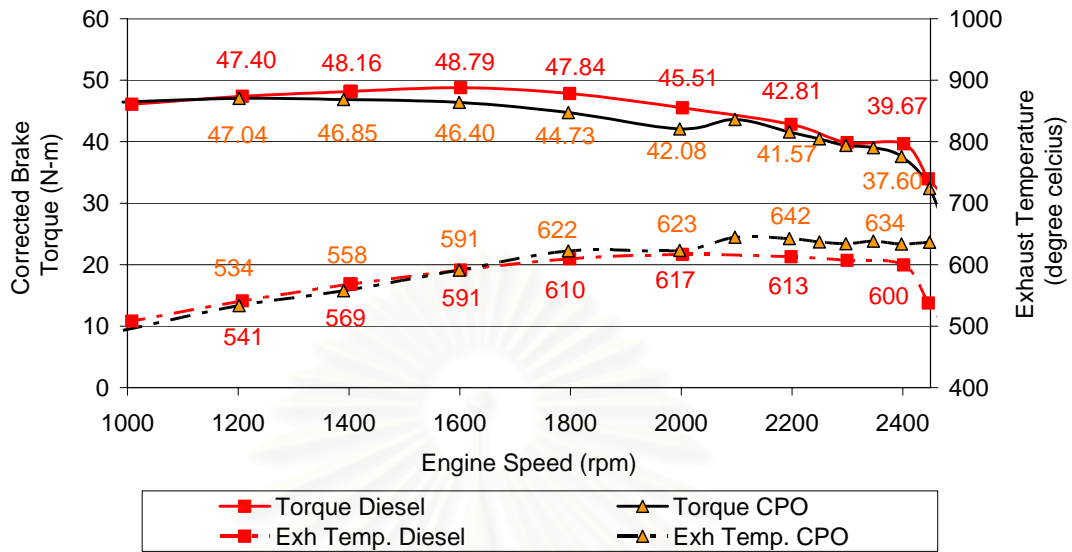
อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จากเครื่องยนต์เมื่อนำน้ำมันดีเซล เปรียบเทียบกับกรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง และกรณีใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง แสดงในรูปที่ 5-79

จากรูปที่ 5-79 ถึงรูปที่ 5-81 จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดในช่วงความเร็วรอบต่ำในช่วงไม่เกินช่วง 1600 rpm อุณหภูมิไอเสียดังกล่าวมีค่าใกล้เคียงกันมาก แต่ในช่วงความเร็วรอบที่สูงกว่าช่วงดังกล่าวพบว่า ความแตกต่างของอุณหภูมิมีค่าของความแตกต่างที่แตกต่างกันมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น แม้ว่าแรงบิดจะใกล้เคียงกันก็ตาม



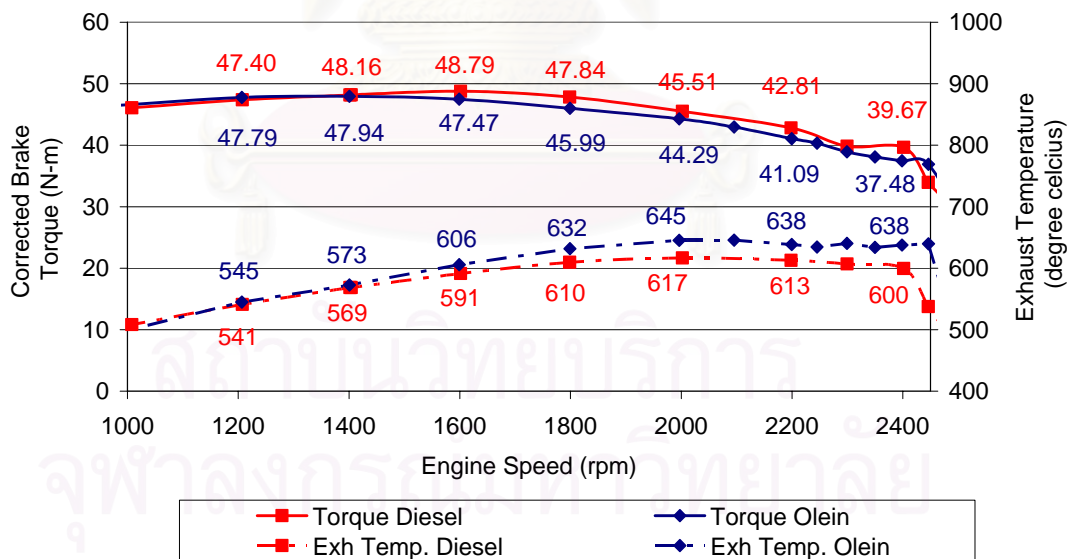
รูปที่ 5-79 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรคและอุณหภูมิไอเสียระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Exhaust Temperature with Engine Speed



รูปที่ 5-80 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอุณหภูมิไอเสียระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Exhaust Temperature with Engine Speed



รูปที่ 5-81 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอุณหภูมิไอเสียระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

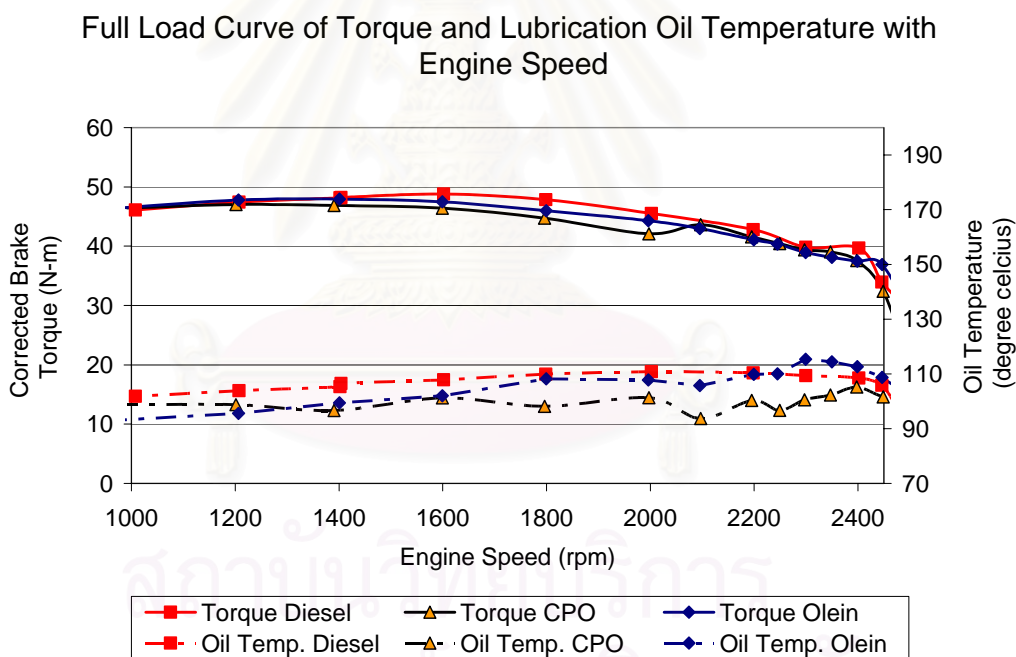
ที่ตำแหน่งที่ได้กำลังสูงสุดตามข้อกำหนดของผู้ผลิตเครื่องยนต์ โดยอุณหภูมิไอเสียของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลมีค่าอยู่ที่ 600 °C ส่วนอุณหภูมิไอเสียของการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและ

การใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโกลีอินมีค่า 634 °C และ 638 °C ตามลำดับซึ่งทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน และสูงกว่าของดีเซลอยู่ประมาณ 35-40 °C

สำหรับการที่อุณหภูมิไอเสียของน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดนี้สูงกว่าอุณหภูมิไอเสียของดีเซลเมื่อแรงบิดและความเร็วรอบเท่ากันนั้น คาดว่าเกิดจากความหนืดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มทั้งสองมีค่าที่สูงกว่าดีเซล ซึ่งทำให้กระบวนการกลายเป็นละอองฝอยเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดของการใช้น้ำมันปาล์มดิบและการใช้น้ำมันปาล์มโกลีอินควรจะกลายเป็นละอองที่แยกว่า ดังนั้นผลจากการเผาไหม้ อุณหภูมิไอเสียจึงสูงกว่า

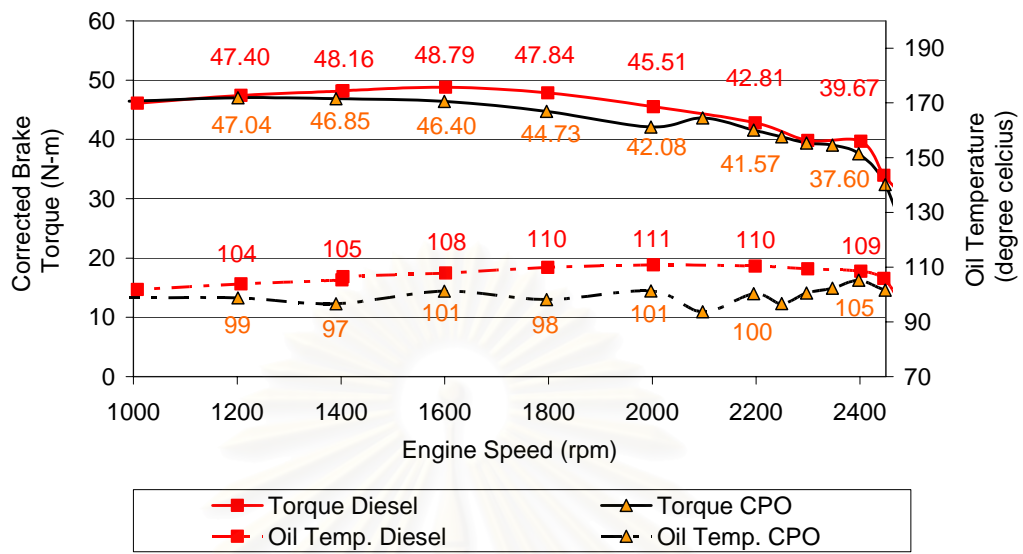
5.2.4 อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่สภาวะภาระสูงสุด

อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จากเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเปรียบเทียบกับ เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบและเมื่อใช้น้ำมันปาล์มโกลีอินเป็นเชื้อเพลิง แสดงไว้ในรูปที่ 5-82



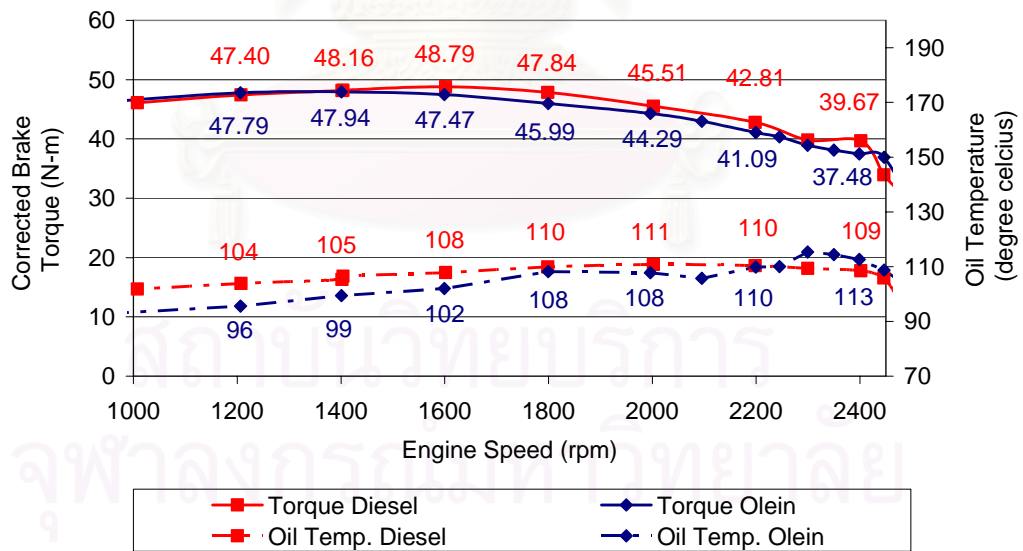
รูปที่ 5-82 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Lubrication Oil Temperature with Engine Speed



รูปที่ 5-83 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล และน้ำมันปาล์มดิบ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Lubrication Oil Temperature with Engine Speed



รูปที่ 5-84 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล และน้ำมันปาล์มโอสลิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

จากรูปที่ 5-82 ถึงรูปที่ 5-84 แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่สภาวะภาระสูงสุดของกรณีใช้เชื้อเพลิงทั้งสามชนิด พบว่าแทบจะไม่มี ความแตกต่างกันของอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่น

ซึ่งอยู่ในช่วงประมาณ 100 °C ถึง 110 °C และการเปลี่ยนแปลงก็เพิ่มขึ้นเมื่อกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเป็นแนวโน้มเดียวกันทั้งสามเชื้อเพลิง

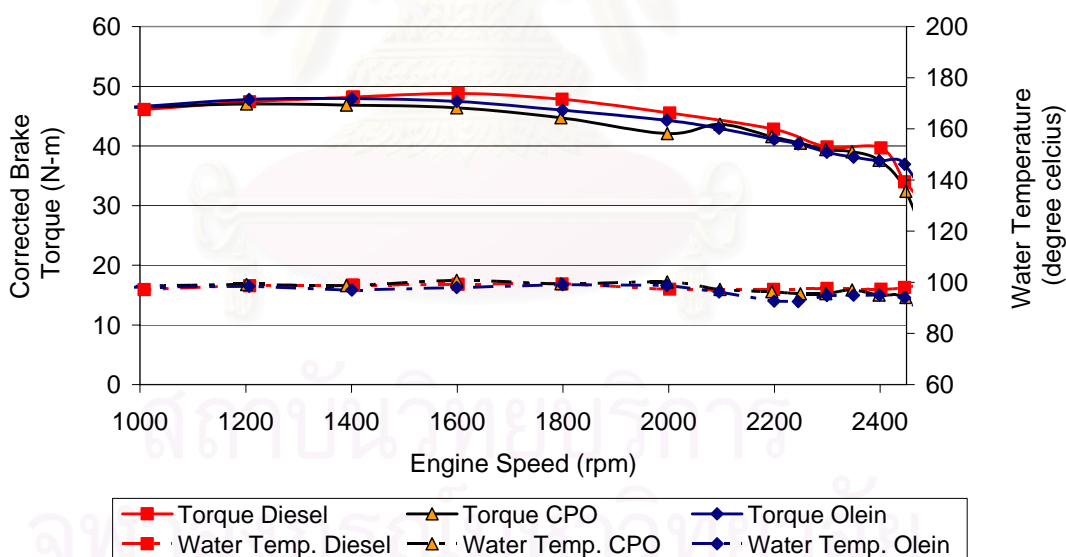
5.2.5 คุณสมบัติหล่อเย็นที่สภาวะภาระสูงสุด

คุณสมบัติหล่อเย็นที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จากเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเปรียบเทียบกับ เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบและเมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง แสดงไว้ในรูปที่ 5-85

รูปที่ 5-85 ถึงรูปที่ 5-87 แสดงให้เห็นว่าคุณสมบัติหล่อเย็น ที่สภาวะภาระสูงสุดของกรณีใช้เชื้อเพลิงต่างๆ ทั้งสามชนิดไม่มีความแตกต่างกันของคุณสมบัติเลย ซึ่งอยู่ในช่วง 97°C±5 °C ตลอดทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์

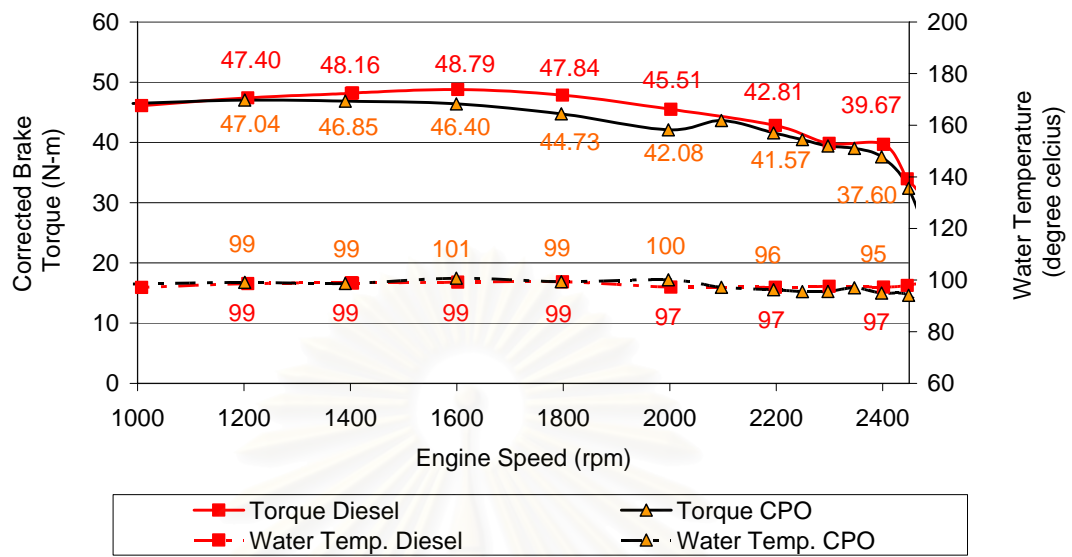
ซึ่งแสดงให้เห็นว่าผลกระทบจากการเปลี่ยนชนิดเชื้อเพลิงไม่มีผลกระทบต่อคุณสมบัติของเครื่องยนต์มากนัก เนื่องจากคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นและน้ำหล่อเย็นยังใกล้เคียงกัน แสดงว่าการระบายความร้อนของเครื่องยนต์ยังสามารถควบคุมได้อย่างเป็นปกติ

Full Load Curve of Torque and Cooling Water Temperature with Engine Speed



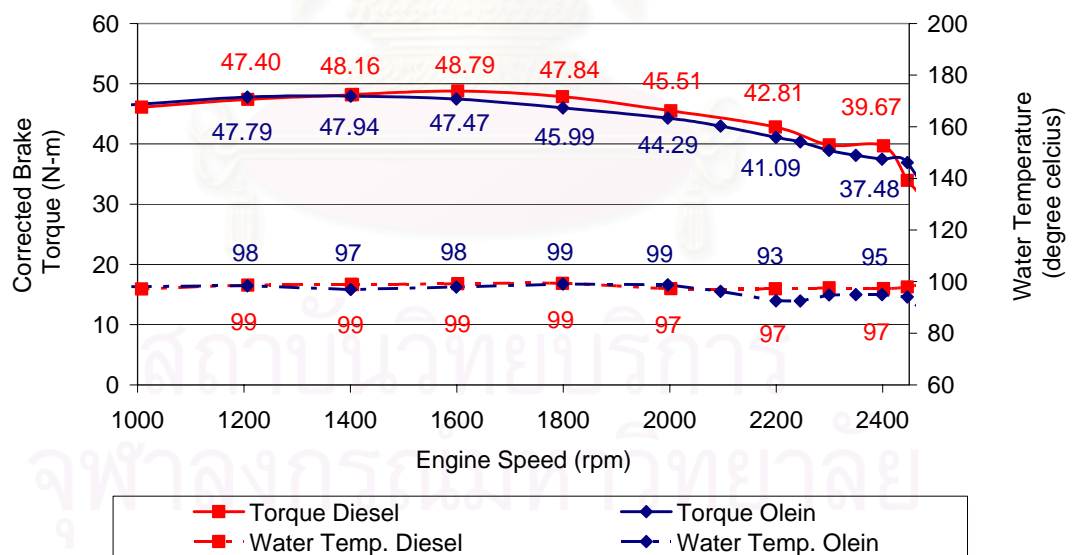
รูปที่ 5-85 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกและอุณหภูมิหล่อเย็น ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Cooling Water Temperature with Engine Speed



รูปที่ 5-86 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดและอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล และน้ำมันปาล์มดิบ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

Full Load Curve of Torque and Cooling Water Temperature with Engine Speed



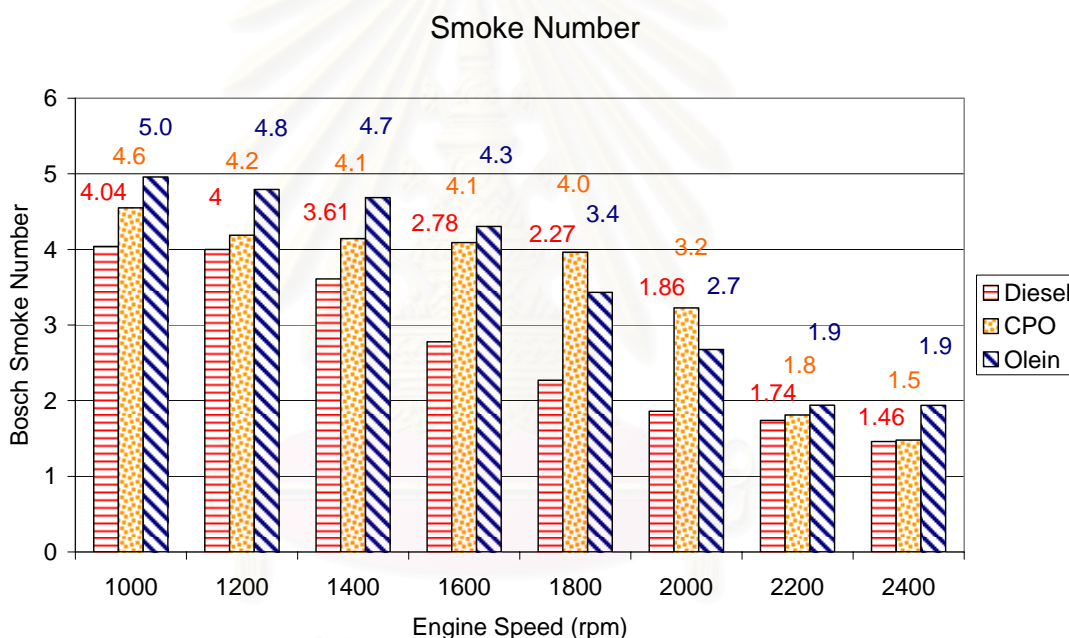
รูปที่ 5-87 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดและอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

5.2.6 ค่าคว้นดำที่สภาวะภาระสูงสุด

ผลการวัดค่าคว้นดำที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล เปรียบเทียบกับเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง แสดงในรูปที่ 5-88

จากรูปที่ 5-88 จะเห็นว่า ค่าควันดำของกรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบและกรณีใช้น้ำมันปาล์มโอลลีน มีค่าสูงกว่ากรณีใช้ดีเซลในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ โดยค่าควันดำสูงที่สุดที่ความเร็วรอบต่ำและค่อยๆ ลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นแนวโน้มเดียวกันทั้งสามเชื้อเพลิง โดยค่าควันดำของน้ำมันปาล์มโอลลีนมีค่าสูงที่สุดในสามชนิดของเชื้อเพลิง ยกเว้นช่วงความเร็วรอบ 1800 rpm และ 2000 rpm ที่ต่ำกว่าน้ำมันปาล์มดิบ

จากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่ได้กล่าวไปแล้ว จะพบได้ว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอลลีน มี %Carbon Residue สูงกว่าดีเซล ซึ่งทำให้การเผาไหม้เกิดเขม่ามากกว่า ส่งผลให้ค่าควันดำที่เกิดขึ้นมีค่าสูงกว่าการใช้ดีเซล ส่วนสำหรับการเปรียบเทียบน้ำมันปาล์มดิบกับน้ำมันปาล์มโอลลีนนั้น จะพบว่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงมีความใกล้เคียงกันมาก โดยค่า %Carbon Residue ของน้ำมันปาล์มดิบจะสูงกว่าของน้ำมันปาล์มโอลลีนเพียงเล็กน้อยเท่านั้น



รูปที่ 5-88 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าควันดำ ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอลลีน ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าค่าควันดำมีค่าสูงกว่าดีเซล แต่ก็ยังไม่เกินกว่าข้อกำหนดมาตรฐานของเครื่องยนต์เล็กทางการเกษตรในเรื่องควันดำ ซึ่งต้องไม่เกิน 5 นั่นคือการเปลี่ยนเชื้อเพลิงมาเป็นน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอลลีนก็สามารถใช้ทดแทนดีเซลได้โดยไม่มีปัญหาในเรื่องมาตรฐานควันดำ

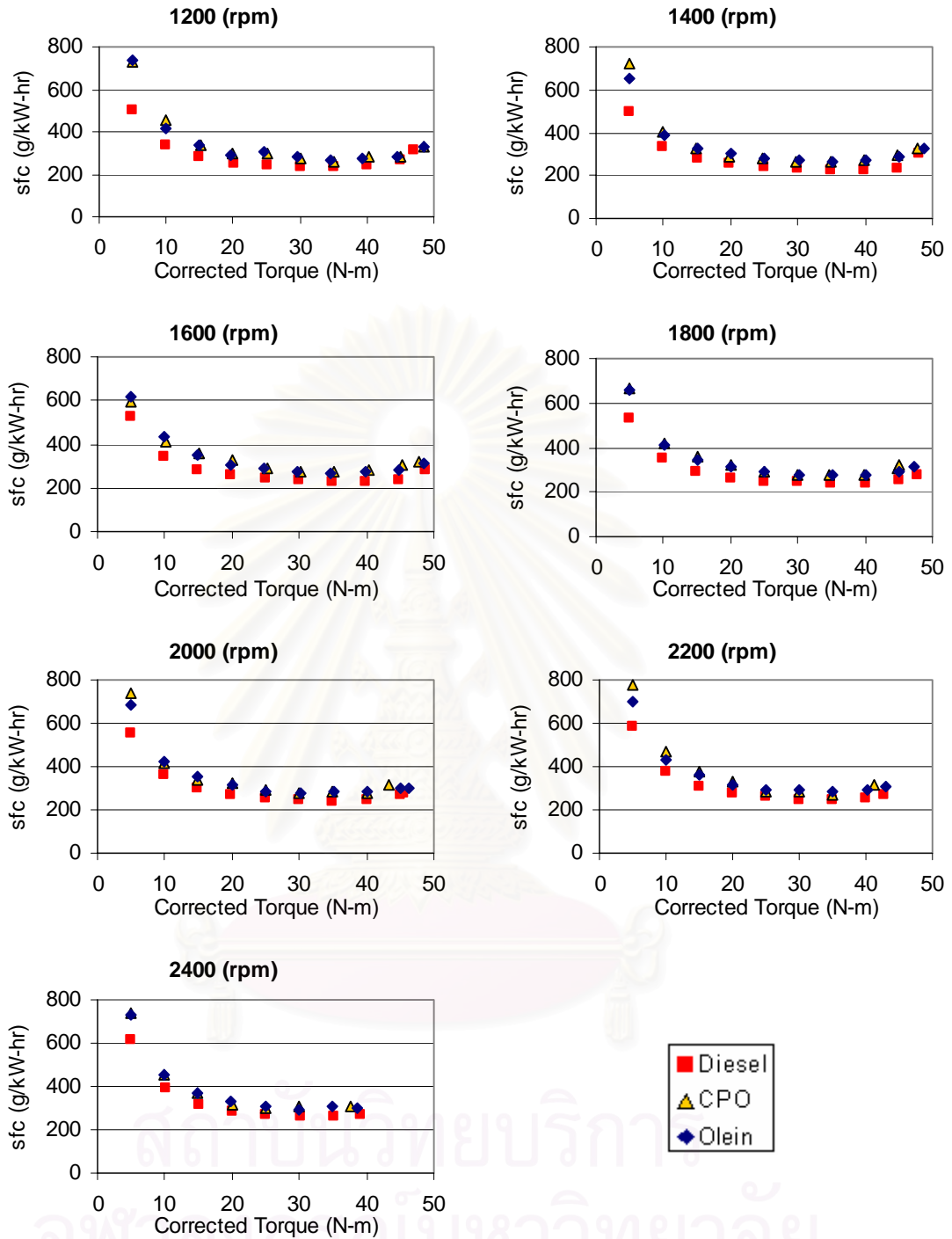
5.2.7 ค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ สภาวะภาระบางส่วน

อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกในสภาวะบางส่วนเปรียบเทียบระหว่างการใช้ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปรียบเทียบกับแรงบิดเบรก ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5-89

จากรูปที่ 5-89 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับแรงบิด ที่ค่าความเร็วคงที่ ตั้งแต่ 1200 1400 1600 1800 2000 2200 และ 2400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงเป็นดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน เปรียบเทียบกัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและจากการใช้น้ำมันปาล์มโอสลิน มีค่าสูงกว่าค่าจากการใช้น้ำมันดีเซลอย่างชัดเจนในทุกๆ ความเร็วรอบและแรงบิด

ค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบมีค่าประมาณ 261 g/kW-hr เกิดขึ้นที่ความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดเบรกประมาณ 35 N-m ส่วนค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอสลินมีค่าประมาณ 262 g/kW-hr เกิดขึ้นที่ความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดประมาณ 35 N-m ซึ่งค่าทั้งสองมีความใกล้เคียงกันอย่างมาก ทั้งนี้เนื่องจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน แต่สำหรับดีเซลค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีค่าประมาณ 226 g/kW-hr เกิดขึ้นที่ความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดประมาณ 40 N-m

น้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดมีค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดสูงกว่าของดีเซลประมาณ 16% ส่วนค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกในแต่ละจุดทดสอบอื่นๆ พบว่ามีแนวโน้มเดียวกันทั้งหมด กล่าวคือน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดมีค่าสูงกว่าดีเซลอยู่ในช่วงตั้งแต่ 5-45% เมื่อทำการเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบ และแรงบิดเดียวกัน โดยความแตกต่างของอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่มีความแตกต่างมากถึง 45% นั้นเป็นค่าที่เกิดในช่วงแรงบิดต่ำ (ช่วง 0-10 N-m) ซึ่งหากตัดข้อมูลส่วนดังกล่าวออกไป แนวโน้มจะใกล้เคียงกันมาก นั่นคือความแตกต่างของอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเมื่อเปรียบเทียบกับดีเซล จะอยู่ในช่วงประมาณ 5-25% เท่านั้น และเป็นแนวโน้มเดียวกันทั้งน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลิน



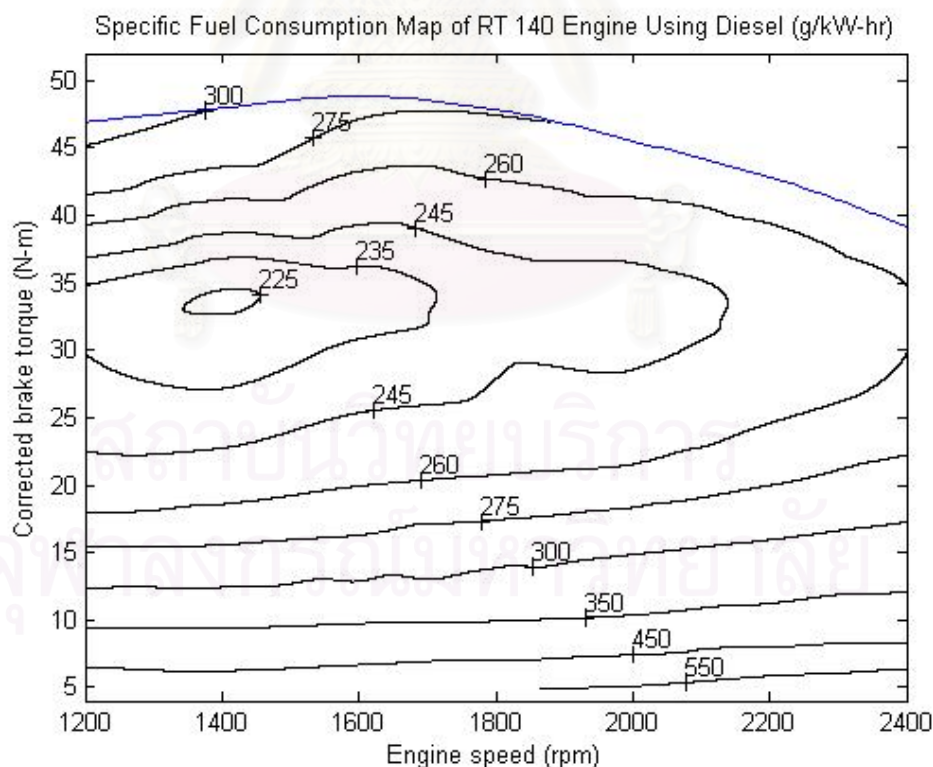
รูปที่ 5-89 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (sfc (g/kW-hr)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน

5.2.8 แผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

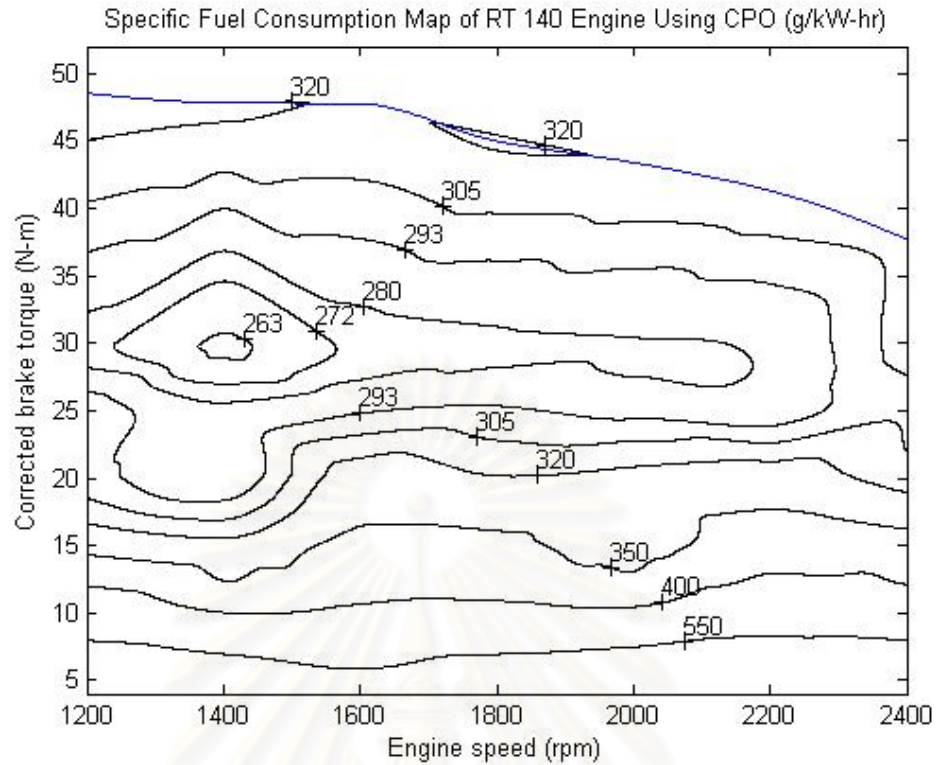
จากค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ภาระสูงสุด และที่ภาระบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิสมรรถนะของอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน แต่ละชนิดออกมาได้

โดยรูปที่ 5-90 ถึงรูปที่ 5-92 แสดงแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ

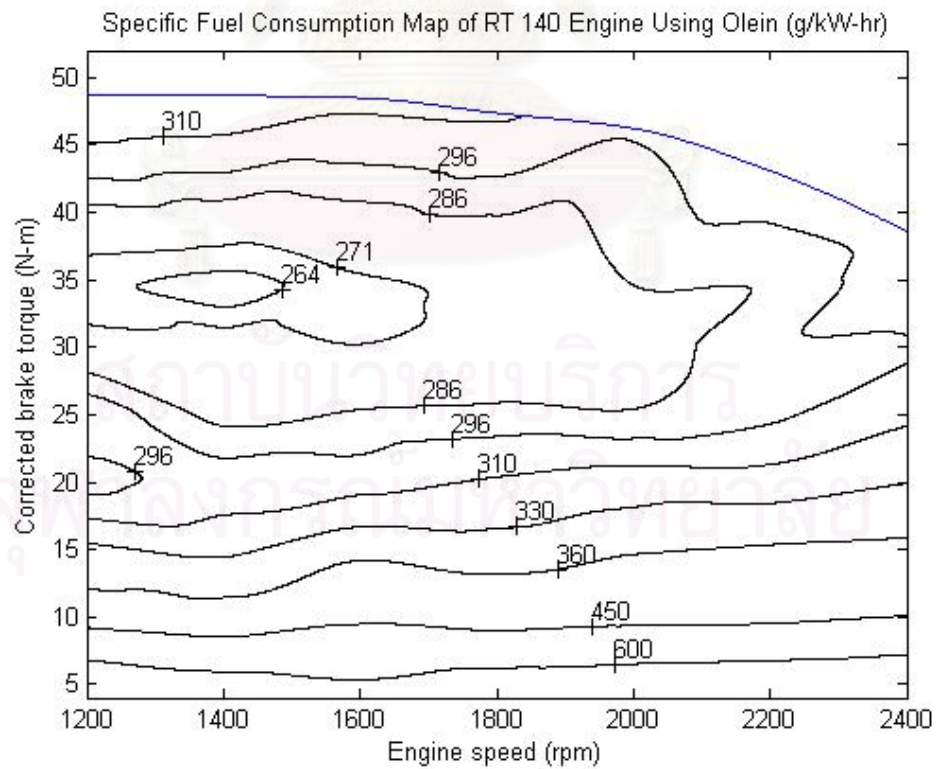
จากแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกในรูปที่ 5-90 และรูปที่ 5-91 จะเห็นความแตกต่างของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบ เปรียบเทียบกับการใช้ดีเซล โดยอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ต่ำที่สุดอยู่ในย่านความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิด 30-35 N-m สำหรับการใช้น้ำมันดีเซล และสำหรับการใช้น้ำมันปาล์มดิบอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ต่ำที่สุดอยู่ในย่านความเร็ว 1400 rpm เช่นกัน แต่อยู่ที่แรงบิดช่วง 30 N-m โดยอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดจากการใช้น้ำมันดีเซลมีค่า 225 g/kW-hr และจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบมีค่า 263 g/kW-hr ที่ตำแหน่งดังกล่าว โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นออกจากจุดต่ำสุดเป็นวงออกไปคล้ายคลึงกันทั้งของดีเซล และน้ำมันปาล์มดิบ



รูปที่ 5-90 แสดงแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-91 แสดงแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-92 แสดงแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคของเครื่องยนต์ที่ใช้ปาล์มโอลีอินเป็นเชื้อเพลิง

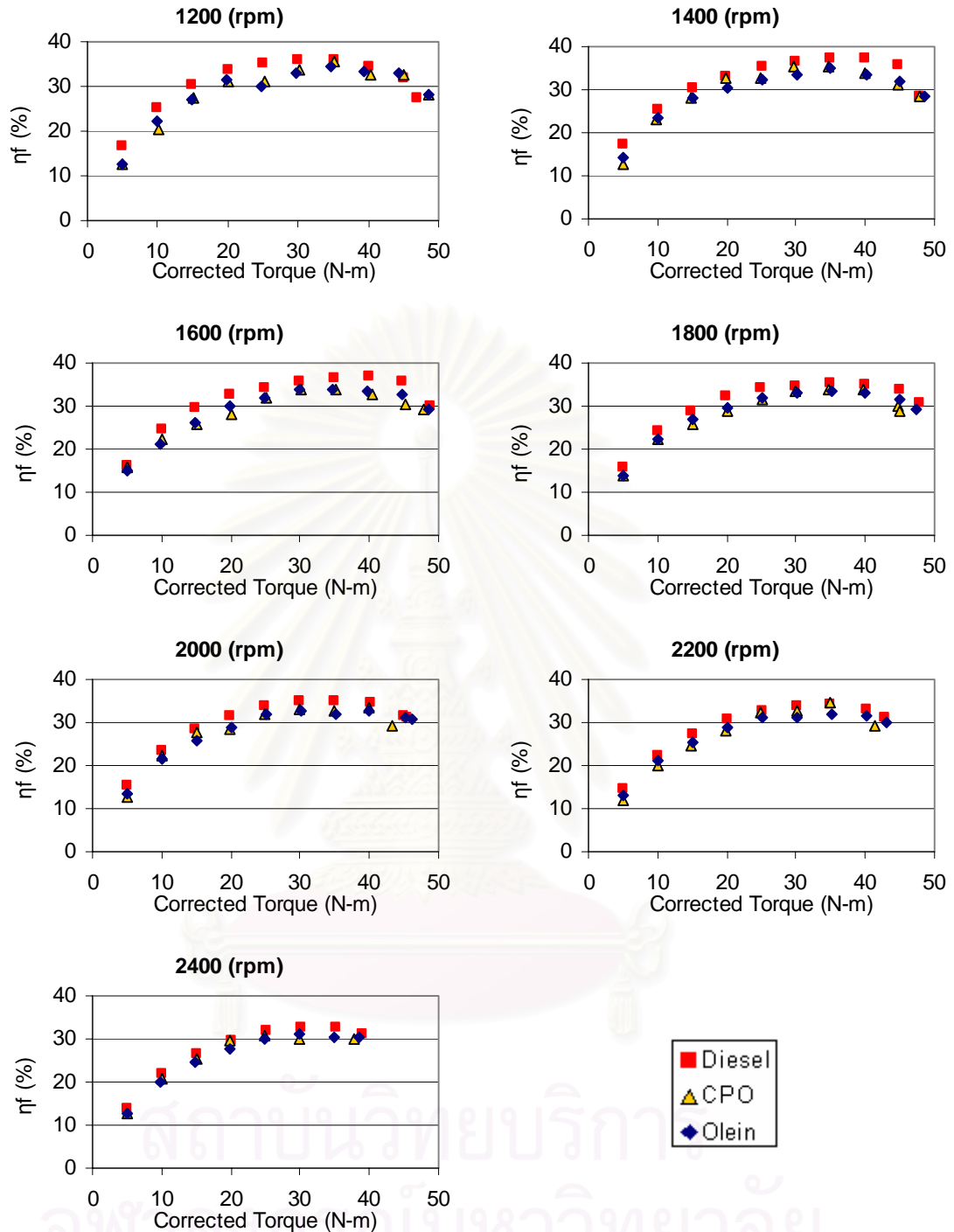
จากแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกในรูปที่ 5-90 และรูปที่ 5-92 จะเห็นความแตกต่างของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มโกลีอิน เปรียบเทียบกับการใช้ดีเซล โดยอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ต่ำที่สุดอยู่ในย่านความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดอยู่ในช่วง 30-35 N-m ซึ่งเหมือนกันทั้งของดีเซลและน้ำมันปาล์มโกลีอิน โดยอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำสุดของสมรรถนะจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็น 225 g/kW-hr และจากการใช้น้ำมันปาล์มโกลีอินเป็น 264 g/kW-hr โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นนอกจากจุดต่ำสุดเป็นวงออกไปคล้ายคลึงกันทั้งของดีเซล และน้ำมันปาล์มโกลีอิน เช่นกันกับน้ำมันปาล์มดิบ

จากแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกในรูปที่ 5-91 และรูปที่ 5-92 จะเห็นความคล้ายคลึงและความแตกต่างของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีอิน โดยลักษณะของแผนภูมิที่เกิดขึ้นมีลักษณะคล้ายคลึงกันมากคือ มีจุดต่ำสุดของอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกและเพิ่มขึ้นออกไปเป็นวง โดยที่ช่วงแรงบิดต่ำลงมาเล็กน้อยจากตำแหน่งค่าต่ำสุดที่ความเร็ว 1400 rpm มีลักษณะของวงในแผนภูมิเว้าลงมาคล้ายคลึงกัน แม้ว่าของน้ำมันปาล์มโกลีอินจะเห็นได้ไม่ชัดเจนเท่าก็ตาม ซึ่งแสดงให้เห็นลักษณะเฉพาะของแผนภูมิอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของการใช้น้ำมันปาล์มทั้งสองได้ อีกทั้งค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกก็มีค่าใกล้เคียงกันคือ 263 g/kW-hr และ 264 g/kW-hr สำหรับน้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอินตามลำดับ ส่วนในความแตกต่างระหว่างน้ำมันปาล์มทั้งสองคือตำแหน่งอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดอยู่ที่ความเร็วเดียวกันคือ 1400 rpm แต่คนละย่านแรงบิดคือ ย่าน 30 N-m สำหรับน้ำมันปาล์มดิบ และย่าน 30-35 N-m สำหรับน้ำมันปาล์มโกลีอิน

5.2.9 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ สภาวะภาระบางส่วน

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกในสภาวะบางส่วนเปรียบเทียบกับระหว่าง การใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอินเป็นเชื้อเพลิง ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกเปรียบเทียบกับแรงบิดเบรก ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5-93

จากรูปที่ 5-93 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกกับแรงบิดเบรก ที่ค่าความเร็วคงที่ ตั้งแต่ 1200 1400 1600 1800 2000 2200 และ 2400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงเป็นน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโกลีอินเปรียบเทียบกับกัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกจากการใช้น้ำมันดีเซล มีค่าสูงกว่าค่าจากการใช้น้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดอย่างชัดเจนในทุกๆ ความเร็วรอบและแรงบิด



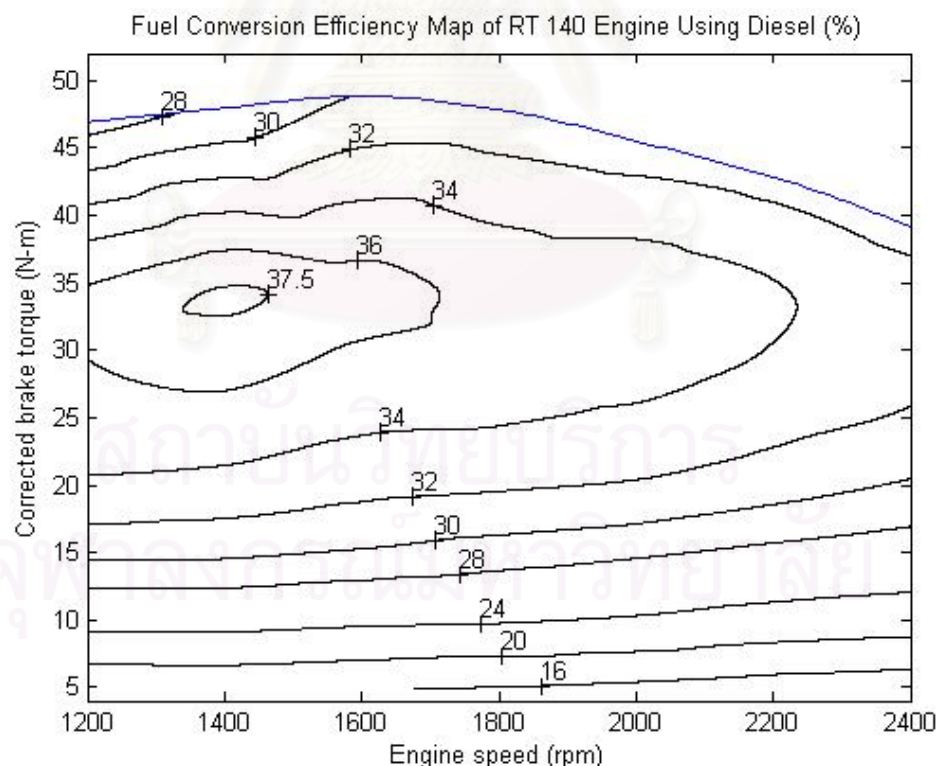
รูปที่ 5-93 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก (η_f (%)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อนำน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงสุดเมื่อนำน้ำมันปาล์มดิบมีค่าประมาณ 35.5% เกิดขึ้นที่ความเร็ว 1200 rpm และที่ 1400 rpm ที่แรงบิดเดียวกันคือประมาณ 35 N-m ส่วนประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงสุดเมื่อนำน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าประมาณ

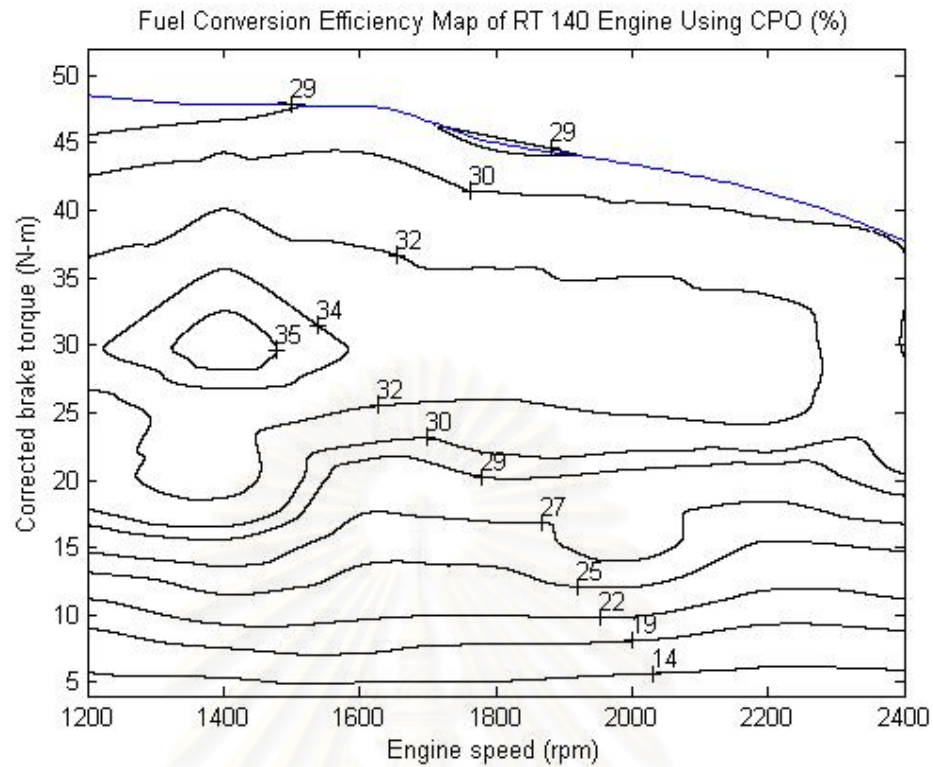
35% เกิดขึ้นที่ความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดประมาณ 35 N-m ซึ่งค่าทั้งสองมีความใกล้เคียงกันอย่างมาก ทั้งตำแหน่งที่เกิดและค่าประสิทธิภาพ เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงทั้งคู่ ไม่ว่าจะเป็นค่าความร้อนและความหนืดก็ใกล้เคียงกัน จึงทำให้ประสิทธิภาพและอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคใกล้เคียงกัน สำหรับดีเซลประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคสูงสุดมีค่าประมาณ 37.5% เกิดขึ้นที่ความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดประมาณ 30-35 N-m

น้ำมันปาล์มทั้งสองมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคที่สูงสุดต่ำกว่าของดีเซลประมาณ 5-6% ส่วนประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคในแต่ละจุดทดสอบอื่นๆ พบว่ามีแนวโน้มเดียวกันทั้งหมด กล่าวคือน้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดมีค่าต่ำกว่าดีเซลอยู่ในช่วงตั้งแต่ 0.2-25% โดยความแตกต่างของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรค ที่มีความแตกต่างมากถึง 25% นั้นเป็นค่าที่เกิดในช่วงแรงบิดต่ำช่วง 0-10 N-m ซึ่งหากตัดข้อมูลส่วนดังกล่าวออกไป แนวโน้มจะใกล้เคียงกันมาก นั่นคือความแตกต่างของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคเมื่อเปรียบเทียบกับดีเซล จะอยู่ในช่วง 0.2-10% เท่านั้น และเป็นแนวโน้มเดียวกันทั้งน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน

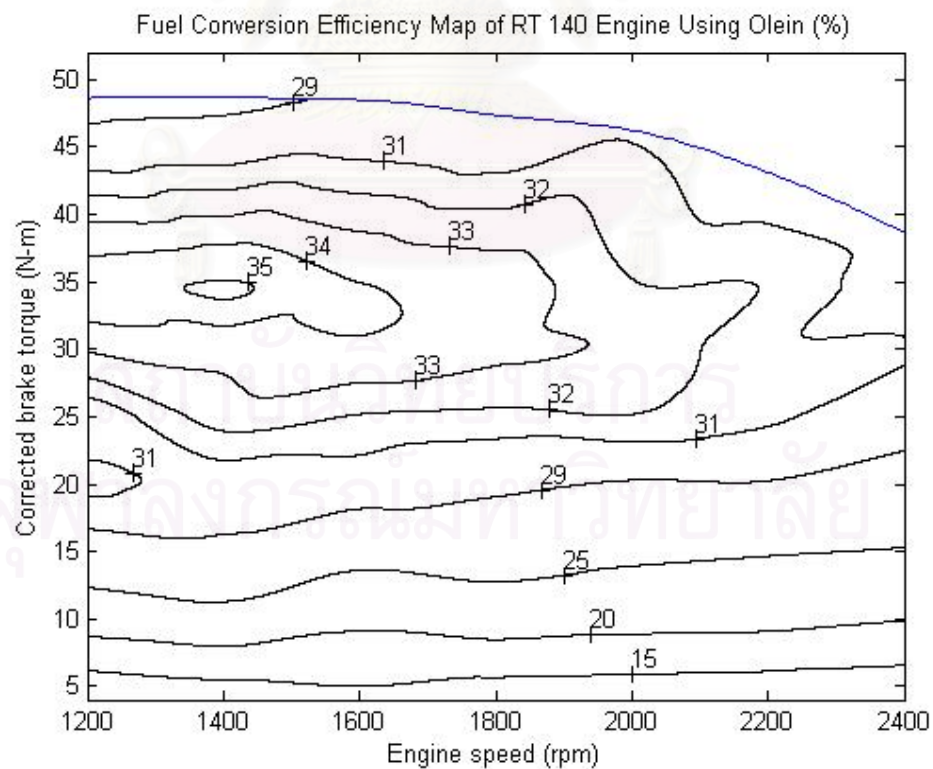
5.2.10 แผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรค



รูปที่ 5-94 แสดงแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-95 แสดงแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมัน
ปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-96 แสดงแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมัน
ปาล์มโอสี่อินเป็นเชื้อเพลิง

จากประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ภาระสูงสุด และที่ภาระบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลิน แต่ละชนิดออกมาได้

โดยรูปที่ 5-94 ถึงรูปที่ 5-96 แสดงแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ

จากแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกในรูปที่ 5-94 และรูปที่ 5-95 จะเห็นความแตกต่างของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบเปรียบเทียบกับการใช้ดีเซล โดยประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงที่สุดอยู่ในย่านความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดอยู่ในช่วง 30-35 N-m ซึ่งเหมือนกันทั้งของดีเซลและน้ำมันปาล์มดิบ โดยประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงที่สุดจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็น 37.5% และจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็น 35% โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นออกจากจุดต่ำสุดเป็นวงออกไปคล้ายคลึงกันทั้งของดีเซล และน้ำมันปาล์มดิบ

จากแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกในรูปที่ 5-94 และรูปที่ 5-96 จะเห็นความแตกต่างของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มโอสลิน เปรียบเทียบกับการใช้ดีเซล พบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่สูงที่สุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลและน้ำมันปาล์มโอสลินอยู่ในย่านความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดอยู่ในช่วง 35 N-m โดยประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงที่สุดจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็น 37.5% และจากการใช้น้ำมันปาล์มโอสลินเป็น 35% ที่ตำแหน่งดังกล่าว โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นออกจากจุดต่ำสุดเป็นวงออกไปคล้ายคลึงกันทั้งของดีเซล และน้ำมันปาล์มโอสลิน เช่นเดียวกันกับกรณีน้ำมันปาล์มดิบ

จากแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกในรูปที่ 5-95 และรูปที่ 5-96 จะเห็นความคล้ายคลึงและความแตกต่างของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มโอสลินและน้ำมันปาล์มดิบ โดยลักษณะของแผนภูมิที่เกิดขึ้นมีลักษณะคล้ายคลึงกันมาก กล่าวคือมีจุดสูงสุดของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกและลดลงออกไปเป็นวง โดยที่ช่วงแรงบิดต่ำลงมาเล็กน้อยจากตำแหน่งประสิทธิภาพสูงสุดที่ความเร็ว 1400 rpm มีลักษณะของวงในแผนภูมิเว้าลงมาคล้ายคลึงกัน ซึ่งแสดงให้เห็นลักษณะเฉพาะของแผนภูมิประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกของการใช้น้ำมันปาล์มทั้งสองได้ อีกทั้งทั้งประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงที่สุดก็เท่ากันเท่ากับ 35% สำหรับน้ำมันปาล์มโอสลินและน้ำมันปาล์มดิบตามลำดับ

ส่วนในความแตกต่างของแผนภูมินี้ระหว่างน้ำมันปาล์มทั้งสองคือตำแหน่งประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงที่สุดอยู่ที่ความเร็วเดียวกันคือ 1400 rpm แต่คนละย่านแรงบิดคือ ย่าน 35 N-m สำหรับน้ำมันปาล์มโอสลิน และ ย่าน 30-33 N-m สำหรับน้ำมันปาล์มดิบ

5.2.11 อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่สภาวะภาระบางส่วน

อุณหภูมิไอเสียในสภาวะบางส่วนเปรียบเทียบระหว่างการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิง ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียเปรียบเทียบกับแรงบิดเบรก ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5-97

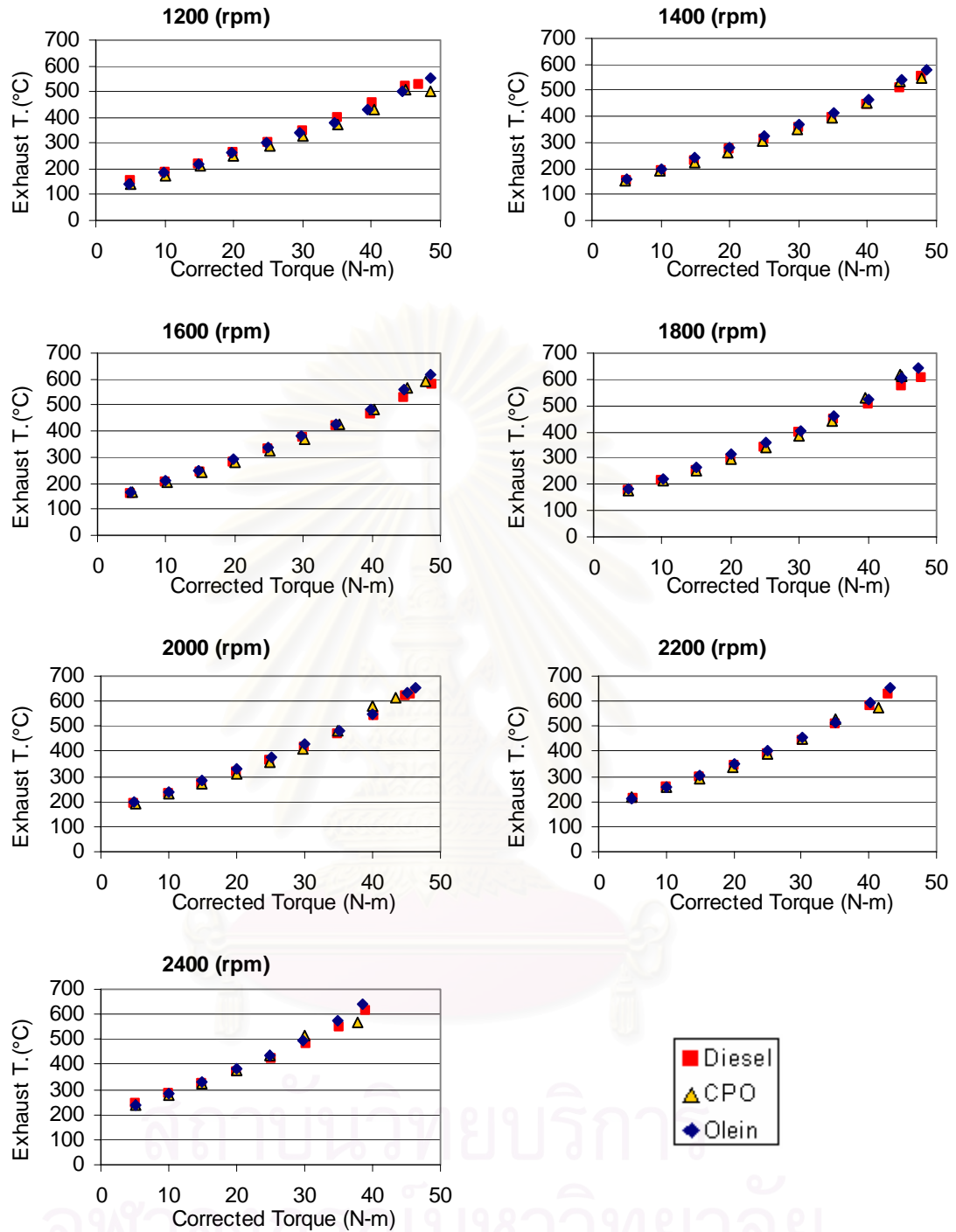
จากรูปที่ 5-97 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับแรงบิดเบรก ที่ค่าความเร็วคงที่ ตั้งแต่ 1200 1400 1600 1800 2000 2200 และ 2400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงเป็นดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสลินเปรียบเทียบกัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าค่าอุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและจากการใช้น้ำมันปาล์มโอสลิน ในช่วงภาระบางส่วนนั้น บางช่วงภาระจะมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิจากการใช้น้ำมันดีเซล และในบางช่วงภาระจะมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ได้จากการใช้น้ำมันดีเซล

ในช่วงความเร็วต่ำ 1200 rpm และ 1400 rpm อุณหภูมิไอเสียจากน้ำมันทั้งสามชนิดมีค่าใกล้เคียงกันตลอดทุกช่วงแรงบิด ส่วนในช่วงความเร็วที่สูงขึ้นอุณหภูมิไอเสียในช่วงแรงบิดสูงของน้ำมันปาล์มดิบ และของน้ำมันปาล์มโอสลินมีค่าที่สูงกว่าอุณหภูมิไอเสียของน้ำมันดีเซล โดยจะเห็นได้ชัดตั้งแต่ช่วงแรงบิดสูงคือ 40 N-m ขึ้นไป

อุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สุดของกรณีใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 629°C ที่ความเร็ว 2200 rpm แรงบิดประมาณ 43 N-m ส่วนอุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สุดของกรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 614°C ที่ความเร็ว 1800 rpm แรงบิดประมาณ 45 N-m อุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สุดของกรณีใช้น้ำมันปาล์มโอสลินเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 656°C ที่ความเร็ว 2200 rpm แรงบิดประมาณ 43 N-m ซึ่งเป็นตำแหน่งเดียวกันกับน้ำมันดีเซล

ส่วนต่างของอุณหภูมิไอเสียสำหรับภาระบางส่วนที่มากที่สุดอยู่ที่ 1800 rpm ที่แรงบิดประมาณ 45 N-m ซึ่งน้ำมันดีเซลมีอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 574°C น้ำมันปาล์มดิบมีอุณหภูมิไอเสียอยู่ประมาณ 614°C และน้ำมันปาล์มโอสลินมีอุณหภูมิไอเสียอยู่ประมาณ 607°C โดยส่วนต่างระหว่างน้ำมันดีเซลกับน้ำมันปาล์มดิบมีส่วนต่างถึง 40°C คิดเป็น 7% และส่วนต่างระหว่างน้ำมันดีเซลกับน้ำมันปาล์มโอสลินมีส่วนต่างถึง 33°C คิดเป็น 5.75%

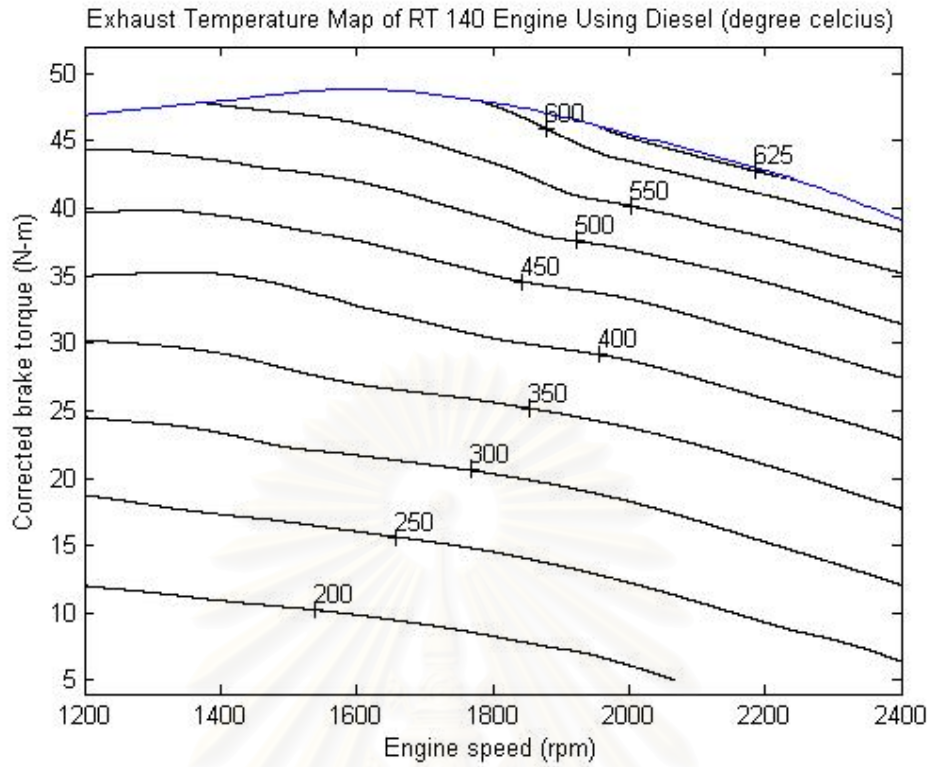
แนวโน้มของอุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสลินจึงเป็นแนวโน้มที่อุณหภูมิไอเสียจะสูงกว่า เช่นเดียวกันกับกรณีภาระสูงสุด เนื่องด้วยเหตุผลเกี่ยวกับคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่มีผลต่อการฉีดเชื้อเพลิงเช่นเดียวกันกับกรณีภาระสูงสุด



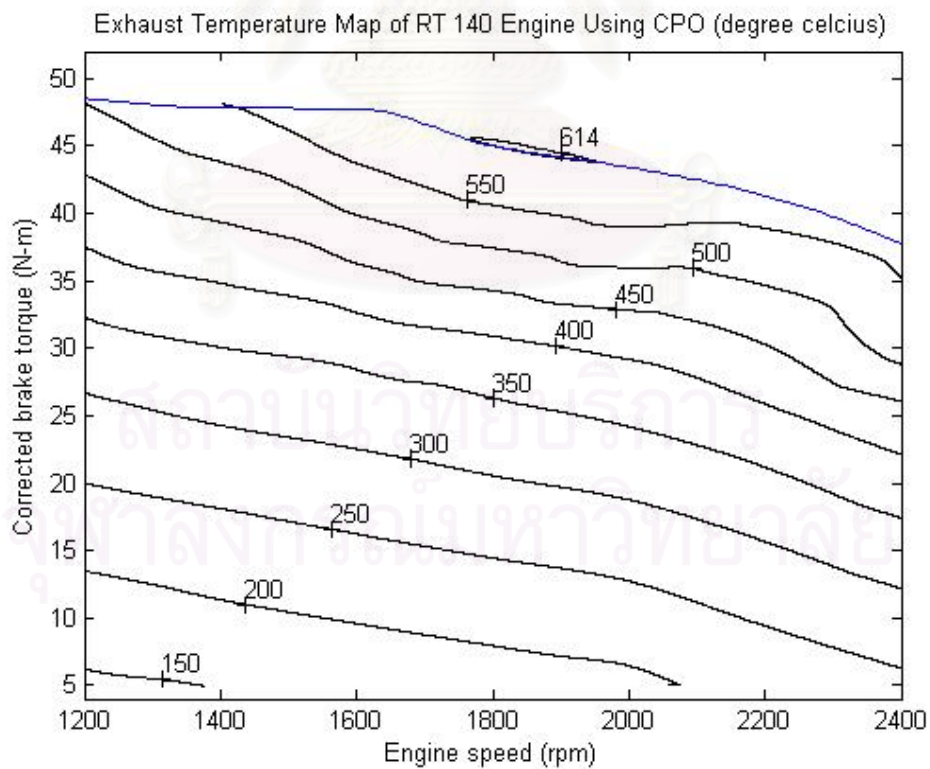
รูปที่ 5-97 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสีย (Exhaust T.(°C)) กับแรงบิดเบรค (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน

5.2.12 แผนภูมิอุณหภูมิไอเสีย

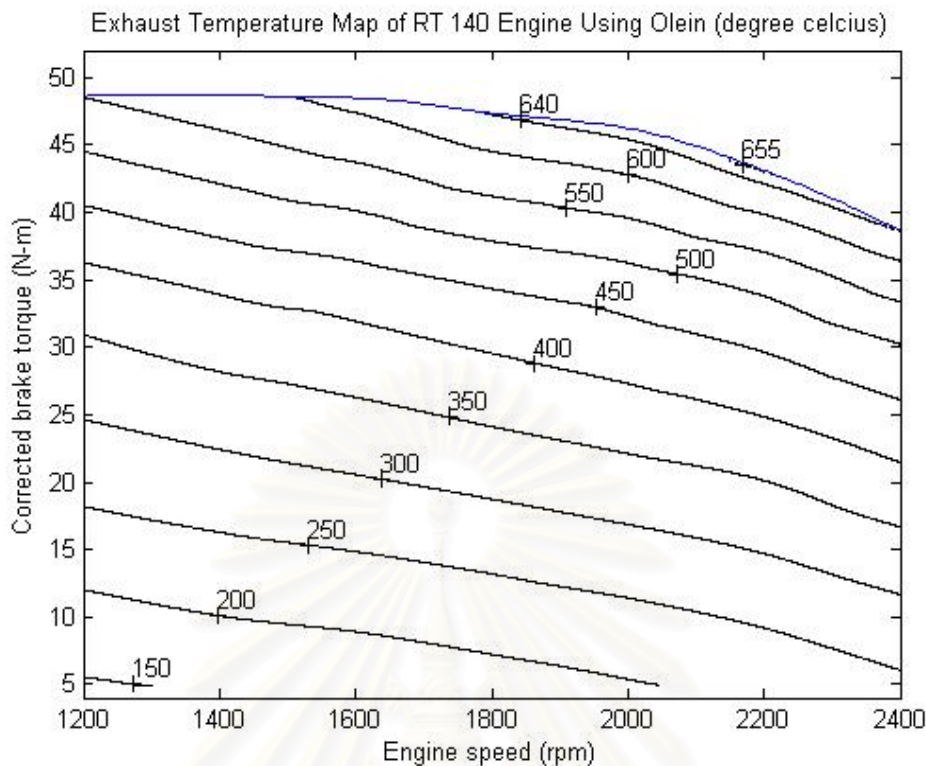
จากค่าอุณหภูมิไอเสียที่ภาวะสูงสุด และที่ภาวะบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสี่อิน ออกมาได้



รูปที่ 5-98 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-99 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-100 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง

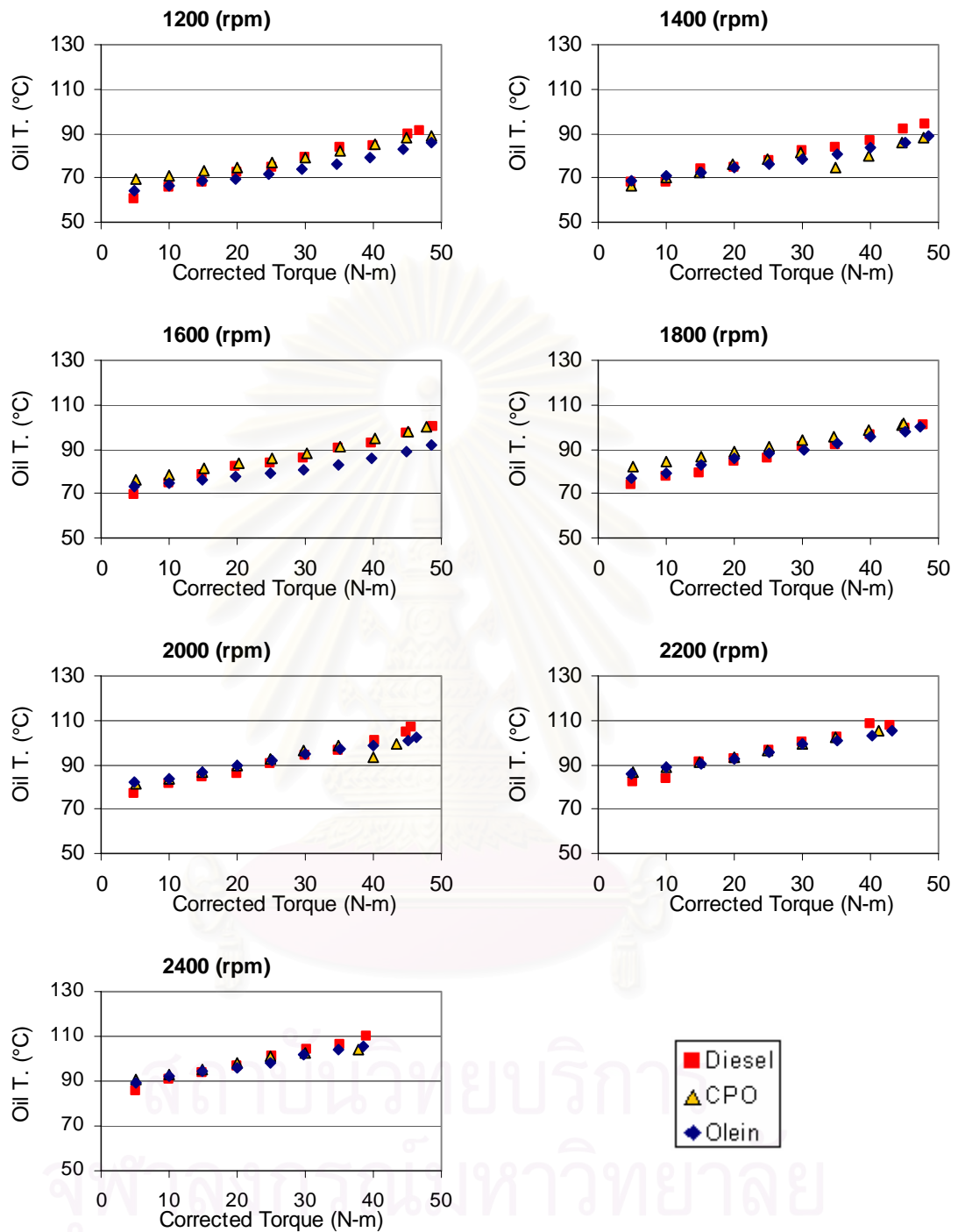
โดยรูปที่ 5-98 ถึงรูปที่ 5-100 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ

จากแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ทั้งสามแผนภูมิจะเห็นได้ว่า แนวโน้มของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิไอเสีย นั้น มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันทั้งหมด นั่นคือเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเช่นกัน

ความแตกต่างที่เห็นได้จากแผนภูมิดังกล่าวคือ อุณหภูมิไอเสียช่วงที่ภาวะสูงๆ เมื่อทำการใช้น้ำมันปาล์มทั้งสองจะมีค่าสูงกว่าดีเซล โดยเฉพาะน้ำมันปาล์มโอดีอินมีอุณหภูมิไอเสียสูงถึง 640 °C ซึ่งเป็นค่าที่สูงมาก แต่หากพิจารณาที่แรงบิดและความเร็วรอบเดียวกันแล้วจะพบว่ากรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบก็ใกล้เคียงกับกรณีน้ำมันปาล์มโอดีอินเช่นกัน

5.2.13 อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่สภาวะภาวะบางส่วน

อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นในสภาวะบางส่วนเปรียบเทียบระหว่างการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นเปรียบเทียบกับแรงบิดเบรก ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5-101



รูปที่ 5-101 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น (Oil T.(°C)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสีน

จากรูปที่ 5-101 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นกับแรงบิดเบรก ที่ค่าความเร็วรอบที่ ตั้งแต่ 1200 1400 1600 1800 2000 2200 และ 2400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้

เชื้อเพลิงเป็นดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินเปรียบเทียบกัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่า อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและจากการใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ในช่วงภาวะ บางส่วนนั้น มีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่ได้จากการใช้น้ำมันดีเซลแทบทั้งหมด

อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีแนวโน้มแบบเดียวกันคือ เพิ่มขึ้นเมื่อ แรงบิดเพิ่มขึ้น หรือความเร็วเพิ่มขึ้น โดยอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงที่สุด 110°C ในกรณีใช้น้ำมัน ดีเซล อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงสุดกรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบอยู่ที่ 105°C และอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น สูงสุดกรณีใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินอยู่ที่ 105°C ทั้งสามกรณีเกิดที่ความเร็วรอบและแรงบิดเดียวกัน คือ ความเร็ว 2400 rpm และแรงบิดประมาณ 38.5-39 N-m นั่นคือไม่แตกต่างกันมากนัก

จากการที่อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกับกรณีใช้ดีเซล ในขณะที่อุณหภูมิไอเสียสูงกว่า และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงกว่ำนั้นแสดงให้เห็นว่า เกิดการ เผาไหม้ในช่วงปลายของช่วงการเผาไหม้จนไปเผาไหม้ต่อในท่อไอเสีย อุณหภูมิไอเสียจึงสูง แต่ สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าทั้งที่ได้กำลังเท่ากันนั่นเอง

5.2.14 แผนภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น

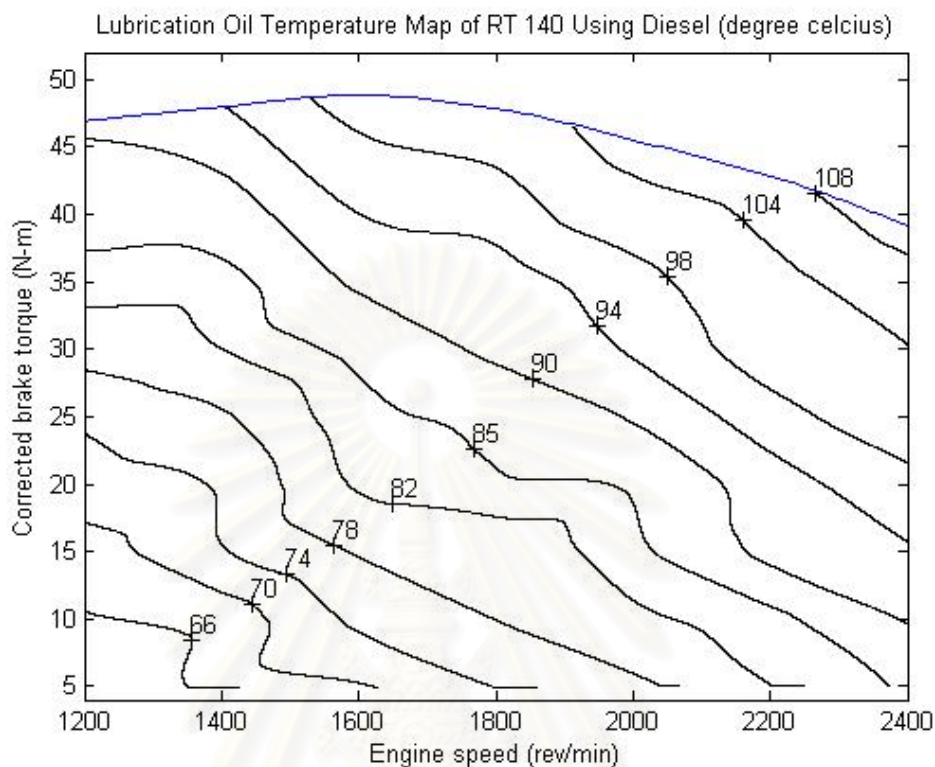
จากค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นที่ภาวะสูงสุดและที่ภาวะบางส่วน ทำให้สามารถนำมาสร้าง แผนภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ออกมาได้

โดยรูปที่ 5-102 ถึงรูปที่ 5-104 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ

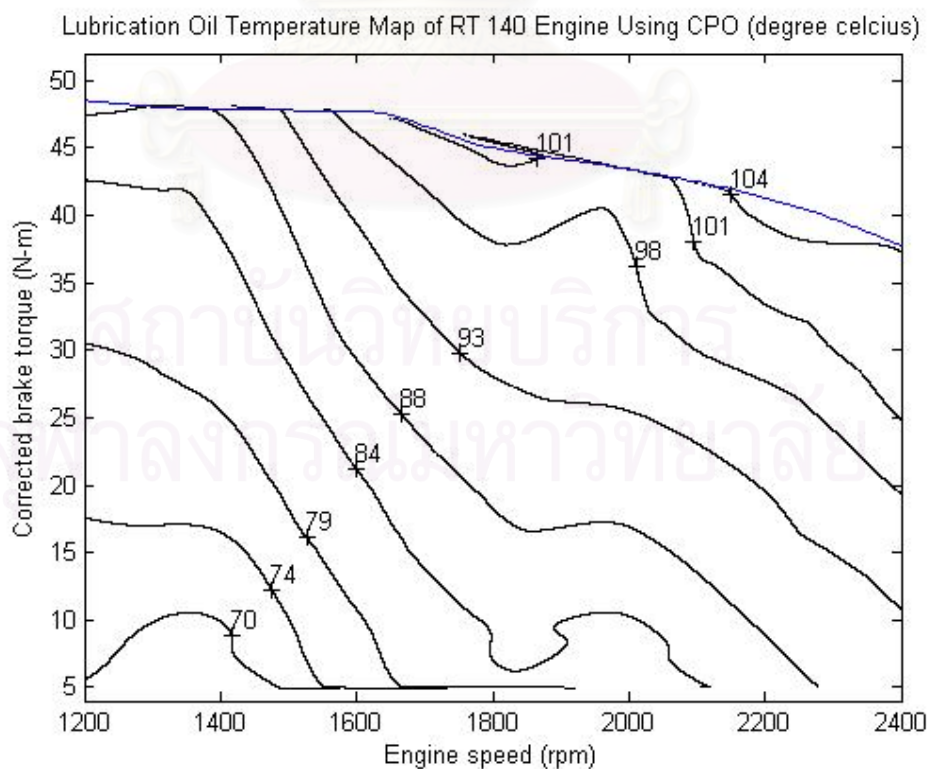
จากแผนภูมิอุณหภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์จะเห็นได้ว่า แนวโน้มการเพิ่มขึ้นของ อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นนั้น มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันทั้งหมด นั่นคือเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของ เครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเช่นกัน

จากแผนภูมิอุณหภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นในรูปที่ 5-102 และรูปที่ 5-103 จะเห็นความใกล้เคียง กันของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบ เปรียบเทียบกับการใช้ดีเซล โดยอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นสูงสุด ของสมรรถนะจากการใช้น้ำมันดีเซลอยู่ที่ประมาณ 108°C และจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบอยู่ ประมาณ 104°C นั้นแสดงว่าเครื่องยนต์กรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบใกล้เคียงกับกรณีใช้น้ำมันดีเซล และจากแผนภูมิอุณหภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ในรูปที่ 5-102 และรูปที่ 5-104 จะเห็นความใกล้เคียงกัน ของผลจากการใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน เปรียบเทียบกับการใช้ดีเซล โดยอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น สูงสุดของสมรรถนะจากการใช้น้ำมันดีเซลอยู่ที่ประมาณ 108°C และจากการใช้น้ำมันปาล์ม โอดีอินอยู่ที่ประมาณ 104°C นั้นแสดงว่าเครื่องยนต์กรณีใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินจะมีอุณหภูมิที่

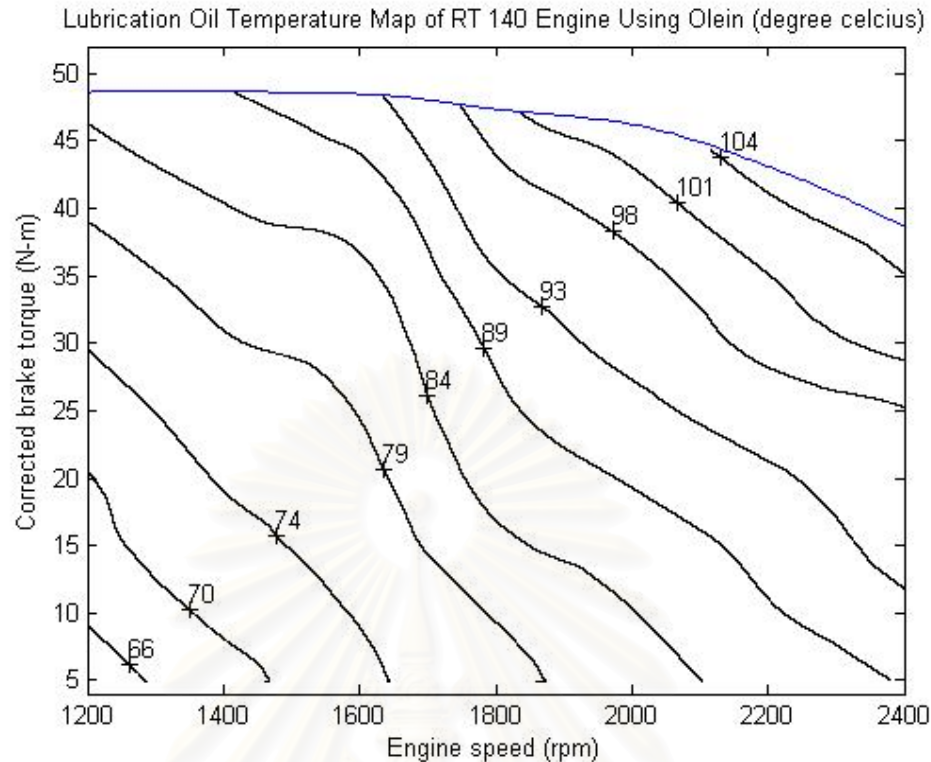
ใกล้เคียงกับดีเซลไม่แตกต่างกันเท่าใดนัก และเครื่องยนต์กรณีใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินจะมีอุณหภูมิที่ใกล้เคียงกับกรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบด้วย กล่าวคือทั้งหมดแตกต่างกันไม่เกิน 5°C เท่านั้น



รูปที่ 5-102 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-103 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง

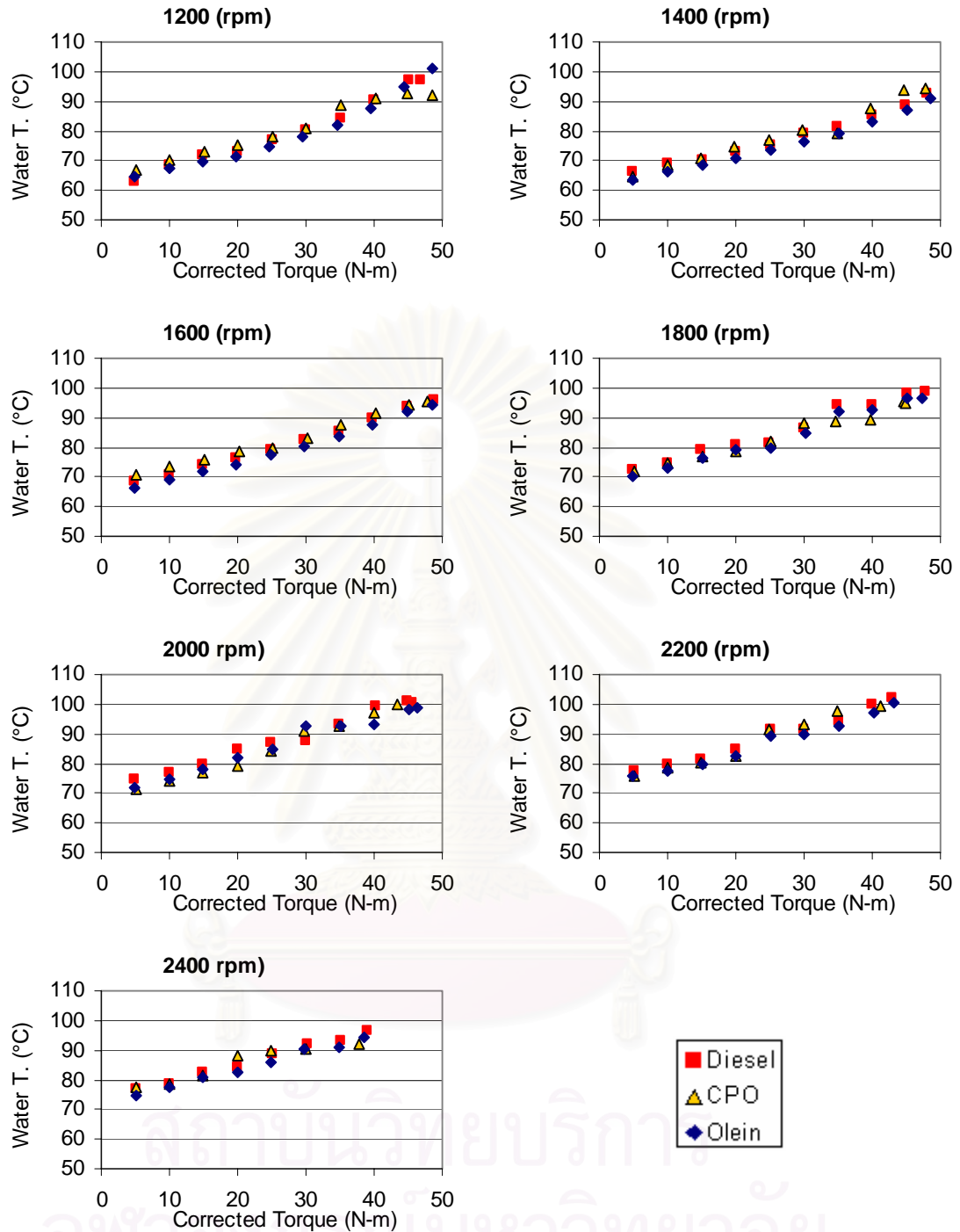


รูปที่ 5-104 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง

5.2.15 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่สภาวะภาระบางส่วน

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นในสภาวะบางส่วนเปรียบเทียบระหว่างการใช้ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเปรียบเทียบกับแรงบิด ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 5-105

จากรูปที่ 5-105 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นกับแรงบิด ที่ค่าความเร็วคงที่ ตั้งแต่ 1200 1400 1600 1800 2000 2200 และ 2400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงเป็นดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินเปรียบเทียบกัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและจากการใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินในช่วงภาระบางส่วนนั้นมีค่าใกล้เคียงกัน และสูงกว่าอุณหภูมิที่ได้จากการใช้น้ำมันดีเซลแทบทุกภาระที่เกิดขึ้น



รูปที่ 5-105 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น (Water T.(°C)) กับแรงบิด (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอสติน

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีแนวโน้มแบบเดียวกันคือ เพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้น หรือความเร็วเพิ่มขึ้น โดยอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงสุด 101 °C ในกรณีใช้น้ำมันดีเซล ที่ประมาณความเร็วรอบ 2200 rpm แรงบิด 43 N-m ส่วนอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นสูงสุดกรณีใช้น้ำมัน

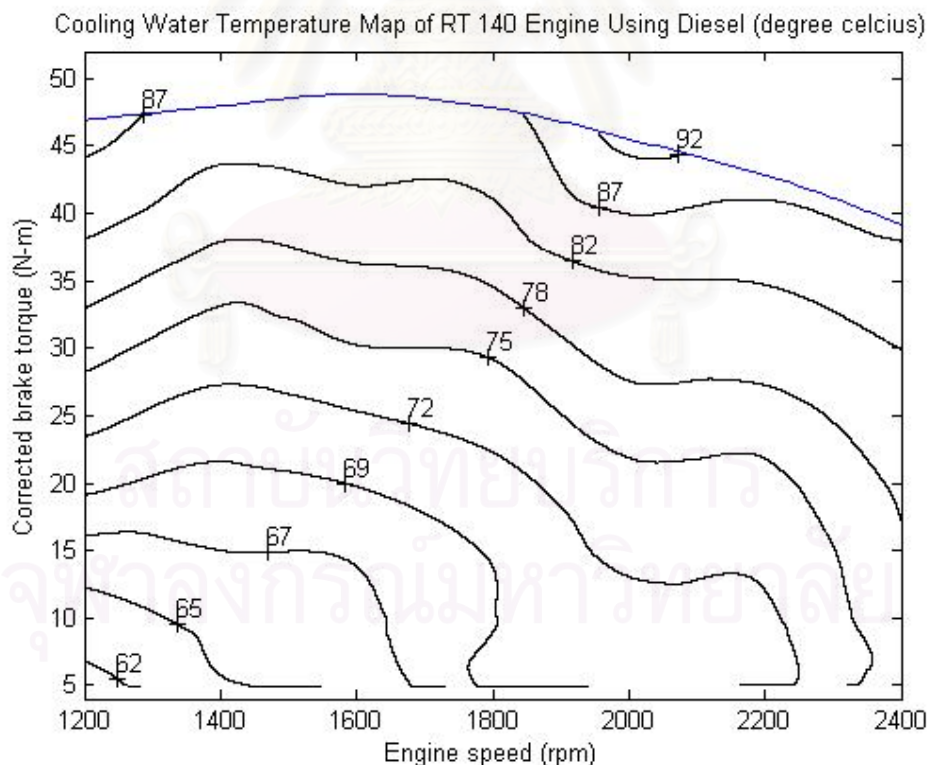
ปาล์มดิบอยู่ที่ประมาณ 99.5 °C ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm แรงบิด 43 N-m และอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นสูงสุดกรณีใช้น้ำมันปาล์มโอดีอินอยู่ที่ 101 °C ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm แรงบิด 48 N-m โดยอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นของการใช้น้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดอยู่ประมาณที่ 100 °C ซึ่งไม่แตกต่างกับดีเซลมากนัก

จากการที่อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นของเชื้อเพลิงทั้งสามมีค่าใกล้เคียงกันนั้นแสดงให้เห็นได้ว่า อุณหภูมิของเครื่องยนต์มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งลักษณะดังกล่าวเป็นเช่นเดียวกับกรณีของ น้ำมันหล่อลื่นนั่นเอง

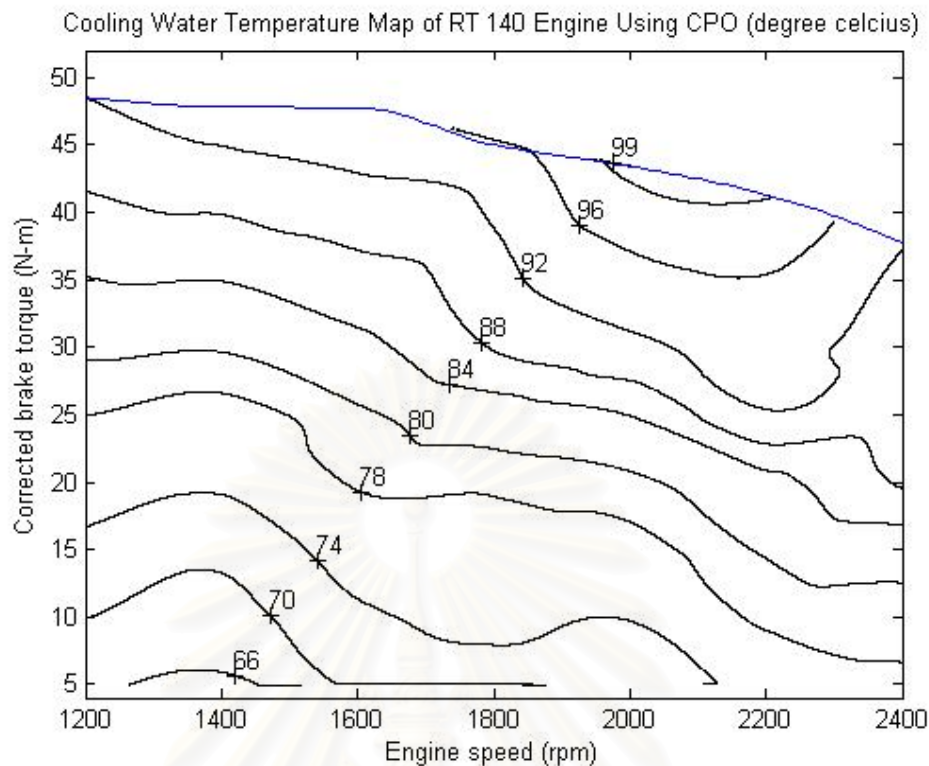
5.2.16 แผนภูมิอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น

จากค่าอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ภาวะสูงสุด และที่ภาวะบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้าง แผนภูมิอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นของการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน ออกมาได้

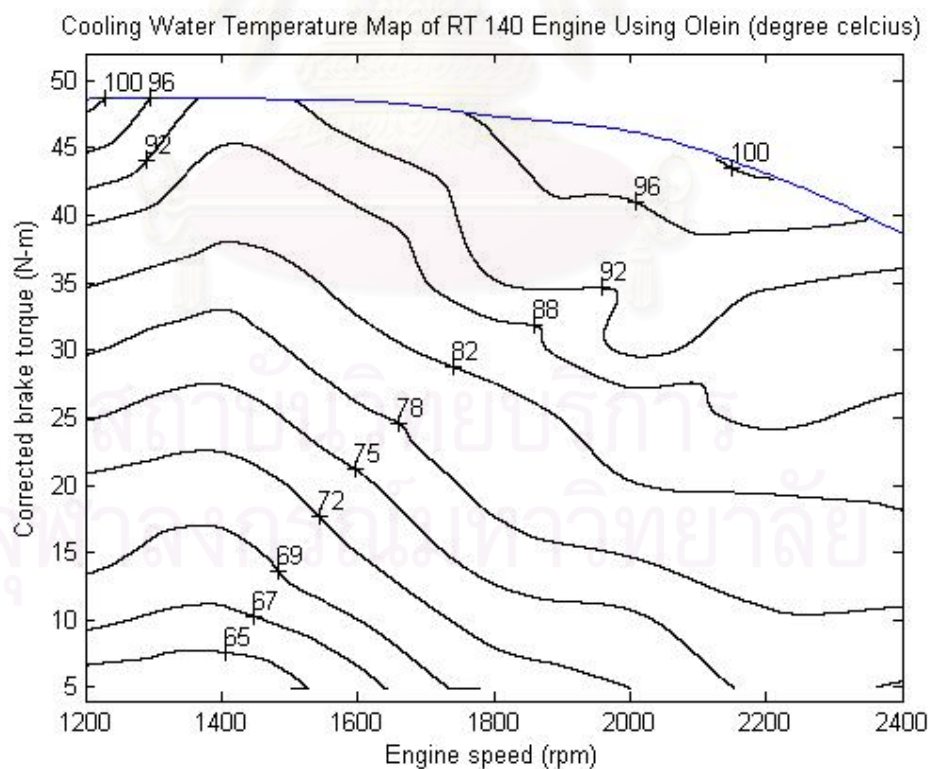
โดยรูปที่ 5-106 ถึงรูปที่ 5-108 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ



รูปที่ 5-106 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-107 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิหมักน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 5-108 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิหมักน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มโอดีอินเป็นเชื้อเพลิง

จากแผนภูมิอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ทั้งสามแผนภูมิจะเห็นว่า แนวโน้มของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันทั้งหมด นั่นคือเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเช่นกัน

ความแตกต่างที่เห็นได้จากแผนภูมิดังกล่าวคืออุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นช่วงที่ภาระสูงๆ เมื่อทำการใช้น้ำมันปาล์มทั้งสองคือจะมีค่าสูงกว่าดีเซล ซึ่งอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นของกรณีใช้น้ำมันปาล์มทั้งคู่สูงถึง 100 °C

5.2.17 ค่าคว้นด้าที่ภาระบางส่วน

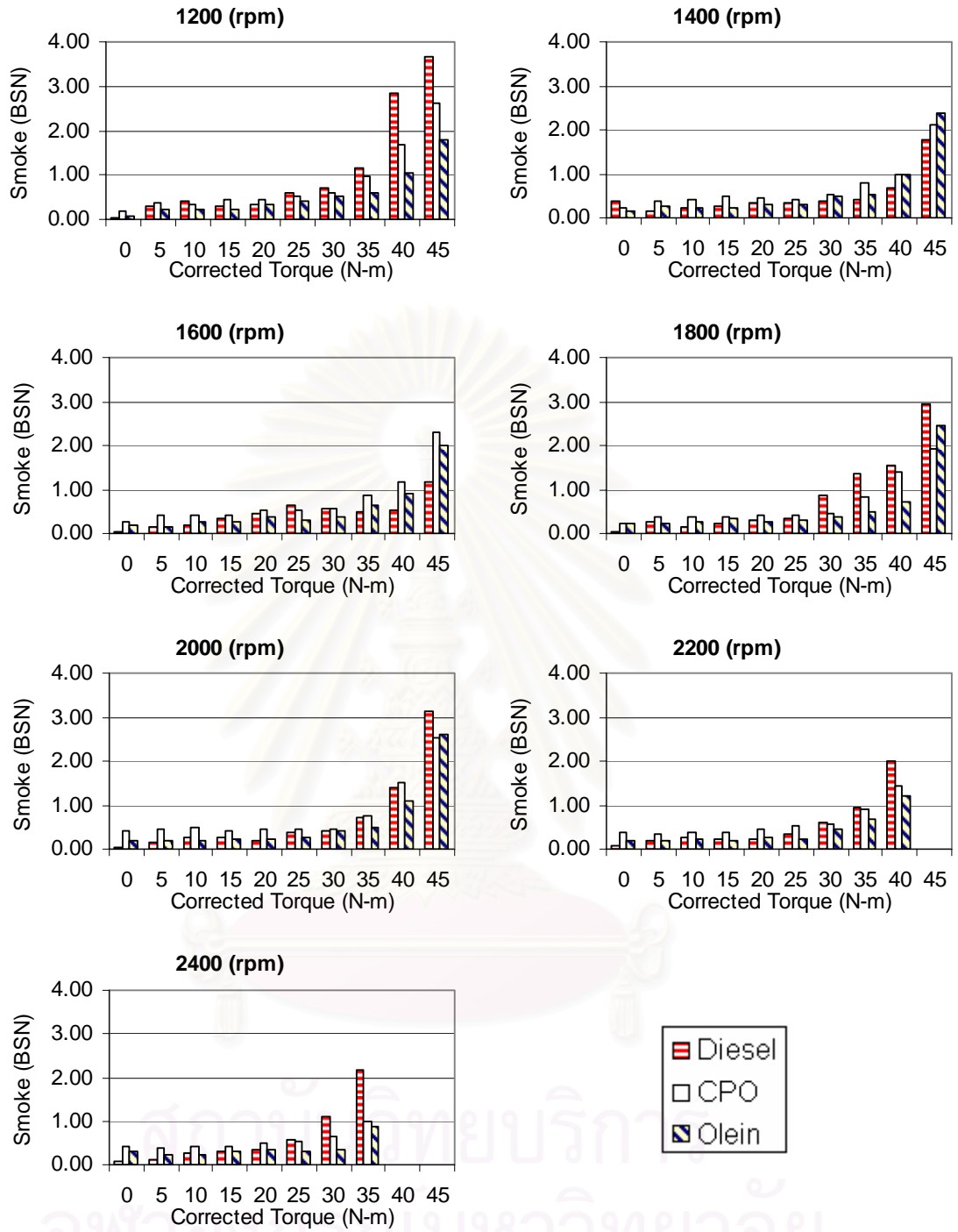
จากการวัดค่าคว้นด้าที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสี่อิน สามารถนำมาเปรียบเทียบและแสดงไว้ในรูปที่ 5-109

พบว่าค่าคว้นด้าในช่วงความเร็วรอบด้าที่ภาระบางส่วนของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสี่อินมีค่าใกล้เคียง แต่โดยส่วนใหญ่พบว่ากรณีการใช้น้ำมันปาล์มดิบมีค่าคว้นด้าสูงกว่ากรณีน้ำมันดีเซลและน้ำมันปาล์มโอสี่อินเล็กน้อย

และที่ภาระหรือแรงบิดที่สูงดีเซลจะมีค่าคว้นด้าที่สูงกว่ากรณีน้ำมันปาล์มดิบและสูงกว่ากรณีน้ำมันปาล์มโอสี่อิน ยกเว้นที่ความเร็ว 1400 rpm และ 1600 rpm ซึ่งสอดคล้องกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสี่อินที่ต่ำกว่าดีเซลอยู่ประมาณ 3.5-5% และสอดคล้องกับอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมันพืชทั้งสองที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

แต่เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีภาระสูงสุดแล้วคว้นด้าของน้ำมันปาล์มทั้งสองกลับสูงกว่า อาจมาจากที่ภาระสูงสุดมีการปรับคันเร่งมากที่สุดทำให้มวลน้ำมันเข้าไปมากกว่าความต้องการ ทำให้การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะอยู่ในช่วงท้ายของช่วงเผาไหม้เช่นเดียวกับที่ความเร็วรอบและภาระสูงในส่ววิเคราะห์การเผาไหม้ อีกทั้งประสิทธิภาพไม่ดีเท่าดีเซลทำให้มีคว้นด้าที่มากกว่า

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-109 แสดงผลเปรียบเทียบค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ และน้ำมันปาล์มโอดีอิน

บทที่ 6

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอินที่มีต่อปรากฏการณ์การเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ เปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซล และศึกษาผลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ โดยสรุปผลได้ดังนี้

6.1.1 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

1. ความดันสูงสุดที่ทางเข้าหัวฉีดของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอิน ในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าอยู่ในช่วง 1000-1250 bar
2. อัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอิน ในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิง มีค่าไม่เกิน 3 mg/degree
3. ที่ทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอินมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงกว่าน้ำมันดีเซล อยู่ในช่วง 15.33-36.72% และ 13.68-32.57% ตามลำดับ
4. การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยงในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอิน จะทำให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าสูงที่สุด และต่ำลงเมื่อฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น
5. การเปลี่ยนแปลงองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอินมีค่าเปลี่ยนแปลงไป
6. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอสีอินมีแนวโน้มลดลงเมื่อองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น
7. ช่วงการเผาไหม้มีแนวโน้มยาวขึ้นเมื่อช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นลง

6.1.2 สรุปผลการพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

1. องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ

2. องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มโอดีอิน

6.1.3 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

1. เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีแนวโน้มที่จะสร้างความดันในการฉีดล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน
2. จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลล่าช้ากว่าน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินอยู่ในช่วงไม่เกิน 1 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง
3. ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันปาล์มดิบสูงกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 15.87-24.28% และน้ำมันปาล์มโอดีอินสูงกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ในช่วง 14.45-24.74%
4. ที่ภาระต่ำ เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินจะมีความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดสูงกว่าหรือใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล แต่ที่ภาระสูง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล
5. อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล
6. เชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน แตกต่างกันไม่เกิน 0.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง
7. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลสั้นที่สุด
8. ไม่สามารถสรุปแนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ที่ชัดเจนได้ซึ่งขึ้นอยู่กับความเร็วรอบและภาระ

6.1.4 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

1. แรงบิดเบรกสูงสุดที่น้ำมันดีเซลสามารถทำได้คือ 48.79 N-m น้ำมันปาล์มโอดีอินสามารถทำแรงบิดเบรกสูงสุดได้ 47.94 N-m ซึ่งใกล้เคียงกับดีเซล และสำหรับน้ำมันปาล์มดิบแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้คือ 47.04 N-m ซึ่งต่ำกว่าประมาณ 3.6%
2. ที่สภาวะภาระสูงสุด อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าใกล้เคียงกันและจะมีค่าสูงกว่า

อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของกรณีการใช้ดีเซลอยู่ในช่วงประมาณ 14-24%

3. ที่สภาวะภาระสูงสุด ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคที่สูงสุดของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินต่ำกว่าของดีเซลอยู่ประมาณ 9%
4. อุณหภูมิไอเสีย อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีค่าใกล้เคียงกัน
5. ที่สภาวะภาระสูงสุดค่าวันดำของกรณีใช้น้ำมันปาล์มดิบและใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน มีค่าสูงกว่ากรณีใช้ดีเซล
6. ที่สภาวะภาระบางส่วน น้ำมันปาล์มทั้งสองชนิดมีค่าอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะต่ำสุดสูงกว่าของดีเซลประมาณ 16%
7. ที่สภาวะภาระบางส่วน น้ำมันปาล์มทั้งสองมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคที่สูงสุดต่ำกว่าของดีเซลประมาณ 5-6 %
8. ที่สภาวะภาระบางส่วน แนวโน้มของอุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าสูงกว่าจากการใช้น้ำมันดีเซล
9. ที่สภาวะภาระบางส่วน ค่าอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบและจากการใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน มีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่ได้จากการใช้น้ำมันดีเซล
10. ที่สภาวะภาระบางส่วน อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจากการใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอิน มีค่าใกล้เคียงกัน
11. ค่าวันดำในช่วงความเร็วรอบต่ำที่ภาระบางส่วนของน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโอดีอินมีค่าใกล้เคียง แต่โดยส่วนใหญ่พบว่ากรณีการใช้น้ำมันปาล์มดิบมีค่าวันดำสูงกว่ากรณีน้ำมันดีเซลและน้ำมันปาล์มโอดีอินเล็กน้อย ส่วนที่ภาระหรือแรงบิดที่สูง ดีเซลจะมีค่าวันดำที่สูงกว่ากรณีน้ำมันปาล์มดิบและสูงกว่ากรณีน้ำมันปาล์มโอดีอิน ยกเว้นที่ความเร็ว 1400 rpm และ 1600 rpm

6.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบจะเป็นไขที่อุณหภูมิห้อง ดังนั้นเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบจะต้องทำการเดินเครื่องยนต์ด้วยน้ำมันดีเซลเพื่อป้องกันปัญหาการอุดตันที่ไส้กรองปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและหัวฉีด

6.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

1. ควรมีการศึกษาถึงเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบและน้ำมันปาล์มโกลีนที่มีการผสมกับน้ำมันดีเซล ร่วมกับการศึกษาถึงผลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง เพื่อให้สามารถใช้เชื้อเพลิงได้อย่างสะดวกและให้ผลดีในทุกด้าน
2. ควรมีการศึกษาถึงการนำเชื้อเพลิงน้ำมันพืชไปผสมกับเชื้อเพลิงอื่นนอกเหนือจากน้ำมันดีเซล เพื่อแก้ปัญหาคาการขาดแคลนน้ำมันในอนาคต



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการอ้างอิง

- [1] Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines – Pollutant formation and control. United States of America: Academic Press, 1998.,
- [2] อารีย์ อรัญญวัฒน์. พืชน้ำมัน. พิมพ์ครั้งที่ 2. นครปฐม: ภาควิชาพืชไร่ฯ คณะเกษตร มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, 2532.
- [3] มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. มอก.288-2535. น้ำมันปาล์มสำหรับการบริโภค. สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม กระทรวงอุตสาหกรรม.
- [4] Hartley, C.W.S. The oil palm. 2 nd edition. London: Longman, 1977.
- [5] Yusuf Ali, and M.A. Hanna. Alternative diesel fuels from vegetable oils. Bioresource Technology 50 (July 1994): 153-163.
- [6] Pryor, R.W., M.A. Hanna, J.L. Schinstock, and L.L. Bashford. Soybean oil fuel in a small diesel engine. Transaction of the ASAE 26: 333-337.
- [7] Norbert H., Volker K., and Herwig. Performance, Exhaust Emission and Durability of modern diesel engines running on rapeseed oil. SAE paper No.910848 (25 February-1 March 1991).
- [8] Pacific regional biomass energy program. News Archive February 2002 [Online]. Available from: <http://www.pacificbiomass.org/archives/news0202.cfm> (November 2004)
- [9] Yu C.W., Bari S, and Ameen A. A comparison of combustion characteristics of waste cooking oils as fuel in a D.I. Diesel Engine. Proc. I. MECH. E. part D journal of automobile engineering .216, 3(n.d.): 237-243.
- [10] Jones, S., and Charles L. Peterson. Using unmodified vegetable oils as a diesel fuel extender-a literature review. [Online]. Available from: http://www.uidaho.edu/bae/biodiesel/raw%20vegetable%20oils_literature%20review.doc (November 2004)
- [11] Lim, T. H. Performance and emission analyses if diesel engine using heated blends of crude palm oil (CPO) with lighter fuel. MSc, University Sains Malaysia. 2001.
- [12] Bari, S., T. H. Lim, and C. W. Yu. Effects of preheating of crude palm oil (CPO) on injection system, performance and emission of a diesel engine. Renewable Energy Journal 27 (2002): 339-351.

- [13] Bari, C. W. Yu, and T. H. Lim. Performance deterioration and durability issues while running a diesel engine with crude palm oil. Proc. I. MECH. E. part D journal of automobile engineering .216 (2002): 785-792.
- [14] ทบวงมหาวิทยาลัย. โครงการวิจัยการใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล. รายงาน. ทม 0204(5)/25498. 3 ธันวาคม 2544.
- [15] สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน). โครงการวิจัยการใช้น้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มติดกับเครื่องยนต์เกษตรกรรม. (รายงาน สำนักพระราชวัง พฤษภาคม 2545).
- [16] <http://technology.thai.net/replacement-energy.html>. โครงการน้ำมันเชื้อเพลิงทดแทนอันเนื่องมาจากพระราชดำริ, น้ำมันปาล์มกลั่นบริสุทธิ์ทดแทนน้ำมันดีเซล.
- [17] กรมวิชาการเกษตร. โครงการวิจัยการใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล. (รายงาน. กษ 0901/461. 8 มีนาคม 2545).
- [18] Gumpon Prateepchaikul and Teerawat Apichato. Palm Oil as a Fuel for Agricultural Diesel Engines: Comparative Testing against Diesel Oil. SONGKLANAKARIN Journal of Science and Technology 25 (2003).
- [19] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [20] Rosseel, E. and Sierens, R., The Physical and the Chemical Part of the Ignition Delay in Diesel Engines. SAE paper 961123 (1996).
- [21] Lyn, W. T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine. IX Symposium (International) on Combustion (1962): 1069-1080.
- [22] Li, J., Zhou, L., Pan, K., Jiang, D. and Chae, J., Evaluation of the Thermodynamic Process of Indirect Injection Diesel Engines by the First and Second Law. SAE paper 952055 (1995).
- [23] www.sangchaimeter.com. Measuring and factory automation equipment. เล่มที่ 2
- [24] บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด. คู่มือช่างเครื่องยนต์ดีเซลคูโบต้า รุ่น อารวีที. ครั้งที่ 1, 2546
- [25] ISO 3046 Internal 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.

- [26] British Standard. BS 1042. Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits. Section 1.1, Specification for Square-edged Orifice plates, Nozzles and Venturi Tubes inserted in Circular cross-section; Conduits running full. 2nd ed. BIS standard, 1992.
- [27] Cited in Kastner, L.J. The air box method of measuring air consumption. Proc. I. Mech. E., 1947, 194.
- [28] DieselNet. Emission Test Cycles: European Stationary Cycle(ESC)[Online]. Available from: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.html>. [2007, March 24].
- [29] พิชญ์ ปริญญาจารย์. ผลของการใช้น้ำมันปาล์มดีเซลในเครื่องยนต์ CI ขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.
- [30] เทอดศักดิ์ ชัยสุริยะพันธ์. การใช้น้ำมันปาล์มดีเซลในเครื่องยนต์ CI ชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้าของรถบรรทุกขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.
- [31] สุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.

บรรณานุกรม

- [1] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [2] Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines pollutant formation and control. The United States of America: Academic press ltd, 1998.
- [3] พิสุทธิ ธนบดีภัทร์. การศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้ดีเซลไฮดรอลิกต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.
- [4] O. M. I. Nwafor, G. Rice and A. I. Ogbonna. Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines. Renewable Energy Journal 21 (2000): 433-444.
- [5] วิรุทธิ์ เกื้อกิตติวงศ์. การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์ การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.
- [6] สุพิชฌน์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- [7] จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือก ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ [25]

International 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

ก.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.

ก.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 exist.

ก.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 :
Overspeed protection

n.4 Units and terms

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

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

n.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 :

$$T_r = 300 \text{ K (27 } ^\circ\text{C)}$$

Relative humidity :

$$\phi_r = 60 \%$$

Charge air coolant temperature :

$$T_{cr} = 300 \text{ K (27 } ^\circ\text{C)}$$

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

NOTES

1. Relative humidity of 60% corresponds to a water vapor 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.

n.6. Auxiliaries

n.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.)

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

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

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

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

n.7 Declarations of power

n.7.1 Introduction

n.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.

๓.7.1.2 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.

๓.7.1.3 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.

๓.7.1.4 Engine speed

The speed of an engine is the mean rotational speed of its crankshaft or crankshatts 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.

๓.7.1.5 Engine with integral gearing

When stating the power of an engine fined 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.

๓.7.2 Kinds of power

๓.7.2.1 Indicated power

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

๓.7.2.2 Brake power

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

๓.7.2.2.1 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.

๓.7.2.3 Net brake power

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

๓.7.3 Kinds of power output

๓.7.3.1 continuous power

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

๓.7.3.1 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 permited 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.

ก.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.

ก.7.4 Kinds of statements of power

ก.7.4.1 ISO powers

ก.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.

ก.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.

ก.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).

n.8. Declarations of fuel consumption

n.8.1 Definitions

n.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).

n.8.1.2 Specific fuel consumption

The fuel consumption per unit of power.

n.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.

n.8.2 Reference calorific value of fuels

n.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).

n.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.

n.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.

n.9. Declarations of lubricating oil consumption 1 Lubricating oil consumption

n.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.

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

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

n.10. Adjustment of net brake power for ambient conditions

n.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) :

$$P_x = \alpha P_r \quad (\text{n-1})$$

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

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

n.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 formula (3)

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

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

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;

k 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_{cr} 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 nomograms in annexes B to O, 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 formulae references in table 1 is applicable.

11.11 Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

11.11.1 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 :

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

where

$$\beta = k/\alpha \quad (\text{n-7})$$

where :

b is the specific fuel consumption

β is the fuel consumption adjustment factor

α is the power adjustment factor (see 10.1)

k 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 nomograms in annexes B to 0, which also include numerical examples.

Table n-1 - Numerical values for power adjustment

Engine type	Condition		Formula reference	Factor	Exponents		
				a	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	C	0	0.7	2	0
	Turbocharged with charge air cooling	four-stroke engine	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.

ก.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 therefrom.
- 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.

ก.13 Information to be supplied 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 turbocaharged 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 cooing 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.



ภาคผนวก ข

การวัดอัตราการไหลของอากาศ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

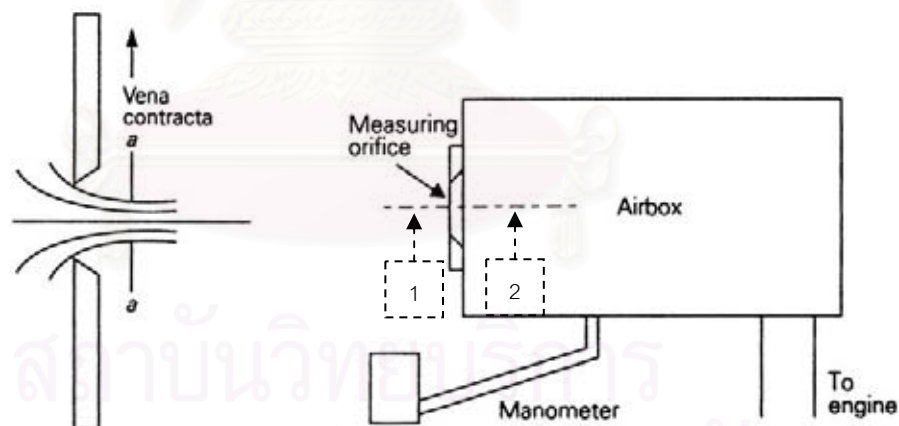
การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [26]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method เป็นการวัดโดยใช้แผ่นออริฟิซ ประกอบกับถังพักอากาศ ซึ่งถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่านออริฟิซมีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอสามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นออริฟิซโดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดังตาราง ข-1

ตาราง ข-1 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ

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 [27]

ภาพถ่ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น Orifice Plate

ภาพขวาแสดงภาพ Orifice Flow Meter

ปริมาณของถังที่เล็กที่สุดที่จะทำให้ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล ได้ถูกวิเคราะห์โดย Kastner [27] ดังสมการ (ข-1)

$$V_b = \frac{417 \times 10^6 K^4 d^2}{N_c V_s n_{\min}^2} \quad (\text{ข-1})$$

- โดยที่ V_b คือ ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด (m^3)
 K คือ ค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และ
 มีค่าเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ
 d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate (m)
 N_c คือ จำนวนรอบอกสูบของเครื่องยนต์
 V_s คือ ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ (m^3)
 N_{\min} คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด (rpm)
 สมมติให้อากาศที่ไหลผ่าน Orifice Plate เป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) และพิจารณาให้ความหนาแน่นของอากาศคงที่ จากสมการเบอร์นูลลี จะได้ว่า

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

- โดยที่ p คือ ความดัน (kPa)
 v คือ ความเร็วอากาศ (m/s)
 γ_{air} คือ น้ำหนักจำเพาะของอากาศ ($kg/m^2 \cdot s^2$) = $\rho_{\text{air}} \cdot g$
 ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3) เท่ากับ $1.165 kg/m^3$ ที่ $30^\circ C$
 Z คือ ระดับความสูง (m)
 g คือ ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2) เท่ากับ $9.807 m/s^2$
 หมายเหตุ ตัวห้อย 1 และ 2 คือตำแหน่งสภาวะ 1 และ 2 ในรูป ข-1 ขวา ตามลำดับ
 เนื่องจากสภาวะ 1 เป็นอากาศนิ่ง และทั้งสองสภาวะอยู่ในระดับความสูงเดียวกัน ดังนั้น
 จะได้ความเร็วของอากาศ ตามสมการที่ (ข-3)

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

การไหลผ่าน Orifice จะเกิด Vena Contracta ซึ่งจะทำให้การไหลจริงน้อยกว่าทฤษฎีเสมอ ดังนั้นเมื่อคิดการไหลแบบคงตัว จะได้อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ คือ

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

โดยที่ C_{DO} คือ Discharge Coefficient ของ orifice plate

A_o คือขนาดของ Orifice (m^2)

การวัดผลต่างความดันตกร่วม Orifice Plate จะวัดโดยใช้मानมิเตอร์ ซึ่งจะได้ค่า Head ในหน่วย mmH_2O ซึ่งสามารถนำมาคำนวณหาผลต่างความดันตกร่วม Orifice Plate ได้จากสมการ

$$\Delta p = \rho_{H_2O} g \Delta h \quad (ข-5)$$

โดยที่ Δh คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากमानมิเตอร์ (mmH_2O)

ρ_{H_2O} คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3) เท่ากับ $997 kg/m^3$

เมื่อนำสมการ (ข-3) และ (ข-5) มาแทนลงในสมการ (ข-4) จะได้สมการที่นำไปใช้งาน คือ

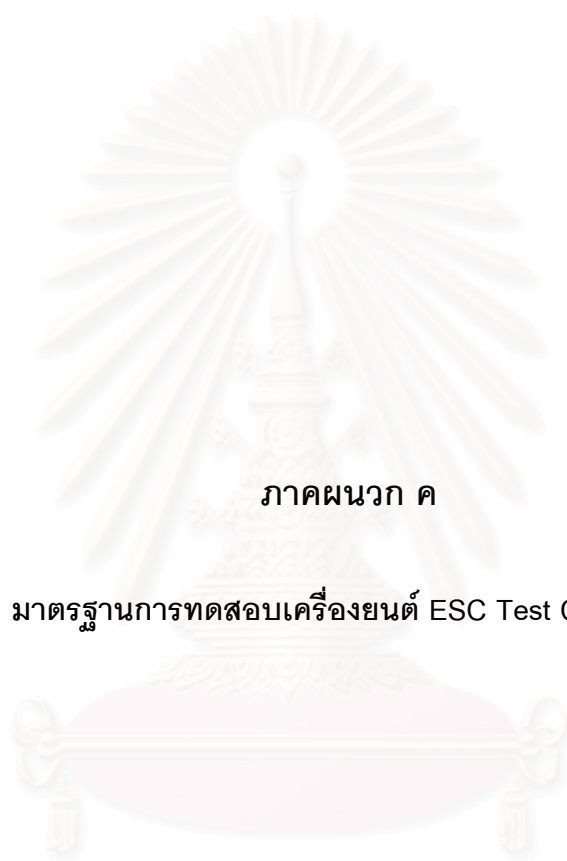
$$\dot{m}_a = C_{DO} A_o \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h} \quad (ข-6)$$

ดังนั้นจากสมการ (ข-7) และ (ข-8) จะสามารถหาอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ และ Equivalent ratio ได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$F/A = \frac{\rho_f v / t}{C_{DO} A_o \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h}} \quad (ข-7)$$

$$\text{Equivalent ratio} = \frac{(F/A)}{(F/A)_s} \quad (ข-8)$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ค

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [28]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [28]

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 emissions 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

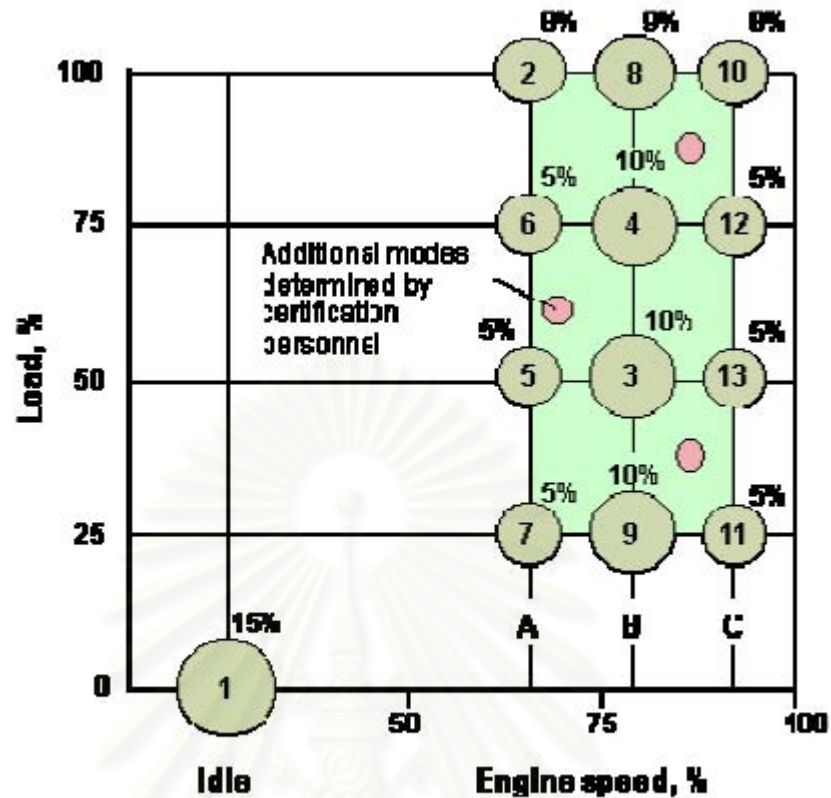


Figure 1. European Stationary Cycle (ESC)

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:

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

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

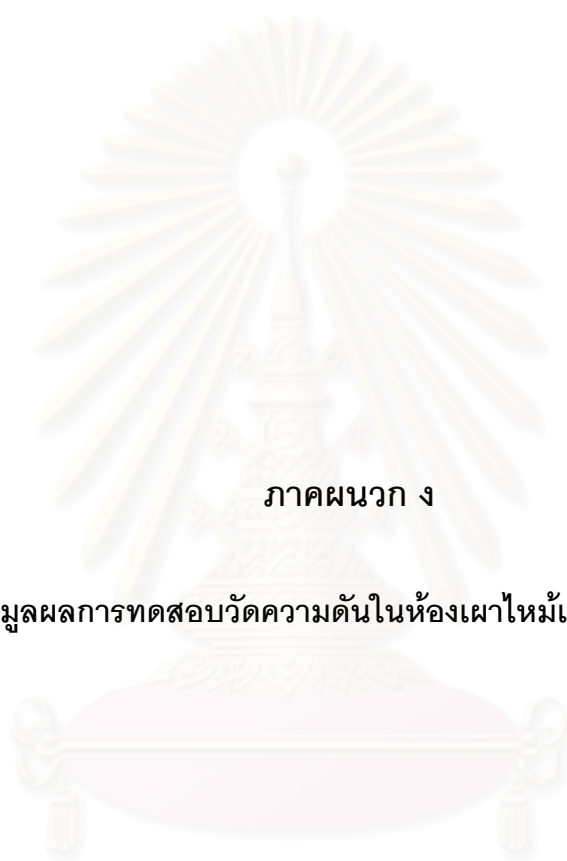
$$C = n_{lo} + 0.75(n_{hi} - n_{lo})$$

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 permissible maximum laden mass” over 3,500 kg, equipped with compression ignition engines or positive ignition natural gas or LPG engines.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ง

ข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้และสมรรถนะ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-1 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ที่
องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.18	1.64	0.153	335.08	754.9	15.0	32.1	198.3
1400	23	23.44	3.44	0.231	242.36	754.9	14.8	32.4	280.4
1400	35	35.36	5.18	0.327	227.28	755.0	14.8	32.7	398.4
1700	11	11.20	1.99	0.183	329.53	755.0	17.6	32.7	215.2
1700	23	23.48	4.18	0.299	257.55	755.4	17.3	32.7	318.1
1700	35	35.45	6.31	0.411	234.46	755.4	17.0	33.1	425.7
2100	11	11.21	2.47	0.237	345.88	755.6	24.6	33.0	250.5
2100	23	23.40	5.15	0.367	256.98	755.5	24.4	33.2	347.1
2100	35	35.43	7.79	0.514	237.65	755.8	24.3	33.5	474.8

ตารางที่ ง-1 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ที่
องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	70.0	67.0	28.0	31.4	1.150	8.861	93.19	0.017	0.25	0.3
1400	23	76.4	74.4	27.4	31.8	1.148	8.796	92.63	0.026	0.38	0.4
1400	35	83.6	82.0	28.4	32.0	1.147	8.794	92.65	0.037	0.53	0.4
1700	11	83.6	72.4	29.0	32.0	1.147	9.589	83.21	0.019	0.27	0.2
1700	23	86.2	77.5	28.2	32.4	1.147	9.504	82.53	0.031	0.45	0.4
1700	35	92.5	84.1	27.6	32.8	1.145	9.415	81.86	0.044	0.63	0.5
2100	11	91.4	75.4	27.4	32.4	1.147	11.334	79.65	0.021	0.30	0.2
2100	23	94.0	80.6	28.0	31.6	1.150	11.302	79.23	0.033	0.47	0.3
2100	35	100.7	85.6	28.0	32.8	1.146	11.259	79.21	0.046	0.65	0.8

ตารางที่ ง-2 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
ดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.13	1.63	0.181	399.92	756.2	14.4	31.8	188.7
1400	23	23.35	3.42	0.288	302.42	756.0	14.2	31.7	285.3
1400	35	35.17	5.16	0.388	270.87	756.0	14.0	31.9	400.0
1700	11	11.14	1.98	0.217	394.55	756.0	17.2	31.7	220.3
1700	23	23.35	4.16	0.349	302.15	756.0	17.2	31.7	302.6
1700	35	35.18	6.26	0.476	273.69	756.2	16.8	31.8	449.7
2100	11	11.14	2.45	0.286	419.78	757.0	23.8	31.8	245.9
2100	23	23.33	5.13	0.433	303.63	757.0	23.6	31.8	335.4
2100	35	35.19	7.74	0.604	280.96	757.0	23.5	32.1	475.2

ตารางที่ ง-2 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
ดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	72.0	71.0	29.2	30.8	1.154	8.698	91.14	0.021	0.30	0.4
1400	23	75.8	76.9	29.2	31.2	1.152	8.631	90.57	0.033	0.48	0.5
1400	35	79.9	83.5	29.2	31.0	1.153	8.572	89.90	0.045	0.65	0.8
1700	11	82.9	75.3	29.4	31.0	1.153	9.502	82.07	0.023	0.33	0.4
1700	23	85.0	80.0	28.8	31.2	1.152	9.499	82.09	0.037	0.53	0.6
1700	35	90.0	86.7	29.0	31.2	1.152	9.389	81.12	0.051	0.73	0.7
2100	11	91.1	78.4	29.2	31.4	1.153	11.177	78.15	0.026	0.37	0.5
2100	23	94.4	84.1	29.4	31.4	1.153	11.130	77.82	0.039	0.56	0.6
2100	35	99.5	89.2	29.8	31.6	1.152	11.103	77.68	0.054	0.78	0.8

ตารางที่ ง-3 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.15	1.63	0.190	419.01	755.0	14.4	31.4	212.1
1400	23	23.36	3.42	0.284	298.47	755.2	14.4	31.8	303.4
1400	35	35.35	5.18	0.390	270.66	755.2	14.2	32.0	408.5
1700	11	11.24	2.00	0.222	398.76	755.3	17.3	32.0	222.2
1700	23	23.43	4.17	0.342	295.37	755.3	17.2	32.3	318.9
1700	35	35.36	6.29	0.471	269.49	755.0	16.8	32.5	448.2
2100	11	11.21	2.47	0.280	409.39	755.0	24.2	32.4	253.6
2100	23	23.46	5.16	0.439	306.41	755.0	24.2	32.5	361.5
2100	35	35.39	7.78	0.616	285.18	755.0	24.0	32.7	485.7

ตารางที่ ง-3 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	69.6	71.2	29.2	30.8	1.152	8.691	91.21	0.022	0.31	0.3
1400	23	77.5	77.3	29.2	31.0	1.152	8.689	91.23	0.033	0.47	0.3
1400	35	81.7	84.4	30.0	32.0	1.148	8.615	90.74	0.045	0.65	0.5
1700	11	83.9	75.6	31.0	33.0	1.144	9.493	82.61	0.023	0.33	0.3
1700	23	86.6	79.2	29.8	31.8	1.149	9.484	82.21	0.036	0.52	0.4
1700	35	90.7	85.5	30.2	32.0	1.147	9.369	81.29	0.050	0.72	0.4
2100	11	91.4	77.2	30.2	32.2	1.147	11.241	79.01	0.025	0.36	0.2
2100	23	94.7	81.7	30.4	32.0	1.147	11.245	78.98	0.039	0.56	0.3
2100	35	99.1	87.6	30.4	32.2	1.147	11.194	78.68	0.055	0.79	0.6

ตารางที่ ง-4 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงล่วงหน้า (STD+1.2)

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.07	1.62	0.179	396.90	756.7	14.2	30.5	183.8
1400	23	23.20	3.40	0.279	294.97	756.7	14.0	31.0	272.8
1400	35	34.99	5.13	0.407	285.79	756.8	13.6	30.9	393.1
1700	11	11.08	1.97	0.218	397.65	757.0	17.0	30.8	216.2
1700	23	23.20	4.13	0.345	300.53	757.0	16.8	30.6	290.0
1700	35	35.00	6.23	0.503	290.47	757.0	16.2	31.0	441.8
2100	11	11.06	2.43	0.277	409.71	757.0	22.6	30.4	239.3
2100	23	23.17	5.09	0.457	322.83	757.0	22.4	30.3	326.2
2100	35	35.09	7.72	0.687	320.55	757.0	21.8	30.8	478.9

ตารางที่ ง-4 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงล่วงหน้า (STD+1.2) (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	71.7	68.3	25.8	29.6	1.159	8.657	90.29	0.021	0.30	0.3
1400	23	76.4	74.4	25.6	29.8	1.158	8.593	89.69	0.032	0.46	0.4
1400	35	79.9	81.3	25.4	30.0	1.158	8.467	88.42	0.048	0.69	0.8
1700	11	81.2	71.9	25.0	30.0	1.158	9.468	81.40	0.023	0.33	0.5
1700	23	84.8	77.3	24.8	30.0	1.158	9.412	80.92	0.037	0.53	0.5
1700	35	89.9	84.4	25.4	30.2	1.157	9.240	79.49	0.054	0.78	0.7
2100	11	89.4	74.8	25.0	29.6	1.160	10.924	75.93	0.025	0.36	0.4
2100	23	92.3	81.8	25.6	29.6	1.160	10.875	75.59	0.042	0.60	0.6
2100	35	98.9	86.6	25.8	30.8	1.155	10.708	74.72	0.064	0.92	0.9

ตารางที่ ง-5 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำซำ (STD-1.2)

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.09	1.63	0.181	400.29	756.8	14.4	30.8	182.1
1400	23	23.25	3.41	0.279	294.31	756.8	14.2	31.0	271.1
1400	35	35.06	5.14	0.413	289.16	757.0	13.6	31.2	394.7
1700	11	11.09	1.97	0.217	396.54	757.3	17.2	30.8	210.7
1700	23	23.23	4.14	0.349	303.67	757.3	17.0	31.1	290.7
1700	35	35.07	6.24	0.503	289.90	757.3	16.8	31.2	434.6
2100	11	11.09	2.44	0.284	419.24	757.3	23.4	31.1	234.7
2100	23	23.25	5.11	0.466	328.39	756.8	23.0	31.1	326.7
2100	35	35.10	7.72	0.682	318.02	756.8	22.8	31.3	477.2

ตารางที่ ง-5 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำซำ (STD-1.2) (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	70.7	69.2	24.8	30.0	1.158	8.713	90.98	0.021	0.30	0.4
1400	23	75.8	75.1	25.0	30.4	1.156	8.646	90.41	0.032	0.46	0.3
1400	35	80.0	82.4	25.2	30.6	1.156	8.460	88.49	0.049	0.70	0.9
1700	11	80.5	73.3	25.0	30.2	1.158	9.522	81.89	0.023	0.33	0.4
1700	23	83.9	78.1	25.4	30.4	1.157	9.463	81.44	0.037	0.53	0.6
1700	35	91.8	85.6	25.4	30.8	1.155	9.401	81.01	0.053	0.77	0.7
2100	11	90.1	75.5	24.6	30.2	1.158	11.106	77.32	0.026	0.37	0.4
2100	23	92.5	82.1	25.6	30.4	1.156	11.004	76.71	0.042	0.61	0.7
2100	35	98.1	87.9	25.8	30.8	1.155	10.949	76.42	0.062	0.89	0.9

ตารางที่ ง-6 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องศการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า (STD-2.4)

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.14	1.63	0.182	401.51	756.0	14.8	32.1	189.6
1400	23	23.35	3.42	0.285	299.55	756.5	14.6	32.2	284.2
1400	35	35.22	5.16	0.423	294.58	756.5	14.2	32.6	417.5
1700	11	11.16	1.99	0.222	401.70	756.0	17.4	32.4	219.0
1700	23	23.35	4.16	0.352	304.42	756.3	17.1	32.3	302.0
1700	35	35.24	6.27	0.514	295.09	756.6	16.7	32.7	462.4
2100	11	11.16	2.45	0.284	416.46	757.0	23.6	32.1	242.8
2100	23	23.35	5.13	0.448	313.96	757.0	23.4	32.2	334.2
2100	35	35.25	7.75	0.703	326.55	757.0	23.4	32.8	506.5

ตารางที่ ง-6 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ ที่ห้องศการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า (STD-2.4) (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	71.4	70.6	26.8	31.0	1.153	8.814	92.44	0.021	0.30	0.5
1400	23	76.9	76.8	26.8	31.4	1.152	8.751	91.84	0.033	0.47	0.4
1400	35	81.7	84.3	26.0	31.6	1.151	8.628	90.60	0.049	0.70	0.8
1700	11	83.4	74.1	26.4	31.4	1.151	9.550	82.60	0.023	0.33	0.5
1700	23	86.2	78.5	27.0	31.4	1.152	9.470	81.86	0.037	0.53	0.7
1700	35	91.8	86.8	26.8	31.8	1.151	9.354	80.94	0.055	0.79	0.8
2100	11	91.3	76.4	26.2	31.8	1.151	11.122	77.87	0.026	0.37	0.4
2100	23	93.9	83.3	26.0	31.6	1.152	11.079	77.51	0.040	0.58	0.6
2100	35	100.0	89.8	26.4	32.0	1.150	11.072	77.56	0.064	0.91	0.9

ตารางที่ ง-7 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (STD+1.2)

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.15	1.63	0.183	403.80	754.8	14.4	31.2	190.8
1400	23	23.34	3.42	0.285	299.66	754.8	14.1	31.4	275.2
1400	35	35.24	5.17	0.398	277.52	754.8	13.8	31.5	377.3
1700	11	11.15	1.99	0.227	411.12	755.0	17.2	31.4	204.4
1700	23	23.36	4.16	0.344	297.42	755.3	16.9	31.7	292.2
1700	35	35.29	6.28	0.503	288.11	755.3	16.4	32.6	411.6
2100	11	11.16	2.46	0.285	417.64	755.3	23.1	32.3	240.9
2100	23	23.37	5.14	0.457	319.96	755.8	23.2	32.2	338.9
2100	35	35.26	7.75	0.667	309.49	755.8	23.2	32.9	455.7

ตารางที่ ง-7 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (STD+1.2) (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	72.4	68.7	25.2	30.6	1.152	8.692	91.19	0.021	0.30	0.2
1400	23	76.4	74.5	25.0	30.6	1.152	8.601	90.24	0.033	0.47	0.3
1400	35	82.9	81.7	24.6	31.0	1.151	8.504	89.33	0.047	0.67	0.6
1700	11	82.8	72.5	24.4	30.8	1.152	9.498	82.09	0.024	0.34	0.4
1700	23	85.6	77.3	25.2	31.0	1.152	9.414	81.39	0.036	0.52	0.4
1700	35	92.6	83.7	26.0	31.6	1.149	9.264	80.25	0.054	0.78	0.4
2100	11	90.6	75.6	25.6	31.2	1.151	11.002	77.05	0.026	0.37	0.3
2100	23	94.4	80.2	25.8	31.4	1.151	11.026	77.22	0.041	0.59	0.4
2100	35	101.6	87.3	26.0	31.6	1.150	11.022	77.24	0.060	0.87	0.6

ตารางที่ ง-8 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำซำ (STD-1.2)

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.15	1.63	0.173	381.87	755.5	14.6	31.5	195.3
1400	23	23.37	3.43	0.275	289.25	755.5	14.3	31.9	285.5
1400	35	35.28	5.17	0.405	282.20	755.5	14.0	32.2	397.8
1700	11	11.17	1.99	0.214	388.07	755.6	17.2	31.9	209.0
1700	23	23.37	4.16	0.344	297.21	755.8	17.0	32.1	301.1
1700	35	35.26	6.28	0.517	296.65	755.8	16.4	32.4	440.0
2100	11	11.15	2.45	0.286	419.45	756.0	23.4	32.0	241.6
2100	23	23.34	5.13	0.448	314.08	756.3	23.2	31.9	344.5
2100	35	35.28	7.76	0.672	311.68	755.5	23.2	32.3	474.0

ตารางที่ ง-8 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำซำ (STD-1.2) (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	72.2	70.2	27.0	31.0	1.152	8.751	91.84	0.020	0.28	0.2
1400	23	76.0	76.8	26.6	31.2	1.151	8.658	90.92	0.032	0.46	0.3
1400	35	81.4	84.0	26.6	31.6	1.150	8.561	90.02	0.047	0.68	0.6
1700	11	81.4	72.8	27.0	31.4	1.151	9.493	82.14	0.023	0.32	0.3
1700	23	85.2	78.0	26.8	31.4	1.151	9.439	81.65	0.036	0.52	0.4
1700	35	90.1	84.6	26.4	31.6	1.150	9.268	80.22	0.056	0.80	0.4
2100	11	89.6	76.1	26.6	31.2	1.152	11.079	77.51	0.026	0.37	0.4
2100	23	93.5	80.7	26.4	31.2	1.152	11.033	77.17	0.041	0.58	0.4
2100	35	102.0	89.2	27.4	31.6	1.150	11.021	77.26	0.061	0.87	0.7

ตารางที่ ง-9 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำซำ (STD-2.4)

Speed	Torque	Corrected T	Power	FC	sfc	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	g/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C
1400	11	11.16	1.64	0.180	395.25	755.5	14.8	32.3	196.8
1400	23	23.41	3.43	0.271	284.34	755.3	14.6	32.7	287.8
1400	35	35.36	5.18	0.388	269.41	755.0	14.2	32.8	389.2
1700	11	11.21	2.00	0.219	394.85	754.3	17.2	32.9	212.9
1700	23	23.47	4.18	0.341	293.68	754.5	17.0	32.8	306.1
1700	35	35.41	6.30	0.517	295.37	755.5	16.6	33.4	449.5
2100	11	11.22	2.47	0.291	425.13	755.3	23.6	33.2	251.2
2100	23	23.50	5.17	0.443	308.83	755.3	23.6	33.3	356.3
2100	35	35.44	7.79	0.682	314.94	755.5	23.5	33.7	504.7

ตารางที่ ง-9 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ม
โวลีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำซำ (STD-2.4) (ต่อ)

Speed	Torque	Oil T	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%			BSN
1400	11	71.3	70.3	27.8	31.2	1.151	8.808	92.50	0.020	0.29	0.2
1400	23	76.8	75.7	28.0	31.6	1.149	8.741	91.95	0.031	0.44	0.3
1400	35	82.8	82.3	27.0	32.0	1.147	8.613	90.75	0.045	0.65	0.4
1700	11	83.4	74.1	28.2	32.0	1.146	9.475	82.29	0.023	0.33	0.3
1700	23	86.6	79.0	27.2	32.0	1.147	9.421	81.80	0.036	0.52	0.3
1700	35	92.7	85.0	27.2	32.6	1.146	9.307	80.86	0.056	0.80	0.4
2100	11	91.8	77.2	27.4	32.4	1.146	11.099	78.04	0.026	0.38	0.4
2100	23	95.5	82.2	28.0	32.6	1.146	11.095	78.06	0.040	0.57	0.3
2100	35	100.5	88.2	28.0	32.8	1.145	11.070	77.91	0.062	0.88	0.7

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px	average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD	
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
FULL LOAD	2539	0.12	100	300	101	301	1.01	1.01	1	0.03	0.03	0.11	0.17	-	-	0.43	219	96.3	69.8	1.3
	2521	15.5	100	300	101	301	1.01	1.01	1	4.08	4.03	15.3	0.35	313	313	27	337	96.8	98.8	12.5
	2479	30.2	100	300	101	301	1.01	1.01	1	7.85	7.75	29.9	0.57	261	261	32.4	487	98	99.1	12.6
	2446	34.4	100	300	101	301	1.01	1.01	1	8.81	8.7	34	0.62	254	255	33.3	538	106	97.9	10.5
	2402	38.9	100	300	101	309	0.98	0.98	1	9.79	9.98	39.7	0.71	261	260	32.6	600	109	97.3	14.6
	2300	40.3	100	300	101	301	1.01	1.01	1	9.71	9.59	39.8	0.71	262	263	32.2	607	109	97.6	15.9
	2198	42.1	100	300	101	309	0.99	0.98	1	9.69	9.86	42.8	0.7	260	259	32.7	613	110	97.2	17.4
	2002	44.9	100	300	101	308	0.99	0.99	1	9.41	9.54	45.5	0.68	262	261	32.4	617	111	97.3	18.6
	1799	47.2	100	300	101	308	0.99	0.99	1	8.89	9.01	47.8	0.65	264	264	32.1	610	110	99.4	22.7
	1602	48.2	100	300	101	307	0.99	0.99	1	8.09	8.18	48.8	0.6	266	266	31.9	591	108	99.2	27.8
	1404	47.7	100	300	101	307	0.99	0.99	1	7.02	7.09	48.2	0.55	280	279	30.3	569	107	98.8	36.1
	1402	47.7	100	300	101	307	0.99	0.99	1	7	7.07	48.2	0.55	282	281	30.1	569	105	99	36.1
	1207	46.6	100	300	101	309	0.99	0.98	1	5.89	5.99	47.4	0.48	292	291	29.1	541	104	98.6	40
1008	46.7	100	300	101	301	1.01	1.01	1	4.93	4.86	46.1	0.41	297	298	28.4	508	102	97.2	40.4	

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1200 RPM	1201	0.03	100	300	101	308	0.99	0.98	1	0	0	0.03	0.06	-	-	0.13	109	56.7	57.8	0.53
	1199	4.91	100	300	101	308	0.99	0.98	1	0.62	0.63	4.99	0.09	505	503	16.8	151	60.2	63	2.96
	1196	9.85	100	300	101	308	0.99	0.98	1	1.23	1.25	10	0.12	336	335	25.3	187	65.6	68.5	4.21
	1194	14.7	100	300	101	308	0.99	0.98	1	1.84	1.87	14.9	0.14	279	279	30.4	220	68.2	71.6	2.87
	1201	19.7	100	300	101	308	0.99	0.98	1	2.48	2.52	20.1	0.17	252	251	33.7	261	72.3	73.1	3.44
	1197	24.6	100	300	101	309	0.98	0.98	1	3.08	3.14	25	0.21	241	241	35.2	304	74.8	77	6.1
	1200	29.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	3.71	3.78	30.1	0.24	235	235	36.1	349	79.3	80.1	7.18
	1200	34.4	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.32	4.4	35	0.28	237	236	35.9	400	83.5	84.5	11.8
	1203	39.3	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.96	5.05	40.1	0.34	247	246	34.4	454	84.5	90.4	28.3
	1194	44.2	100	300	101	309	0.98	0.98	1	5.53	5.64	45.1	0.41	267	266	31.9	520	90	97.1	36.8
	1198	46	100	300	101	309	0.98	0.98	1	5.78	5.89	46.9	0.5	311	311	27.3	528	90.9	97.4	55.2

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1400 RPM	1398	-0.02	100	300	101	308	0.99	0.98	1	-0	-0	-0.02	0.07	-	-	-0.11	119	62.2	63.2	3.77
	1399	4.91	100	300	101	308	0.99	0.98	1	0.72	0.73	4.98	0.1	495	494	17.2	152	67.7	66.2	1.48
	1399	9.87	100	300	101	308	0.99	0.98	1	1.45	1.47	10	0.13	336	335	25.3	193	67.8	68.8	2.29
	1402	14.8	100	300	101	308	0.99	0.99	1	2.17	2.2	15	0.17	279	279	30.4	230	73.7	70.3	2.82
	1399	19.6	100	300	101	307	0.99	0.99	1	2.87	2.91	19.9	0.2	255	255	33.2	273	74.5	73	3.41
	1396	24.6	100	300	101	307	0.99	0.99	1	3.6	3.66	25	0.24	240	239	35.4	314	77.6	75.5	3.48
	1397	29.5	100	300	101	307	0.99	0.99	1	4.32	4.38	29.9	0.28	232	231	36.6	356	81.9	78.9	3.65
	1398	34.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.04	5.11	34.9	0.32	227	226	37.4	398	83.7	81.4	4.22
	1403	39.3	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.78	5.86	39.9	0.36	227	226	37.4	445	86.8	85.4	6.72
	1400	44.2	100	300	101	307	0.99	0.99	1	6.48	6.57	44.8	0.43	236	236	36	509	91.8	88.8	17.7
	1392	47.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	6.91	6.99	48	0.58	300	300	28.3	554	93.9	92.5	53.1

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px	average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD	
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1600 RPM	1597	-0.1	100	300	101	306	0.99	0.99	1	-0.02	-0.02	-0.1	0.08	-	-	-0.46	130	67.7	66.1	0.37
	1599	4.89	100	300	101	306	0.99	0.99	1	0.82	0.83	4.94	0.12	523	522	16.2	162	69.5	68.6	1.43
	1597	9.88	100	300	101	306	0.99	0.99	1	1.65	1.67	9.98	0.16	344	343	24.7	201	74.7	71	1.95
	1600	14.7	100	300	101	306	0.99	0.99	1	2.47	2.49	14.9	0.2	286	285	29.7	241	78.2	74.1	3.46
	1600	19.6	100	300	101	306	0.99	0.99	1	3.29	3.32	19.8	0.24	261	260	32.5	282	82.3	76.6	4.69
	1598	24.6	100	300	101	306	0.99	0.99	1	4.12	4.17	24.9	0.28	247	246	34.4	331	83.9	79.1	6.46
	1599	29.5	100	300	101	307	0.99	0.99	1	4.94	5	29.8	0.33	237	237	35.7	376	86	82.6	5.54
	1597	34.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.76	5.82	34.8	0.37	232	231	36.6	419	90.5	85.1	5.02
	1596	39.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	6.58	6.66	39.9	0.42	229	229	37	467	92.7	89.7	5.3
	1599	44.2	100	300	101	307	0.99	0.99	1	7.4	7.5	44.8	0.49	236	236	35.9	529	96.9	93.6	11.6
	1595	48.2	100	300	101	307	0.99	0.99	1	8.05	8.16	48.9	0.63	282	281	30.1	579	99.9	95.9	44.7

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1800 RPM	1796	-0.05	100	300	101	307	0.99	0.99	1	-0.01	-0.01	-0.05	0.09	-	-	-0.23	141	70.8	69.7	0.21
	1796	4.92	100	300	101	307	0.99	0.99	1	0.93	0.94	4.98	0.14	533	532	15.9	175	74.1	72.4	2.82
	1797	9.83	100	300	101	307	0.99	0.99	1	1.85	1.87	9.96	0.18	350	349	24.3	213	78	74.6	1.66
	1801	14.7	100	300	101	307	0.99	0.99	1	2.78	2.82	14.9	0.23	293	292	29	253	79.3	79.2	2.21
	1797	19.7	100	300	101	307	0.99	0.99	1	3.71	3.76	20	0.27	264	263	32.2	297	84.4	80.9	2.96
	1794	24.6	100	300	101	307	0.99	0.99	1	4.63	4.69	25	0.32	248	248	34.2	344	86	81.6	3.5
	1802	29.5	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.57	5.65	30	0.38	244	244	34.8	396	90.9	86.5	8.83
	1800	34.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	6.49	6.59	35	0.43	241	240	35.3	449	92.2	94.4	13.5
	1797	39.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	7.41	7.52	40	0.5	243	242	35	506	96.4	94.6	15.5
	1804	44.3	100	300	101	308	0.99	0.98	1	8.38	8.51	45	0.59	252	252	33.7	574	99.2	98.4	29.3
	1801	47	100	300	101	308	0.99	0.98	1	8.87	9.02	47.8	0.68	277	276	30.7	602	101	98.8	44

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2000 RPM	1998	-0.03	100	300	101	308	0.99	0.98	1	-0.01	-0.01	-0.03	0.11	-	-	-0.12	157	74.1	72.3	0.32
	2001	4.92	100	300	101	307	0.99	0.98	1	1.03	1.05	5	0.16	555	554	15.3	193	77.2	74.5	1.69
	1999	9.84	100	300	101	308	0.99	0.98	1	2.06	2.09	9.99	0.21	360	359	23.6	232	81.2	77	2.83
	2001	14.7	100	300	101	308	0.99	0.98	1	3.08	3.13	14.9	0.26	300	299	28.3	272	84.1	80	2.73
	1993	19.6	100	300	101	307	0.99	0.99	1	4.09	4.15	19.9	0.3	268	267	31.7	314	85.5	84.7	1.97
	1996	24.6	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.14	5.22	25	0.36	252	251	33.7	362	90.4	86.8	3.73
	1993	29.5	100	300	101	307	0.99	0.98	1	6.17	6.26	30	0.42	244	243	34.8	414	94.4	87.8	4.32
	2000	34.4	100	300	101	308	0.99	0.98	1	7.21	7.32	35	0.49	242	242	35.1	471	96.4	93	7.04
	1999	39.5	100	300	101	308	0.99	0.98	1	8.28	8.41	40.2	0.57	246	246	34.5	540	101	99.4	13.9
	1999	44.2	100	300	101	308	0.99	0.98	1	9.26	9.41	44.9	0.69	270	269	31.5	621	104	101	31.3
	1998	44.7	100	300	101	308	0.99	0.98	1	9.36	9.52	45.5	0.71	274	273	31	628	106	101	43

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2200 RPM	2196	0.06	100	300	101	308	0.99	0.98	1	0.01	0.01	0.06	0.13	-	-	0.26	176	77.6	73.9	0.62
	2197	4.95	100	300	101	308	0.99	0.98	1	1.14	1.16	5.03	0.19	586	585	14.5	214	81.9	77.6	1.84
	2201	9.8	100	300	101	308	0.99	0.98	1	2.26	2.3	9.97	0.24	379	378	22.4	256	83.9	79.7	2.48
	2197	14.7	100	300	101	308	0.99	0.98	1	3.38	3.44	15	0.29	310	309	27.4	297	91.1	81.3	2.14
	2200	19.7	100	300	101	308	0.99	0.98	1	4.53	4.61	20	0.35	276	275	30.8	341	92.3	84.5	2.12
	2197	24.6	100	300	101	308	0.99	0.98	1	5.66	5.76	25	0.41	260	259	32.7	391	96.2	91.5	3.22
	2191	29.5	100	300	101	308	0.99	0.98	1	6.77	6.89	30	0.47	250	250	33.9	445	100	91.5	5.87
	2200	34.4	100	300	101	308	0.98	0.98	1	7.92	8.06	35	0.55	249	249	34	507	102	94.3	9.29
	2193	39.4	100	300	101	308	0.98	0.98	1	9.04	9.21	40.1	0.65	258	257	33	582	108	99.8	19.9
	2198	42	100	300	101	309	0.98	0.98	1	9.67	9.86	42.8	0.73	272	271	31.3	629	107	102	34.2

ตารางที่ ง-10 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันดีเซล (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2400 RPM	2393	-0.02	100	300	101	309	0.98	0.98	1	-0	-0	-0.02	0.16	-	-	-0.06	200	83.4	75.3	0.62
	2397	4.93	100	300	101	309	0.98	0.98	1	1.24	1.26	5.02	0.21	616	614	13.8	241	85.6	76.7	1.06
	2398	9.87	100	300	101	309	0.98	0.98	1	2.48	2.53	10.1	0.27	390	389	21.8	283	90.4	78.9	2.67
	2391	14.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	3.68	3.75	15	0.33	319	318	26.6	324	93.6	82.4	2.9
	2400	19.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.94	5.04	20	0.39	285	284	29.8	373	96.6	84.3	3.47
	2401	24.6	100	300	101	309	0.98	0.98	1	6.18	6.31	25.1	0.46	267	266	31.8	422	101	88.8	5.64
	2400	29.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	7.42	7.57	30.1	0.54	261	260	32.6	484	104	92.1	10.9
	2398	34.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	8.66	8.84	35.2	0.63	261	260	32.5	550	107	92.9	21.7
	2396	38.3	100	300	101	309	0.98	0.98	1	9.61	9.81	39.1	0.73	273	272	31.2	612	110	96.6	32.2

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px	average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD	
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
FULL LOAD	2561	0	100	300	101	304	1	1	1	0	0	0	0.22	7977	7977	0	211	85.2	70.7	6.2
	2501	19	100	300	101	305	1	0.99	1	4.99	5.01	19.1	0.49	357	356	26.1	-	100	84.1	7.9
	2449	32.1	100	300	101	306	0.99	0.99	1	8.24	8.31	32.4	0.77	335	334	27.8	-	102	94.1	15.1
	2398	37.2	100	300	101	307	0.99	0.99	1	9.34	9.44	37.6	0.81	311	310	29.9	-	105	95	14.8
	2347	37.9	100	300	101	310	0.98	0.97	1	9.32	9.59	39	0.84	325	324	28.7	-	102	97	12.8
	2297	38.4	100	300	101	310	0.98	0.97	1	9.23	9.48	39.4	0.81	318	316	29.3	-	101	95.6	19.3
	2249	39.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	9.3	9.53	40.4	0.85	329	328	28.3	-	96.7	95.5	22.1
	2195	40.6	100	300	101	309	0.98	0.98	1	9.34	9.55	41.6	0.82	317	315	29.4	-	100	96.3	18.1
	2097	42.5	100	300	101	310	0.98	0.97	1	9.34	9.58	43.6	0.84	323	322	28.9	645	93.7	97.2	31.9
	1997	41	100	300	101	310	0.98	0.97	1	8.57	8.8	42.1	0.79	333	331	28	623	101	100	32.3
	1796	43.6	100	300	101	310	0.98	0.98	1	8.21	8.41	44.7	0.75	330	329	28.3	622	98.2	99.4	39.6
	1599	45.4	100	300	101	309	0.98	0.98	1	7.6	7.77	46.4	0.69	328	327	28.4	591	101	101	40.9
	1390	45.9	100	300	101	309	0.98	0.98	1	6.68	6.82	46.9	0.63	341	340	27.3	558	96.7	98.7	41.4
	1202	46	100	300	101	309	0.98	0.98	1	5.79	5.92	47	0.54	333	332	28	534	98.8	99.1	41.9
992	45.4	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.72	4.82	46.5	0.46	351	350	26.6	493	98.8	98.5	45.5	

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1200 RPM	1208	-0.01	100	300	101	309	0.98	0.98	1	-0	-0	-0.01	0.07	-	-	-0.06	104	69.3	65.7	1.97
	1222	4.9	100	300	101	309	0.98	0.98	1	0.63	0.64	5	0.13	731	728	12.7	142	69.7	66.9	3.92
	1198	9.85	100	300	101	309	0.98	0.98	1	1.24	1.26	10.1	0.16	457	456	20.4	176	71.2	70.1	3.42
	1195	14.8	100	300	101	309	0.98	0.98	1	1.85	1.89	15.1	0.17	339	338	27.5	212	73	73.2	4.62
	1202	19.6	100	300	101	309	0.98	0.98	1	2.47	2.52	20	0.21	299	299	31.1	250	74.8	75.4	4.41
	1192	24.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	3.08	3.15	25.2	0.26	300	299	31	288	76.7	78.2	5.1
	1200	29.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	3.71	3.78	30.1	0.28	276	275	33.8	329	78.8	80.6	5.84
	1195	34.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.31	4.41	35.2	0.31	261	260	35.7	375	82.2	88.6	9.86
	1201	39.4	100	300	101	310	0.98	0.98	1	4.96	5.06	40.3	0.39	285	284	32.7	428	85.3	90.8	16.8
	1196	44	100	300	101	310	0.98	0.98	1	5.52	5.64	45	0.44	287	286	32.4	508	87.9	92.7	26.4
	1195	47.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	5.95	6.07	48.5	0.55	332	331	28.1	503	89.2	92	41.4

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1400 RPM	1404	-0.03	100	300	101	304	1	1	1	-0	-0	-0.03	0.09	-	-	-0.12	114	63.2	61.5	2.48
	1408	4.92	100	300	101	305	1	1	1	0.72	0.73	4.93	0.15	724	724	12.8	151	66.4	64.8	3.66
	1397	9.86	100	300	101	305	1	1	1	1.44	1.45	9.9	0.16	406	406	22.9	190	70	68.5	4.29
	1404	14.8	100	300	101	305	1	0.99	1	2.17	2.18	14.9	0.2	329	329	28.2	224	72.8	70.8	4.94
	1400	19.7	100	300	101	306	0.99	0.99	1	2.89	2.9	19.8	0.23	284	284	32.7	264	76.5	74.5	4.4
	1402	24.6	100	300	101	306	0.99	0.99	1	3.61	3.64	24.8	0.28	283	283	32.8	304	78.7	77	4.16
	1397	29.5	100	300	101	306	0.99	0.99	1	4.31	4.36	29.8	0.31	262	262	35.4	347	81.1	80.1	5.33
	1406	34.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.06	5.12	34.8	0.37	261	261	35.6	395	74.7	79.1	7.85
	1401	39.3	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.77	5.85	39.8	0.44	275	274	33.9	451	80	87.5	9.93
	1399	44.1	100	300	101	307	0.99	0.99	1	6.46	6.56	44.7	0.54	298	297	31.2	532	85.9	93.7	21.2

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1600 RPM	1595	-0.01	100	300	101	309	0.98	0.98	1	-0	-0	-0.01	0.12	-	-	-0.03	128	72.7	68.3	2.78
	1600	4.93	100	300	101	309	0.98	0.98	1	0.83	0.84	5.03	0.14	597	595	15.6	165	76.4	70.8	4.08
	1603	9.85	100	300	101	309	0.98	0.98	1	1.65	1.69	10.1	0.19	414	413	22.5	204	78.6	73.4	4.17
	1597	14.8	100	300	101	309	0.98	0.98	1	2.47	2.53	15.1	0.25	361	360	25.8	241	81.5	75.9	4.31
	1596	19.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	3.29	3.36	20.1	0.3	331	330	28.2	280	83.5	78.4	5.39
	1599	24.6	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.12	4.22	25.2	0.33	292	291	31.9	323	85.9	79.6	5.32
	1599	29.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.94	5.06	30.2	0.38	275	274	33.9	369	88.5	83.2	5.53
	1599	34.4	100	300	101	309	0.98	0.98	1	5.77	5.9	35.2	0.44	275	274	33.9	425	91.3	87.4	8.91
	1597	39.4	100	300	101	309	0.98	0.98	1	6.59	6.74	40.3	0.52	285	284	32.6	487	94.9	91.8	11.9
	1598	44.2	100	300	101	309	0.98	0.98	1	7.4	7.57	45.2	0.63	305	304	30.5	564	97.7	94.4	23
	1598	46.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	7.81	7.99	47.8	0.69	320	319	29.2	594	99.9	95.2	35.1

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1800 RPM	1798	0.03	100	300	101	309	0.98	0.98	1	0.01	0.01	0.03	0.13	-	-	0.11	142	81.6	71.1	2.16
	1798	4.93	100	300	101	308	0.98	0.98	1	0.93	0.95	5.04	0.17	669	667	13.9	178	82.5	72	3.68
	1799	9.88	100	300	101	308	0.98	0.98	1	1.86	1.9	10.1	0.22	421	420	22.1	216	84.3	74.8	3.74
	1798	14.8	100	300	101	308	0.98	0.98	1	2.78	2.83	15.1	0.28	360	359	25.9	255	86.9	76.8	3.79
	1799	19.7	100	300	101	308	0.98	0.98	1	3.7	3.77	20	0.33	322	321	28.9	296	88.6	78.5	4.08
	1794	24.6	100	300	101	308	0.98	0.98	1	4.62	4.7	25	0.38	295	294	31.5	339	91.3	82	4.33
	1800	29.5	100	300	101	308	0.99	0.98	1	5.55	5.65	30	0.43	279	278	33.4	387	94	88.2	4.6
	1797	34.4	100	300	101	306	0.99	0.99	1	6.47	6.54	34.7	0.49	274	274	33.9	444	95.8	88.8	8.4
	1795	39.4	100	300	101	306	0.99	0.99	1	7.4	7.47	39.7	0.57	276	276	33.7	531	98.4	89.5	14.1
	1782	44.2	100	300	101	306	0.99	0.99	1	8.24	8.34	44.7	0.71	308	308	30.2	616	101	95.6	19.3
	1798	44.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	8.37	8.47	45	0.75	322	322	28.8	614	101	94.8	30.3

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2000 RPM	2004	0.04	100	300	101	307	0.99	0.99	1	0.01	0.01	0.04	0.14	-	-	0.16	154	78.3	69.2	4.29
	2000	4.94	100	300	101	307	0.99	0.99	1	1.03	1.05	5	0.21	739	737	12.6	192	81.2	71.4	4.48
	1995	9.85	100	300	101	307	0.99	0.99	1	2.06	2.09	9.98	0.24	420	419	22.2	229	83.8	74.2	4.94
	1998	14.7	100	300	101	307	0.99	0.99	1	3.08	3.13	15	0.29	336	335	27.7	268	87	77.1	4.38
	1997	19.6	100	300	101	308	0.99	0.98	1	4.11	4.17	19.9	0.37	327	326	28.5	310	89.5	79.4	4.72
	1998	24.5	100	300	101	308	0.99	0.98	1	5.14	5.22	24.9	0.41	290	290	32.1	357	92.6	84	4.54
	1995	29.4	100	300	101	308	0.99	0.98	1	6.15	6.24	29.9	0.48	280	279	33.3	409	96.3	91	4.48
	1989	34.4	100	300	101	308	0.99	0.98	1	7.18	7.29	35	0.56	283	283	32.8	482	98.8	92.4	7.51
	1995	39.4	100	300	101	308	0.99	0.99	1	8.24	8.36	40	0.64	278	277	33.5	578	93.2	96.9	15.3
	1997	42.7	100	300	101	308	0.99	0.98	1	8.93	9.07	43.4	0.79	319	319	29.1	611	99.6	99.6	25.2

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2200 RPM	2197	0.02	100	300	101	308	0.99	0.99	1	0.01	0.01	0.02	0.17	-	-	0.08	177	85	73.8	3.92
	2195	4.93	100	300	101	308	0.99	0.99	1	1.13	1.15	5	0.24	777	775	12	216	86.3	75.6	3.63
	2198	9.84	100	300	101	308	0.99	0.98	1	2.26	2.3	9.99	0.29	468	466	19.9	255	88.5	78.6	3.91
	2199	14.7	100	300	101	308	0.99	0.99	1	3.39	3.44	14.9	0.36	378	377	24.6	294	91.1	80.3	3.88
	2196	19.6	100	300	101	308	0.99	0.98	1	4.52	4.59	20	0.42	333	332	28	338	93.2	82.8	4.46
	2197	24.6	100	300	101	308	0.99	0.98	1	5.66	5.75	25	0.45	287	287	32.4	389	96.2	91.6	5.24
	2198	29.6	100	300	101	308	0.99	0.98	1	6.81	6.92	30.1	0.54	283	282	32.9	448	99.5	93.2	5.6
	2188	34.4	100	300	101	308	0.99	0.98	1	7.88	8.01	35	0.59	268	267	34.7	528	102	97.5	9
	2196	40.6	100	300	101	308	0.99	0.98	1	9.35	9.5	41.3	0.82	316	316	29.4	577	105	99.2	14.4

ตารางที่ ง-11 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มดิบ ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2400 RPM	2391	0.01	100	300	101	307	0.99	0.99	1	0	0	0.01	0.2	-	-	0.04	198	87.8	76	4.35
	2395	4.99	100	300	101	307	0.99	0.99	1	1.25	1.27	5.05	0.26	738	737	12.6	240	90.4	77.6	3.79
	2394	9.86	100	300	101	308	0.99	0.99	1	2.47	2.5	9.98	0.31	451	450	20.6	281	92.7	78.7	4.27
	2397	14.8	100	300	101	308	0.99	0.99	1	3.7	3.75	15	0.38	369	368	25.2	325	94.9	81.6	4.39
	2393	19.7	100	300	101	308	0.99	0.99	1	4.93	5	19.9	0.43	313	312	29.8	377	98.3	88.3	5.09
	2390	24.6	100	300	101	308	0.99	0.99	1	6.16	6.25	25	0.52	303	303	30.7	434	101	89.8	5.41
	2389	29.5	100	300	101	308	0.99	0.99	1	7.39	7.49	29.9	0.64	311	310	29.9	515	103	90.5	6.46
	2393	37.2	100	300	101	308	0.99	0.99	1	9.32	9.45	37.7	0.81	311	311	29.9	567	104	92.2	9.85

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การคิดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px	average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD	
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
FULL LOAD	2544	0.07	100	300	102	305	1	1	1	0.02	0.02	0.07	0.21	-	-	0.24	215	90.2	70.5	0.75
	2505	25.3	100	300	102	306	1	0.99	1	6.65	6.69	25.5	0.57	310	310	29.6	461	101	83.5	3.29
	2446	36.6	100	300	102	307	0.99	0.99	1	9.38	9.46	36.9	0.86	331	331	27.7	640	109	94	17
	2399	37.2	100	300	102	307	0.99	0.99	1	9.34	9.42	37.5	0.81	311	311	29.5	638	113	95	19.4
	2350	37.8	100	300	102	307	0.99	0.99	1	9.3	9.38	38.1	0.81	312	311	29.5	634	114	94.9	17.5
	2299	38.7	100	300	102	306	0.99	0.99	1	9.31	9.37	38.9	0.81	312	311	29.5	640	115	94.8	20.9
	2245	40.8	100	300	101	301	1.01	1.01	1	9.59	9.48	40.3	0.81	304	305	30.1	634	110	92.5	17.9
	2199	41.5	100	300	101	302	1.01	1.01	1	9.56	9.46	41.1	0.8	301	301	30.5	638	110	92.6	19.4
	2095	43.3	100	300	101	302	1.01	1.01	1	9.51	9.43	43	0.82	310	310	29.6	646	106	96.2	26.1
	1996	44.4	100	300	101	303	1	1	1	9.27	9.26	44.3	0.79	308	308	29.8	645	108	98.8	26.8
	1799	46.1	100	300	101	303	1	1	1	8.68	8.66	46	0.76	315	315	29.1	632	108	99	34.3
	1599	47.3	100	300	101	304	1	1	1	7.93	7.95	47.5	0.72	329	329	27.9	606	102	97.9	43.1
	1401	47.9	100	300	101	304	1	1	1	7.03	7.03	47.9	0.64	330	330	27.8	573	99.4	97	46.9
	1206	47.5	100	300	101	305	1	0.99	1	6.01	6.04	47.8	0.55	333	332	27.6	545	95.6	98.4	47.9
983	46.1	100	300	101	306	0.99	0.99	1	4.75	4.79	46.5	0.41	310	310	29.6	495	93.2	98.1	49.6	

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1200 RPM	1197	0.02	100	300	101	307	0.99	0.99	1	0	0	0.02	0.08	-	-	0.08	108	62.6	62.8	0.87
	1198	4.88	100	300	101	307	0.99	0.99	1	0.61	0.62	4.92	0.13	735	735	12.5	144	64.1	64.7	2.43
	1196	9.84	100	300	101	307	0.99	0.99	1	1.23	1.24	9.92	0.14	416	416	22.1	184	66.4	67.4	2.34
	1200	14.7	100	300	102	306	1	1	1	1.85	1.86	14.8	0.17	338	338	27.1	222	68.9	69.6	2.4
	1198	19.7	100	300	102	306	1	1	1	2.47	2.48	19.7	0.2	293	293	31.3	263	69.7	71.3	3.49
	1200	24.6	100	300	102	305	1	1	1	3.09	3.1	24.7	0.26	304	304	30.2	300	71.6	74.9	4.15
	1200	29.5	100	300	102	305	1	1	1	3.71	3.72	29.6	0.29	279	279	32.9	340	74	78	5.15
	1198	34.5	100	300	102	306	1	1	1	4.32	4.34	34.6	0.32	266	266	34.5	381	76.2	82	5.85
	1195	39.3	100	300	102	306	1	1	1	4.92	4.93	39.4	0.38	276	276	33.3	431	79.1	87.8	10.5
	1199	44.2	100	300	102	306	1	1	1	5.56	5.58	44.4	0.43	279	279	32.9	504	82.6	95.1	17.8
	1192	48.5	100	300	102	306	1	1	1	6.05	6.07	48.6	0.55	327	327	28.1	551	85.5	101	48.6

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การคิดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1400 RPM	1401	-0.02	100	300	102	309	0.99	0.98	1	-0	-0	-0.03	0.09	-	-	-0.1	120	67.5	61.5	1.34
	1398	4.9	100	300	102	309	0.99	0.98	1	0.72	0.73	4.98	0.13	654	652	14.1	158	68.5	63.5	2.68
	1401	9.85	100	300	102	310	0.98	0.98	1	1.45	1.47	10	0.16	391	390	23.5	200	70.9	66.5	2.42
	1401	14.8	100	300	102	310	0.98	0.98	1	2.16	2.2	15	0.2	326	325	28.2	240	72.5	68.3	2.34
	1403	19.7	100	300	102	310	0.98	0.98	1	2.89	2.94	20	0.24	303	303	30.3	281	74.4	70.5	3
	1395	24.6	100	300	102	310	0.98	0.98	1	3.59	3.66	25	0.28	284	283	32.4	322	76.2	73.7	3.05
	1401	29.5	100	300	102	310	0.98	0.98	1	4.33	4.42	30.1	0.33	277	276	33.3	368	78.6	76.5	4.75
	1400	34.4	100	300	102	310	0.98	0.98	1	5.04	5.14	35	0.37	263	262	35	413	80.9	79.4	5.2
	1397	39.3	100	300	102	310	0.98	0.98	1	5.75	5.87	40.1	0.44	275	274	33.5	464	83.4	83.1	9.95
	1401	44.2	100	300	102	310	0.98	0.98	1	6.48	6.61	45	0.52	287	287	32	540	86.2	86.9	23.9
1399	47.8	100	300	102	309	0.98	0.98	1	6.99	7.13	48.7	0.63	325	324	28.3	582	88.8	90.9	49.6	

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การคิดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1600 RPM	1597	0.09	100	300	102	305	1	1	1	0.01	0.01	0.09	0.1	-	-	0.36	129	72.5	64.1	1.9
	1596	4.9	100	300	102	306	1	1	1	0.82	0.82	4.92	0.14	616	616	14.9	164	73.1	66.3	1.42
	1594	9.85	100	300	102	306	1	0.99	1	1.64	1.65	9.9	0.2	435	435	21.1	208	74.3	68.9	2.48
	1595	14.7	100	300	101	306	1	1	1	2.46	2.47	14.8	0.24	352	352	26.1	250	76	71.9	2.54
	1597	19.6	100	300	101	306	0.99	0.99	1	3.28	3.3	19.8	0.28	306	305	30	293	77.5	74.3	3.63
	1601	24.6	100	300	101	306	0.99	0.99	1	4.12	4.15	24.8	0.33	289	288	31.8	337	79.1	77.3	3.04
	1595	29.5	100	300	101	307	0.99	0.99	1	4.93	4.98	29.8	0.37	272	272	33.8	381	80.9	80.3	3.8
	1602	34.4	100	300	101	307	0.99	0.99	1	5.77	5.83	34.8	0.43	270	270	34	429	82.8	83.5	6.48
	1599	39.3	100	300	101	307	0.99	0.99	1	6.58	6.66	39.8	0.5	275	275	33.4	483	86.2	87.3	9.12
	1598	44.2	100	300	101	308	0.99	0.99	1	7.4	7.5	44.8	0.58	280	279	32.8	562	89.1	91.9	20
1598	47.8	100	300	101	308	0.99	0.99	1	8	8.11	48.5	0.7	315	315	29.2	615	92	94.5	42.7	

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การคิดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
1800 RPM	1794	-0.08	100	300	101	308	0.99	0.98	1	-0.02	-0.02	-0.08	0.12	-	-	-0.33	143	74.4	67.5	2.09
	1795	4.9	100	300	101	309	0.98	0.98	1	0.92	0.94	4.99	0.17	661	659	13.9	181	77.2	70.2	2.16
	1797	9.83	100	300	101	309	0.98	0.98	1	1.85	1.89	10	0.21	414	412	22.3	223	79.4	73.3	2.47
	1795	14.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	2.77	2.83	15	0.26	343	342	26.8	266	82.9	76.5	3.45
	1799	19.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	3.7	3.78	20.1	0.32	312	312	29.5	312	85.8	79.1	2.77
	1796	24.6	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.62	4.71	25	0.37	290	289	31.7	359	88.1	79.7	2.9
	1798	29.5	100	300	101	309	0.98	0.98	1	5.56	5.68	30.1	0.43	277	276	33.2	406	89.8	84.9	3.66
	1795	34.4	100	300	101	309	0.98	0.98	1	6.47	6.6	35.1	0.49	275	274	33.5	461	92.8	91.9	4.76
	1795	39.3	100	300	101	309	0.98	0.98	1	7.38	7.53	40.1	0.57	278	277	33.1	520	95.5	92.4	7.22
	1796	44.1	100	300	101	309	0.98	0.98	1	8.3	8.47	45	0.67	292	291	31.6	607	97.8	96.6	24.6
1798	46.4	100	300	101	309	0.98	0.98	1	8.74	8.92	47.4	0.76	313	312	29.4	642	100	96.7	41.8	

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การคิดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2000 RPM	1992	-0.05	100	300	101	308	0.99	0.98	1	-0.01	-0.01	-0.05	0.14	-	-	-0.19	159	80.3	70.6	1.83
	1996	4.87	100	300	101	308	0.99	0.98	1	1.02	1.04	4.95	0.19	684	683	13.4	196	82.1	72	1.81
	1992	9.82	100	300	101	308	0.99	0.98	1	2.05	2.08	9.98	0.24	426	425	21.6	237	83.8	74.5	1.9
	1997	14.7	100	300	101	309	0.99	0.98	1	3.07	3.13	15	0.31	357	356	25.7	282	86.4	78.2	2.11
	2000	19.7	100	300	101	309	0.98	0.98	1	4.12	4.2	20.1	0.37	319	318	28.9	331	89.4	81.9	2.38
	1997	24.6	100	300	101	309	0.98	0.98	1	5.15	5.25	25.1	0.41	288	287	32	379	91.7	84.7	2.72
	1999	29.5	100	300	101	310	0.98	0.98	1	6.18	6.31	30.1	0.48	281	280	32.8	428	94.7	92.5	4.25
	1998	34.4	100	300	101	310	0.98	0.98	1	7.19	7.34	35.1	0.57	287	287	32	483	96.9	92.6	4.83
	2002	39.2	100	300	101	310	0.98	0.98	1	8.22	8.39	40	0.65	283	282	32.6	550	98.5	93.3	11.1
	2000	44.1	100	300	101	310	0.98	0.98	1	9.24	9.45	45.1	0.76	297	296	31	637	101	98	26.1
	1998	45.2	100	300	101	310	0.98	0.98	1	9.45	9.67	46.2	0.78	299	298	30.8	653	103	98.6	33.2

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2200 RPM	2192	0.03	100	300	102	309	0.99	0.98	1	0.01	0.01	0.03	0.16	-	-	0.11	177	84.4	73.9	2.02
	2193	4.88	100	300	102	310	0.98	0.98	1	1.12	1.14	4.97	0.22	704	702	13.1	214	85.7	75.6	1.9
	2199	9.84	100	300	102	310	0.98	0.98	1	2.27	2.31	10	0.27	434	432	21.2	258	88.6	77.6	2.32
	2199	14.7	100	300	102	310	0.98	0.98	1	3.39	3.46	15	0.34	364	363	25.3	303	90.3	79.6	2.06
	2198	19.7	100	300	102	310	0.98	0.98	1	4.53	4.62	20.1	0.4	319	318	28.9	350	92.3	82.5	2.78
	2199	24.6	100	300	102	310	0.98	0.98	1	5.67	5.78	25.1	0.46	295	294	31.2	403	95.7	89	2.43
	2196	29.5	100	300	102	310	0.98	0.98	1	6.78	6.92	30.1	0.56	295	294	31.2	455	99.2	89.9	4.61
	2195	34.4	100	300	102	310	0.98	0.98	1	7.91	8.07	35.1	0.63	289	288	31.9	518	101	92.4	6.9
	2195	39.3	100	300	102	310	0.98	0.98	1	9.04	9.22	40.1	0.73	291	290	31.7	593	103	97.3	12.1
	2197	42.2	100	300	102	310	0.98	0.98	1	9.72	9.91	43.1	0.83	307	306	30	656	105	100	26.3

ตารางที่ ง-12 แสดงการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มโอดีอิน ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน (ต่อ)

Condition	Speed	Torque	Standard condition		Relative condition		Correction factor			Power	Corrected Power	Corrected Torque	mf	Specific fuel cons.	Corrected sfc	Fuel Conv. Eff.	Exhaust Temp	Oil Temp	Water Temp	smoke
			pr	Tr	px	Tx	k	α	β	P	Px		average	sfc	sfc	η_f	Ex	OT	WT	SD
	(rpm)	(N-m)	(kPa)	(K)	(kPa)	(K)				(kW)	(kW)	(N-m)	(g/s)	(g/kW-hr)	(g/kW-hr)	%	°C	°C	°C	BSN
2400 RPM	2399	0.03	100	300	102	309	0.99	0.99	1	0.01	0.01	0.03	0.19	-	-	0.11	200	87.6	73.2	3.08
	2398	4.95	100	300	102	308	0.99	0.99	1	1.24	1.26	5.01	0.25	731	729	12.6	241	89.4	74.8	2.47
	2400	9.8	100	300	102	308	0.99	0.99	1	2.46	2.49	9.92	0.31	458	457	20.1	284	92	77.3	2.38
	2397	14.7	100	300	102	309	0.99	0.99	1	3.69	3.74	14.9	0.38	373	372	24.7	332	94.4	80.8	2.86
	2397	19.7	100	300	102	309	0.99	0.99	1	4.94	5	19.9	0.45	330	330	27.8	384	96	82.8	3.27
	2400	24.6	100	300	102	309	0.99	0.99	1	6.19	6.27	24.9	0.53	308	307	29.9	437	97.8	86.1	2.98
	2398	29.5	100	300	102	309	0.99	0.99	1	7.4	7.5	29.9	0.61	296	295	31.1	495	102	90.3	3.46
	2398	34.4	100	300	102	309	0.99	0.99	1	8.64	8.75	34.9	0.73	304	304	30.2	574	104	91.2	8.76
	2395	38.1	100	300	102	309	0.99	0.99	1	9.56	9.68	38.6	0.8	303	302	30.3	641	105	94.5	19.4

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายพิพัฒน์ ตันติเวชการวงศ์ เกิดเมื่อวันที่ 22 เดือน มีนาคม พุทธศักราช 2527 ที่โรงพยาบาลนนทรี กรุงเทพมหานคร สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมยานยนต์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2548 เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2549



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย