

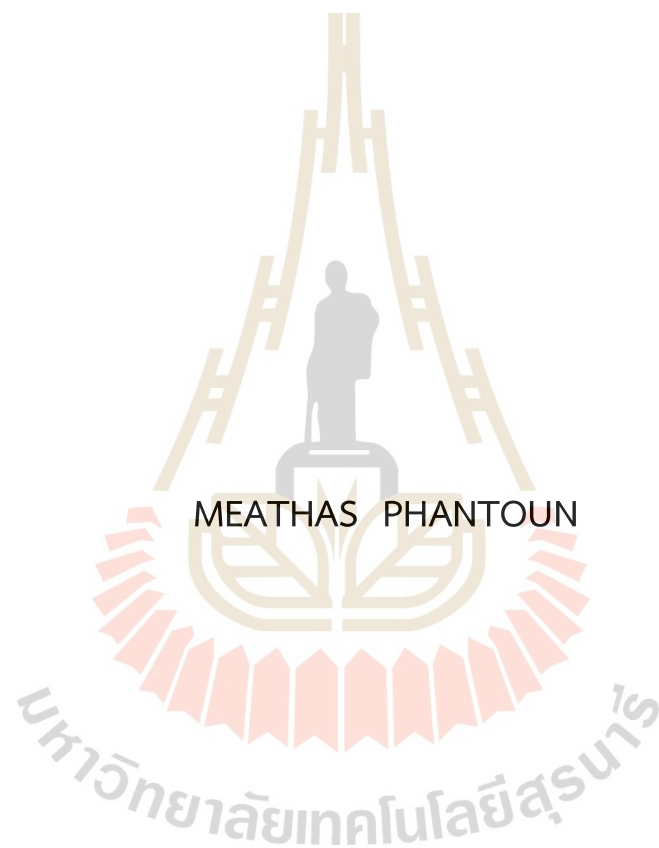
การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สไฮโดรเจน
เป็นเชื้อเพลิงร่วม



นายเมธัส พันธุ์ถ้วน

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2564

PERFORMANCE TESTING OF THE GASOLINE ENGINE USING
HYDROGEN GAS AS CO-FUEL



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the Degree of
Master of Engineering in Mechanical and Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2021

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาโทบริหารธุรกิจ

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(รศ. ดร.เกียรติฟ้า ตั้งใจจิต)
ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร.การุญ พิงสุวรรณรักษ์)
กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร.กระวี ตรีอังกร)
กรรมการ



(อ. ดร.ธีทัต ดลวิชัย)
กรรมการ



(รศ. ดร.ฉัตรชัย โชติชูราษฎร์)
รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและประกันคุณภาพ



(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)
คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

เมธีส พันธุ์ถ้วน : การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วม (PERFORMANCE TESTING OF THE GASOLINE ENGINE USING HYDROGEN GAS AS CO-FUEL) อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. การุญ พิงสุวรรณรักษ์, 127 หน้า.

คำสำคัญ: เชื้อเพลิงร่วมไฮโดรเจน-แก๊สโซลีน E20/สมรรถนะเครื่องยนต์/สารมลพิษไอเสีย

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชื้อเพลิงเพื่อเป็นพลังงานทางเลือกสำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ซึ่งมุ่งเน้นทางด้าน การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และสารมลพิษไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซลีน E20 ร่วมกับแก๊สไฮโดรเจน ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ด้วยการติดตั้งชุดฉีดเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจนเข้าไปบริเวณท่อร่วมไอดี โดยใช้กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Control Unit) ควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงและองศาการจุดระเบิด ทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ 1 สูบ 4 จังหวะ ทดสอบที่ล้นมีเสื่อเปิดคองที่ 50 เปอร์เซ็นต์ (Half open throttle) ส่วนผสมบาง (Lambda) ที่ 1.2 ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมในสัดส่วนที่แตกต่างกัน 3, 6, 9 และ 12 เปอร์เซ็นต์ ภายใต้ภาระโหลดที่ให้กับเครื่องยนต์ 28, 42, 56 และ 70 เปอร์เซ็นต์ของแรงบิดสูงสุด ตามลำดับ ซึ่งการทดสอบแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ การทดสอบใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมโดยไม่ปรับองศาการจุดระเบิดกับการทดสอบโดยใช้ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมและปรับตั้งองศาการจุดระเบิด ผลที่ได้มาเปรียบเทียบสมรรถนะกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซลีน E20

ผลการทดสอบใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมโดยไม่ปรับองศาการจุดระเบิดกำลังเบรกและประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่ได้มีค่าลดลง อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเพิ่มมากขึ้นตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่เพิ่มขึ้น แก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มมากขึ้นเข้าไปแทนที่อากาศภายในห้องเผาไหม้ช่วยให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีขึ้น

ผลการทดสอบใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมโดยปรับตั้งองศาการจุดระเบิด 20 ถึง 35 องศา ก่อนศูนย์ตายบน กำลังเบรกและประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้น อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ได้ลดลงตามส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มขึ้น การทดสอบแสดงให้เห็นว่ากำลังเบรก และประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นก่อนแล้วลดลงเมื่อองศาการจุดระเบิดเพิ่มขึ้น ในส่วนของสารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอน คาร์บอนมอนอกไซด์ มีแนวโน้มลดลงแต่ออกไซด์ของไนโตรเจนมากขึ้นตามส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มขึ้น

MEATHAS PHANTOUN : PERFORMANCE TESTING OF THE GASOLINE ENGINE
USING HYDROGEN GAS AS CO-FUEL. THESIS ADVISOR : ASSIST. PROF.
KAROON FANGSUWANNARAK, Ph.D., 127 PP.

Keyword: HYBRID HYDROGEN-GASOHOL E20/ENGINE PERFORMANCE/EMISSION

This research has investigated the effects of an alternative hybrid hydrogen-gasohol E20 fueled spark ignition engine on engine performance and exhaust pollutants. A hydrogen mixture with gasohol E20 was performed in an external mixture formation by installing a hydrogen fuel injection kit into the intake manifold area which is responsible for injecting hydrogen fuel into the inside of the engine's cylinder. The % volume of hydrogen fraction in the intake was gradually increased from 3% to 12% under the ignition degree conditions of 20°, 25°, 30°, and 35°. The top dead center was controlled by using the electronic control unit to study the optimal condition for a four-stroke single-cylinder engine. In the steady-state test condition, the half-open throttle under the variable engine load of 28%, 42%, 56%, and 70% was defined in each maximum engine torque. The engine can be available satisfactorily for an average relative air-fuel ratio (λ) value of 1.2 for hybrid hydrogen-gasohol E20 fuel.

The results of the test using hydrogen gas as a fuel without adjusting the angle of ignition, brake power and brake thermal efficiency were reduced. Brake-specific fuel consumption increases with increased hydrogen mixture. Increasing hydrogen gas displaces the air in the combustion chamber, improving engine combustion efficiency.

Hydrogen gas co-fueled test results with the ignition angle set 20 to 35 degrees before dead center, brake power and brake thermal efficiency were increased. The brake-specific fuel consumption has been reduced as the hydrogen gas mixture increases. The test showed that the brake power and the brake thermal efficiency increases first and then decreases as the degree of ignition increases. It results in the brake power and thermal engine efficiency increased. It is also noted that ignition delay also caused NO_x, HC, and CO emissions to decrease. NO_x emissions have increased with increasing volumes of hydrogen, while HC and CO emissions have decreased.

School of Mechanical Engineering
Academic year 2021

Student's Signature MEATHAS PHANTOUN
Advisor's Signature KAROON FANGSUWANNARAK

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี เนื่องจากได้รับความช่วยเหลืออย่างดียิ่งทั้งทางด้านวิชาการและการดำเนินงานวิจัย จากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.การุญ พิงสุวรรณรักษ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ตลอดจนปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นระหว่างขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยด้วยความเอาใจใส่ รวมทั้งช่วยตรวจทาน และแก้ไขเล่มวิทยานิพนธ์นี้จนเกิดความสมบูรณ์พร้อมทางด้านวิชาการ ผู้วิจัยตระหนักถึงความตั้งใจจริงของอาจารย์ และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.เกียรติฟ้า ตั้งใจจิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น ที่ได้ให้เกียรติและเสียสละมาเป็นประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ให้กับข้าพเจ้าในครั้งนี้ ขอขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนรรค และอาจารย์ ดร.ธีทัต ดลวิชัย ที่ได้ให้เกียรติและเสียสละมาเป็นกรรมการในการสอบวิทยานิพนธ์ ขอขอบคุณสำหรับคำแนะนำ ตลอดจนแนวทางการแก้ไขปัญหาต่าง ๆ ตั้งแต่การสอบโครงร่างจนกระทั่งสอบวิทยานิพนธ์ เพื่อนำมาใช้ในการปรับปรุงแก้ไขงานวิจัยให้ดีขึ้น

ขอขอบพระคุณ เจ้าหน้าที่อาคารเครื่องมือ ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่เอื้อเฟื้อสถานที่สำหรับดำเนินการวิจัย รวมถึงเครื่องมือ และอุปกรณ์ในการดำเนินการวิจัย

ขอขอบคุณ กัลยาณมิตรของข้าพเจ้าที่ได้ให้ความช่วยเหลือและเป็นกำลังใจในการทำวิจัยมาโดยตลอด และขอขอบคุณผู้ที่ร้อยตรีสมเกียรติ หมายถมกลาง ที่ได้คำแนะนำในด้านการศึกษาประสบการณ์ในการทำวิจัยรวมทั้งแนวทางการดำเนินงานต่าง ๆ

สุดท้ายนี้ ผู้วิจัยขอขอบคุณอาจารย์ผู้สอนทุกท่านที่ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ทางด้านต่าง ๆ ทั้งในอดีตและปัจจุบัน และขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา รวมทั้งญาติพี่น้องของผู้วิจัยทุกท่านที่ให้ความรัก อบรมเลี้ยงดู และคอยเป็นกำลังใจ ทำให้ผู้วิจัยประสบความสำเร็จในชีวิต

เมธัส พันธุ์ถ้วน

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญรูป.....	ญ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.5 สถานที่ดำเนินงานวิจัย.....	3
2 ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิง.....	4
2.1.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงเบนซิน.....	4
2.1.2 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจน.....	5
2.2 เทคโนโลยีการผลิตแก๊สไฮโดรเจน.....	5
2.2.1 การแยกสลายด้วยไฟฟ้า (Electrolysis process).....	5
2.2.2 การแยกน้ำด้วยไฟฟ้าเคมีทางแสง (Photoelectrochemical water splitting).....	6
2.2.3 กระบวนการทางความร้อน (Thermal process).....	7
2.3 กระบวนการเก็บไฮโดรเจน (Hydrogen storage).....	7
2.3.1 การเก็บไฮโดรเจนทางเคมี (Chemical hydrogen storage).....	7
2.3.2 การเก็บไฮโดรเจนทางกายภาพ (Physical hydrogen storage).....	8
2.3.3 ไฮโดรเจนอัด (Compressed hydrogen).....	8
2.3.4 ไฮโดรเจนเหลว (Liquid hydrogen).....	8
2.4 คุณสมบัติการเผาไหม้ของไฮโดรเจน.....	8
2.4.1 คุณสมบัติทางเคมีของไฮโดรเจน.....	8

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.4.2	คุณสมบัติเฉพาะของไฮโดรเจนที่เหมาะสมสำหรับการเผาไหม้.....	9
2.4.2.1	ช่วงการติดไฟกว้าง.....	9
2.4.2.2	อุณหภูมิที่ลุกติดไฟที่สูง.....	9
2.4.2.3	ความเร็วของเปลวไฟ.....	9
2.4.2.4	ค่าออกเทน.....	9
2.4.2.5	การแพร่กระจายที่สูง.....	10
2.4.2.6	ความหนาแน่นที่ต่ำ.....	10
2.4.2.7	รั่วไหลของแก๊สไฮโดรเจน.....	10
2.5	ระบบจุดระเบิดของไฮโดรเจน.....	10
2.6	การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเบื้องต้น.....	11
2.6.1	เครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบ 4 จังหวะ.....	11
2.6.1.1	จังหวะดูด (Intake stroke).....	12
2.6.1.2	จังหวะอัด (Compression stroke).....	12
2.6.1.3	จังหวะระเบิด (Power stroke).....	12
2.6.1.4	จังหวะคาย (Exhaust stroke).....	12
2.6.2	เครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบ 2 จังหวะ.....	13
2.6.2.1	จังหวะดูดและอัด.....	13
2.6.2.2	จังหวะระเบิดและจังหวะคาย.....	13
2.7	การชิงจุดระเบิด (Self-ignition).....	14
2.8	ระบบหัวฉีดแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic fuel injection, EFI).....	14
2.8.1	การควบคุมระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง.....	15
2.8.2	การไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง.....	17
2.8.3	อุปกรณ์ตรวจวัดปริมาณอากาศ.....	18
2.8.4	เรอ์นล้นปีกผีเสื้อแบบอิเล็กทรอนิกส์.....	18
2.8.5	สัญญาณวัดรอบเครื่องยนต์.....	19
2.8.6	ออกซิเจนเซนเซอร์.....	19
2.9	ชนิดของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ Electronic control unit.....	20
2.9.1	กล่อง Standard หรือกล่องอิเล็กทรอนิกส์เดิม.....	21
2.9.2	กล่อง Piggy back หรือกล่องอิเล็กทรอนิกส์ฟ่วง.....	21
2.9.3	กล่อง Standalone.....	21
2.10	เครื่องมือทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	22
2.10.1	โพรน์เบรก Prony brake.....	22

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.10.2	ไดนาโมมิเตอร์แบบสายพานหรือเบรกเชือก Rope brake	23
2.10.3	ไดนาโมมิเตอร์แบบ Hydraulic brake.....	23
2.10.4	ไดนาโมมิเตอร์แบบ Eddy current dynamometer	24
2.11	อัตราการไหลของอากาศ	24
2.12	พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์	25
2.12.1	แรงบิด	25
2.12.2	กำลังเบรก.....	26
2.12.3	ความดันผลเฉลย.....	26
2.12.4	ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ	26
2.12.5	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน	27
2.12.6	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (Air-fuel ratio).....	27
2.12.7	ส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจน	28
2.13	งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	28
3	วิธีดำเนินการวิจัย	33
3.1	กรอบการดำเนินการวิจัย.....	33
3.2	อุปกรณ์การทดสอบ.....	33
3.2.1	เครื่องยนต์แก๊สโซลีน.....	34
3.2.2	ไดนาโมมิเตอร์.....	34
3.2.3	ปั๊มดีกหม้อน้ำไฟฟ้า.....	35
3.2.4	เครื่องมือวัดความเร็วลม.....	36
3.2.5	ออกซิเจนเซ็นเซอร์ (Wideband air fuel ratio oxygen sensor).....	37
3.3	ชุดติดตั้งระบบแก๊สไฮโดรเจน	37
3.3.1	ถังแก๊สไฮโดรเจน.....	37
3.3.2	เรกกูเรเตอร์ (Regulator)	38
3.3.3	กันเปลวไปย้อน (Flashback arrestor).....	38
3.3.4	อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล (Flow meter).....	39
3.3.5	หัวฉีดแก๊สไฮโดรเจน	39
3.4	เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย	40
3.5	ขั้นตอนการติดตั้งอุปกรณ์	42
3.5.1	ขั้นตอนการติดตั้งระบบไฮโดรเจน	43
3.5.2	ขั้นตอนการติดตั้งเครื่องยนต์	44
3.6	ขั้นตอนการทดสอบ	47

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.7	การวิเคราะห์ผลการทดสอบ	47
3.7.1	การวิเคราะห์ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	47
3.7.2	การวิเคราะห์ผลการทดสอบตรวจวัดการปล่อยมลพิษไอเสีย	48
4	การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยไม่ทำการปรับตั้งองศาการจุดระเบิด	49
4.1	วิธีการดำเนินงานวิจัย	49
4.2	ผลการทดสอบและการอภิปรายผล	50
4.2.1	กำลังเบรกของเครื่องยนต์	50
4.2.2	อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก	51
4.2.3	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	51
4.2.4	สารมลพิษไอเสีย	52
4.2.4.1	ไฮโดรคาร์บอน	52
4.2.4.2	คาร์บอนมอนอกไซด์.....	53
4.2.4.3	ออกไซด์ของไนโตรเจน	54
4.3	สรุปผลงานวิจัย.....	55
5	การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยทำการปรับตั้งองศาการจุดระเบิด.....	57
5.1	วิธีการดำเนินงานวิจัย	57
5.2	ผลการทดสอบและการอภิปรายผล	58
5.2.1	กำลังเบรกของเครื่องยนต์	58
5.2.2	อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก	61
5.2.3	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	63
5.2.4	สารมลพิษไอเสีย	66
5.2.4.1	ไฮโดรคาร์บอน	66
5.2.4.2	คาร์บอนมอนอกไซด์.....	68
5.2.4.3	ออกไซด์ของไนโตรเจน	71
5.3	สรุปผลการวิจัย.....	73
6	สรุปและข้อเสนอแนะ	75
6.1	สรุปผลการวิจัย.....	75
6.1.1	ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์	75
6.1.1.1	การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีน โดยไม่ปรับตั้งองศาการจุดระเบิด.....	75
6.1.1.2	การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีน โดยทำการปรับตั้งองศาการจุดระเบิด	75

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
6.1.2 สารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์.....	76
6.1.3 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์.....	76
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	76
รายการอ้างอิง.....	77
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	81
ภาคผนวก ข. ผลการตรวจวัดสารมลพิษไอเสีย.....	86
ภาคผนวก ค. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	91
ประวัติผู้เขียน.....	127



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	ตารางค่าออกเทนของเชื้อเพลิงเปรียบเทียบ 10
2.2	ตารางคุณสมบัติที่เกี่ยวข้องของแก๊สไฮโดรเจน น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ 11
3.1	ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์..... 34
3.2	ข้อมูลจำเพาะของไฮดรอลิคไดนาโมมิเตอร์ 35
3.3	ข้อมูลจำเพาะของปั๊มดีกหม้อน้ำไฟฟ้า 36
3.4	ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวัดความเร็วลมแบบใบพัด 37
3.5	ข้อมูลจำเพาะแก๊สไฮโดรเจนที่ใช้ในการทดสอบ 38
3.6	ข้อมูลจำเพาะของหัวฉีดไฮโดรเจนขนาด 110 ซีซี 40
3.7	ข้อมูลจำเพาะของเครื่องมือวัด TESTO รุ่น TESTO 350..... 41
3.8	ข้อมูลจำเพาะของเครื่องมือวัด HORIBA รุ่น MEXA-584L 42
ก.1	ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 1 82
ก.2	ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 2 83
ก.3	ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 3 84
ก.4	ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 4 85
ข.1	ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 1 87
ข.2	ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 2 88
ข.3	ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 3 89
ข.4	ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 4 90

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	การแยกไฮโดรเจนด้วยไฟฟ้า6
2.2	การแยกน้ำด้วยไฟฟ้าเคมีทางแสง.....6
2.3	การสลายด้วยตัวเร่งปฏิกิริยาผ่านกระบวนการทางความร้อน7
2.4	วัฏจักรการทำงานพื้นฐานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ 12
2.5	วัฏจักรการทำงานพื้นฐานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 2 จังหวะ 13
2.6	การทำงานของระบบฉีดเชื้อเพลิง 16
2.7	อุปกรณ์ตรวจวัดความดันของอากาศ (MAP Sensor)..... 17
2.8	เรือนลิ้นปีกผีเสื้อแบบอิเล็กทรอนิกส์..... 18
2.9	อุปกรณ์ตรวจจับองศาเพลลาข้อเหวี่ยง 19
2.10	อุปกรณ์ตรวจจับออกซิเจนในไอเสีย 20
2.11	กล่องอิเล็กทรอนิกส์ Stand Alone Project Fi 21
2.12	แผนภาพการทำงานของกล่องควบคุม (Electronic control unit)..... 22
2.13	โพรนี้เบรก Prony brake..... 23
2.14	ไดนาโมมิเตอร์แบบเชือก (Rope brake)..... 23
2.15	ไดนาโมมิเตอร์แบบ Hydraulic brake..... 24
2.16	อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ 25
3.1	เครื่องยนต์สำหรับการทดสอบ 34
3.2	ไฮดรอลิคไดนาโมมิเตอร์ 35
3.3	ปั๊มดีกหม้อน้ำไฟฟ้า 36
3.4	เครื่องมือวัดความเร็วลม 36
3.5	ออกซิเจนเซ็นเซอร์ (Wideband Air Fuel Ratio Oxygen Sensor) 37
3.6	เรคกูเรเตอร์แก๊สไฮโดรเจน 38
3.7	กันเปลวไปย้อน (Flashback arrestor) 39
3.8	อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลของแก๊สไฮโดรเจน 39
3.9	หัวฉีดแก๊สไฮโดรเจนขนาด 110 ซีซี..... 40
3.10	เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Gas analyzer) 40
3.11	เครื่องมือวัด HORIBA รุ่น MEXA-584L 41
3.12	แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์ 43
3.13	การติดตั้งระบบไฮโดรเจน (ก) ชุดควบคุมแก๊สไฮโดรเจน (ข) หัวฉีดไฮโดรเจนบริเวณท่อไอดี 43

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.14 การติดตั้งระบบน้ำหล่อเย็น	44
3.15 การติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับไดนาโมมิเตอร์.....	44
3.16 เซอร์โวมอเตอร์ควบคุมการเปิด-ปิดของลิ้นผีเสื้อ	45
3.17 ระบบตรวจวัดและแสดงผล	45
3.18 ชุดติดตั้งสายไฟเข้ากล่อง ECU	46
3.19 ตารางโปรแกรมจูน Project-Fi	46
4.1 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน.....	50
4.2 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสม ไฮโดรเจนแตกต่างกัน.....	51
4.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจนแตกต่างกัน.....	52
4.4 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน.....	53
4.5 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน.....	54
4.6 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน.....	55
5.1 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์.....	59
5.2 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์.....	59
5.3 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์.....	60
5.4 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์.....	60
5.5 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์.....	61
5.6 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์.....	62
5.7 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์.....	62
5.8 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์.....	63
5.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์.....	64
5.10 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์.....	64
5.11 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสม ไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์.....	65

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.12 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์	65
5.13 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์	66
5.14 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์	67
5.15 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์	67
5.16 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์	68
5.17 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์	69
5.18 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์	69
5.19 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์	70
5.20 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์	70
5.21 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์	71
5.22 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์	72
5.23 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์	72
5.24 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์	73



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

ประเทศไทยมีการเติบโตทางเศรษฐกิจอย่างต่อเนื่อง ปัจจุบันผลผลิตส่วนใหญ่มาจากภาคอุตสาหกรรม จากการขยายตัวในส่วนของภาคอุตสาหกรรม เศรษฐกิจ ระบบขนส่งและการเพิ่มขึ้นของประชากรอย่างรวดเร็วส่งผลให้ประเทศต้องการพลังงานในส่วนของการเพิ่มมากขึ้น ความต้องการพลังงานที่มากขึ้นทำให้ประเทศไทยต้องพึ่งพาการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศ เนื่องจากปริมาณการผลิตเชื้อเพลิงในประเทศไม่เพียงพอกับความต้องการที่เพิ่มมากขึ้น โดยเฉพาะภาคการขนส่งภายในประเทศไทยที่ใช้ผลิตภัณฑ์จากปิโตรเลียมเป็นหลัก พลังงานทางเลือกจึงเป็นส่วนสำคัญที่จะช่วยลดการนำเข้าเชื้อเพลิงภายในประเทศ ซึ่งภาครัฐได้มีนโยบายสนับสนุนการใช้พลังงานทางเลือกในรูปแบบต่าง ๆ เช่น ไบโอดีเซล แก๊สโซฮอล์ แอลพีจี และเอ็นจีวี เป็นต้น การใช้พลังงานทางเลือกเหล่านี้นอกจากจะเป็นการช่วยลดการใช้ปริมาณน้ำมันที่มาจากเชื้อเพลิงฟอสซิลแล้ว ยังสามารถช่วยลดปริมาณการปล่อยแก๊สมลพิษต่าง ๆ ซึ่งเป็นปัญหาทางสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง จากการศึกษาข้อมูลต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับพลังงานทางเลือก ผู้วิจัยมีความสนใจในการนำแก๊สไฮโดรเจนมาใช้เป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ซึ่งเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจในการนำมาใช้เป็นพลังงานทางเลือกและลดการใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล เชื้อเพลิงไฮโดรเจนเป็นพลังงานที่สามารถใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูงเป็นพลังงานที่สะอาดและไม่ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมเมื่อเกิดการเผาไหม้กับออกซิเจน สารมลพิษไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงไฮโดรเจนจะมีเพียงแค่น้ำเท่านั้น ซึ่งแตกต่างจากเชื้อเพลิงประเภทอื่น ๆ เมื่อเกิดการเผาไหม้กับอากาศ สารมลพิษไอเสียที่ได้ประกอบด้วยแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เป็นสาเหตุที่ทำให้เกิดแก๊สเรือนกระจกส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมทำให้เกิดภาวะโลกร้อน สารมลพิษไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงประเภทฟอสซิลของเครื่องยนต์จะส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม และแก๊สเรือนกระจกในชั้นบรรยากาศโดยสารมลพิษไอเสียที่สำคัญ ได้แก่ คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน ออกไซด์ของไนโตรเจนและกำมะถัน ออกไซด์ของไนโตรเจน คือ ไนตริกออกไซด์ (NO) ไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO₂) และไนตรัสออกไซด์ (N₂O) สารมลพิษเกือบทั้งหมดมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงฟอสซิลจากเครื่องยนต์ซึ่งเป็นพิษต่อสิ่งแวดล้อมและมนุษย์โดยตรง เชื้อเพลิงไฮโดรเจนสามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงเพื่อสร้างพลังงานไฟฟ้าโดยป้อนเข้าเซลล์เชื้อเพลิง (Fuel cell) พลังงานไฮโดรเจนเป็นเทคโนโลยีพลังงานทางเลือกที่มีศักยภาพสูงในการนำมาใช้เป็นพลังงานทดแทนร่วมกับแหล่งพลังงานเชื้อเพลิงฟอสซิลด้วยความโดดเด่นในการเป็นเทคโนโลยีที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงที่สามารถผลิตได้จากกระบวนการทางเคมีเป็นเชื้อเพลิงที่มีค่าพลังงานความร้อนสูง จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการนำเชื้อเพลิงไฮโดรเจนมาใช้กับเครื่องยนต์สันดาปภายในพบว่า มีการนำเชื้อเพลิงไฮโดรเจนมาใช้เป็นเชื้อเพลิงร่วมกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ในอัตราส่วนผสม

ที่แตกต่างกันโดยไม่มี การปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อให้เกิดความเหมาะสมกับการใช้งาน เนื่องจากคุณสมบัติเฉพาะของเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน ปัจจุบันเครื่องยนต์และระบบควบคุมการทำงานมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องซึ่งหัวใจหลักของเครื่องยนต์ คือ กล่องอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic control unit) มีพื้นฐานมาจากคอมพิวเตอร์ที่สามารถควบคุมจังหวะและปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงในแต่ละหัวฉีดได้แตกต่างกัน

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้เชื้อเพลิงไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอลล์ E20 ในแต่ละสัดส่วนผสม และองศาจุดระเบิดที่แตกต่างกัน เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 เป็นเชื้อเพลิง พร้อมทั้งวิเคราะห์สารมลพิษไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจำนวน 1 สูบ วัฏจักรการทำงาน 4 จังหวะ ปริมาตรความจุ 110 ซีซี โดยใช้กล่องอิเล็กทรอนิกส์ควบคุมการปรับตั้งองศาจุดระเบิดและปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงให้เป็นไปตามสัดส่วนที่กำหนดเพื่อเป็นแนวทางในการเลือกใช้พลังงานทดแทน และพัฒนาเชื้อเพลิงพลังงานสะอาดสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อออกแบบและติดตั้งระบบฉีดเชื้อเพลิงไฮโดรเจนเข้ากับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน
- 1.2.2 เพื่อศึกษาระบบควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจน และการปรับตั้งองศาจุดระเบิดของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน
- 1.2.3 เพื่อศึกษาผลกระทบของการใช้เชื้อเพลิงไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอลล์ E20 ในส่วนผสมแบบบาง ต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์และสารมลพิษไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 ใช้เครื่องยนต์แก๊สโซลีนจำนวน 1 สูบ วัฏจักรการทำงาน 4 จังหวะ และปริมาตรความจุขนาด 110 ซีซี ยี่ห้อ HONDA รุ่น Click 110i ระบบฉีดเชื้อเพลิงเข้าบริเวณท่อร่วมไอดี และนำไอดีเข้าโดยธรรมชาติ
- 1.3.2 ออกแบบและปรับแต่งเครื่องยนต์โดยทำการติดตั้งชุดจ่ายเชื้อเพลิงไฮโดรเจนเข้ากับเครื่องยนต์ ระบบฉีดเชื้อเพลิงเข้าบริเวณท่อร่วมไอดี
- 1.3.3 การปรับตั้งองศาจุดระเบิด และปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงโดยใช้กล่องอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Control Unit) ควบคุมการทำงาน
- 1.3.4 ทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้ไดนาโมมิเตอร์ชนิดใช้น้ำเป็นตัวสร้างภาระโหลดให้กับเครื่องยนต์
- 1.3.5 ทดสอบเครื่องยนต์ที่ล้นผิวเปิดคองที่ 50 เปอร์เซ็นต์ (Half open throttle) ภายใต้เงื่อนไขการเปลี่ยนแปลงภาระโหลด คือ 28, 42, 56 และ 70 เปอร์เซ็นต์ของแรงบิดสูงสุด ตามลำดับ
- 1.3.6 องศาจุดระเบิดที่ใช้ในการทดสอบ คือ 20, 25, 30 และ 35 องศา ก่อนศูนย์ตายบน
- 1.3.7 ทดสอบเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิงไฮโดรเจนร่วมกับแก๊สโซฮอลล์ E20 ในส่วนผสม 3, 6, 9 และ 12 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ โดยทดสอบที่ส่วนผสมบาง (Lambda) ที่ 1.2
- 1.3.8 ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 ที่ได้รับความเห็นชอบในการจัดจำหน่ายจากกรมธุรกิจพลังงาน

1.3.9 ใช้เชื้อเพลิงไฮโดรเจนที่มีมาตรฐานและได้รับอนุญาตในการจัดจำหน่าย

1.3.10 การทดสอบแบ่งออกเป็นใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 100 เปอร์เซ็นต์ กับใช้เชื้อเพลิงไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 โดยไม่ปรับองศาการจุดระเบิดและปรับองศาการจุดระเบิดตามลำดับ

1.3.11 พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สำหรับใช้ในการวิเคราะห์ ได้แก่ กำลังเบรก (PB) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) และประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (BTE)

1.3.12 ตรวจวัดการปล่อยมลพิษไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ได้แก่ ไฮโดรคาร์บอน (HC) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) และคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ทราบถึงผลกระทบในด้านสมรรถนะ และสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20

1.4.2 ทราบถึงผลกระทบในด้านสมรรถนะ และสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 เป็นเชื้อเพลิงร่วมกับไฮโดรเจนในส่วนผสม และองศาการจุดระเบิดที่แตกต่างกัน

1.4.3 ใช้เป็นแนวทางในการนำเชื้อเพลิงไฮโดรเจนไปใช้เป็นพลังงานทางเลือกสำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟได้อย่างเหมาะสม

1.5 สถานที่ดำเนินงานวิจัย

1.5.1 อาคารเครื่องมือ 4 (F4) อาคารเครื่องมือ 5 (F5) และอาคารเครื่องมือ 6 (F6) ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 2

ปรัทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับคุณสมบัติของเชื้อเพลิง เทคโนโลยีในการผลิต และกระบวนการกักเก็บของเชื้อเพลิงไฮโดรเจน พื้นฐานการทำงานของเครื่องยนต์ อุปกรณ์รับและส่งสัญญาณจากอุปกรณ์ตรวจวัด (Sensor) ชุดควบคุม Electronic control unit (ECU) พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ และสารมลพิษไอเสียที่เกิดจากการนำเชื้อเพลิงทางเลือกมาใช้งานในเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

2.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิง

คุณสมบัติของเชื้อเพลิงเป็นปัจจัยหลักที่ใช้ออกถึงชนิดของเชื้อเพลิงนั้น ๆ เชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นตามธรรมชาติพบได้หลายสถานะ เช่น ของเหลว แก๊ส วัสดุแข็งของแข็ง หรือของแข็งที่ผสมกับสารจำพวกไฮโดรคาร์บอนที่สลับซับซ้อนตามธรรมชาติในชั้นหินใต้พื้นผิวโลก เชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นตามธรรมชาตินี้มีธาตุที่เป็นองค์ประกอบหลัก คือ ไฮโดรเจน และคาร์บอน เกิดจากการสลายตัวของอินทรีย์สารจำนวนมากที่ทับถมกันในหินตะกอนภายใต้ความร้อนและความดัน โดยทั่วไปแล้วไฮโดรคาร์บอนเหลวจะถูกใช้ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน

2.1.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงเบนซิน

เป็นเชื้อเพลิงที่ระเหยได้ง่ายนิยมใช้ในเครื่องยนต์จำนวนมาก ได้มาจากการกลั่นน้ำมันดิบในโรงกลั่นในกรรมวิธีการกลั่นปิโตรเลียมแบบเศษส่วน โดยเฉลี่ยแล้วน้ำมันดิบ 160 ลิตร (42 แกลลอน) บาร์เรลสามารถให้ผลผลิตน้ำมันเบนซินได้ประมาณ 72 ลิตร (19 แกลลอน) หลังจากผ่านกรรมวิธีในโรงกลั่นน้ำมัน น้ำมันเบนซินที่มีค่าออกเทนนัมเบอร์ต่ำกว่ามาตรฐานจะถูกนำมาผสมกับสารเพิ่มคุณภาพต่าง ๆ เพื่อต้านทานการจุดไฟเร็วเกินไป (ซึ่งทำให้เกิดการน็อกและลดประสิทธิภาพในเครื่องยนต์ลูกสูบ) ไม่ว่าจะเป็น Naphtha, Isomate, Reformate และสารเติมแต่ง เช่น MTBE (Methyl tertiary butyl Ether), Ethanol เป็นต้น เพื่อให้เหมาะสมแก่การใช้เป็นเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เบนซินชนิดสันดาปภายในโดยมีหัวเทียนเป็นเครื่องจุดระเบิด (Spark ignition internal combustion engine) ความสามารถในการระเหยน้ำมันต้องพอเหมาะกับการเผาไหม้ในกระบอกสูบและต้องเป็นไปอย่างสม่ำเสมอต่อเนื่อง เชื้อเพลิงประเภทนี้ให้ความสะดวกในการใช้งานมากที่สุดทั้งในด้านการขนถ่ายและจัดเก็บที่มีคุณภาพเพื่อให้ค่าพลังงานความร้อนสูงและเผาไหม้ได้ง่าย

น้ำมันเบนซินสามารถรั่วไหลเข้าสู่สิ่งแวดล้อมได้โดยปราศจากการเผาไหม้ ทั้งในรูปของเหลวและไอระเหย จากการรั่วไหลและการจัดการระหว่างการผลิต การขนส่ง และการส่งมอบ (เช่น จากถังเก็บ จากการรั่วไหล เป็นต้น)

2.1.2 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจน

ในส่วนของไฮโดรเจนเป็นแก๊สที่ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น และไม่มีพิษภายใต้สภาวะปกติบนโลก ไฮโดรเจนเป็นพลังงานหมุนเวียนที่มีบทบาทสำคัญในการเปลี่ยนแปลงไปสู่พลังงานที่สะอาดกว่า โดยทั่วไปจะมีลักษณะเป็นโมเลกุลไดอะตอมซึ่งหมายความว่าแต่ละโมเลกุลมีไฮโดรเจนสองอะตอม นี่คือนิวเคลียสไฮโดรเจนบริสุทธิ์มักแสดงเป็น “H₂” ไฮโดรเจนเป็นสารเคมีที่มีมากที่สุดในการจัดเก็บ คิดเป็นประมาณ 75% ของสารปกติกทั้งหมด อย่างไรก็ตามมันไม่พบในรูปแบบบริสุทธิ์เนื่องจากรวมเข้ากับองค์ประกอบอื่น ๆ ได้ง่าย เช่น สารประกอบไฮโดรด์ น้ำ น้ำมันปิโตรเลียม และสารอินทรีย์แก๊สธรรมชาติ นอกจากนี้ยังเป็นองค์ประกอบที่เบาที่สุด โดยมีความหนาแน่น 0.08988 กรัมต่อลิตรที่ความดันมาตรฐาน

ไฮโดรเจนเมื่อถูกนำมาใช้เป็นแหล่งพลังงานแทนเชื้อเพลิงฟอสซิลในด้านสิ่งแวดล้อมจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าการเผาไหม้ไฮโดรเจนสามารถลดสารมลพิษไอเสีย เช่น คาร์บอนไดออกไซด์, คาร์บอนมอนอกไซด์, ก๊าซไฮโดรคาร์บอนชนิดอื่น ๆ และเขม่าควันได้ แก๊สไฮโดรเจนเป็นแก๊สไวไฟสูงและจะเผาไหม้ในอากาศในช่วงความเข้มข้นที่กว้างมากระหว่าง 4 เปอร์เซ็นต์ถึง 75 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร คุณสมบัติเหล่านี้ทำให้เชื้อเพลิงเป็นตัวเลือกที่น่าสนใจสำหรับการขนส่งผลิตกระแสไฟฟ้า และแหล่งพลังงานทดแทนอื่น ๆ อีกมากมาย

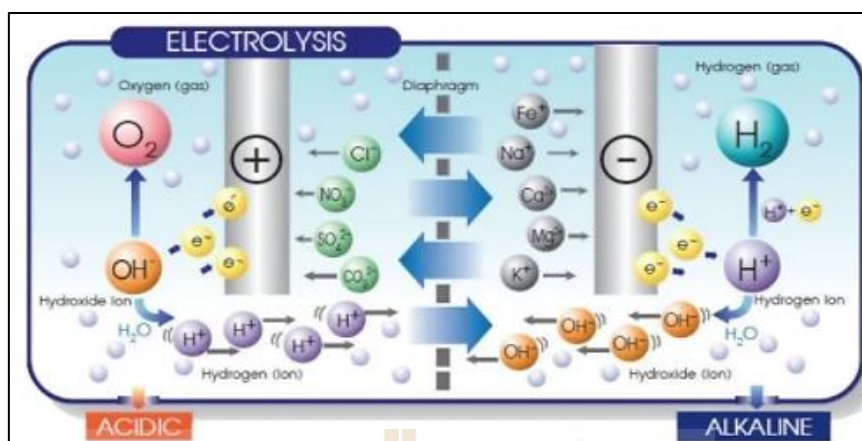
การผลิตไฮโดรเจนในภาคอุตสาหกรรมส่วนใหญ่มาจากกระบวนการทางความร้อนและมักจะมาจากวิธีการที่ใช้พลังงานมาก เช่น อิเล็กโทรไลซิสของน้ำ ไฮโดรเจนส่วนใหญ่ถูกใช้ใกล้กับสถานที่ผลิตการใช้งานที่ใหญ่ที่สุดสองประการ คือ การแปรรูปเชื้อเพลิงฟอสซิล (เช่น การไฮโดรแครกกิง) และการผลิตแอมโมเนีย ซึ่งส่วนใหญ่ใช้สำหรับตลาดปุ๋ย ไฮโดรเจนเป็นปัญหาในโลหะวิทยาเพราะสามารถทำให้โลหะเปราะได้ทำให้การออกแบบท่อและถังเก็บมีความซับซ้อน

2.2 เทคโนโลยีการผลิตแก๊สไฮโดรเจน

ปัจจุบันเชื้อเพลิงไฮโดรเจนสามารถผลิตได้จากทรัพยากรภายในประเทศที่หลากหลายวิธีการที่ใช้กันทั่วไปในปัจจุบัน ได้แก่ การปฏิรูปก๊าซธรรมชาติ (กระบวนการทางความร้อน) พลังงานนิวเคลียร์ชีวมวลและพลังงานหมุนเวียน เช่น แสงอาทิตย์ และลม เนื่องจากตัวไฮโดรเจนเองอยู่ในรูปของสารประกอบการนำไฮโดรเจนมาใช้นั้นจำเป็นต้องผ่านกระบวนการที่จะใช้แยกไฮโดรเจนออกมาซึ่งในปัจจุบันกระบวนการแยกที่นิยมใช้จะมีด้วยกัน 3 เทคโนโลยีหลัก ดังนี้

2.2.1 การแยกสลายด้วยไฟฟ้า (Electrolysis process)

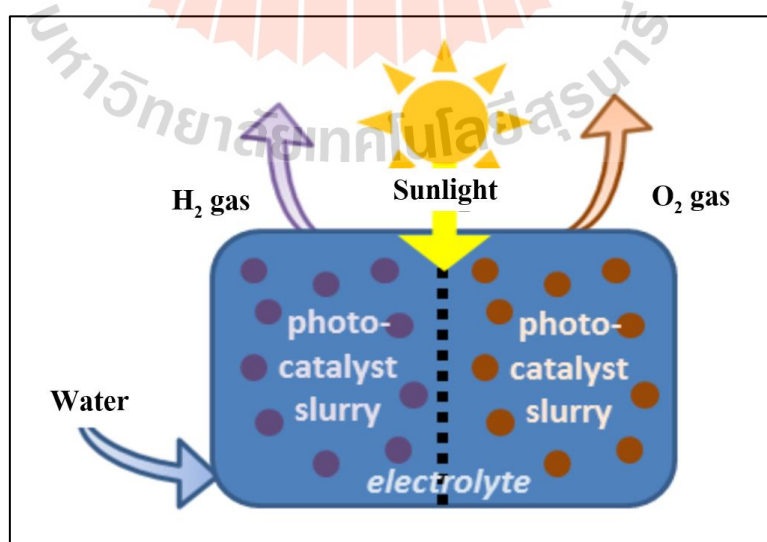
น้ำสามารถแยกออกเป็นออกซิเจนและไฮโดรเจนผ่านกระบวนการแยกไฮโดรเจนด้วยไฟฟ้า ซึ่งกระบวนการที่เกิดขึ้นใช้กระแสไฟฟ้าผ่านเข้าไปในสารละลายอิเล็กโทรไลต์ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทางเคมีและเกิดเป็นปฏิกิริยาออกซิเดชันรีดักชัน โดยแยกปฏิกิริยาออกเป็น 2 ส่วนคือ ออกซิเดชันกับรีดักชัน โดยไอออนน้ำจะถูกป้อนเข้าไปที่ขั้วแคโทด เมื่อมีการป้อนกระแสไฟฟ้าไอออนน้ำจะแตกตัวกลายเป็นก๊าซไฮโดรเจนและออกซิเจนไอออน ซึ่งแก๊สไฮโดรเจนเคลื่อนที่ผ่านออกไปที่ขั้วแคโทด ส่วนออกซิเจนไอออนนั้นเคลื่อนที่ผ่านอิเล็กโทรไลต์ไปยังขั้วแอโนด โดยที่ขั้วแอโนดออกซิเจนไอออนจะให้อิเล็กตรอนออกไป แล้วจึงกลายเป็นแก๊สออกซิเจนผ่านออกไปที่ขั้วแอโนด



รูปที่ 2.1 การแยกไฮโดรเจนด้วยไฟฟ้า (ที่มา : www.energyguru.com)

2.2.2 การแยกน้ำด้วยไฟฟ้าเคมีทางแสง (Photoelectrochemical water splitting)

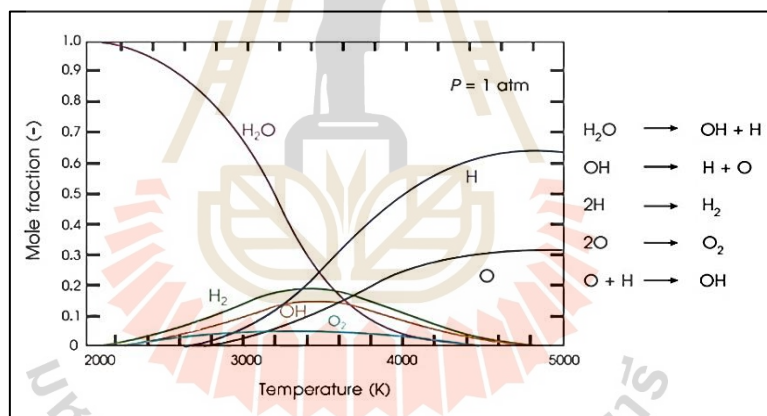
การแยกน้ำด้วยไฟฟ้าเคมีทางแสงเป็นอีกหนึ่งทางเลือกในการผลิตไฮโดรเจนที่มีแนวโน้มที่ดี หลักการเบื้องต้น คือการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบเซลล์ไฟฟ้าเคมีทางแสงซึ่งจมอยู่ในน้ำและได้ก๊าซไฮโดรเจนและออกซิเจน ในกระบวนการนี้ การผลิตไฮโดรเจนจากน้ำโดยใช้แสงอาทิตย์และสารกึ่งตัวนำที่เรียกว่า “เซลล์ไฟฟ้าเคมีทางแสง” (Photoelectrochemical Cell) ในระบบนี้สารกึ่งตัวนำดังกล่าวจะใช้พลังงานแสงในการแยกโมเลกุลของน้ำเป็นไฮโดรเจนและออกซิเจน โดยที่สารกึ่งตัวนำต่างชนิดจะตอบสนองต่อความยาวคลื่นแสงที่ไม่เท่ากันซึ่งจะได้พลังงานในปริมาณที่แตกต่างกันด้วย



รูปที่ 2.2 การแยกน้ำด้วยไฟฟ้าเคมีทางแสง (ที่มา : www.energy.gov)

2.2.3 กระบวนการทางความร้อน (Thermal process)

กระบวนการทางความร้อนสำหรับการผลิตไฮโดรเจนโดยทั่วไปเกี่ยวข้องกับการปฏิรูปไอน้ำซึ่งเป็นกระบวนการที่มีอุณหภูมิสูง ซึ่งไอน้ำจะทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนเพื่อผลิตไฮโดรเจน มีวัตถุประสงค์หลักที่เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน เช่น ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน และชีวมวล เป็นต้น เชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนจำนวนมากสามารถนำไปแปรรูปเพื่อผลิตไฮโดรเจนได้ รวมทั้งก๊าซธรรมชาติดีเซลเชื้อเพลิงเหลวหมุนเวียนถ่านหินที่ทำให้เป็นแก๊สหรือชีวมวลที่ทำให้เป็นก๊าซโดยสารหรือผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการสังเคราะห์ประกอบด้วย ไฮโดรเจน (H_2) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) น้ำ (H_2O) และมีเทน (CH_4) จากนั้นจะผ่านกระบวนการเพิ่มเติมเพื่อทำให้ได้ไฮโดรเจนบริสุทธิ์ขึ้น ซึ่งการผลิตไฮโดรเจนโดยกระบวนการความร้อนเคมี ได้แก่ Reforming, Gasification, Partial oxidation และ High-temperature water splitting เป็นต้น ซึ่งปัจจุบันการผลิตไฮโดรเจนจากกระบวนการรีฟอร์มมิงด้วยไอน้ำจากก๊าซธรรมชาติเป็นกระบวนการที่ใช้กันแพร่หลายในเชิงพาณิชย์ และในประเทศไทยใช้กระบวนการนี้ในการผลิตไฮโดรเจนเพื่อใช้เป็นสารตั้งต้นในอุตสาหกรรมต่าง ๆ ในปัจจุบันประมาณ 95% ของไฮโดรเจนทั้งหมดเกิดจากการปฏิรูปไอน้ำของก๊าซธรรมชาติ



รูปที่ 2.3 การสลายด้วยตัวเร่งปฏิกิริยาผ่านกระบวนการทางความร้อน

2.3 กระบวนการเก็บไฮโดรเจน (Hydrogen storage)

การกักเก็บไฮโดรเจนเป็นเทคโนโลยีสำคัญที่ทำให้เกิดความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีไฮโดรเจนและเซลล์เชื้อเพลิง ในการใช้งานรวมถึงการขนส่งเนื่องจากไฮโดรเจนมีค่าพลังงานที่สูงต่อมวลของเชื้อเพลิง ความหนาแน่นของอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมต่ำส่งผลให้พลังงานต่อหน่วยปริมาตรต่ำ ดังนั้นจึงต้องมีการพัฒนาวิธีการจัดเก็บขั้นสูงที่มีศักยภาพสำหรับความหนาแน่นของพลังงานที่สูงขึ้น ในที่นี้แบ่งการกักเก็บแก๊สไฮโดรเจนออกเป็น 4 วิธีหลักดังนี้

2.3.1 การเก็บไฮโดรเจนทางเคมี (Chemical hydrogen storage)

เทคโนโลยีสำหรับเก็บไฮโดรเจนในรูปสารเคมีเมื่อเกิดการทำปฏิกิริยาทางเคมีจะให้ไฮโดรเจนออกมาเป็นผลผลิต ได้แก่ การเก็บในรูปโลหะไฮไดรด์ (Metal hydrides) ในส่วนของ

สารประกอบอื่น เช่น เดคะลินโดยปฏิกิริยาดีไฮโดจีเนชัน แอมโมเนียโบเรนโดยจะใช้ปฏิกิริยาการสลายด้วยความร้อน เป็นต้น โลหะไฮโดรด์มักมีองค์ประกอบเป็นโลหะผสมเพื่อช่วยลดพลังงานพันธะและปลดปล่อยไฮโดรเจนได้ง่ายขึ้น

2.3.2 การเก็บไฮโดรเจนทางกายภาพ (Physical hydrogen storage)

เทคโนโลยีสำหรับเก็บไฮโดรเจนด้วยวิธีทางกายภาพ เช่น การเก็บใต้ดิน การอัดเพิ่มความดันแก๊ส และการทำให้เป็นของเหลว เป็นต้น แหล่งเก็บไฮโดรเจนใต้ดิน เช่น แหล่งแก๊ส และน้ำมันที่ใช้หมดแล้ว โพร่งใต้ดิน โดมหินเกลือ (Salt dome) และชั้นหินอุ้มน้ำ เหมาะสำหรับใช้ป้อนโรงผลิตไฟฟ้า ส่วนการอัดแก๊สและการทำให้เป็นของเหลวมีข้อดี คือ ใช้เวลาน้อยในการเติมไฮโดรเจน ณ จุดใช้งานมีหลายขนาดทั้งที่เคลื่อนย้ายได้และเคลื่อนย้ายไม่ได้เทคโนโลยีที่อยู่ระหว่างการพัฒนา ได้แก่ การเก็บไฮโดรเจนในรูปไฮเดรตของสารประกอบคลาเทรต (Clathrate hydrate) การเก็บในแก้วลำดับของหลอดแก้วรูเล็ก (Glass capillary array) การเก็บในถังอัดเย็นยิ่งยวด (Cryo-compressed tank) ในสถานะที่อยู่ระหว่างไฮโดรเจนเหลว และไฮโดรเจนอัด

2.3.3 ไฮโดรเจนอัด (Compressed hydrogen)

ไฮโดรเจนผ่านการอัดความดันสูง 350-700 บาร์ มักบรรจุในท่อหรือถังเพื่อสะดวกต่อการเก็บ การขนส่งด้วยรถพ่วงขนท่อไฮโดรเจนอัด (Compressed hydrogen tube trailer) หรือการใช้งานเป็นแก๊สเชื้อเพลิงในพาหนะถังบรรจุไฮโดรเจนประกอบด้วยวัสดุหลายชั้น ชั้นนอกเป็นวัสดุเชิงคาร์บอนโดยใช้เทคโนโลยีคาร์บอนคอมโพสิต หรือโลหะสำหรับทนแรงกระแทก ชั้นกลางเป็นวัสดุคาร์บอนสำหรับโครงสร้างที่แข็งแรงแต่น้ำหนักเบา ชั้นในเป็นพอลิเมอร์น้ำหนักโมเลกุลสูงสำหรับการซึมผ่านของไฮโดรเจน มีอุปกรณ์รับรู้ (Sensor) อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในถังระหว่างการอัดไฮโดรเจนใช้พลังงานร้อยละ 5-10 ของพลังงานไฮโดรเจนที่เก็บได้

2.3.4 ไฮโดรเจนเหลว (Liquid hydrogen)

ไฮโดรเจนในสถานะของเหลวโดยใช้ระบบภาวะเย็นยิ่งยวด (Cryogenic system) ที่อุณหภูมิ -253 องศาเซลเซียส ซึ่งคล้ายกับก๊าซธรรมชาติเหลว (LNG) และความดันบรรยากาศ ได้ความหนาแน่น 70.99 กรัมต่อลิตร ซึ่งสูงกว่าแก๊สไฮโดรเจนอัด แต่ใช้พลังงานสูงถึงร้อยละ 30-40 ของพลังงานไฮโดรเจนที่เก็บได้ถึงบรรจุมีหลายชั้น ชั้นในทำด้วยแก้วหรือคอมโพสิตฐานคาร์บอนหุ้มด้วยฉนวนความร้อน ชั้นนอกทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิมหรือโลหะผสมฐานอะลูมิเนียม ไฮโดรเจนเหลวในถังมีอัตราการกลายเป็นไอร้อยละ 1-3 ต่อวัน ซึ่งต้องปล่อยทิ้งนิยมใช้ในงานด้านอวกาศ

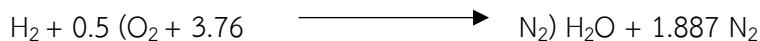
2.4 คุณสมบัติการเผาไหม้ของไฮโดรเจน

ไฮโดรเจน (H_2) มีน้ำหนักโมเลกุล 2.016 g/mole ไฮโดรเจนมีค่าความหนาแน่นในสถานะแก๊สที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส คือ 0.076 kg/m³ เมื่อไฮโดรเจนอยู่ในสถานะของเหลวจะมีความหนาแน่น 0.071 kg/liter ที่จุดหลอมเหลว -253 องศาเซลเซียส

2.4.1 คุณสมบัติทางเคมีของไฮโดรเจน

การเผาไหม้เป็นกระบวนการทางเคมีที่เกี่ยวข้องกับการปลดปล่อยพลังงานจากส่วนผสมของเชื้อเพลิงและอากาศ ในกรณีของการเผาไหม้ไฮโดรเจน ไฮโดรเจนเหลวหรือก๊าซจะถูกเผาในเครื่องยนต์เบนซินดัดแปลงเพื่อสร้างแรงขับ กระบวนการนี้เหมือนกับการเผาไหม้ภายในแบบดั้งเดิมยกเว้นไฮโดรเจนจะแทนที่เชื้อเพลิงฟอสซิล

ส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงไฮโดรเจนจากสมการการเผาไหม้ของเครื่องยนต์



หาค่าอัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงไฮโดรเจนคือ 34.5 : 1 โดยน้ำหนัก อุณหภูมิสันดาปอยู่ที่ 580 องศาเซลเซียส ปริมาณค่าความร้อนในการเผาไหม้ (Heating value) ต่ำสุด 120 MJ/kg ไฮโดรเจนสามารถสันดาปได้คล้ายกับน้ำมันเบนซินและก๊าซธรรมชาติเป็นข้อได้เปรียบที่ไฮโดรเจนไม่มีสารมลพิษไอเสียออกมาเหมือนเชื้อเพลิงอื่น เช่น แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนอกไซด์ และไฮโดรคาร์บอน

2.4.2 คุณสมบัติเฉพาะของไฮโดรเจนที่เหมาะสมสำหรับการเผาไหม้

ไฮโดรเจนถูกนำมาใช้อย่างกว้างขวางในอวกาศเนื่องจากมีอัตราส่วนพลังงานต่อ น้ำหนักที่ดีที่สุดของเชื้อเพลิงและการเผาไหม้โดดเด่นและแตกต่างจากเชื้อเพลิงแอลกอฮอล์หลาย ประการ

2.4.2.1 ช่วงการติดไฟกว้าง

ไฮโดรเจนมีช่วงการติดไฟที่กว้างเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงอื่น ๆ ทั้งหมดเป็นผล ให้ไฮโดรเจนสามารถเผาไหม้ได้ในเครื่องยนต์สันดาปภายในโดยใช้ส่วนผสมของอากาศผสม กับเชื้อเพลิง อากาศที่หลากหลายหมายความว่าปริมาณเชื้อเพลิงน้อยกว่าปริมาณที่จำเป็นสำหรับ การเผาไหม้กับอากาศในปริมาณที่กำหนด ส่งผลให้ประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงมากขึ้น และอุณหภูมิ ในการเผาไหม้ขั้นสุดท้ายที่ลดลงโดยทั่วไปซึ่งจะช่วยลดปริมาณสารมลพิษ เช่น NO_x ที่ปล่อยออกมา ทางไอเสีย

2.4.2.2 อุณหภูมิที่ลุกติดไฟที่สูง

ไฮโดรเจนมีอุณหภูมิการจุดระเบิดอัตโนมัติที่สูงของทำให้อัตราส่วนกำลังอัด ในเครื่องยนต์ไฮโดรเจนสูงขึ้นเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน สำหรับไฮโดรเจน อุณหภูมิในการจุด ติดไฟได้เองค่อนข้างสูงที่ 1085 °F (585 °C) อัตราส่วนกำลังอัดที่สูงขึ้นส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิง ความร้อนสูงขึ้นหรือสูญเสียพลังงานน้อยลงในระหว่างการเผาไหม้

2.4.2.3 ความเร็วของเปลวไฟ

ความเร็วของเปลวไฟ คือ ความเร็วที่เปลวไฟเดินทางผ่านส่วนผสมของ ก๊าซที่ติดไฟได้ ไฮโดรเจนมีความเร็วเปลวไฟสูงที่อัตราส่วนสตออิชิโอเมตริก ภายใต้เงื่อนไขเหล่านี้ ความเร็วเปลวไฟของไฮโดรเจนเกือบจะเป็นระดับที่สูงกว่า (เร็วกว่า) ของน้ำมันเบนซิน อย่างไรก็ตาม ในส่วนผสมที่น้อยกว่าความเร็วของเปลวไฟจะลดลงอย่างมีนัยสำคัญ

2.4.2.4 ค่าออกเทน

ค่าออกเทนอธิบายคุณสมบัติกันการน็อคของน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อใช้ กับเครื่องยนต์สันดาปภายใน เมื่ออุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงกว่าอุณหภูมิที่จุดติดไฟได้เองจะเกิด การน็อคของเครื่องยนต์ ค่าออกเทนของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนถูกใช้เป็นมาตรฐานในการวัดค่า การต้านทานต่อการน็อค และกำหนดค่าออกเทนสัมพัทธ์ที่ 100 เชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทนมากกว่า 100

จะมีความต้านทานการจุดระเบิด ซึ่งไฮโดรเจนมีค่าออกเทนในการวิจัยสูงมาก ดังนั้นจึงทนทานต่อการน็อค

ตารางที่ 2.1 ตารางค่าออกเทนของเชื้อเพลิงเปรียบเทียบ

Fuel	Octane Number
Hydrogen	130+ (lean burn)
Methane	125
Propane	105
Octane	100
Gasoline	87
Diesel	30

2.4.2.5 การแพร่กระจายที่สูง

ไฮโดรเจนมีความสามารถในการแพร่กระจายสูงมาก ความสามารถในการกระจายตัวในอากาศนี้มีมากกว่าน้ำมันเบนซินและเป็นข้อดีในการใช้เป็นเชื้อเพลิงร่วม เนื่องจากส่วนผสมของเชื้อเพลิงและอากาศที่สม่ำเสมอ

2.4.2.6 ความหนาแน่นที่ต่ำ

ไฮโดรเจนไฮโดรเจนมีน้ำหนักอะตอมต่ำสุดของสารใด ๆ ดังนั้นจึงมีความหนาแน่นต่ำมากทั้งในรูปของแก๊สและของเหลว ส่งผลให้เกิดปัญหาเมื่อใช้ในเครื่องยนต์สันดาปภายในจำเป็นต้องมีปริมาตรที่มากเพื่อกักเก็บไฮโดรเจนให้เพียงพอต่อการใช้งาน

2.4.2.7 รั่วไหลของแก๊สไฮโดรเจน

แก๊สไฮโดรเจนมีขนาดเล็กกว่าแก๊สอื่น ๆ ทั้งหมด และสามารถแพร่กระจายผ่านวัสดุได้หลากหลายชนิดคุณสมบัตินี้ทำให้การกักเก็บไฮโดรเจนเป็นไปได้ยากกว่าแก๊สชนิดอื่น ๆ ไฮโดรเจนที่รั่วไหลเป็นอันตรายอย่างยิ่งเพราะเสี่ยงต่อการเกิดไฟไหม้เมื่อผสมกับอากาศ อย่างไรก็ตามขนาดของโมเลกุลที่เล็กเพิ่มโอกาสในการรั่วไหล แก๊สไฮโดรเจนที่รั่วไหลมีการลอยตัวและการแพร่กระจายที่สูงมาก ดังนั้นไฮโดรเจนที่รั่วไหลจะเจือจางอย่างรวดเร็วโดยเฉพาะอย่างยิ่งภายนอกอาคาร การเคลื่อนที่ของรถที่เข้ามา หรือพัดลมหม้อน้ำ โดยทั่วไปสิ่งเหล่านี้ทำหน้าที่ในการกระจายไฮโดรเจนที่รั่วไหลได้รวดเร็ว ส่งผลให้แก๊สไฮโดรเจนที่รั่วไหลกระจายตัวอย่างรวดเร็วลดอันตรายจากการเกิดไฟไหม้

2.5 ระบบจุดระเบิดของไฮโดรเจน

เนื่องจากขีดจำกัดพลังงานการจุดระเบิดของไฮโดรเจนต่ำกว่าการจุดระเบิดไฮโดรเจนจึงทำได้ง่าย และสามารถใช้ร่วมกับระบบจุดระเบิดของน้ำมันได้ หัวเทียนสำหรับเครื่องยนต์ไฮโดรเจนควรมีระดับความเย็นและมีปลายที่ไม่ใช่ทองคำขาว หัวเทียนที่ได้รับการจัดระดับความเย็นเป็นปลั๊กที่ถ่ายเทความร้อนจากปลายปลั๊กไปยังหัวกระบอกสูบได้เร็วกว่าหัวเทียนแบบร้อน ซึ่งหมายความว่าโอกาส

ที่ปลายหัวเทียนจะจุดชนวนอากาศ/เชื้อเพลิงจะลดลง หัวเทียนร้อนได้รับการออกแบบมาเพื่อรักษาความร้อนในระดับหนึ่งเพื่อไม่ให้คาร์บอนสะสม เนื่องจากไฮโดรเจนไม่มีคาร์บอนหัวเทียนร้อนจึงไม่ทำหน้าที่เป็นประโยชน์ ควรหลีกเลี่ยงหัวเทียนปลายแพลตินัมเนื่องจากแพลตินัมเป็นตัวเร่งปฏิกิริยาทำให้ไฮโดรเจนออกซิไดซ์กับอากาศ

ตารางที่ 2.2 ตารางคุณสมบัติที่เกี่ยวข้องของแก๊สไฮโดรเจน น้ำมันแก๊สโซฮอล์

คุณสมบัติ	ไฮโดรเจน	แก๊สโซลีน
น้ำหนักโมเลกุล (g/mole)	2.016	110
ความหนาแน่น (kg/m ³)	0.085	700
จุดหลอมเหลว (°C)	-253	-
อัตราส่วนผสมอากาศกับเชื้อเพลิง		
Air/Fuel ratio โดยปริมาตร	3.4:1	58.82
Air/Fuel ratio โดยน้ำหนัก	34.3:1	14.6
พลังงานต่ำสุดในการสันดาป (MJ)	0.02	0.25
อุณหภูมิสันดาป (°C)	580	500
การกระจายของเปลวไฟ (m ² /s)	2110	2000
ค่าความร้อนในการเผาไหม้		
ค่าความร้อนต่ำ (MJ/Kg)	120	44
ค่าความร้อนสูงสุด (MJ/Kg)	142	47.3
Octane No.	130+	95

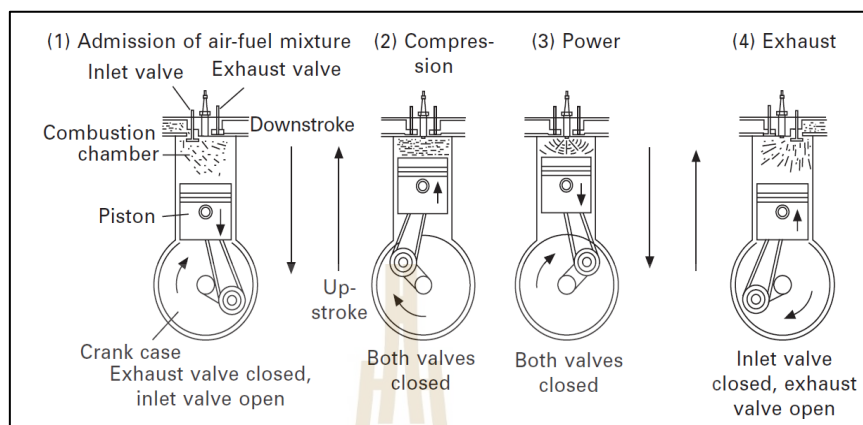
2.6 การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเบื้องต้น

ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI Engine) การจุดระเบิดจะเกิดขึ้นบริเวณหัวเทียนซึ่งความเร็วในการจุดระเบิดจะถูกปรับให้เข้ากับความเร็วรอบและภาระการทำงานของเครื่องยนต์โดยใช้ระบบจุดระเบิดแบบกลไกหรือใช้ชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (ECU) การปรับตั้งองศาจุดระเบิดจะเกี่ยวข้องโดยตรงกับตำแหน่งของลูกสูบ และส่งผลทางอ้อมกับจังหวะเปิด-ปิดวาล์วของเครื่องยนต์ น้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกผสมกับอากาศแตกออกเป็นละอองฝอยและบางส่วนกลายเป็นไอ อัตราส่วนกำลังอัดแตกต่างกันไปตั้งแต่ 4 : 1 ถึง 8 : 1 และอัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงจะแตกต่างกันไปตั้งแต่ 10 : 1 ถึง 20 : 1 เครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบ่งออกเป็น 2 ประเภท เครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบ 4 จังหวะ และเครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบ 2 จังหวะ

2.6.1 เครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบ 4 จังหวะ

การทำงานของเครื่องยนต์ใช้น้ำมันจะถูกอัดแล้วถูกจุดระเบิดโดยหัวเทียน ไอติถูกจุดระเบิดภายในห้องเผาไหม้ด้วยประกายไฟประมาณ 25,000 โวลต์ จากเชื้อหัวเทียนทำให้ลูกสูบ

เคลื่อนที่เพลาข้อเหวี่ยงหมุน เปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกลลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์แบ่งเป็น 4 ขั้นตอน คือ จังหวะดูด จังหวะอัด จังหวะระเบิด จังหวะคายไอเสีย



รูปที่ 2.4 วัฏจักรการทำงานพื้นฐานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ

2.6.1.1 จังหวะดูด (Intake stroke)

เมื่อลูกสูบเคลื่อนลงจากศูนย์ตายบน (Top dead center : TDC) สู่ศูนย์ตายล่าง (Bottom dead center : BDC) เป็นจังหวะดึงอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เมื่อวาล์วทางเข้าเปิด ความดันบรรยากาศบังคับให้เชื้อเพลิงกับอากาศไหลเข้าไปในห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจากหัวฉีดจะถูกผสมกับอากาศในอัตราส่วนที่เหมาะสมต่อการเผาไหม้

2.6.1.2 จังหวะอัด (Compression stroke)

ในตอนท้ายของจังหวะวาล์วไอดีและไอเสียจะปิดแรงเฉื่อยของเพลาข้อเหวี่ยงจะยกลูกสูบ ซึ่งบีบอัดส่วนผสม อัตราส่วนของปริมาตรห้องเผาไหม้ก่อนและหลังการบีบอัด เรียกว่า "อัตราส่วนกำลังอัด" โดยปกติค่าจะอยู่ที่ประมาณ 9 : 1 ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟไอดีถูกอัดให้ร้อน 700-900 องศาเซลเซียส

2.6.1.3 จังหวะระเบิด (Power stroke)

เกิดขึ้นในช่วงเวลาสั้นมากก่อนลูกสูบถึงศูนย์ตายบนเล็กน้อยกระแสไฟฟ้าจะจุดประกายไฟ 25,000 โวลต์ บริเวณหัวเทียนเพื่อจุดระเบิดไอดี และเมื่อเผาไหม้จะขยายตัวและสร้างแรงดันในห้องเผาไหม้ การเผาไหม้เปลี่ยนแปลงส่วนประกอบของแก๊สให้กลายเป็นไอเสียพร้อมกับเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สให้สูงขึ้นทำให้ความดันของแก๊สในห้องเผาไหม้สูงตามไปด้วย ขณะที่ลิ้นทุกตัวปิดแก๊สความดันสูงในห้องเผาไหม้จะผลักลูกสูบลงเป็นจังหวะที่เครื่องยนต์ให้กำลังงานการขยายตัวของห้องเผาไหม้ ทำให้ความดันและอุณหภูมิลดลง

2.6.1.4 จังหวะคาย (Exhaust stroke)

ลูกสูบเคลื่อนที่ถึงศูนย์ตายล่างภายในกระบอกสูบยังเต็มไปด้วยไอเสียวาล์วทางเข้าไอดีจะยังคงปิดอยู่ในขณะที่วาล์วไอเสียเปิดขึ้น ลูกสูบเคลื่อนที่จะผลักควันที่ถูกเผาไหม้ผ่าน

พอร์ตไอเสีย จนเหลือตกค้างเพียงปริมาณอัด (Clearance volume) ก่อนลูกสูบจะถึงศูนย์ตายบนสิ้น ไอดีจะเริ่มเปิด และเปิดสุดที่หลังศูนย์ตายบนเป็นการเริ่มต้นจังหวะแรกของวัฏจักรต่อไป ดังรูปที่ 2.4

หนึ่งรอบวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์เพลลาข้อเหวี่ยงจะหมุนสองรอบ วาล์วไอดีไอเสียจะเปิดและปิดเพียงครั้งเดียว เครื่องยนต์เบนซินถูกเรียกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบจุดประกาย (SI Engine) เนื่องจากใช้หัวเทียนในการจุดระเบิด

2.6.2 เครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบ 2 จังหวะ

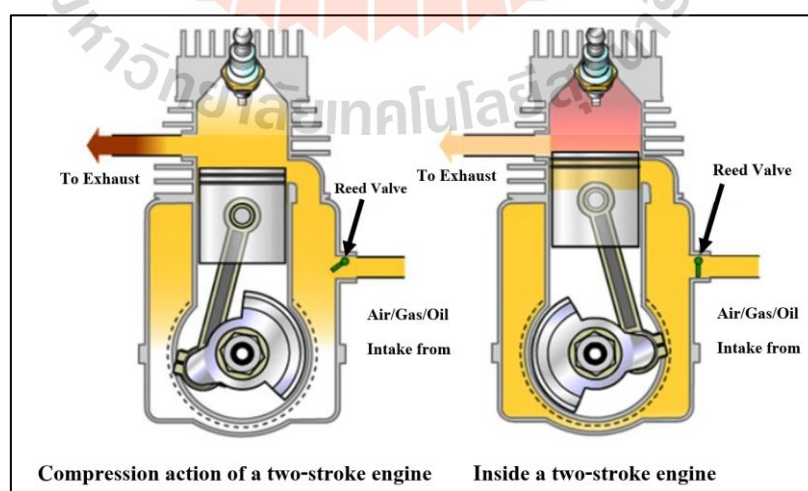
เครื่องยนต์เล็กแก๊สโซลีน 2 จังหวะ (Two-stroke engine) คือ เครื่องยนต์ที่ทำงาน 2 จังหวะ จังหวะที่ 1 เป็นจังหวะดูดกับอัด และจังหวะที่ 2 เป็นจังหวะระเบิดและคาย เครื่องยนต์ 2 จังหวะ จะไม่มีวาล์วเปิดปิดไอดี-ไอเสีย แต่จะใช้ลูกสูบเป็นตัวเปิดปิดไอดี-ไอเสียแทน ซึ่งเครื่องยนต์ 2 จังหวะจะทำงานรอบจัดกว่าเครื่องยนต์ 4 จังหวะและการเผาไหม้ก็มีประสิทธิภาพด้อยกว่าเครื่องยนต์ 4 จังหวะ

2.6.2.1 จังหวะดูดและอัด

เป็นจังหวะที่ลูกสูบเคลื่อนที่จากศูนย์ตายล่างขึ้นสู่ศูนย์ตายบนระหว่างการเคลื่อนที่นี้เอง ด้านบนลูกสูบเป็นการอัดอากาศไอดี ในขณะที่ช่วงล่างช่องไอเสียจะถูกปิดด้วยตัวลูกสูบโดยอัตโนมัติ โดยที่เวลาเดียวกันนี้เองรีดวาล์วก็เปิดช่องไอดี ทำให้อากาศไอดีไหลเข้าสู่ห้องเพลลาข้อเหวี่ยงโดยอัตโนมัติ

2.6.2.2 จังหวะระเบิดและจังหวะคาย

เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นไปสู่ศูนย์ตายบนจะเกิดประกายไฟจากหัวเทียนทำให้เกิดระเบิด เพื่อดันลูกสูบลงไปสู่ศูนย์ตายล่างอีกครั้ง ในระหว่างการเคลื่อนที่ลงครั้งนี้ความสูงของลูกสูบก็จะไปปิดช่องอากาศทางเข้าไอดี และด้านบนของลูกสูบก็จะพันช่องทางออกของไอเสียทำให้อากาศไอเสียไหลผ่านออกไป ในขณะที่ช่วงล่างที่ด้านบนของลูกสูบก็จะพันช่องจากห้องเพลลาข้อเหวี่ยง ไอดีจากห้องเพลลาข้อเหวี่ยงไหลเข้าไปขับไล่ไอเสีย และเข้าไปแทนที่ในห้องเผาไหม้



รูปที่ 2.5 วัฏจักรการทำงานพื้นฐานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 2 จังหวะ
(ที่มา <https://slideplayer.com>)

2.7 การชิงจุดระเบิด (Self-ignition)

อุณหภูมิของส่วนผสมไอดีสูงมากพอจะเกิดการลุกไหม้ได้เองโดยไม่ต้องอาศัยประกายไฟจากหัวเทียนหรืออุปกรณ์ช่วยเผาไหม้อื่น อุณหภูมินี้เราเรียกว่าอุณหภูมิลุกไหม้เอง (Self-ignition temperature) หรือ SIT ซึ่งเป็นหลักการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ดีเซล อัตราส่วนการอัดที่สูงพอทำให้อุณหภูมิในจังหวะอัดสูงกว่าอุณหภูมิลุกไหม้เองของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ แต่ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ไม่ต้องการให้สิ่งนี้เกิดขึ้นจนกว่าส่วนผสมไอดีจะถูกจุดขึ้นด้วยประกายไฟจากหัวเทียนในจังหวะที่เหมาะสม การเผาไหม้อย่างรวดเร็วนำไปสู่การสิ้นของแรงดันและการเพิ่มขึ้นของความร้อนที่อาจทำให้เกิดความร้อนสูงเกินไปและชิ้นส่วนในเครื่องยนต์เกิดความเสียหาย ด้วยเหตุผลนี้อัตราส่วนการอัดของเครื่องจุดระเบิดด้วยประกายไฟจึงถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 11:1 การชิงจุดระเบิดที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์เครื่องยนต์ เรียกว่า “การน็อก (Knock)”

การน็อก (Knock) ในเครื่องยนต์สันดาปภายในมีเสียงแหลมที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในกระบอกสูบก่อนเวลาอันควร ในเครื่องยนต์ที่ทำงานปกติเชื้อเพลิงจะถูกเผาไหม้ที่ส่วนหน้าของเปลวไฟเคลื่อนตัวไปอย่างรวดเร็วจากบริเวณที่จุดระเบิดไปทั่วห้องเผาไหม้ อย่างไรก็ตามที่อัตราส่วนการอัดสูงขึ้นประจุบางส่วนอาจจุดไฟได้เองที่ด้านหน้าของเปลวไฟและเผาไหม้ในลักษณะที่ไม่สามารถควบคุมได้ทำให้เกิดคลื่นแรงดันสูงที่รุนแรงส่งผลให้ส่วนต่าง ๆ ของเครื่องยนต์สั่นสะเทือนซึ่งทำให้เกิดเสียงเคาะ

การเคาะอาจทำให้บริเวณหัวเทียนร้อนเกินไป เกิดการสึกกร่อนของพื้นผิวห้องเผาไหม้ และการทำงานที่ไม่มีประสิทธิภาพ สามารถหลีกเลี่ยงได้โดยการปรับตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์ เช่น อัตราการบีบอัดและเวลาในการเผาไหม้ แต่วิธีที่พบบ่อยที่สุด คือ การเผาไหม้ น้ำมันเบนซินที่มีค่าออกเทนสูงกว่า

2.8 ระบบหัวฉีดแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic fuel injection, EFI)

วัตถุประสงค์ของระบบฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์ คือ การควบคุมและปรับอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง/อากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์ให้มีความเหมาะสม ระบบฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์ได้รับความนิยมและกลายเป็นระบบฉีดเชื้อเพลิงหลักที่ใช้ในเครื่องยนต์ Electronic fuel injection system (EFI) โดยระบบมีจุดมุ่งหมายเพื่อเพิ่มหรือลดอัตราส่วนเชื้อเพลิง/อากาศ ที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ระบบฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์ ระบบ EFI ได้แทนที่การใช้คาร์บูเรเตอร์เกือบทั้งหมด

อากาศและน้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกผสมเข้าด้วยกันเมื่ออากาศถูกดึงผ่านคาร์บูเรเตอร์โดยเครื่องยนต์ จากนั้นส่วนผสมของอากาศ/เชื้อเพลิงจะเดินทางผ่านท่อร่วมไอดีไปยังกระบอกสูบ ข้อเสียประการหนึ่งของแนวทางนี้ คือ ท่อร่วมไอดีเปียก (มีหยดน้ำมันเชื้อเพลิงเหลว) ดังนั้น น้ำมันเชื้อเพลิงจึงสามารถไปอุดตันที่บริเวณท่อร่วมของท่อร่วมไอดีได้เมื่อสตาร์ทเครื่องยนต์เย็นเป็นครั้งแรก การบิดและหมุนของท่อระบายไอดียังสามารถทำให้ส่วนผสมของอากาศและน้ำมันเชื้อเพลิงแยกออกจากกันราวกับว่าไหลไปยังกระบอกสูบส่งผลให้ส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงไม่สม่ำเสมอระหว่างกระบอกสูบ โดยทั่วไปแล้วกระบอกสูบตรงกลางจะทำงานได้ดีกว่ากระบอกสูบท้ายเล็กน้อย ซึ่งทำให้

การปรับแต่งเพื่อการประหยัดเชื้อเพลิงสูงสุดประสิทธิภาพและการปล่อยไอเสียทำได้ยากขึ้นด้วยคาร์บูเรเตอร์

ในช่วงทศวรรษที่ 2000 เริ่มนำเสนอบริษัทผลิตเชื้อเพลิงชนิดใหม่ที่เรียกว่า Gasoline direct injection (GDI) ติดตั้งหัวฉีดแยกกันในแต่ละสูบ แต่หัวฉีดจะถูกย้ายไปที่เครื่องยนต์เพื่อฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงไปยังห้องเผาไหม้แทนที่จะเป็นพอร์ตไอดี คล้ายกับเครื่องยนต์ดีเซลที่ฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงลงในกระบอกสูบโดยตรง ข้อได้เปรียบของแนวทางนี้คือการปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในการประหยัดน้ำมันและให้กำลังของเครื่องยนต์ เพิ่มมากขึ้น 15 ถึง 25 เปอร์เซ็นต์ อย่างไรก็ตามต้องใช้หัวฉีดน้ำมันแรงดันสูงพิเศษและแรงดันในการทำงานที่สูงกว่ามาก

ในปัจจุบันรถยนต์ได้นำเอาระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เข้ามาควบคุมการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งสามารถควบคุมได้แม่นยำกว่าคาร์บูเรเตอร์ จึงทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงขึ้นประหยัดเชื้อเพลิง และยังช่วยลดมลพิษให้น้อยลง การฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์ต้องใช้อินพุตจากเซ็นเซอร์ต่าง ๆ ของเครื่องยนต์เพื่อให้คอมพิวเตอร์สามารถกำหนดความเร็วของเครื่องยนต์ภาระและสภาวะการทำงานได้ วิธีนี้ช่วยให้คอมพิวเตอร์สามารถปรับส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงได้ตามต้องการเพื่อการทำงานของเครื่องยนต์ที่ดีที่สุด (Yusuf, A. A. and F. L. Inambao, 2019)

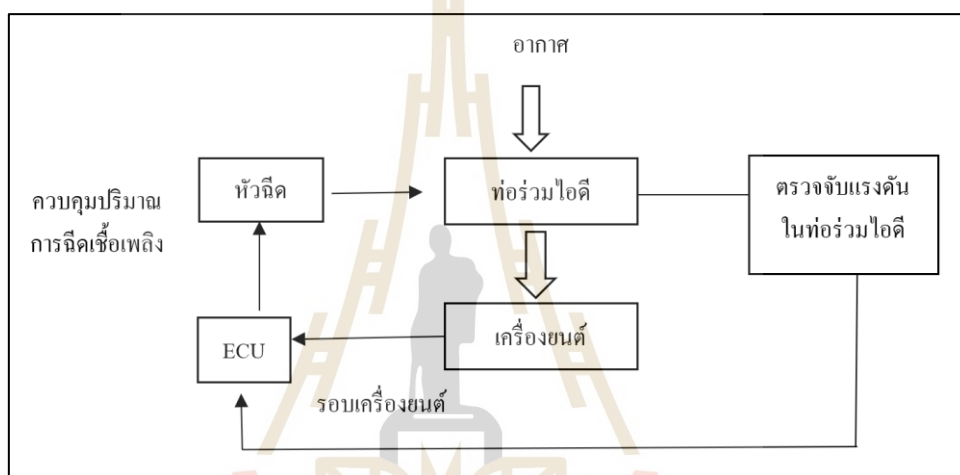
การที่จะควบคุมให้อัตราส่วนของอากาศและน้ำมันเชื้อเพลิงได้สัดส่วนพอดีทางทฤษฎี คือปริมาณอากาศที่ไหลเข้าสู่กระบอกสูบซึ่งวัดโดยความดันในท่อไอดี (สำหรับระบบ EFI-D) และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ซึ่งส่งสัญญาณมาจากคอยล์จุดระเบิดขณะที่เครื่องยนต์มีความเร็วรอบต่ำลิ้นเร่งจะเปิดให้อากาศไหลเข้าสู่กระบอกสูบน้อยเป็นผลให้ความดันในท่อไอดีต่ำตัวตรวจจับความดันในท่อไอดีจะส่งสัญญาณไฟฟ้าที่สัมพันธ์กับความดันอากาศในท่อไอดีในขณะนั้นการควบคุมระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงระบบจะมีการควบคุมระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงออกเป็น 2 ส่วนด้วยกัน คือ การควบคุมระยะเวลาการฉีดพื้นฐานและการเพิ่มระยะเวลาในการฉีดตามสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ โดยมีรายละเอียดการควบคุมดังนี้

2.8.1 การควบคุมระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง

การฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์ต้องใช้อินพุตจากเซ็นเซอร์ต่าง ๆ ของเครื่องยนต์เพื่อให้คอมพิวเตอร์สามารถกำหนดความเร็วของเครื่องยนต์ภาระและสภาวะการทำงานได้ วิธีนี้ช่วยให้คอมพิวเตอร์สามารถปรับส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงได้ตามต้องการเพื่อการทำงานของเครื่องยนต์ที่ดีที่สุด ระบบ EFI มีสองประเภทพื้นฐาน ได้แก่ ระบบ Speed-density และระบบ Mass airflow ระบบความหนาแน่นของความเร็วเช่นที่พบในเครื่องยนต์ Chrysler หลายรุ่นและเครื่องยนต์ GM บางรุ่นไม่ได้วัดการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ แต่จะประเมินการไหลเวียนของอากาศโดยอิงจากอินพุตจากเซ็นเซอร์ตำแหน่งปีกผีเสื้อ (TPS) เซ็นเซอร์ Manifold absolute pressure (MAP) และรอบเครื่องยนต์ ข้อดีของวิธีนี้คือเครื่องยนต์ไม่จำเป็นต้องใช้เซ็นเซอร์การไหลของอากาศที่มีราคาแพงและส่วนผสมของอากาศ/เชื้อเพลิงจะได้รับผลกระทบน้อยกว่าจากการรั่วไหลของอากาศเล็กน้อยในท่อร่วมไอดีท่อสัญญาณอากาศหรือตัวปีกผีเสื้อ

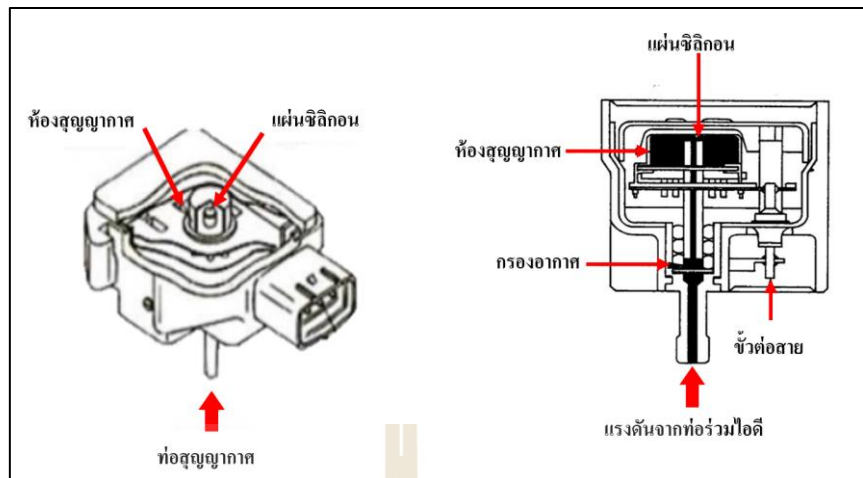
การวัดแรงดันของอากาศในท่อไอดีด้วยตัวจับความดันในท่อไอดีเซ็นเซอร์ (MAP sensor) แล้วเปลี่ยนเป็นสัญญาณไฟฟ้าส่งไปยังชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ของเครื่องยนต์ (ECU) ข้อมูลนี้ใช้ในการคำนวณความหนาแน่นของอากาศเพื่อกำหนดระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของหัวฉีด

ให้เหมาะสมกับปริมาณอากาศที่เข้ากระบอกสูบ หลักการเบื้องต้นของระบบฉีดเชื้อเพลิงชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์จะได้รับสัญญาณไฟฟ้าจากตัวตรวจจับสัญญาณอากาศ และความเร็วยรอบของเครื่องยนต์ เป็นสัญญาณที่ใช้สำหรับกำหนดระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง ลักษณะของหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นชนิดลวดแม่เหล็กไฟฟ้า เมื่อได้รับสัญญาณไฟจากชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์โซลินอยด์จะดึงวาล์วให้เปิดออกทำให้น้ำมันเชื้อเพลิงสามารถพุ่งออกจากหัวฉีดเข้าสู่เครื่องยนต์ เมื่อชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ตัดวงจรที่จ่ายไฟให้กับหัวฉีดวาล์วที่อยู่ภายในหัวฉีดจะปิดและหยุดส่งน้ำมันเชื้อเพลิง จะเรียกว่าระยะเวลาในการฉีดพื้นฐาน (Basic injection time) ซึ่งเป็นระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ให้ได้อัตราส่วนผสมของอากาศและน้ำมันเชื้อเพลิงตามทฤษฎี



รูปที่ 2.6 การทำงานของระบบฉีดเชื้อเพลิง

เครื่องยนต์ทำงานอยู่ภายใต้สภาวะต่าง ๆ ที่มีการเปลี่ยนแปลงไปตลอดเวลาทำให้อัตราส่วนผสมของอากาศและน้ำมันเชื้อเพลิงที่มีการเปลี่ยนแปลงไปตามสภาวะการทำงานเหล่านั้น ซึ่งทำให้อัตราส่วนผสมของอากาศและน้ำมันเชื้อเพลิงตามทฤษฎีที่ได้จากระยะเวลาในการฉีดพื้นฐานไม่สามารถตอบสนองการทำงานของเครื่องยนต์ได้ในทุกสภาวะการทำงาน ดังนั้น จึงจำเป็นต้องมีการแก้ไขระยะเวลาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงให้มีความเหมาะสม เพื่อให้ได้อัตราส่วนตามความต้องการของเครื่องยนต์ ด้วยเหตุนี้ในระบบหัวฉีดอิเล็กทรอนิกส์ (EFI) จะมีอุปกรณ์สำหรับตรวจสอบสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ความแตกต่างของแรงดันระหว่างเชื้อเพลิงกับความดันในท่อไอดีที่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ซึ่งหมายความว่าจำเป็นต้องใช้แรงดันน้ำมันน้อยลงในการพ่นน้ำมันเชื้อเพลิงในปริมาณที่กำหนดผ่านหัวฉีด ภายใต้ภาระงานหนักสัญญาณอากาศของเครื่องยนต์จะลดลงจนใกล้ศูนย์ในสถานการณ์เหล่านี้จำเป็นต้องใช้แรงดันมากขึ้นเพื่อส่งน้ำมันเชื้อเพลิงในปริมาณเท่ากันผ่านหัวฉีด ข้อมูลการทำงานของเครื่องยนต์จะถูกส่งในลักษณะของสัญญาณไฟฟ้าไปยังกล่องควบคุม (ECU) ให้ปรับระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของหัวฉีดให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงานต่าง ๆ ที่เกิดขึ้น



รูปที่ 2.7 อุปกรณ์ตรวจวัดความดันของอากาศ (MAP Sensor)

สำหรับส่วนผสมน้ำมันกับอากาศกล่องควบคุม (ECU) ของเครื่องยนต์จะพยายามรักษาส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงให้สมดุลประมาณ 14.7 ถึง 1 (14.7 ส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิงหนึ่งส่วน) หากอัตราส่วนอากาศ/เชื้อเพลิงน้อยกว่า 14.7 ต่อ 1 ส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงจะเป็น “หนา” ส่วนผสมของเชื้อเพลิงที่เข้มข้นสามารถผลิตพลังงานได้มากขึ้น (ถึงจุดหนึ่ง) แต่ยังเพิ่มการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการปล่อยมลพิษอีกด้วย ในทางกลับกันถ้าส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่า 14.7 ต่อ 1 แสดงว่า “บาง” ส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงแบบบางจะช่วยลดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง แต่ในกรณีที่ส่วนผสมบางมากเกินไปเครื่องยนต์ก็จะไม่สามารถจุดระเบิดได้ กล่องควบคุม (ECU) จะตรวจสอบอัตราส่วนอากาศ/เชื้อเพลิงผ่านเซ็นเซอร์ออกซิเจนในท่อร่วมไอเสีย เซ็นเซอร์ออกซิเจนเป็นตัวบ่งชี้ หนา หรือ บาง เมื่อเครื่องยนต์ทำงานแบบบาง (อากาศมากเกินไปและเชื้อเพลิงไม่เพียงพอ) ออกซิเจนเซ็นเซอร์จะสร้างสัญญาณแรงดันไฟฟ้าต่ำเพื่อบอกให้คอมพิวเตอร์ของเครื่องยนต์จำเป็นต้องใช้เชื้อเพลิงมากขึ้น เมื่อเครื่องยนต์ทำงานอย่างสมบูรณ์ (เชื้อเพลิงมากเกินไปและอากาศไม่เพียงพอ) ออกซิเจนเซ็นเซอร์จะสร้างสัญญาณแรงดันไฟฟ้าที่สูงขึ้นซึ่งจะบอกคอมพิวเตอร์ของเครื่องยนต์ว่าเครื่องยนต์ได้รับเชื้อเพลิงมากเกินไปและจะลดการจ่ายเชื้อเพลิงสำหรับรถยนต์ที่มีออกซิเจนเซ็นเซอร์ อากาศ/เชื้อเพลิง เซ็นเซอร์จะบอกคอมพิวเตอร์ถึงเชื้อเพลิงและอากาศที่แน่นอนเพื่อให้คอมพิวเตอร์เพิ่มหรือลดการส่งเชื้อเพลิงได้ตามต้องการ

2.8.2 การไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง

สำหรับระบบฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงจะใช้ปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงเพื่อสร้างแรงดันในระบบผ่านไส้กรองเชื้อเพลิงไปสู่หัวฉีด ภายในระบบมีการควบคุมความดัน (Pressure regulator) ให้คงที่ไปยังหัวฉีดไฟฟ้า (Solenoid valve) เมื่อได้รับพลังงานจากคอมพิวเตอร์โซลินอยด์จะดึงวาล์วให้เปิดออก สิ่งนี้ช่วยให้น้ำมันเชื้อเพลิงสามารถพุ่งออกจากหัวฉีดและเข้าสู่เครื่องยนต์ได้ เมื่อคอมพิวเตอร์ตัดวงจรที่จ่ายไฟให้กับหัวฉีดวาล์วที่อยู่ภายในหัวฉีดจะปิดและหยุดส่งน้ำมันเชื้อเพลิง ปริมาณเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ส่งไปจะถูกควบคุมโดยการเปิดและปิดแรงดันของหัวฉีดอย่างรวดเร็วความกว้างของพัลส์ที่ยาวขึ้นปริมาณของน้ำมันเชื้อเพลิงก็จะมากขึ้นและส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงก็จะยิ่งมากขึ้น

การลดระยะเวลาของพัลส์สัญญาณหัวฉีดจะช่วยลดปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงและส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงที่จะยิงน้อยลง

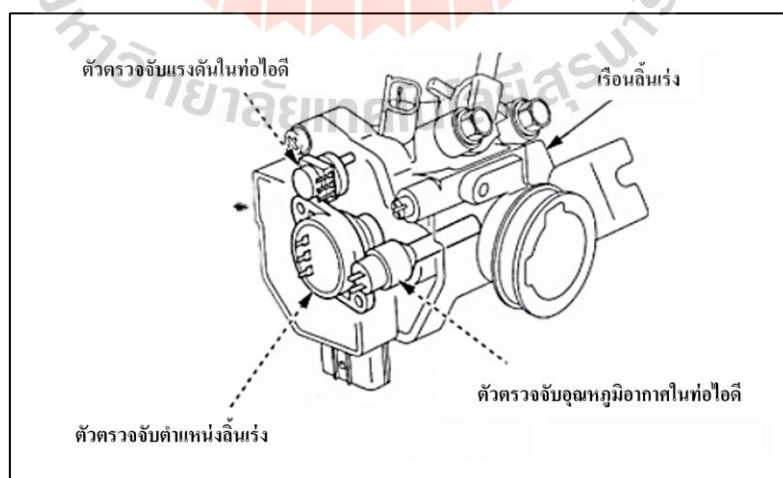
ปัจจัยสำคัญอีกประการหนึ่งที่จะช่วยกำหนดปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่ส่งผ่านหัวฉีดเมื่อมีการเดินเป็นจังหวะและนั่นคือแรงดันน้ำมันเชื้อเพลิงที่อยู่ด้านหลัง ยิ่งแรงดันหลังหัวฉีดสูงเท่าใด ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่จะพ่นออกจากหัวฉีดก็จะยิ่งมากขึ้นเมื่อเปิดหัวฉีดแรงดันน้ำมันเชื้อเพลิงถูกสร้างขึ้นโดยปั๊มเชื้อเพลิงไฟฟ้าแรงดันสูงซึ่งมักจะติดตั้งภายในหรือใกล้กับถังน้ำมัน แรงดันขาออกของปั๊มอาจอยู่ในช่วงตั้งแต่ 8 ถึง 80 ปอนด์ ขึ้นอยู่กับการใช้งานปั๊มมักจะมียาลวแรงดันเพื่อระบายความดันส่วนเกินและวาล์วตรวจสอบเพื่อรักษาความดันของระบบเมื่อปิดสวิตช์กุญแจ ในกรณีที่แรงดันน้ำมันเชื้อเพลิงต่ำจะส่งผลให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะที่ต่ำลงทำให้เครื่องยนต์สตาร์ทไม่ได้ แรงดันน้ำมันเชื้อเพลิงต่ำอาจเกิดจากปั๊มเชื้อเพลิงไม่มีกำลังอัด (ปั๊มที่สึกหรอหรือแรงดันไฟฟ้าต่ำทำให้ปั๊มทำงานช้า) หรือตัวควบคุมแรงดันน้ำมันเชื้อเพลิงรั่ว

2.8.3 อุปกรณ์ตรวจวัดปริมาณอากาศ

เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟอากาศจะถูกดึงเข้าสู่เครื่องยนต์เพื่อผสมและเผาไหม้ร่วมกับน้ำมันเชื้อเพลิง อุปกรณ์ตรวจวัดปริมาณอากาศ (Air flow meter) เป็นเซ็นเซอร์ที่ทำหน้าที่วัดปริมาณของอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า 0-5 V ไปยังกล่อง ECU ข้อมูลที่ได้จะถูกส่งไปที่อุปกรณ์ควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (ECU) ของเครื่องยนต์ เพื่อคำนวณปริมาณสูงสุดของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้

2.8.4 เรือนล้นปีกผีเสื้อแบบอิเล็กทรอนิกส์

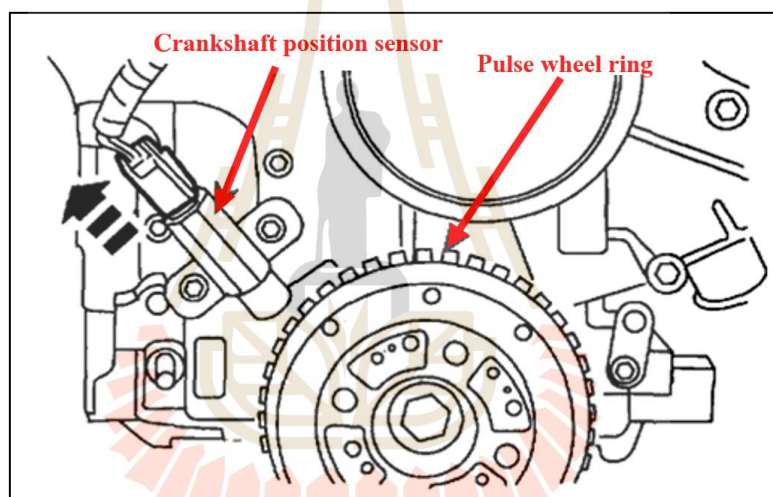
เรือนล้นปีกผีเสื้อแบบอิเล็กทรอนิกส์จะควบคุมปริมาณของอากาศที่จ่ายเข้าสู่เครื่องยนต์โดยการเพิ่ม-ลดองศาการเปิดของล้นปีกผีเสื้อ โดยรับสัญญาณจากอุปกรณ์ควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (ECU) ยึดตามข้อมูลอัตราการเร่งเครื่องของผู้ขับและข้อมูลอื่น ๆ ช่วยควบคุมความเร็วของรถและมลพิษจากไอเสียรถยนต์ลดลง



รูปที่ 2.8 เรือนล้นปีกผีเสื้อแบบอิเล็กทรอนิกส์

2.8.5 สัญญาณวัดรอบเครื่องยนต์

สัญญาณวัดรอบ (Revolutions per minute-RPM) เกิดจากการประมวลผลของกล่อง ECU เป็นสัญญาณ Pulse โดยหนึ่งรอบการทำงานของเครื่องยนต์จะหมุน 720 องศา ที่เพลาค้อเหวี่ยง เมื่ออุปกรณ์ตรวจจับองศาเพลาค้อเหวี่ยง (Crank sensor) ทำหน้าที่ส่งสัญญาณของตำแหน่งลูกสูบกับเพลาค้อเหวี่ยง และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ไปยังกล่อง ECU เพื่อกำหนดปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง (Fuel injection amount control) จังหวะการฉีดเชื้อเพลิง (Fuel injection timing) และควบคุมการจุดระเบิด (Ignition power distribution control) โดยเครื่องยนต์จะใช้สัญญาณ G (Cam sensor) ในการแจ้งตำแหน่งของลูกสูบไปยังกล่อง ECU เพื่อกำหนดจังหวะการฉีด น้ำมันเชื้อเพลิง และสัญญาณ NE (Crank sensor) กำหนดองศาการจุดระเบิดจะใช้ในการวัดรอบของเครื่องยนต์ และมุมของเพลาค้อเหวี่ยงเพื่อให้กล่อง ECU กำหนดระยะเวลาในการฉีดของหัวฉีด (Injection time) และควบคุมการจุดระเบิดล่วงหน้า (Ignition advance angle control)



รูปที่ 2.9 อุปกรณ์ตรวจจับองศาเพลาค้อเหวี่ยง

2.8.6 ออกซิเจนเซนเซอร์

ออกซิเจนเซนเซอร์หรือที่เรียกว่าเซนเซอร์แลมบ์ดาหรือเซนเซอร์ O_2 ในผู้ผลิตรถยนต์เป็นส่วนประกอบที่อ่อนไหวและสำคัญที่สุดในเครื่องยนต์ ระบบฉีดเชื้อเพลิงในสมัยก่อนจะใช้เซนเซอร์ออกซิเจนหนึ่งตัวในระบบไอเสียเพื่อวัดปริมาณออกซิเจนของก๊าซไอเสีย เซ็นเซอร์จะเปรียบเทียบปริมาณออกซิเจนกับสัดส่วนออกซิเจนในอากาศและส่งข้อมูลนั้นกลับไปยังคอมพิวเตอร์เครื่องยนต์ของรถ เรียกว่า Engine control module (ECU) อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์ในปัจจุบันอาจใช้เซนเซอร์ได้มากถึงสี่ตัว ไม่เพียงแต่วัดปริมาณก๊าซออกซิเจนทั้งหมดไปเท่านั้น แต่ยังรวมถึงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ด้วย เซ็นเซอร์ออกซิเจนที่ทำงานอย่างถูกต้องจะช่วยให้รถยนต์ไม่เพียงผ่านการทดสอบการปล่อยสารมลพิษ แต่ยังช่วยประหยัดน้ำมันของรถด้วยรถยนต์ยุคใหม่จะมีเซ็นเซอร์หลายตัวเพื่อให้ ECU ของเครื่องยนต์มีการอ่านค่าและเปรียบเทียบค่าข้อมูลเพิ่มเติม

โดยทั่วไปจะมีเซ็นเซอร์ออกซิเจนบริเวณก่อนและหลังตัวเร่งปฏิกิริยาในท่อไอเสียหรือที่เรียกว่า เซ็นเซอร์ 1 และเซ็นเซอร์ 2

เซ็นเซอร์ O₂ ตัวแรกก่อนตัวเร่งปฏิกิริยาจะตรวจสอบประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเครื่องยนต์และส่งข้อมูลกลับไปยัง ECU ซึ่งจะคำนวณอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่เหมาะสมเพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

เซ็นเซอร์ O₂ หลังตัวเร่งปฏิกิริยาจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับตัวแรก ECU จะทำการวิเคราะห์ข้อมูลแล้วปรับปรุงส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง และใช้ในการตรวจสอบตัวเร่งปฏิกิริยาเพื่อไม่ให้สารมลพิษไอเสียเข้าสู่อากาศ (Najjar, Y. S. H., et al. 2019)



รูปที่ 2.10 อุปกรณ์ตรวจจับออกซิเจนในไอเสีย

2.9 ชนิดของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ Electronic control unit

พื้นฐานแล้ว ECU ของเครื่องยนต์เป็นอุปกรณ์ควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง และกำหนดเวลาในการจุดระเบิดของเครื่องยนต์โดยใช้เซ็นเซอร์ตำแหน่งเพลาคือข้อเหวี่ยงเพื่อให้หัวฉีดและระบบจุดระเบิดทำงานในเวลาที่ต้องการแม่นยำ เนื่องจากการทำงานของเครื่องยนต์จำเป็นต้องมีการผสมผสานของอากาศและเชื้อเพลิงที่เรียกว่า “ส่วนผสม” การเขียนโปรแกรมคำสั่งเข้าไปใน (ECU) เพื่อใช้ในการจัดการเชื้อเพลิงที่แม่นยำ และกำหนดเงื่อนไขต่าง ๆ ให้กับเครื่องยนต์มากมาย เช่น อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น, น้ำมันเครื่อง, การใช้คันเร่ง, การใช้รอบเครื่อง, ความดันอากาศไหลเข้าเครื่องยนต์ และอื่น ๆ โดยมีเซ็นเซอร์จำนวนมากในการวัดค่าตัวแปรต่าง ๆ เช่น Oxygen sensor เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ตรวจวัดค่าออกซิเจนในไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ เพื่อใช้ในการปรับส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงกับอากาศ (A/F ratio), Speed sensor วัดความเร็วของรอบเครื่องยนต์, Throttle sensor วัดองศาคันเร่ง, Air temp sensor วัดอุณหภูมิบรรยากาศ เป็นต้น โดยอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ (ECU) แบ่งตามการโปรแกรมข้อมูลจะแบ่งได้เป็น 3 แบบ ดังนี้

2.9.1 กล่อง Standard หรือกล่องอิเล็กทรอนิกส์เดิม

ถูกติดตั้งมาเป็นมาตรฐานในรถยนต์ทั่วไป โดยข้อดีของกล่องเดิมคือถูกปรับแต่งมาให้มีความสมดุล มีอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันที่ดี สารมลพิษไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ผ่านมาตรฐานที่กำหนด

2.9.2 กล่อง Piggy back หรือกล่องอิเล็กทรอนิกส์พ่วง

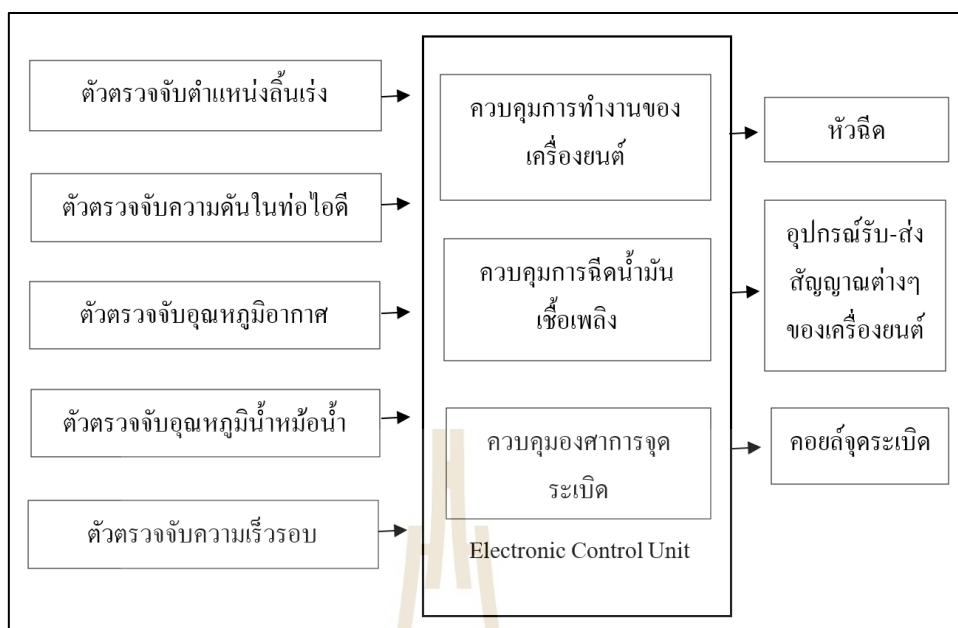
ยังคงมีกล่องอิเล็กทรอนิกส์เดิมเอาไว้เป็นข้อมูลหลักแต่จะมีกล่องอิเล็กทรอนิกส์พ่วงมาคอยควบคุมการทำงานของกล่องอิเล็กทรอนิกส์หลักอีกที เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ให้มากกว่าเดิมโดยอาศัยการควบคุมและกำกับในด้านของการทำงานของเครื่องยนต์โดยเฉพาะ เช่น อนุกรมการจุดระเบิด อัตราการฉีดน้ำมัน เป็นต้น เพื่อปรับเปลี่ยนเงื่อนไขแต่ก็ยังคงฟังก์ชันการทำงานของระบบอื่น ๆ ไว้ดังเดิม

2.9.3 กล่อง Stand alone

ลักษณะของกล่องอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ชนิดนี้ใช้ติดตั้งแทนที่กล่องอิเล็กทรอนิกส์เดิมได้เลยโดยจะมีประสิทธิภาพสูงกว่า รูปแบบการคำนวณค่าต่าง ๆ ของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์กล่องจะคำนวณด้วยตัวเองจากข้อมูลที่ใช้กำหนดเข้าไปให้กับอุปกรณ์ โดยวิธีการคำนวณของกล่องอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ Stand alone จะอาศัยข้อมูลจาก Sensor ต่าง ๆ ภายในเครื่องยนต์ เช่น ความเร็วรอบ, อนุกรมการจุดระเบิด, ตำแหน่งลิ้นปีกผีเสื้อ, อุณหภูมิน้ำ, อุณหภูมิอากาศ แรงดันบรรยากาศ ใช้ในการคำนวณการจ่ายเชื้อเพลิง และอนุกรมการจุดระเบิดของเครื่องยนต์



รูปที่ 2.11 กล่องอิเล็กทรอนิกส์ Stand Alone Project Fi (ที่มา : www.ProjectfiThailand.com)



รูปที่ 2.12 แผนภาพการทำงานของกล่องควบคุม (Electronic control unit)

2.10 เครื่องมือทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

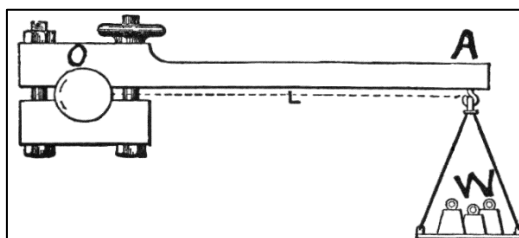
การที่จะศึกษาเรื่องดังกล่าวนี้จำเป็นต้องใช้เครื่องมือทดสอบและวิธีการต่าง ๆ อย่างถูกต้องเหมาะสมประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ คือ อัตราส่วนของพลังงานที่เครื่องยนต์ผลิตได้ต่อค่าของพลังงานทั้งหมดที่ถูกใช้ไปในเครื่องยนต์นั้น ๆ ขณะที่แรงบิดของเครื่องยนต์แสดงถึง ความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ว่าขณะนั้นเครื่องยนต์กำลังทำงานมากหรือน้อยกำลังงานของเครื่องยนต์จะบอกถึงความสามารถของเครื่องยนต์นั้น ๆ ว่าสามารถทำงานดังกล่าวได้เร็วหรือช้าเพียงใด เครื่องมือที่ใช้ทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ คือ ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) ซึ่งเครื่องมือชนิดนี้จะวัดแรงบิดของเครื่องยนต์จากนั้นจึงนำค่าแรงบิดนี้ไปคำนวณหาค่าต่าง ๆ ได้

ไดนาโมมิเตอร์หรือที่เรียกว่า “ไดโน” เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดแรงบิดหรือกำลัง สำหรับการใช้งานเครื่องยนต์ไดนาโมมิเตอร์ได้รับการออกแบบมาเพื่อสร้างโหลดให้ได้ตามข้อกำหนดความเร็วรอบ (RPM) และแรงบิด (Nm หรือ lb-ft) จากข้อมูลนี้สามารถคำนวณกำลังของเครื่องยนต์ (HP หรือ กิโลวัตต์) ได้ สิ่งนี้จะให้ภาพรวมประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เพื่อเปรียบเทียบกับข้อกำหนดของผู้ผลิต โดยปกติผู้ปฏิบัติงานสามารถปรับเปลี่ยนโหลดได้ตามความต้องการเพื่อประโยชน์ในด้านต่าง ๆ เช่น การใช้ไดนาโมมิเตอร์ในการวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์เพื่อปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยใช้พลังงานทางเลือกทดแทน น้ำมันปิโตรเลียม หรือการใช้ไดนาโมมิเตอร์เพื่อจำลองภาระจากการขับขี่จริงบนท้องถนนเพื่อศึกษาแก๊สเสียที่ได้จากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ เป็นต้น

2.10.1 โพรนีเบรก Prony brake

โพรนีเบรกเป็นอุปกรณ์ทดสอบหาแรงบิดชนิดหนึ่งประกอบไปด้วยพลูเลย์ใหญ่ และมีชุดก้ามปูเบรกที่มีด้ามต่อยาวไว้ใช้ในการถ่วงน้ำหนัก เครื่องมือวัดจะดูดซับจะสร้างแรงบิดโดยการยับยั้งการหมุนของเพลลา การทดสอบโดยการเปลี่ยนภาระโหลดของเครื่องยนต์รอบเครื่องยนต์

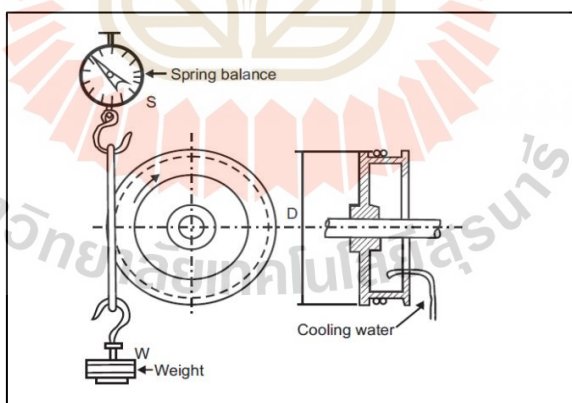
จะตกลงให้ทำการเร่งเครื่องยนต์พร้อมกับเพิ่มน้ำหนักในภาคเพื่อรักษาระดับของแขนให้ขนานกับพื้นเสมอ



รูปที่ 2.13 โพรนีเบรก Prony brake (ที่มา : <https://www.britannica.com>)

2.10.2 ไตนาโมมิเตอร์แบบสายพานหรือเบรกเชือก Rope brake

อุปกรณ์สำหรับวัดกำลังเบรกของเครื่องยนต์มีหลักการทำงานและการวัดคล้าย ๆ กับโพรนีเบรกโดยอาศัยความฝืดของสายพาน มีเชือกที่เป็นเชือกหนึ่งเส้นเชื่อมต่อกับเครื่องชั่งสปริง และอีกเส้นติดกับตุ้มน้ำหนัก ดังนั้นไตนาโมมิเตอร์ชนิดนี้จึงทำงานโดยพื้นฐานบนหลักการดูดกลืนพลังงาน มีเชือกรัดบนดรัมเบรกแล้วเชือกจะหยุดดรัมเบรก เมื่อดรัมเบรกหยุดแล้ว สปริงบาลานซ์จะแสดงค่าที่อ่านได้ การวัดและการเพิ่มน้ำหนักก็กระทำคล้าย ๆ กับโพรนีเบรก

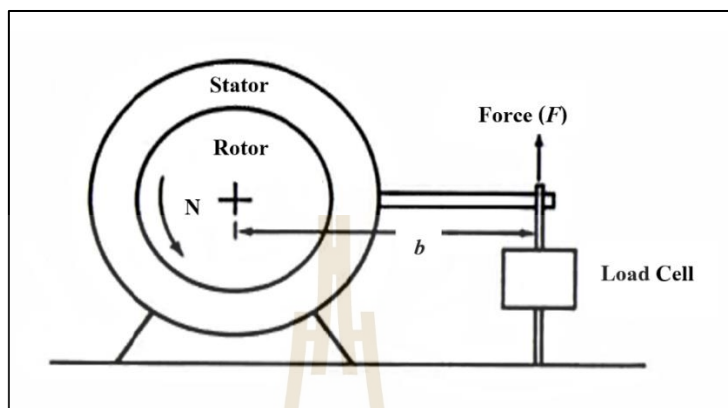


รูปที่ 2.14 ไตนาโมมิเตอร์แบบเชือก (Rope brake)

2.10.3 ไตนาโมมิเตอร์แบบ Hydraulic Brake

หลักการของไตนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิกจะอาศัยหลักการความฝืดของของเหลว น้ำไหลผ่านใบพัดในโหมตกระแสน้ำวนแบบวงกลมทำให้เกิดการตอบสนองต่อแรงบิดผ่านตัวเรือน ไตนาโมมิเตอร์และการตอบสนองต่อแรงบิดจะถูกวัดโดยโพลตเซลล์ที่มีความแม่นยำ ซึ่งโพลตเซลล์ถูก

ติดตั้งอยู่บริเวณแกนของไดนาโมมิเตอร์ สัญญาณของโหลดเซลล์จะถูกส่งผ่านไปยังเครื่องขยายสัญญาณ ปริมาณของเหลวที่ไหลเข้าและออกจากไดนาโมมิเตอร์ถูกควบคุมด้วยวาล์วทางออกของของไหล พลังงานที่ไดนาโมมิเตอร์ดูดซับจะถูกถ่ายเทไปยังน้ำในรูปแบบความร้อน



รูปที่ 2.15 ไดนาโมมิเตอร์แบบ Hydraulic Brake

2.10.4 ไดนาโมมิเตอร์แบบ Eddy current dynamometer

ไดนาโมมิเตอร์ที่มีการสูญเสียเล็กน้อยมีประสิทธิภาพที่สูงและใช้งานได้หลากหลายรูปแบบเมื่อเทียบกับไดนาโมมิเตอร์ชนิดอื่น เนื่องจากมีขนาดเล็กและสามารถให้อัตราการเปลี่ยนแปลงโหลดที่รวดเร็วรวมทั้งสถานะคงที่ การเร่งความเร็วที่ควบคุมได้แม่เหล็กไฟฟ้าแบบแปรผันจะเปลี่ยนความแรงของสนามแม่เหล็กเพื่อควบคุมปริมาณการเบรก แรงดันไฟฟ้าแม่เหล็กไฟฟ้าถูกควบคุมโดยคอมพิวเตอร์เพื่อให้ตรงกับการเปลี่ยนแปลงของสนามแม่เหล็กกับกำลังไฟฟ้าที่ใช้ ช่วงความเร็วและแรงบิดที่เครื่องวัดกระแสไฟฟ้าไหลวนทำให้ไดโนเหล่านี้มีความหลากหลายและเหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับการทดสอบเครื่องยนต์

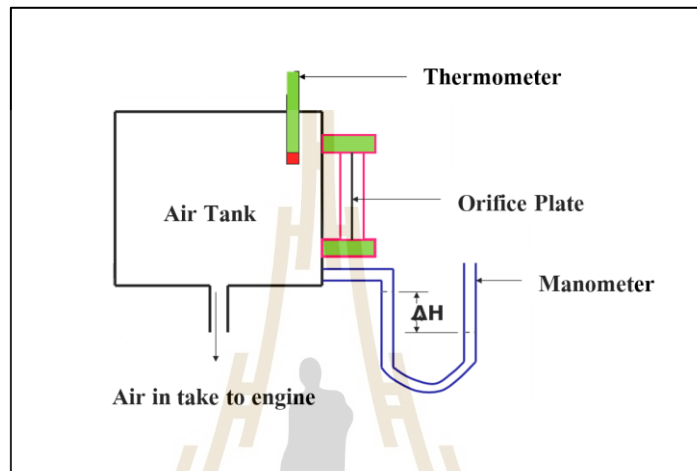
ข้อเสียของไดนาโมมิเตอร์ชนิดนี้ คือ มีความเฉื่อยสูง และไม่สามารถควบคุมให้สร้างแรงบิดที่พิกัดที่ความเร็วศูนย์หรือความเร็วต่ำ

2.11 อัตราการไหลของอากาศ

การดูดอากาศของเครื่องยนต์การวัดปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จะอาศัยชุดอุปกรณ์การวัดอัตราการไหลของอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.15 โดยอาศัยการดึงอากาศเข้าถังขนาดใหญ่เพื่อให้ได้การไหลของอากาศที่สม่ำเสมอ ผ่านออร์ฟิซและวัดความดันที่แตกต่างด้วยมานอมิเตอร์ ซึ่งบรรจุของเหลวที่มีความไวสูง จากนั้นนำความดันที่แตกต่างไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ สมการที่ใช้คำนวณแสดงดังสมการที่ 2.1

$$\dot{m}_a = \rho_a C_d A_d \sqrt{2gh\rho / \rho_a} \quad (2.1)$$

โดยที่	m_a	คือ อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)
	ρ_a	คือ ความหนาแน่นของอากาศและของเหลว (kg/m ³)
	C_d	คือ สัมประสิทธิ์การไหลผ่านอริฟิซโดยทั่วไปเท่ากับ 0.6
	A_d	คือ พื้นที่หน้าตัดอริฟิซ (m ²)
	h	คือ ความสูงที่แตกต่างของเหลวที่มานอมิเตอร์ (m)



รูปที่ 2.16 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

2.12 พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์

สมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟจะถูกกำหนดโดยพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่ใช้ในการคำนวณหา แรงบิด กำลังงาน ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ความดันผลเฉลี่ย เป็นต้น

2.12.1 แรงบิด

แรงบิด (Torque) คือ โมเมนต์บิดที่เกิดขึ้นจากเพลาค้อเหวี่ยงโดยใช้เครื่องมือที่เรียกว่า “ไดนาโมมิเตอร์” ซึ่งมีอยู่หลายประเภท เช่น ไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์ หรือไดนาโมมิเตอร์แบบไฟฟ้า เป็นต้น เพื่อวัดค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 2.7 กระทำโดยการเร่งเครื่องยนต์พร้อม กับชุดต้านทานการหมุนให้ต้านการหมุนของเพลาค้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ และวัดขนาดของแรงที่เกิดขึ้นด้วยเครื่องวัดแรง (Load Cell) สมการที่ใช้คำนวณแสดงดังสมการที่ 2.2

$$T = Fr \quad (2.2)$$

โดยที่	T	คือ แรงบิด (N-m)
	F	คือ แรงกระทำ (N)
	r	คือ ระยะจากจุดกึ่งกลางของแกนหมุนถึงแนวแรง (m)

2.12.2 กำลังเบรก

กำลังเบรก (Brake Power) คือ กำลังของเครื่องยนต์ที่เกิดขึ้นจากการวัดแรงบิดที่เพลาคือข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ โดยการวัดกำลังเบรกจะใช้ไดนาโมมิเตอร์ต่อเข้ากับเครื่องยนต์เพื่อวัดแรงบิดของเครื่องยนต์ ซึ่งสามารถคำนวณกำลังเบรกได้จากสมการที่ 2.3

$$P_b = 2\pi NT \quad (2.3)$$

โดย P_b คือ กำลังเบรก (kW)
 N คือ รอบการหมุนของเพลาคือข้อเหวี่ยง (RPM)

2.12.3 ความดันผลเฉลี่ย

ความดันผลเฉลี่ย (Mean effective pressure : MEP) เป็นค่าที่บ่งบอกถึงสมรรถนะของเครื่องยนต์ เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะเดียวกัน โดยไม่คำนึงถึงปริมาตรในกระบอกสูบ หากพิจารณาจากกำลังเบรกเรียกว่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (Brake mean effective pressure : BMEP) ซึ่งหาได้จากความสัมพันธ์ดังสมการที่ 2.4

$$BMEP = \frac{P_b n_R}{V_d N} \quad (2.4)$$

โดย $BMEP$ คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (kPa)
 V_d คือ ปริมาตรกระบอกสูบ (m^3)
 n_R คือ จำนวนรอบการหมุนของเพลาคือข้อเหวี่ยงที่ได้กำลัง 1 ครั้งต่อสูบ

2.12.4 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ

ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (Specific fuel consumption : SFC) คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยมวลต่อกำลังหนึ่งหน่วยที่ผลิตได้จากเครื่องยนต์ภายในระยะเวลาหนึ่งหน่วย โดยการทดสอบเครื่องยนต์ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ ถูกวัดเป็นอัตราการไหลของมวล ซึ่งเครื่องยนต์ขนาดใหญ่จะมีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมาก ดังนั้นการเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่มีขนาดแตกต่างกันในรูปแบบของความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake specific fuel consumption : BSFC) ซึ่งเป็นอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงต่อหน่วยกำลังเบรกที่ผลิตออกมา โดยคำนวณหาได้จากสมการที่ 2.5

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (2.5)$$

โดยที่ $BSFC$ คือ ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW-hr)
 \dot{m}_f คือ อัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิง (kg/s)

2.12.5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency : η_b) คือ ความสามารถในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงให้เป็นพลังงานกล หรือ อัตราส่วนของงานที่ส่งออกต่อพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นส่วนที่มีสำคัญอีกอย่างหนึ่งสำหรับการเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดหรือเครื่องยนต์ดีเซล ทั้งนี้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสามารถหาได้หลายกรณี บางครั้งหาได้จากกำลังบ่งชี้เรียกว่า “ประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งชี้ (Indicated thermal efficiency : η_i)” หรือหาได้จากกำลังเบรกเรียกว่า “ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (Brake thermal efficiency : η_b)” ดังแสดงในสมการที่ 2.6

$$\eta_b = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (2.6)$$

โดยที่ η_b คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก
 Q_{HV} คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (kJ/kg)

2.12.6 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (Air-fuel ratio)

การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในกระบอกสูบของเครื่องยนต์จะสมบูรณ์เพียงใดขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการ เช่น ระยะเวลาในการเผาไหม้ การคลุกเคล้าระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงในกระบอกสูบและปัจจัยที่สำคัญประการหนึ่ง คือ ปริมาณอากาศที่ประจุเข้ากระบอกสูบน้อยเพียงใด ดังแสดงในสมการที่ 2.7

$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.7)$$

โดยที่ AF คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง
 \dot{m}_a คือ อัตราการไหลอากาศ (kg/s)

อัตราส่วนสมมูลระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง λ (แลมบ์ดา) คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริงต่อปริมาณสัมพันธ์ของปริมาณสารสัมพันธ์ ดังแสดงในสมการที่ 2.8

$$\lambda = \frac{V_{air} \rho_{air}}{V_{H_2} \rho_{H_2} AF_{H_2} + m_{gas} AF_{gas}} \quad (2.8)$$

โดยที่ V_{air}, V_{H_2} คือ ปริมาณการไหลของอากาศ, แก๊สไฮโดรเจน (L/min)
 ρ_{H_2} คือ ความหนาแน่นของแก๊สไฮโดรเจน (g/L)
 m_{gas} คือ อัตราการไหลของน้ำมันแก๊สโซลีน (g/min)
 AF_{H_2}, AF_{gas} คือ อัตราส่วนสมมูลอากาศต่อเชื้อเพลิงของไฮโดรเจนและแก๊สโซลีน

2.12.7 ส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจน

การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจน ถูกคลุกเคล้าระหว่างอากาศกับแก๊สไฮโดรเจนก่อนเข้าสู่กระบอกสูบ โดยปริมาณอากาศและแก๊สไฮโดรเจนที่ประจุเข้ากระบอกสูบ ดังแสดงในสมการที่ 2.9

$$a_{h_2} = \frac{V_{H_2}}{V_{H_2} + V_{air}} \times 100\% \quad (2.9)$$

2.13 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกที่มีความน่าสนใจจึงถูกนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงร่วมกับเชื้อเพลิงชนิดอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกที่สะอาดลดปัญหาด้านมลพิษ และการขาดแคลนพลังงานในอนาคต ซึ่งคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของแก๊สไฮโดรเจนเป็นปัจจัยที่สำคัญที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และลักษณะของการเกิดสารมลพิษไอเสีย โดยปกติแล้วคุณสมบัติหลัก ๆ ของแก๊สไฮโดรเจนที่ทำการพิจารณา ได้แก่ ความหนาแน่น ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง ความไวไฟ และช่วงการติดไฟที่กว้างของแก๊สไฮโดรเจน เป็นต้น อย่างไรก็ตามเมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันแก๊สโซลีน E20 ยังมีข้อด้อยเมื่อนำมาใช้ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยทำการศึกษางานวิจัยเกี่ยวข้อง ดังนี้

อุณาโลม เวทย์วัฒนะฮาร์ทลี. (2013) สภาวะขาดแคลนน้ำมันในปัจจุบันเป็นที่มาของการค้นคว้าวิจัยในเรื่องของพลังงานทดแทน พลังงานจากไฮโดรเจนเป็นพลังงานทดแทนประเภทหนึ่งซึ่งมีความน่าสนใจ เนื่องจากเป็นพลังงานสะอาด สามารถช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซเรือนกระจก ซึ่งจะส่งผลดีในการช่วยลดภาวะโลกร้อนในที่สุด งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับก๊าซไฮโดรเจนจึงมีความหมายมากขึ้นในปัจจุบัน ก๊าซไฮโดรเจนสามารถผลิตได้จากเทคโนโลยีหลากหลายประเภท และสามารถประยุกต์ใช้เป็นสารตั้งต้นเพื่อผลิตสารเคมีได้หลายชนิดรวมทั้งสามารถนำไปป้อนเซลล์เชื้อเพลิง แต่เนื่องจากยังมีข้อจำกัดในด้านการกักเก็บ นอกจากนี้การประยุกต์ใช้ในชีวิตประจำวันยังมีขีดจำกัดและกระบวนการผลิตไฮโดรเจนส่วนมากจะให้ก๊าซไฮโดรเจนออกมาในรูปของก๊าซผสม เช่น ก๊าซสังเคราะห์ เป็นต้น ซึ่งก๊าซสังเคราะห์นั้นเป็นส่วนผสมระหว่างไฮโดรเจนและคาร์บอนมอนอกไซด์

ดังนั้นเทคโนโลยีด้านการแยกก๊าซจึงเป็นศาสตร์อีกแขนงหนึ่งซึ่งต้องทาการศึกษาวิจัยเพื่อนำผลลัพธ์มาพัฒนาพลังงานไฮโดรเจนในท้ายที่สุด

อนนต นามประกาย. (2545) งานวิจัยนี้ได้ศึกษาและปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊ส โซฮอลล์เป็นเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สโซลีนเดิมเป็นเชื้อเพลิงทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยใช้แก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงก่อน จากนั้นจะใช้เครื่องยนต์เครื่องเดียวกัน ทดสอบแก๊สโซลีนผสมเอทานอลบริสุทธิ์ 99.5% ในอัตราส่วน E10, E15, E20, E25, E30 และ E40 โดยการทดสอบ นั้นได้เปลี่ยนแปลงความเร็วรอบตั้งแต่ 1500 ถึง 6000 rpm ซึ่งให้ภาระงานเต็มที (Full Load) ผลการทดสอบพบว่าที่อัตราส่วน E30 ให้ค่าแรงบิด (Torque) สูงสุด 96 N-m กำลังงาน เบรคสูงสุด 45.5 kW และมีคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ต่ำสุดเฉลี่ย 2.28% Vol. และไฮโดรคาร์บอน (HC) ต่ำสุดเฉลี่ย 273 ppm. Vol. จึงเลือกอัตราส่วน E30 เพราะมีแนวโน้มให้สมรรถนะสูงสุดและมลพิษต่ำที่สุด ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ดัดแปลงใช้อัตราส่วน E30 พบว่า เครื่องยนต์ซึ่งใช้ E30 ให้ค่าแรงบิดเฉลี่ยสูงกว่าประมาณ 2% กำลังงานเบรค เฉลี่ยสูงกว่าประมาณ 4% ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงกว่าประมาณ 20% อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคลดลงเมื่อเทียบเป็นพลังงาน โดยเฉลี่ยประมาณ 3% ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ ลดลง 60-70% และไฮโดรคาร์บอนลดลง 26%

บัญชา ล้ำเลิศ. (2016) เสนอการศึกษาการปรับแต่งเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะสูบเดี่ยวยี่ห้อ HONDA รุ่น WAVE 1101 ซึ่งปรับแต่งอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 10.4 เพื่อศึกษามลพิษในก๊าซไอเสียอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคและสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอลล์ E20, E85 เปรียบเทียบกับน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 95 ซึ่งทดสอบที่ความเร็วรอบ 1,500 2,000 2,500 3,000 และ 3,500 rpm ผลการทดลองพบว่าที่อัตราส่วนการอัด 10.4.1 มีค่าแรงบิดเพิ่มขึ้นโดยเมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 95 แก๊สโซฮอลล์ E20 และ E85 มีค่าแรงบิดเท่ากับ 4.12%, 2.06% และ 1.03%. ตามลำดับโดยค่าของกำลังเบรคของเครื่องยนต์พบว่าน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 95 แก๊สโซฮอลล์ E20 และ E85 มีค่ากำลังเบรคเพิ่มขึ้นเท่ากับ 4.14%, 2.07% และ 0.52% ตามลำดับและส่งผลต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (BSFC) โดยน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 95 แก๊สโซฮอลล์ E20 และ E85 มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคเท่ากับ 1.67%, 2.47% และ 2.48% ตามลำดับอีกทั้งเมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 95 ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) พบว่ามีค่าลดลงเมื่อกำลังอัดเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอีกทั้งปริมาณการปล่อยก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกันและเมื่อกำลังอัดเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นส่งผลทำให้ปริมาณการปล่อยก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เพิ่มขึ้นด้วย

Larsen and Wallace (1997) ทำการศึกษาผลกระทบต่อประสิทธิภาพและปริมาณสารมลพิษของเครื่องยนต์จากการใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงเสริม โดยทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ 3.1 ลิตร 6 สูบ ปริมาณแก๊สไฮโดรเจนที่ใช้ 15% โดยปริมาตร ทดสอบที่สภาวะการทำงาน 3 สภาวะคือ ความเร็วต่ำและภาระการทำงานต่ำ (1200 rpm, 10 Nm), ความเร็วสูงและภาระการทำงานกลาง (2000 rpm, 65 Nm) และความเร็วกลางและภาระการทำงานสูง (1500 rpm, 130 Nm) ผลจากการทดสอบพบว่าการใช้ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงเสริมช่วยขยาย Lean Limit ได้จนถึง Equivalence Ratio ประมาณ 0.60 นอกจากนี้พบว่าการใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงเสริมช่วยให้ประสิทธิภาพ

ของเครื่องยนต์สูงขึ้นโดยเฉพาะที่ภาระการทำงานสูง และช่วยลดปริมาณสารมลพิษ โดยปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนมีค่าลดลง 13-23% และไฮโดรคาร์บอนมีค่าลดลง 5-13%

Hari Ganesh, R., et al. (2008) ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟแบบธรรมชาติให้สามารถใช้แก๊สไฮโดรเจนได้ โดยติดตั้งหัวฉีดแก๊สที่ทำงานด้วยโซลินอยด์บริเวณท่อร่วมไอดี วงจรอิเล็กทรอนิกส์เฉพาะที่พัฒนาขึ้นสำหรับงานนี้ใช้เพื่อควบคุมระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง และองศาการจุดระเบิดล่วงหน้า เปรียบเทียบประสิทธิภาพและสารมลพิษไอเสียกับน้ำมันเบนซิน จากผลการทดลองพบว่ากำลังเบรกสูงสุดของเครื่องยนต์ลดลงประมาณ 20% เมื่อใช้แก๊สไฮโดรเจน และประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกไฮโดรเจนนั้นมากกว่าน้ำมันเบนซินประมาณ 2% การปล่อยสารมลพิษไอเสีย NO_x สูงกว่าน้ำมันเบนซิน 4 เท่า และจังหวะการจุดระเบิดที่ดีที่สุดสำหรับไฮโดรเจนนั้นช้ามากเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน และยังมีการศึกษาเรื่องแรงดันการฉีดไฮโดรเจนยังไม่พบการเปลี่ยนแปลงที่เฉพาะเจาะจง

Ji, C. and S. Wang (2009) เสนอการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง และการปล่อยสารมลพิษไอเสีย โดยใช้ส่วนผสมไฮโดรเจนแบบลิ้น ทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ 4 สูบ ดัดแปลงให้มีการฉีดแก๊สไฮโดรเจนเข้าบริเวณท่อร่วมไอดีพร้อมกับน้ำมันเบนซิน ใช้กล่องอิเล็กทรอนิกส์ (HECU) ควบคุมอัตราการไหลของแก๊สไฮโดรเจน 0, 3 และ 6% ผลการทดสอบพบว่าการเพิ่มขึ้นของไฮโดรเจน จะช่วยเพิ่มสมรรถนะในส่วนของประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่บ่งชี้ของเครื่องยนต์ได้รับการปรับปรุง และขยายขีดจำกัดการเผาไหม้แบบลิ้น ยิ่งกว่านั้นการปล่อย CO และ NO_x ลดลงในสภาวะแบบลิ้น

Ji, C. and S. Wang (2010) ความกังวลเกี่ยวกับต้นทุนการผลิตและการเก็บรักษาไฮโดรเจนที่สูง บทความนี้แนะนำการทดลองโดยการใช้ไฮโดรเจนเพียงเล็กน้อยเพื่อให้เกิดการปล่อยมลพิษต่ำ และได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงกว่าเนื่องจากการติดไฟได้กว้างและความเร็วเปลวไฟสูงของไฮโดรเจน ผลที่ได้จากการผสมไฮโดรเจน 3% ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ระบุที่อัตราส่วนอากาศส่วนเกิน 1.37 เพิ่มขึ้นจาก 13.81% สำหรับเครื่องยนต์เบนซินเดิมเป็น 20.20%

Ji, C. and S. Wang (2011) เพื่อลดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการปล่อยสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ที่จุดประกายไฟ (SI) ไฮโดรเจนจึงถูกนำมาใช้เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ SI แบบเผาไหม้แบบลิ้นที่ทำงานที่ความเร็วต่ำ ติดตั้งระบบฉีดไฮโดรเจนที่ท่อร่วมไอดีเพื่อนำไฮโดรเจนเข้าสู่ช่องไอดีตามลำดับโดยที่ยังคงระบบหัวฉีดน้ำมันเบนซินเดิมไม่เปลี่ยนแปลง หน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์แบบไฮบริด (HECU) ถูกนำมาใช้เพื่อควบคุมเวลาการฉีด และระยะเวลาของน้ำมันเบนซินและไฮโดรเจน โดยมีอัตราส่วนอากาศเกิน 4 อัตราส่วนที่ 1.00, 1.18, 1.43 และ 1.67 และเศษส่วนปริมาตรไฮโดรเจนสามส่วนในการบริโภคน้ำมัน 3%, 5%, 8%. ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพความร้อนของเบรกเครื่องยนต์และกำลังแรงบิดเพิ่มขึ้น ระยะเวลาการเผาไหม้สั้นลง ความแปรผันตามวัฏจักรและการปล่อย HC ลดลง แต่การปล่อย NO_x เพิ่มขึ้นเมื่อเติมไฮโดรเจนเพิ่มขึ้น การปล่อย CO ก็ลดลงเช่นกันภายใต้สภาวะแบบลิ้นที่มีการเสริมไฮโดรเจน

Shivaprasad, K. V., et al. (2014) ให้ความสนใจในเรื่องของพลังงานทดแทนและสารมลพิษไอเสีย จากการศึกษาเห็นว่าไฮโดรเจนเป็นหนึ่งในทางเลือกที่โดดเด่นมีคุณสมบัติการเผาไหม้ที่ดีเยี่ยมสามารถนำมาใช้ในการปรับปรุงการเผาไหม้และการปล่อยมลพิษได้ ทำการทดสอบประสิทธิภาพและการปล่อยสารมลพิษไอเสียลักษณะของเครื่องยนต์ SI สูบเดี่ยว ทดสอบที่ความเร็วสูงที่ทำงานด้วยส่วนผสมของน้ำมันเบนซินกับไฮโดรเจนที่แตกต่างกันตามปริมาตร 5%, 10%, 15%, 20% และ 25%

ผ่านชุดควบคุม (ECU) ที่ใช้ควบคุมจังหวะการฉีดและระยะเวลาการฉีดโดยเฉพาะไฮโดรเจนในส่วนผสมที่แตกต่างกัน ผลการทดสอบพบว่าอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก และความดันผลเฉลี่ยเบรกมีค่าลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น ในส่วนของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกมีค่าที่สูงกว่าการใช้น้ำมันเบนซิน นอกจากนี้สารมลพิษไอเสีย HC และ CO ลดลงหลังจากการเพิ่มไฮโดรเจนไฮโดรเจน

Niu, R., et al. (2016) การทดสอบโดยสนใจส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจน และอัตราส่วนอากาศส่วนเกินที่แตกต่างกัน ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงที่มีพลังงานจุดติดไฟต่ำ ชัดจำกัดความสามารถในการติดไฟได้กว้าง และอัตราการเผาไหม้ที่ยอดเยี่ยม การใช้ น้ำมันเบนซินผสมไฮโดรเจนในเครื่องยนต์ SI เป็นวิธีที่ดีในการปรับปรุงประสิทธิภาพโดยเฉพาะอย่างยิ่งในสภาพการเผาไหม้แบบสิ้น ทำการทดสอบที่ส่วนไฮโดรเจน (3.9%, 5.3%, 7.2%, 8.9% และ 10.5%) ถูกใช้ภายใต้อัตราส่วนอากาศส่วนเกินที่แตกต่างกันสี่แบบ (1, 1.2, 1.5 และ 1.8) ด้วยความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1500 รอบต่อนาที ผลการทดสอบที่ได้เครื่องยนต์มีแรงดันในกระบอกสูบ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่สูงขึ้นตามสัดส่วนของไฮโดรเจนที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากอัตราการเผาไหม้ดีขึ้น ตลอดจนการปล่อยสารมลพิษไอเสีย HC และ CO ลดลงในขณะที่การปล่อย NO_x เพิ่มขึ้นด้วยการเติมไฮโดรเจน

Tamilarasan, P. (2016) ให้ความสำคัญกับการใช้เชื้อเพลิงทางเลือกในเครื่องยนต์ SI ปรับปรุงการประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ และลดการปล่อยไอเสีย ได้รับการออกแบบและปรับเปลี่ยนเพื่อจ่ายการฉีดไฮโดรเจนร่วมโดยใช้หัวฉีดก๊าซไฮโดรเจนที่ติดตั้งในท่อร่วมไอดี ไม่มีการปรับตั้งองศาการจุดระเบิด อัตราส่วนสมมูลเปลี่ยนแปลงจาก 0.82 เป็น 1.27 และ 0.57 ถึง 1.03 สำหรับการใช้น้ำมันเบนซินและไฮโดรเจนตามลำดับ ทดสอบที่ความเร็วคงที่ 3,000 รอบต่อนาทีและในสภาวะโหลดที่แปรผัน ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกสำหรับการใช้งานเชื้อเพลิงไฮโดรเจน มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเบรกเพิ่มขึ้น 3.59% เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงเบนซินที่กำลังไฟ 1.44 กิโลวัตต์ อย่างไรก็ตาม กำลังขับสูงสุดของเครื่องยนต์จะลดลง 18% เมื่อใช้งานกับเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจน ในส่วนของสารมลพิษไอเสีย HC, CO และ CO_2 ต่ำมากสำหรับการทำงานของไฮโดรเจนเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน

Elsemary, I. M. M., et al. (2017) กล่าวถึงการปรับตั้งองศาการจุดระเบิดของเครื่องยนต์เนื่องจากจังหวะการจุดระเบิดนั้นมีความสัมพันธ์กับความเร็วเปลวไฟอย่างมาก ซึ่งมีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ SI เนื่องจากความเร็วของเปลวไฟสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงจากเชื้อเพลิงแบบเดิมไปอย่างมาก เปอร์เซ็นต์ไฮโดรเจนที่ทดสอบโดยปริมาตร คือ 24%, 28%, 29%, 31% และ 49% วิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ตำแหน่งจังหวะการจุดระเบิด (30, 35, 40 BTDC) ผลการวิจัยพบว่าเมื่อจังหวะการจุดระเบิดอยู่ใกล้กับศูนย์ตายบน (TDC) เช่น ที่ 30 BTDC การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะลดลงและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ความร้อนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังระบุด้วยว่า HC% เพิ่มขึ้นและ CO% เพิ่มขึ้นเมื่อเวลาเกิดประกายไฟสูงขึ้นสำหรับความเข้มข้นของไฮโดรเจนที่เท่ากันนั้นคือที่ 40 BTDC

Kim, J., et al. (2017) ทดสอบเครื่องยนต์เทอร์โบเบนซินแบบฉีดตรงทดสอบที่แรงดันเฉลี่ยของเบรกที่ 4, 6 และ 8 บาร์ที่ 2,000 รอบต่อนาที ศึกษาเศษส่วนของพลังงานไฮโดรเจน 4 กรณี (0%, 1%, 3% และ 5%) ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าการเติม

ไฮโดรเจนช่วยปรับปรุงความเร็วการเผาไหม้ การปล่อย HC และ CO₂ ลดลง แต่การปล่อย NO_x เพิ่มขึ้นด้วยการเติมไฮโดรเจน

Shi, W., et al. (2017) ศึกษาผลกระทบของจังหวะเวลาประกายไฟต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เบนซินด้วยการฉีดไฮโดรเจนโดยตรงเข้าห้องเผาไหม้เครื่องยนต์ทำงานที่ 1500 รอบต่อนาที และอัตราส่วนอากาศส่วนเกินที่ 1.2 ปริมาตรไฮโดรเจนเพิ่มขึ้นจาก 0% เป็น 10% องศาการจุดระเบิดที่ใช้อยู่ในช่วง 4 ถึง 16 CA BTDC ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและแรงดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้นก่อนแล้วจึงลดลงตามองศาการจุดระเบิดเพิ่มขึ้น ในส่วนของสารมลพิษไอเสียการเลื่อนองศาการจุดระเบิดยังทำให้การปล่อย NO_x, HC และ CO ลดลงด้วย และเมื่อส่วนผสมของปริมาตรไฮโดรเจนเพิ่มขึ้น การปล่อยสารมลพิษไอเสีย NO_x ก็จะเพิ่มขึ้น และการปล่อย HC กับ CO ก็จะมีค่าที่ลดลง

Najjar, Y. S. H., et al. (2019) ทำการทดลองกับปริมาตรกระบอกสูบ 1.8 ลิตร 4 สูบ ใช้เซ็นเซอร์ออกซิเจนแลมบ์ดาวแคบ (Narrow-band) และเซ็นเซอร์ออกซิเจนแลมบ์ดาวกว้าง (Wide-band) โดยใช้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงแบบลิ้น ผลลัพธ์ที่ได้แสดงให้เห็นว่าการใช้เซ็นเซอร์วัดค่าออกซิเจนแบบวงกว้างช่วยเพิ่มอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเฉพาะเบรกได้ 8.8-11.6% ระหว่างช่องเปิดปีกผีเสื้อ 25% ถึง 100% ในขณะที่แก๊สที่ปล่อย HC และ NO_x ลดลง 19.4% และ 27.3% ตามลำดับ

จักรกฤษณ์ ภูผา, (2555) ทำการศึกษาการใช้ออกซิเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอลในเครื่องยนต์สันดาปภายใน เนื่องด้วยเชื้อเพลิงมีแนวโน้มความต้องการเพิ่มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ไฮโดรเจนเป็นแก๊สที่มีค่าความร้อนสูงและไม่มีการปลดปล่อยคาร์บอนไดออกไซด์ในระหว่างการเผาไหม้ การผลิตไฮโดรเจนสำหรับในโครงการวิจัยนี้ได้มาจากระบวนการอิเล็กโทรไลซิส ซึ่งผลิตเพื่อป้อนเป็นเชื้อเพลิงนั้นที่ โดยจะทำการศึกษาอัตราสิ้นเปลืองแก๊สโซฮอลเมื่อใช้ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วม จากการทดลองถามว่าลดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันลงได้มากที่สุด สอดคล้องกับปริมาณกระแสไฟฟ้าที่ใช้ในการผลิตแก๊สไฮโดรเจนที่ได้จากเครื่องอิเล็กโทรไลเซอร์ที่ 20 A สามารถลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลงได้มากที่สุด

ประพนธ์ ชูประเสริฐ, (2557) ศึกษาผลกระทบของค่าอัตราส่วนการอัด (CR) ที่มีต่อสมรรถนะและมลพิษในไอเสียของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้ระบบหัวฉีดแบบอิเล็กทรอนิกส์ และใช้แก๊สโซฮอล E85 เป็นเชื้อเพลิง ในงานวิจัยนี้เลือกใช้เครื่องยนต์ขนาด 1,500 cc เนื่องจากเป็นขนาดที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน โดยการปรับเปลี่ยนค่า CR ทำโดยวิธีการปาดฝาสูบของเครื่องยนต์แล้วปรับเพิ่มและลดค่า CR โดยการลดและเพิ่มจำนวนปะเก็นฝาสูบ จึงได้ค่า CR เท่ากับ 9.9 (ค่ามาตรฐานจากผู้ผลิต), 13.5 และ 16 (เป็นค่าสูงสุดที่ไม่ทำให้เกิดการชนกันระหว่างวาล์วและหัวลูกสูบ)

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

ในบทนี้จะกล่าวถึงขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย ประกอบด้วยกรอบการดำเนินงานวิจัย อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ ขั้นตอนการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และการวิเคราะห์ผลการทดสอบ

3.1 กรอบการดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาและทดสอบเกี่ยวกับการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน การใช้ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับน้ำมันแก๊สโซลีน E20 และชุดติดตั้งระบบเชื้อเพลิงไฮโดรเจน ผู้วิจัยได้ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์บริเวณท่อร่วมไอดีเพื่อติดตั้งชุดหัวฉีดเชื้อเพลิงไฮโดรเจนเพิ่มในตำแหน่งใกล้หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง ผู้วิจัยให้ความสนใจในการควบคุมส่วนผสมของเชื้อเพลิงระหว่างไฮโดรเจนกับแก๊สโซลีน ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และองศาการจุระเบิด โดยควบคุมผ่านกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (ECU)

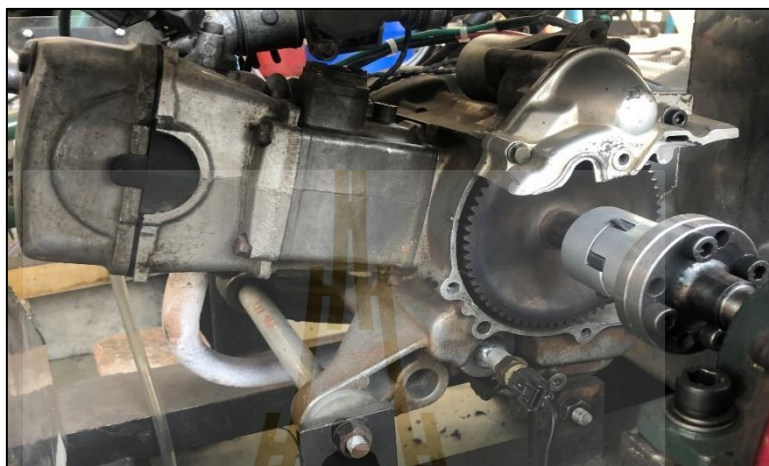
ขั้นตอนแรกของการดำเนินการวิจัยนี้เริ่มต้นด้วยการติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบเข้ากับชุดไดนาโมมิเตอร์ อุปกรณ์ที่ใช้ในการติดตั้งระบบไฮโดรเจนประกอบด้วย วาล์วปรับแรงดัน อุปกรณ์ป้องกันการย้อนกลับบริเวณวาล์วปรับแรงดัน อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊สไฮโดรเจน และวาล์วกันย้อนก่อนเข้าสู่หัวฉีดแก๊สไฮโดรเจน ในส่วนของทางเข้าอากาศติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าสู่เครื่องยนต์ โดยทำการวิเคราะห์ผลจากการทดสอบสมรรถนะและสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์

3.2 อุปกรณ์การทดสอบ

หัวข้อนี้จะอธิบายเกี่ยวกับอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในการดำเนินงานวิจัยแบ่งออกเป็นเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ชุดติดตั้งเชื้อเพลิงไฮโดรเจน และเครื่องมือวิเคราะห์แก๊สไอเสีย ขั้นตอนแรกของการเริ่มต้นติดตั้งเครื่องยนต์ คือตรวจสอบสภาพเครื่องยนต์เบื้องต้นให้มีสภาพพร้อมใช้งานเปลี่ยนถ่ายของเหลวในส่วนของน้ำมันเครื่องและน้ำยาหม้อน้ำให้ใหม่หมด หลังจากนั้นทำการติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับไดนาโมมิเตอร์ อุปกรณ์ส่วนควบต่าง ๆ ได้แก่ อุปกรณ์วัดความเร็วลมที่ไหลเข้าสู่ท่อไอดี ชุดติดตั้งเชื้อเพลิงไฮโดรเจน อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เซนเซอร์ตรวจจับออกซิเจนในไอเสีย และกล่องควบคุมของเครื่องยนต์ (Electronic control unit)

3.2.1 เครื่องยนต์แก๊สโซลีน

เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ Spark-ignition engine (SI engine) ที่ใช้สำหรับการทดสอบเป็นเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ 1 สูบ ขนาด 110 cc แบบฉีดเชื้อเพลิงบริเวณท่อร่วมไอดี ระบายความร้อนด้วยน้ำ ดังรูปที่ 3.1 ซึ่งข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์แสดงดังตารางที่ 3.1



รูปที่ 3.1 เครื่องยนต์สำหรับการทดสอบ

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์

Engine	Specification
Engine model	Honda Click 110i
Engine type	4-Stroke, Water Cool, Indirect Injection
Number of cylinders – Bore x Stroke	1– 50.0 x 55.6 mm.
Displacement	110
Compression ratio	9.0
Rated power	5.5 kW @7500 rpm
Maximum torque	7.2 N-m @5500 rpm

3.2.2 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้เป็นชุดทดสอบเครื่องยนต์เป็นแบบไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์โดยใช้น้ำเป็นตัวสร้างภาระโหลด ดังรูปที่ 3.2 มีหลักการทำงานโดยอาศัยแรงดันของน้ำเป็นตัวสร้างภาระโหลดให้แก่เครื่องยนต์ และใช้อุปกรณ์ชั่งน้ำหนักที่เรียกว่า “โหลดเซลล์ (Load cell)” ในการอ่านค่าภาระโหลด ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 3.2



รูปที่ 3.2 ไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลจำเพาะของไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์

Dynamometer	
Make	DYNO mite
Type	Hydraulic
Capacity	100 HP
Load	Water
Load Cell	
Model	DYLY-101
Type	M
Range	50 kg

3.2.3 ป้อนค้ำหม้อน้ำไฟฟ้า

ป้อนค้ำหม้อน้ำไฟฟ้าเป็นส่วนหนึ่งของระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 3.3 ทำหน้าที่ควบคุมการไหลเวียนของสารหล่อเย็นที่ไหลผ่านหม้อน้ำและเครื่องยนต์สามารถปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นได้ ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 3.3



รูปที่ 3.3 ปั๊มตี๊กหม้อน้ำไฟฟ้า

ตารางที่ 3.3 ข้อมูลจำเพาะของปั๊มตี๊กหม้อน้ำไฟฟ้า

Electric Water Pump	
Pump type	Brushless 12V Electric motor
Maximum flow rate	17 liter/minute
Operating temperature	-40 to +120 Degrees Celsius

3.2.4 เครื่องมือวัดความเร็วลม

เครื่องมือวัดความเร็วลมแบบใบพัดลักษณะดังรูปที่ 3.4 เป็นเครื่องมือประเภทที่มีใบพัดวางอยู่ด้านหน้าเมื่อมีลมพัดมาปะทะจะทำให้ใบพัดหมุนความเร็วของใบพัดที่หมุนจะเป็นตัวบ่งบอกความเร็วลม ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 3.4



รูปที่ 3.4 เครื่องมือวัดความเร็วลม

ตารางที่ 3.4 ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวัดความเร็วลมแบบใบพัด

Features	Range	Resolution	Accuracy
Wind speed measurement	0 ~ 30m/s	0.1m/s	$\pm 5 \%$
Temperature measurement	-10°C ~ 50°C	0.1°C	$\pm 2 \%$

3.2.5 ออกซิเจนเซ็นเซอร์ (Wideband air fuel ratio oxygen sensor)

อุปกรณ์วัดปริมาณออกซิเจนที่ยังไม่ถูกเผาไหม้ในส่วนของแก๊สไอเสีย เซ็นเซอร์ชนิดนี้สามารถวัดค่าอัตราส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิง 0.68 ถึง 1.36 (แลมด้า) หรืออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 10:1 ถึง 20:1 คือช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ทั่วไป ลักษณะดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 ออกซิเจนเซ็นเซอร์ (Wideband Air Fuel Ratio Oxygen Sensor)

3.3 ชุดติดตั้งระบบแก๊สไฮโดรเจน

ชุดติดตั้งระบบแก๊สไฮโดรเจนจะถูกติดตั้งเข้ากับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ประกอบด้วย เรคกูเรเตอร์ อุปกรณ์กันเปลวไปย๋อน อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของแก๊ส อุปกรณ์กันแก๊สไหลย้อน และหัวฉีด ในส่วนนี้จะให้ความสำคัญกับความปลอดภัยเป็นหลัก

3.3.1 ถังแก๊สไฮโดรเจน

เป็นถังทนแรงดันสูงโดยความดันภายในถังบรรจุแก๊สไฮโดรเจนอยู่ที่ประมาณ 120-150 bar หรือประมาณ 70 เเปอร์เซ็นต์ที่ถังสามารถรับได้แก๊สที่ใช้จัดอยู่ในคุณภาพอุตสาหกรรมมีแก๊สไฮโดรเจนบริสุทธิ์ 99.95 เเปอร์เซ็นต์

ตารางที่ 3.5 ข้อมูลจำเพาะแก๊สไฮโดรเจนที่ใช้ในการทดสอบ

แก๊สไฮโดรเจน	ขนาดท่อ (ลิตร)	แรงดันบรรจุท่อ (บาร์)	ข้อมูลจำเพาะ
แก๊สไฮโดรเจนเกรดอุตสาหกรรม ขนาดบรรจุ 10 M ³	50	200	- H ₂ > 99.95 % - O ₂ > 10 ppm - H ₂ O < 10 ppm

3.3.2 เรกกูเรเตอร์ (Regulator)

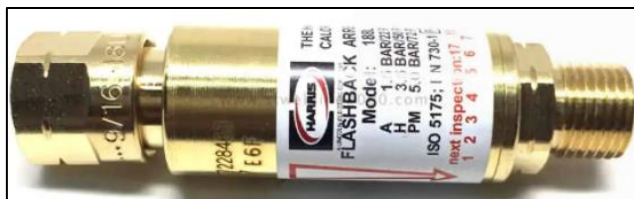
เรกกูเรเตอร์ทำหน้าที่ 2 อย่าง คือ บอกรปริมาณแก๊สที่อยู่ภายในถังเก็บและทำหน้าที่ควบคุมแรงดันวัดแรงดันที่ด้านขาออกปรับแรงดันให้คงที่ตามค่าที่ตั้งไว้ เมื่อแรงดันลดลงที่ด้านขาออกของวาล์ววาล์วจะเปิดเพื่อรักษาความดันให้คงที่ ลักษณะดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 เรกกูเรเตอร์แก๊สไฮโดรเจน

3.3.3 กันเปลวไปย้อน (Flashback arrestor)

เป็นอุปกรณ์ความปลอดภัยของแก๊สที่ใช้กันมากที่สุดเพื่อหยุดเปลวไฟหรือย้อนกลับของแก๊สกลับเข้าไปในอุปกรณ์ ช่วยปกป้องผู้ใช้และอุปกรณ์จากความเสียหายหรือการระเบิด ดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 กันเปลวไปย้อน (Flashback arrestor)

3.3.4 อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล (Flow meter)

เป็นอุปกรณ์สำหรับควบคุมและวัดอัตราการไหลของแก๊สก่อนเข้าสู่เครื่องยนต์ เพื่อให้ได้อัตราการไหลเหมาะสม ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลของแก๊สไฮโดรเจน

3.3.5 หัวฉีดแก๊สไฮโดรเจน

หัวฉีดส่วนประกอบหนึ่งของระบบไฮโดรเจนดังรูปที่ 3.8 ทำหน้าที่จ่ายแก๊สไฮโดรเจนเข้าสู่ท่อร่วมไอดีเข้าไปยังห้องเผาไหม้ ภายใต้การควบคุมที่แม่นยำผ่านกล่อง ECU ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 3.9



รูปที่ 3.9 หัวฉีดแก๊สไฮโดรเจนขนาด 110 ซีซี

ตารางที่ 3.6 ข้อมูลจำเพาะของหัวฉีดไฮโดรเจนขนาด 110 ซีซี

Specification	
Type	Motorcycle fuel injector
Hole	4
Flow rate at 4 bars (g/min)	110
Material	Stainless steel and plastic

3.4 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย

เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Flue gas analyzer) สำหรับการทดสอบจะใช้ประกอบด้วย เครื่องมือวัด TESTO รุ่น TESTO 350 เครื่องมือวัด HORIBA รุ่น MEXA-584L



รูปที่ 3.10 เครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย (Gas analyzer)



รูปที่ 3.11 เครื่องมือวัด HORIBA รุ่น MEXA-584L

ตารางที่ 3.7 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องมือวัด TESTO รุ่น TESTO 350

Measurement Parameter	Measurement Range	Accuracy	Resolution
O ₂	0 – 25 vol.%	± 2 vol%	0.01 vol%
CO, H ₂ -comp.	0 – 10000 ppm	± 10 ppm (0-199 ppm) ± 5 ppm of reading (200-2000 ppm) ± 10 ppm of reading	1 ppm
CO _{low} , H ₂ -comp.	0 – 500 ppm	± 2 ppm (0-39.9 ppm) ± 5 ppm of reading	0.1 ppm
NO	0 – 4000 ppm	± 5 ppm (0-99 ppm) ± 5 ppm of reading (100-1999 ppm) ± 10 ppm of reading	1 ppm
NO _{low}	0 – 300 ppm	± 2 ppm (0-39.9 ppm) ± 5 ppm of reading	
NO ₂	0 – 500 ppm	± 5 ppm (0-99 ppm) ± 5 ppm of reading	
CO ₂ (IR)	0 – 50 vol.%	± 0.3 vol.% (0-39.9 vol. %) ± 0.5 vol.% ± 0.5 vol.% of reading	0.01 vol% (0-25 vol %) 0.1 vol% (>25 vol %)

ตารางที่ 3.7 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องมือวัด TESTO รุ่น TESTO 350 (ต่อ)

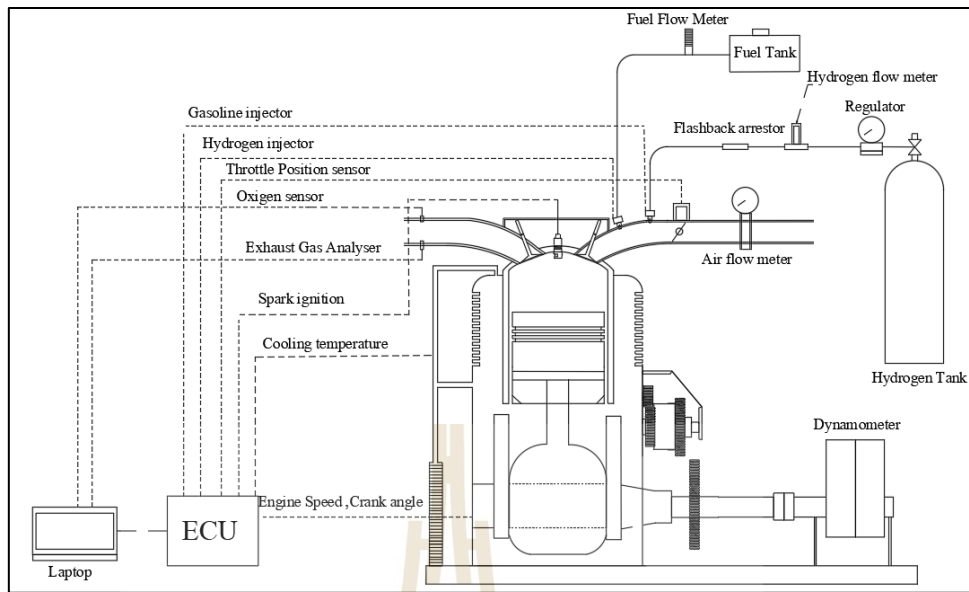
Measurement Parameter	Measurement Range	Accuracy	Resolution
HC	Natural gas: 100–40000 ppm Propane: 100–21000 ppm Butane: 100 18000 ppm	± 400 ppm (100-4000 ppm) $\pm 10\%$ of reading	10 ppm

ตารางที่ 3.8 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องมือวัด HORIBA รุ่น MEXA-584L

Items	Specification
Model	Opacimeter - MAHA MDO2-LON
Measurement principle	Absorption photometry
Wave length of the spotlight	567 nm
Measurement chamber length	430 mm
External/Internal diameter of test chamber	28 mm / 25mm
Warm-up time of the measurement chamber approx.	180 s
Measurement range turbidity	0 – 100 %
Measuring range absorption coefficient	0 – m^{-1}

3.5 ขั้นตอนการติดตั้งอุปกรณ์

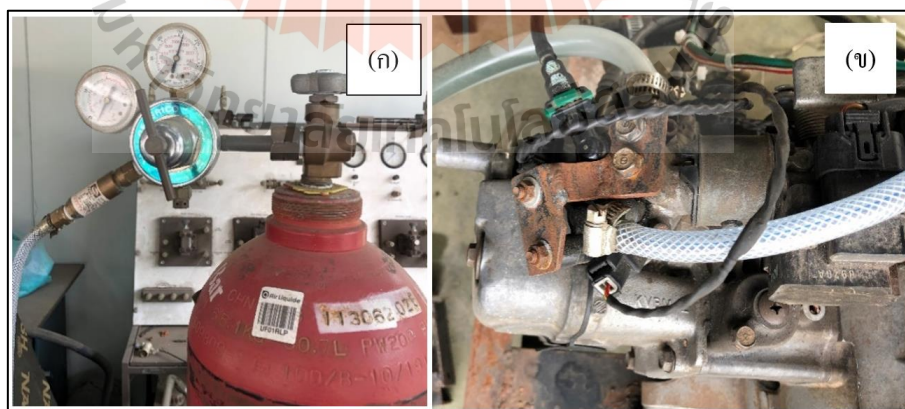
หัวข้อนี้จะแบ่งออกเป็นขั้นตอนการติดตั้งแก๊สไฮโดรเจนและงเครื่องยนต์ ซึ่งอุปกรณ์จะถูกติดตั้งดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์

3.5.1 ขั้นตอนการติดตั้งระบบไฮโดรเจน

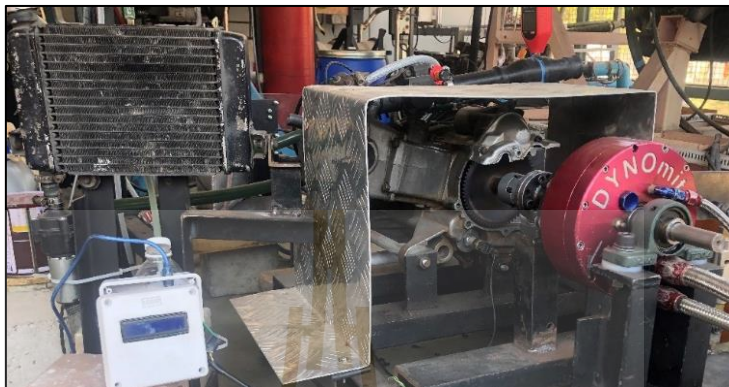
ทำการติดตั้งชุดเชื้อเพลิงไฮโดรเจนเข้ากับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ดังรูปที่ 3.13 (ก) ประกอบด้วยลิ้นควบคุมแรงดันแก๊ส (Pressure regulator) อุปกรณ์ป้องกันเปลวไฟย้อนกลับ (Flashback arrestor) อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล (Flow meter) และหัวฉีดแก๊สไฮโดรเจนที่ถูกติดตั้งบริเวณท่อไอดี ดังรูปที่ 3.13 (ข)



รูปที่ 3.13 การติดตั้งระบบไฮโดรเจน (ก) ชุดควบคุมแก๊สไฮโดรเจน (ข) หัวฉีดไฮโดรเจนบริเวณท่อไอดี

3.5.2 ขั้นตอนการติดตั้งเครื่องยนต์

1. เริ่มติดตั้งระบบน้ำหล่อเย็นเข้ากับเครื่องยนต์โดยใช้ปั๊มตี๊กน้ำไฟฟ้าเป็นอุปกรณ์ควบคุมการไหลเวียนของน้ำในระบบหล่อเย็น ดังรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 การติดตั้งระบบน้ำหล่อเย็น

2. ติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ในการวิจัยเข้ากับชุดไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิกด้วยการต่อระหว่างเพลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ผ่านคัปปลิ่ง (Coupling) เข้ากับแกนเพลาของไดนาโมมิเตอร์ ดังรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 การติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับไดนาโมมิเตอร์

3. ติดตั้งชุดควบคุมการเปิด-ปิดของลิ้นผีเสื้อ (Air throttle) เพื่อควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์ให้เป็นไปตามเงื่อนไขการทดลอง โดยใช้เซอร์โวมอเตอร์เป็นอุปกรณ์ดึงสายคันเร่งเพื่อทำการเปิด-ปิดลิ้นผีเสื้อ ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 เซอร์โวมอเตอร์ควบคุมการเปิด-ปิดของลิ้นผีเสื้อ

4. ทำการติดตั้งระบบควบคุมเข้ากับเครื่องยนต์ ไดนาโมมิเตอร์ และจอแสดงผล ดังรูปที่ 3.17 เพื่อควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ควบคุมความเร็วรอบปั๊มตี๊กหม้อน้ำไฟฟ้า แสดงข้อมูลในส่วนของภาระโหลด อุณหภูมิน้ำหม้อน้ำ อุณหภูมิไอดี และแสดงส่วนผสมอากาศต่อน้ำมันเชื้อเพลิง (Air fuel ratio gauge) ดังรูปที่ 3.17



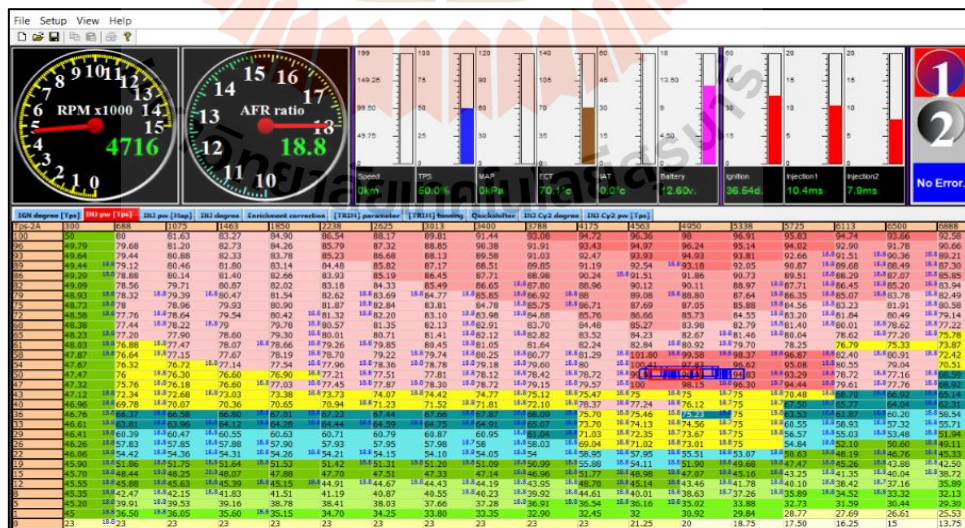
รูปที่ 3.17 ระบบตรวจวัดและแสดงผล

5. ติดตั้งสายไฟจากชุดตรวจวัด (Sensor) เข้ากล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ ECU รับข้อมูลจากชุดตรวจวัดตามจุดต่าง ๆ ดังรูปที่ 3.18 แล้วนำมาประมวลผลควบคุมการสั่งจ่ายเชื้อเพลิงการจุดระเบิดภายในห้องเผาไหม้ เพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ



รูปที่ 3.18 ชุดติดตั้งสายไฟเข้ากล่อง ECU

6. ติดตั้งสายจูน (Tuning cable driver) จากกล่อง ECU เข้ากับคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการปรับแต่งเครื่องยนต์ตามเงื่อนไขการทดลอง และใช้แสดงผลจากอุปกรณ์ตรวจวัด ได้แก่ ความเร็วรอบ องศาการเปิด-ปิดของลิ้นผีเสื้อ อุนหนุมน้ำหล่อเย็น ไฟแบตเตอรี่ องศาการจุดระเบิด และสถานะการยกของหัวฉีดเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิด ดังรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 ตารางโปรแกรมจูน Project-Fi

3.6 ขั้นตอนการทดสอบ

ในการทดสอบนี้เป็นการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน โดยการทดสอบจะใช้ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับน้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 ปรับตั้งองค์การจุดระเบิดตามเงื่อนไขการทดสอบ และวัดการปล่อยสารมลพิษไอเสีย ซึ่งมีขั้นตอนการทดสอบดังนี้

1. ตรวจสอบอุปกรณ์ตรวจวัดต่าง ๆ ได้แก่ ชุดจ่ายเชื้อเพลิงไฮโดรเจน องค์การเปิดของลิ้นผีเสื้อ อุปกรณ์ตรวจวัดองค์การจุดระเบิด ความเร็วรอบ องค์การเพลลาข้อเหวี่ยง เครื่องวิเคราะห์แก๊สมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ และระบบการทำงานของไดนาโมมิเตอร์
2. เปิดวาล์วแก๊สไฮโดรเจนโดยปรับแรงดันแก๊สทางออกที่ 3.5 bar ตรวจสอบเช็คการรั่วซึมของแก๊สทุกครั้งที่ทำงานทดสอบ
3. ทำการติดเครื่องยนต์ด้วยน้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 รอบเครื่องยนต์เดินเบาที่ 1,100 รอบต่อนาที จนอุณหภูมิของเครื่องยนต์อยู่ในช่วงที่เหมาะสมสำหรับการทดสอบ
4. เริ่มทำการทดสอบด้วยการปรับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เป็นการปรับให้ลิ้นผีเสื้อเปิด 50 เปอร์เซ็นต์ (Half-open throttle) และปรับภาระโหลดให้กับเครื่องยนต์ตามเงื่อนไขที่กำหนด
5. ทำการวัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง ด้วยวิธีจับเวลาการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ โดยใช้ชุดตรวจปริมาณในการวัดที่ 100 มิลลิลิตร และอัตราการไหลของแก๊สไฮโดรเจนให้เป็นไปตามเงื่อนไขการทดลอง
6. ทำการเก็บข้อมูลองค์การเพลลาข้อเหวี่ยง แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น สารมลพิษไอเสียด้วยเครื่องวิเคราะห์แก๊สไอเสีย ณ บริเวณปลายท่อไอเสียของเครื่องยนต์ และบันทึกข้อมูลผลการทดสอบ
7. ทำการทดสอบตามขั้นตอนการปฏิบัติที่ 3.6.4 ถึง 3.6.6 โดยการปรับเปลี่ยนภาระโหลดที่ใช้ในการทดสอบ 28, 42, 56 และ 70 นิวตันเมตร ปรับตั้งองค์การจุดระเบิด 20, 25, 30 และ 35 องศา ก่อนศูนย์ตายบน และส่วนผสมระหว่างแก๊สโซฮอลล์ E20 กับแก๊สไฮโดรเจนที่ 3, 6, 9 และ 12 เปอร์เซ็นต์ ภายใต้ส่วนผสมแบบบางที่ 1.2 ตามลำดับ ทุกเงื่อนไขการทดสอบจะถูกทำซ้ำ 3 ครั้ง

3.7 การวิเคราะห์ผลการทดสอบ

ในการทดสอบได้แบ่งการวิเคราะห์ผลออกเป็น 2 ส่วน คือประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สโซฮอลล์ E20 ไม่มีการปรับตั้งองค์การจุดระเบิด ซึ่งองค์การจุดระเบิดที่อยู่ในช่วง 37-42 องศา ก่อนศูนย์ตายบน เปรียบเทียบกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สโซฮอลล์ E20 ร่วมกับไฮโดรเจนในส่วนผสมที่แตกต่างกัน และมีการปรับตั้งองค์การจุดระเบิด ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

3.7.1 การวิเคราะห์ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ระหว่างใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอลล์ E20 กับใช้แก๊สโซฮอลล์ E20 ร่วมกับไฮโดรเจนในส่วนผสมที่แตกต่างกัน พารามิเตอร์ที่ใช้ทำการเปรียบเทียบคือ กำลังเบรก (PB) ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) และประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (BTE)

3.7.2 การวิเคราะห์ผลการทดสอบตรวจวัดการปล่อยมลพิษไอเสีย

เปรียบเทียบปริมาณการปล่อยมลพิษไอเสียระหว่างใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 กับใช้แก๊สโซฮอล์ E20 ร่วมกับไฮโดรเจนในส่วนผสมที่แตกต่างกัน ซึ่งประกอบไปด้วย ไฮโดรคาร์บอน (HC) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) และคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)



บทที่ 4

การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยไม่ทำการปรับตั้งองศาการจุดระเบิด

ในบทนี้จะเป็นการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ที่ส่วนผสมที่แตกต่างกัน เพื่อทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และสารมลพิษไอเสีย ผลการทดสอบที่ใช้ในการวิเคราะห์และถูกนำไปเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์พื้นฐานที่ไม่มีการปรับแต่งเครื่องยนต์ และใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เป็นเชื้อเพลิงหลัก โดยดำเนินการทดสอบภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ทำการทดสอบประกอบไปด้วย กำลังเบรก ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ในส่วนของสารมลพิษไอเสีย ได้แก่ ไฮโดรคาร์บอน คาร์บอนมอนอกไซด์ และออกไซด์ของไนโตรเจน โดยหัวข้อที่จะกล่าวถึงในบทนี้ ได้แก่ วิธีการดำเนินการวิจัย วิเคราะห์ผลการทดสอบ และสรุปผลการทดสอบ

4.1 วิธีการดำเนินงานวิจัย

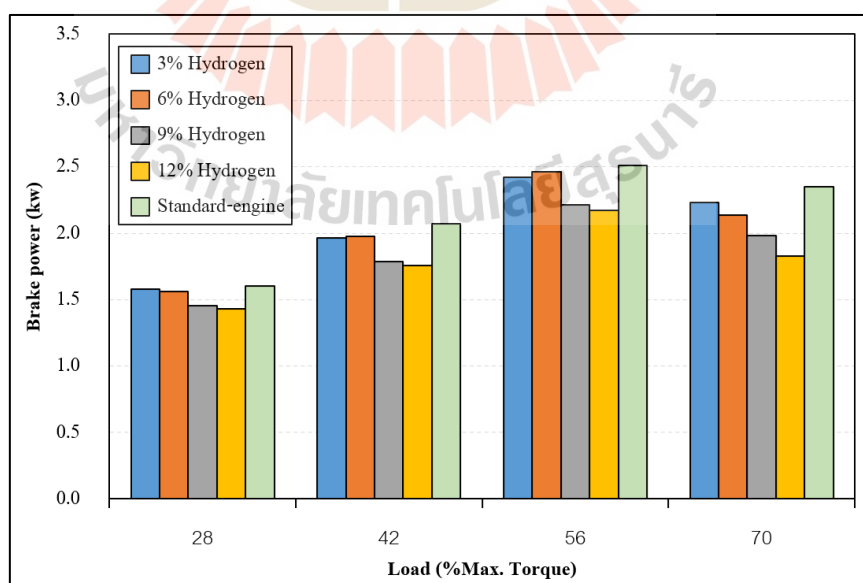
เริ่มทำการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในส่วนผสมที่แตกต่างกันเพื่อหาประสิทธิภาพ และสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 1 สูบ 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยน้ำ เชื้อเพลิงทั้งสองชนิดจะถูกฉีดเข้าบริเวณท่อร่วมไอดี กำลังของเครื่องยนต์ถูกวัดผ่านไดนาโมมิเตอร์ชนิดน้ำ ในส่วนของการทำงานของเครื่องยนต์จะถูกควบคุมด้วยกล่อง ECU โดยที่กล่องจะรับข้อมูล และแสดงข้อมูลผ่านโปรแกรม Project-Fi ซึ่งเป็นโปรแกรมที่ใช้ในการปรับแต่งและแสดงข้อมูลต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ ได้แก่ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ องศาการเปิดของลิ้นผีเสื้ออากาศเพื่อหาช่วงเวลาที่การยกของหัวฉีด ส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น โดยเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบจะทดสอบที่ส่วนผสมบาง (Lambda) ที่ 1.2 ซึ่งใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมในสัดส่วนที่แตกต่างกัน 3, 6, 9 และ 12 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ทำการทดสอบที่ลิ้นผีเสื้อเปิดคงที่ 50 เปอร์เซ็นต์ (Half open throttle) โดยใช้ไดนาโมมิเตอร์เป็นอุปกรณ์สร้างภาระโหลดให้เครื่องยนต์ 28, 42, 56 และ 70 เปอร์เซ็นต์ของแรงบิดสูงสุด ทำการบันทึกค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการทดสอบเพื่อใช้ในการหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ประกอบด้วย กำลังเบรก ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ในส่วนของสารมลพิษไอเสียนั้นจะประกอบไปด้วย ไฮโดรคาร์บอน (Hydrocarbon) คาร์บอนมอนอกไซด์ (Carbon monoxide) และออกไซด์ของไนโตรเจน (Oxide of nitrogen) โดยใช้เครื่องมือวิเคราะห์สารมลพิษไอเสีย Testo รุ่น Testo 350 และ Horiba รุ่น MEXA-584L

4.2 ผลการทดสอบและการอภิปรายผล

ผลการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ซึ่งทำการทดสอบในเงื่อนไขส่วนผสมบาง (Lambda) ที่ 1.2 ในสัดส่วนไฮโดรเจนที่แตกต่างกัน 3, 6, 9 และ 12 เปอร์เซ็นต์ ล้วนมีเชื้อเพลิงเปิดคังที่ 50 เปอร์เซ็นต์ (Half open throttle) ภาระโหลดให้เครื่องยนต์ 28, 42, 56 และ 70 เปอร์เซ็นต์ของแรงบิดสูงสุด ตามลำดับ ผลการทดสอบที่ได้จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์พื้นฐานที่ไม่มีการปรับแต่งเครื่องยนต์ และใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เป็นเชื้อเพลิงหลัก ซึ่งประกอบไปด้วย กำลังเบรกของเครื่องยนต์ ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก และสารมลพิษไอเสีย ไฮโดรคาร์บอน คาร์บอนมอนอกไซด์ ออกไซด์ของไนโตรเจนที่ได้จากเครื่องยนต์ โดยผลที่ได้จากการทดสอบนำมาวิเคราะห์ได้ดังนี้

4.2.1 กำลังเบรกของเครื่องยนต์

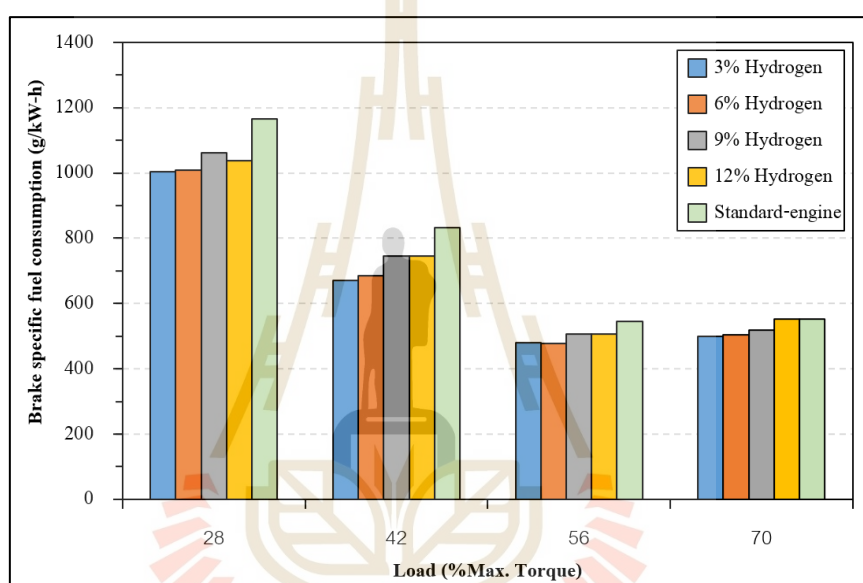
การทดสอบกำลังเบรกของเครื่องยนต์ เป็นการทดสอบกำลังของเครื่องยนต์ที่ได้จากเพลลาข้อเหวี่ยงโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่แตกต่างกัน จากรูปที่ 4.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงของกำลังเบรกต่อภาระโหลดที่ให้กับเครื่องยนต์ โดยใช้ปริมาณส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนที่แตกต่างกันจะเห็นได้ว่าในแต่ละภาระโหลดกำลังเบรกสูงสุดที่ได้จะเกิดขึ้นในส่วนผสมที่ 3 และ 6 เปอร์เซ็นต์ กำลังเบรกที่ได้มีค่าน้อยกว่า เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เป็นเชื้อเพลิงหลัก กำลังเบรกที่ได้มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมนั้นเป็นผลมาจากปริมาณอากาศในท่อไอเสีย ค่อย ๆ ลดลงตามสัดส่วนของแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มขึ้นทำให้กำลังเบรกที่ได้มีค่าที่ลดลง เนื่องจากการเผาไหม้ที่ไม่เหมาะสม จากรูปส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนที่ 6 เปอร์เซ็นต์ เป็นส่วนผสมที่ได้กำลังเบรกที่ได้มากที่สุดให้กำลังเบรกที่ 2.466 กิโลวัตต์



รูปที่ 4.1 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน

4.2.2 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

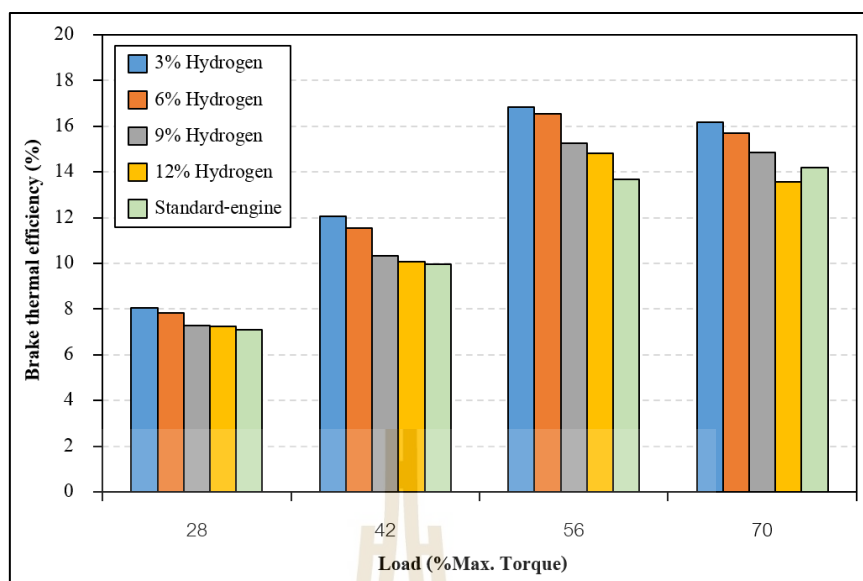
ผลการทดสอบอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่ต่างกัน ดังรูปที่ 4.2 จะเห็นได้ว่าในสัดส่วนผสมไฮโดรเจนที่เพิ่มมากขึ้นอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นตามสัดส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น แต่ยังคงต่ำกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เนื่องจากแก๊สไฮโดรเจนเข้าไปแทนที่อากาศภายในห้องเผาไหม้ช่วยให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีมากขึ้น จากรูปส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนที่ 6 เปอร์เซ็นต์ เป็นส่วนผสมที่ได้ อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่มีค่าน้อยที่สุด อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ 478.2 กรัม/กิโลวัตต์ชั่วโมง



รูปที่ 4.2 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน

4.2.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก

ผลการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์โดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่ต่างกัน โดยรูปที่ 4.3 จะเห็นได้ว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกมีค่าลดลงตามสัดส่วนของแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มมากขึ้น และมีค่าที่มากกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เนื่องจากความเร็วของเปลวไฟแก๊สไฮโดรเจนนั้นสูงกว่าน้ำมันแก๊สโซฮอล์ถึงห้าเท่า และช่วงความไวไฟของไฮโดรเจนนั้นกว้างกว่าน้ำมันแก๊สโซฮอล์ ส่วนผสมของไฮโดรเจนกับน้ำมันแก๊สโซฮอล์จะมีความเร็วการเผาไหม้ที่เร็วกว่าระยะเวลาการเผาไหม้ที่สั้นลงและการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้น จากรูปส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนที่ 3 เปอร์เซ็นต์ เป็นส่วนผสมที่ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่มีค่ามากที่สุดให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก 16.8 เปอร์เซ็นต์



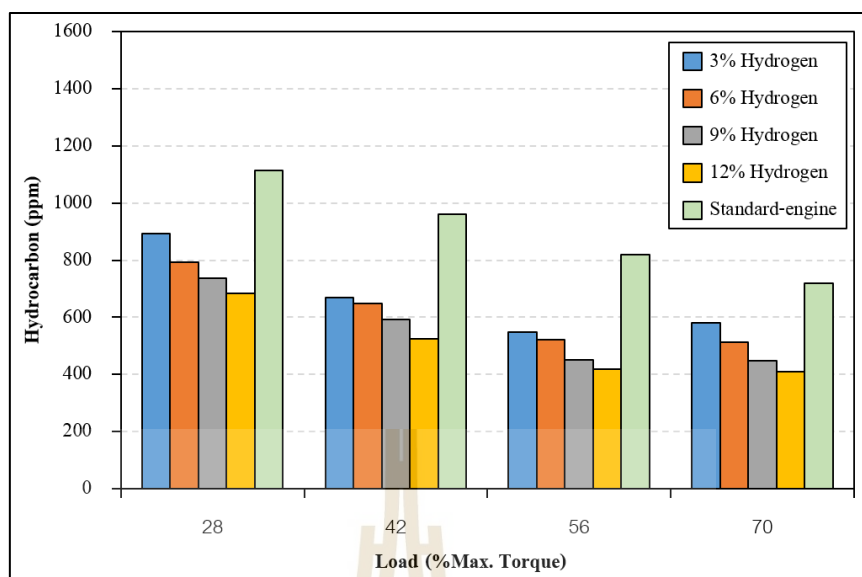
รูปที่ 4.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน

4.2.4 สารมลพิษไอเสีย

ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียจากเครื่องยนต์โดยประกอบด้วย ไฮโดรคาร์บอน (HC) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) โดยใช้เครื่องมือวิเคราะห์สารมลพิษไอเสีย Testo รุ่น Testo 350 และ Horiba รุ่น MEXA-584L

4.2.4.1 ไฮโดรคาร์บอน

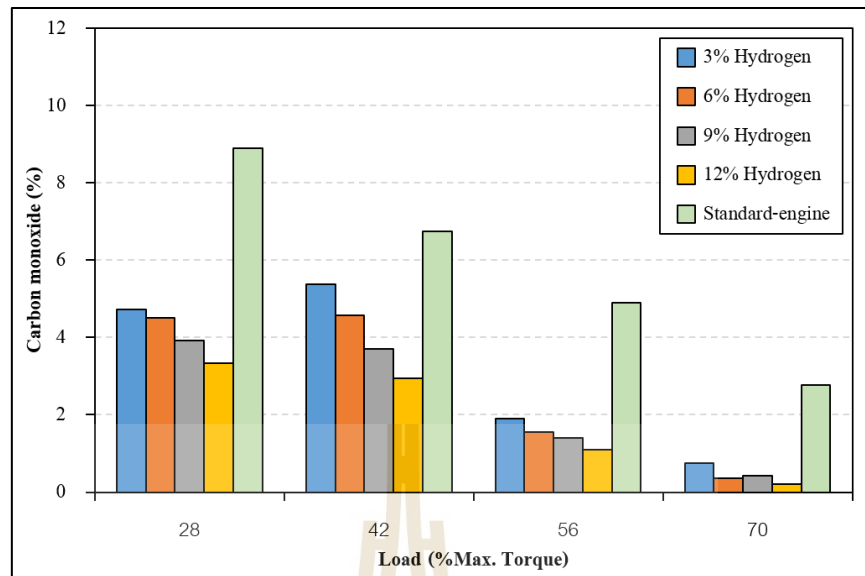
ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์โดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่ต่างกัน จากรูปที่ 4.4 จะเห็นว่าสารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอนที่ได้มีค่าลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น และมีค่าน้อยกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เนื่องจากคุณสมบัติการแพร่กระจายของไฮโดรเจนที่สูงช่วยให้การก่อดิวของส่วนผสมอากาศกับเชื้อเพลิงที่สม่ำเสมอ ส่วนผสมที่ได้ค่าน้อยที่สุดของระดับการปล่อยไฮโดรคาร์บอนอยู่ที่ไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์ ไฮโดรคาร์บอนที่ได้อยู่ที่ 410 ppm



รูปที่ 4.4 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน

4.2.4.2 คาร์บอนมอนอกไซด์

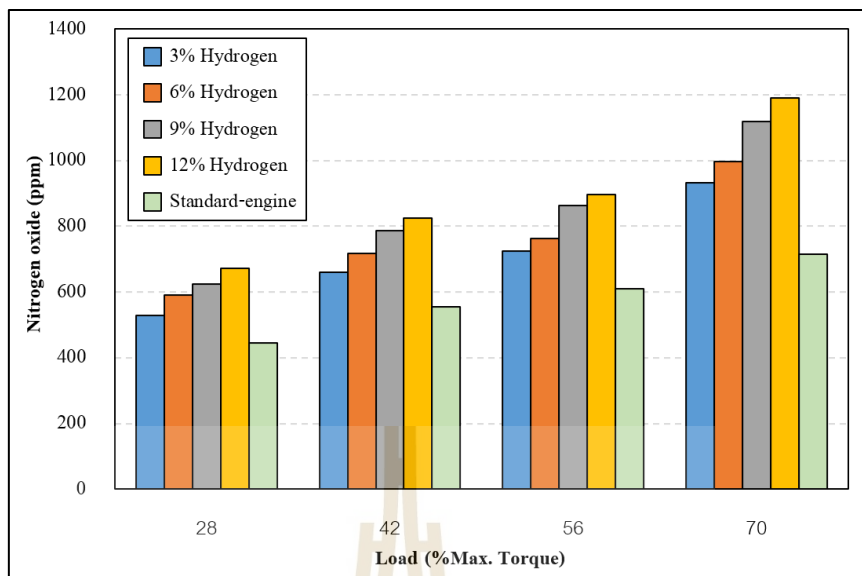
ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์ โดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอลล์ E20 ในสัดส่วนที่แตกต่างกัน ดังรูปที่ 4.5 จะเห็นได้ว่า สารมลพิษไอเสียคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ได้มีค่าลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น คาร์บอนมอนอกไซด์เกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ และมีค่าน้อยกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 เนื่องจากปริมาณส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ หรือเวลาในการเผาไหม้เชื้อเพลิงน้อยเกินไป โดยไฮโดรเจนมีความสามารถในการติดไฟได้กว้างกว่ามากและมีความเร็วเปลวไฟที่เร็วกว่าน้ำมันแก๊สโซฮอลล์ ส่วนผสมระหว่างไฮโดรเจนกับน้ำมันแก๊สโซฮอลล์จึงเผาไหม้ได้เต็มที่กว่าน้ำมันเบนซินบริสุทธิ์ ส่วนผสมที่ได้ค่าน้อยที่สุดของระดับการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์อยู่ที่ไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์ คาร์บอนมอนอกไซด์ที่ได้ อยู่ที่ 0.2 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 4.5 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน

4.2.4.3 ออกไซด์ของไนโตรเจน

ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียออกไซด์ของไนโตรเจนในเครื่องยนต์โดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอลล์ E20 ในสัดส่วนที่แตกต่างกัน โดยรูปที่ 4.6 จะเห็นได้ว่าสารมลพิษไอเสียออกไซด์ของไนโตรเจนที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นตามส่วนผสมไฮโดรเจน และมีค่าที่มากกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 เนื่องจากภาระโหลดของเครื่องยนต์ที่มากขึ้นเป็นผลทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูง ก๊าซไนโตรเจน (N_2) จะแตกตัวทำปฏิกิริยากับก๊าซอื่น ๆ นำไปสู่การเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) การปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของส่วนผสมไฮโดรเจน และการเพิ่มปริมาตรส่วนผสมของไฮโดรเจนจะทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้นด้วย ส่วนผสมที่ได้ค่าที่มากที่สุดของระดับการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนอยู่ที่ไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์ ออกไซด์ของไนโตรเจนที่ได้อยู่ที่ 1190 ppm ในสภาวะนี้เครื่องยนต์จะเผาไหม้ด้วยอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุด ออกซิเจนส่วนเกินที่สามารถรวมกับไนโตรเจนเพื่อสร้างออกไซด์ต่าง ๆ ได้



รูปที่ 4.6 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจนแตกต่างกัน

4.3 สรุปผลงานวิจัย

ในบทนี้จะเป็นการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สไซฮออล E20 ในส่วนผสมที่แตกต่างกัน เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สไซฮออล E20 เพื่อให้ทราบถึงประสิทธิภาพและการปล่อยสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ ซึ่งจากการทดสอบสามารถสรุปได้ดังนี้

1. กำลังเบรกของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นตามส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนที่มากขึ้น ส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนที่ 6 เปอร์เซ็นต์ เป็นส่วนผสมที่ให้กำลังเบรกที่มากที่สุดอยู่ที่ 2.466 kW แต่กำลังเบรกสูงสุดที่ได้ยังมีค่าน้อยกว่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สไซฮออล E20 อยู่ที่ 1.66 เปอร์เซ็นต์

2. ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีค่าที่ลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่เพิ่มมากขึ้น ในส่วนผสมไฮโดรเจนที่ 6 เปอร์เซ็นต์ ให้อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ 478.17 กรัม/กิโลวัตต์ชั่วโมง ซึ่งมีค่าที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สไซฮออล E20 อยู่ที่ 13.98 เปอร์เซ็นต์

3. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีประสิทธิภาพที่ดีกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สไซฮออล E20 ซึ่งในส่วนผสมไฮโดรเจนที่ 3 เปอร์เซ็นต์ ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกมากที่สุด 16.85 เปอร์เซ็นต์ มีค่าที่มากกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สไซฮออล E20 อยู่ที่ 23.17 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สไฮโดรเจน (Shivaprasad, K. V., et al., 2014) ในส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนที่ 20 เปอร์เซ็นต์ ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกมากที่สุด อยู่ที่ 32.8 เปอร์เซ็นต์

4. สารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอนกับคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วม มีการปล่อยค่าไอเสียที่น้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 แต่ในส่วนของออกไซด์ของไนโตรเจนเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 มีการปล่อยค่าไอเสียที่น้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สไฮโดรเจน สารมลพิษไอเสียคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าที่มากขึ้น ไฮโดรคาร์บอน และออกไซด์ของไนโตรเจนมีค่าที่ลดลงน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 ร่วมกับแก๊สไฮโดรเจน



บทที่ 5

การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยทำการปรับตั้งองศาการจุดระเบิด

ในบทนี้จะเป็นการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ที่ส่วนผสมและองศาการจุดระเบิดแตกต่างกัน เพื่อทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และสารมลพิษไอเสีย ผลการทดสอบที่ใช้ในการวิเคราะห์ และถูกนำไปเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์พื้นฐานที่ไม่มีการปรับตั้งเครื่องยนต์ และใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เป็นเชื้อเพลิงหลักโดยดำเนินการทดสอบภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ทำการทดสอบประกอบไปด้วย กำลังเบรก ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ในส่วนของสารมลพิษไอเสีย ได้แก่ ไฮโดรคาร์บอน คาร์บอนมอนอกไซด์ และออกไซด์ของไนโตรเจน โดยหัวข้อที่จะกล่าวถึงในบทนี้ ได้แก่ วิธีการดำเนินการวิจัย วิเคราะห์ผลการทดสอบและสรุปผลการทดสอบ

5.1 วิธีการดำเนินงานวิจัย

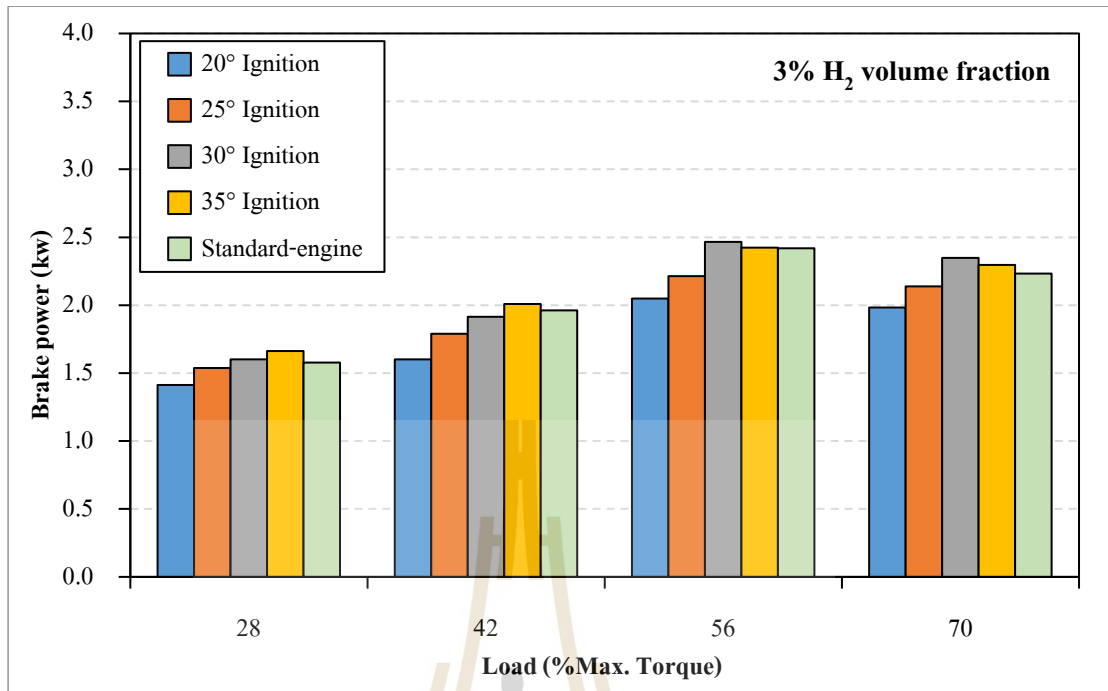
เริ่มทำการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในส่วนผสมที่แตกต่างกันเพื่อหาประสิทธิภาพ และสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 1 สูบ 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยน้ำ เชื้อเพลิงทั้งสองชนิดจะถูกฉีดเข้าบริเวณท่อร่วมไอดี กำลังของเครื่องยนต์ถูกวัดผ่านไดนาโมมิเตอร์ชนิดน้ำ ในส่วนของการทำงานของเครื่องยนต์จะถูกควบคุมด้วยกล่อง ECU โดยที่กล่องจะรับข้อมูล และแสดงข้อมูลผ่านโปรแกรม Project-Fi ซึ่งเป็นโปรแกรมที่ใช้ในการปรับตั้งและแสดงข้อมูลต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ ได้แก่ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ องศาการเปิดของลิ้นผีเสื้อ องศาเพลาช้อเหวี่ยง เวลาการยกของหัวฉีด ส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงและอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น โดยเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบจะทดสอบที่ส่วนผสมบาง (Lambda) ที่ 1.2 ซึ่งใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมในสัดส่วนที่แตกต่างกัน 3, 6, 9 และ 12 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ องศาการจุดระเบิดที่ใช้ในการทดสอบ 20, 25, 30 และ 35 องศาอ่อนศูนย์ตายบน ทำการทดสอบที่ลิ้นผีเสื้อเปิดคงที่ 50 เปอร์เซ็นต์ (Halfopen throttle) โดยใช้ไดนาโมมิเตอร์เป็นอุปกรณ์สร้างภาระโหลดให้เครื่องยนต์ 28, 42, 56 และ 70 เปอร์เซ็นต์ของแรงบิดสูงสุด ตามลำดับ ทำการบันทึกค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการทดสอบ เพื่อใช้ในการหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ประกอบด้วย กำลังเบรก ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกในส่วนของสารมลพิษด้วยไฮโดรคาร์บอน คาร์บอนมอนอกไซด์ และออกไซด์ของไนโตรเจน โดยใช้เครื่องมือวิเคราะห์สารมลพิษไอเสีย Testo รุ่น Testo 350 และ Horiba รุ่น MEXA-584L

5.2 ผลการทดสอบและการอภิปรายผล

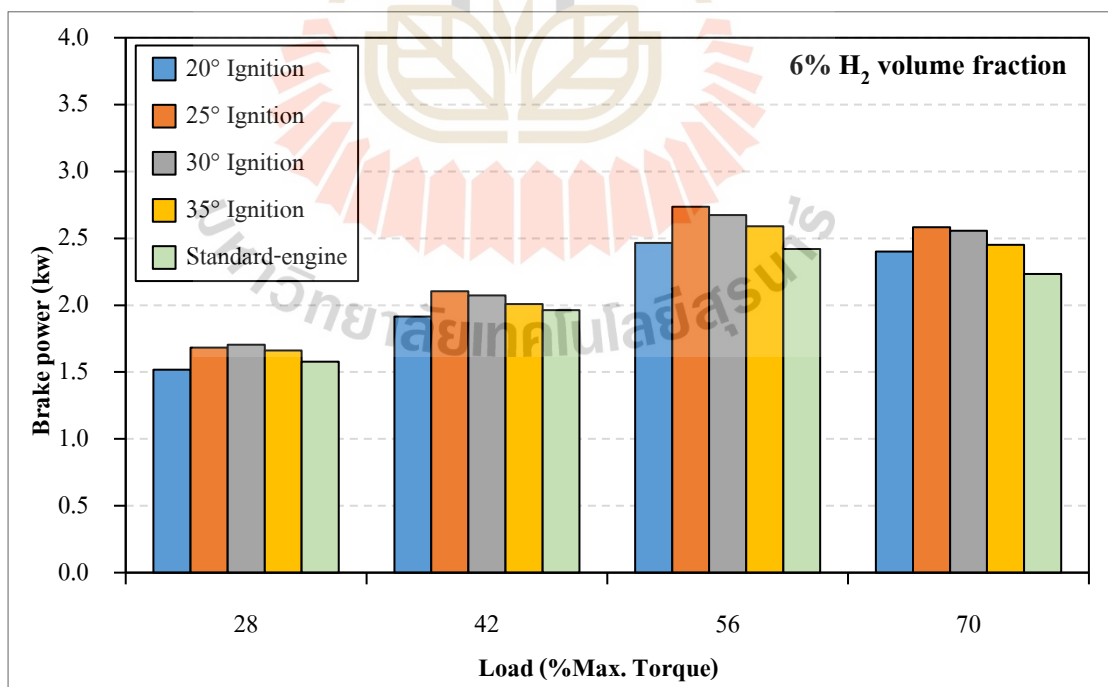
ผลการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ซึ่งทำการทดสอบในเงื่อนไขส่วนผสมบาง (Lambda) ที่ 1.2 ในสัดส่วนไฮโดรเจนที่แตกต่างกัน 3, 6, 9 และ 12 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ ซึ่งองศาการจุดระเบิดที่ทำการทดสอบ 20, 25, 30 และ 35 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ลิ้นผีเสื้อเปิดคงที่ 50 เปอร์เซ็นต์ (Half open throttle) ผลการทดสอบที่ได้จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์พื้นฐานที่ไม่มีการปรับแต่งเครื่องยนต์ และใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เป็นเชื้อเพลิงหลัก ซึ่งประกอบไปด้วย กำลังเบรกของเครื่องยนต์ ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก และสารมลพิษไอเสีย ไฮโดรคาร์บอน คาร์บอนมอนอกไซด์ ออกไซด์ของไนโตรเจน ที่ได้จากเครื่องยนต์ โดยผลที่ได้จากการทดสอบนำมาวิเคราะห์ได้ดังนี้

5.2.1 กำลังเบรกของเครื่องยนต์

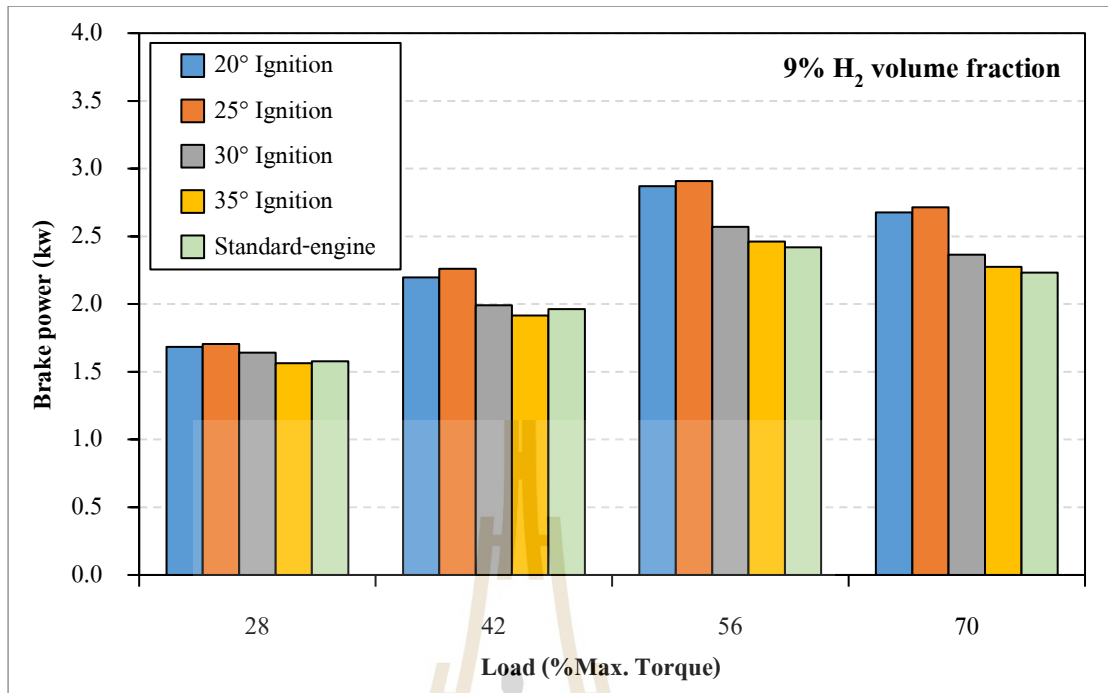
การทดสอบกำลังเบรกของเครื่องยนต์ เป็นการทดสอบกำลังของเครื่องยนต์ที่ได้จากเพลลาข้อเหวี่ยงโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนผสม และองศาการจุดระเบิดที่แตกต่างกัน จากรูปที่ 5.1-5.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงของกำลังเบรกต่อภาระโหลดที่ให้กับเครื่องยนต์ โดยใช้ปริมาณส่วนผสมของไฮโดรเจน และองศาการจุดระเบิดที่แตกต่างกัน จะเห็นได้ว่าในส่วนผสมไฮโดรเจนที่ 3, 6 และ 9 เปอร์เซ็นต์ กำลังเบรกที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้นตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น แต่ในส่วนผสมที่ 12 เปอร์เซ็นต์ กำลังเบรกที่ได้มีค่าที่ลดลงเป็นผลมาจากปริมาณอากาศในท่อไอดีที่ค่อยๆ ลดลงตามสัดส่วนของแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มขึ้น ทำให้กำลังเบรกที่ได้มีค่าที่ลดลงเนื่องจากการเผาไหม้ที่ไม่เหมาะสม จากรูปที่ 5.3 ส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนที่ 9 เปอร์เซ็นต์เป็นส่วนผสมที่ได้กำลังเบรกที่ได้มากที่สุดจะอยู่ในช่วงองศาการจุดระเบิดที่ 25 องศา ก่อนศูนย์ตายบนให้กำลังเบรกที่ 2.909 กิโลวัตต์ ซึ่งในรูปที่ 5.1-5.4 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนจำเป็นต้องปรับองศาการจุดระเบิดให้มีความเหมาะสม เมื่อปรับองศาการจุดระเบิดให้เหมาะสมกำลังเบรกที่ได้จะมากกว่าของเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เนื่องจากองศาการจุดระเบิดมีความสำคัญต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วม โดยกำลังเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมจะมีประสิทธิภาพมากที่สุดเมื่อองศาการจุดระเบิดเกิดขึ้นบริเวณใกล้ศูนย์ตายบน แต่ถ้าองศาการจุดระเบิดเข้าไปใกล้ศูนย์ตายบนมากเกินไปเครื่องยนต์ไม่มีเวลาเพียงพอในการเผาไหม้เชื้อเพลิง เมื่อลูกสูบได้ทำการเคลื่อนที่ลงจากศูนย์ตายบนแล้วกำลังเบรกที่ได้จะมีค่าลดลง



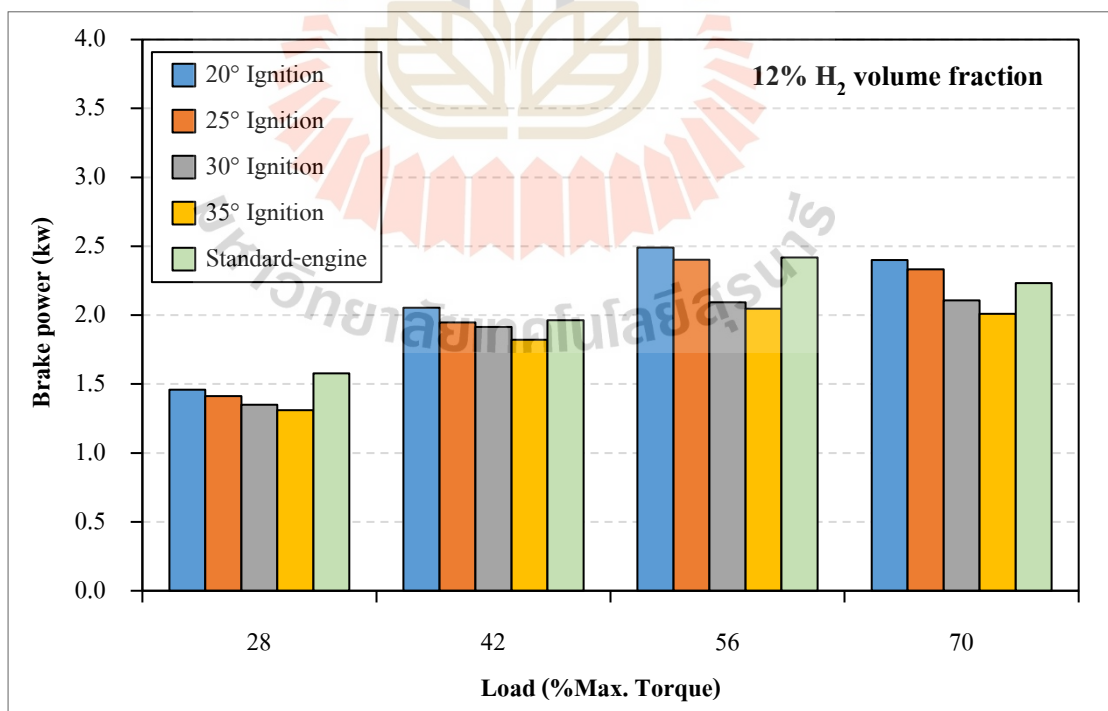
รูปที่ 5.1 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.2 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์



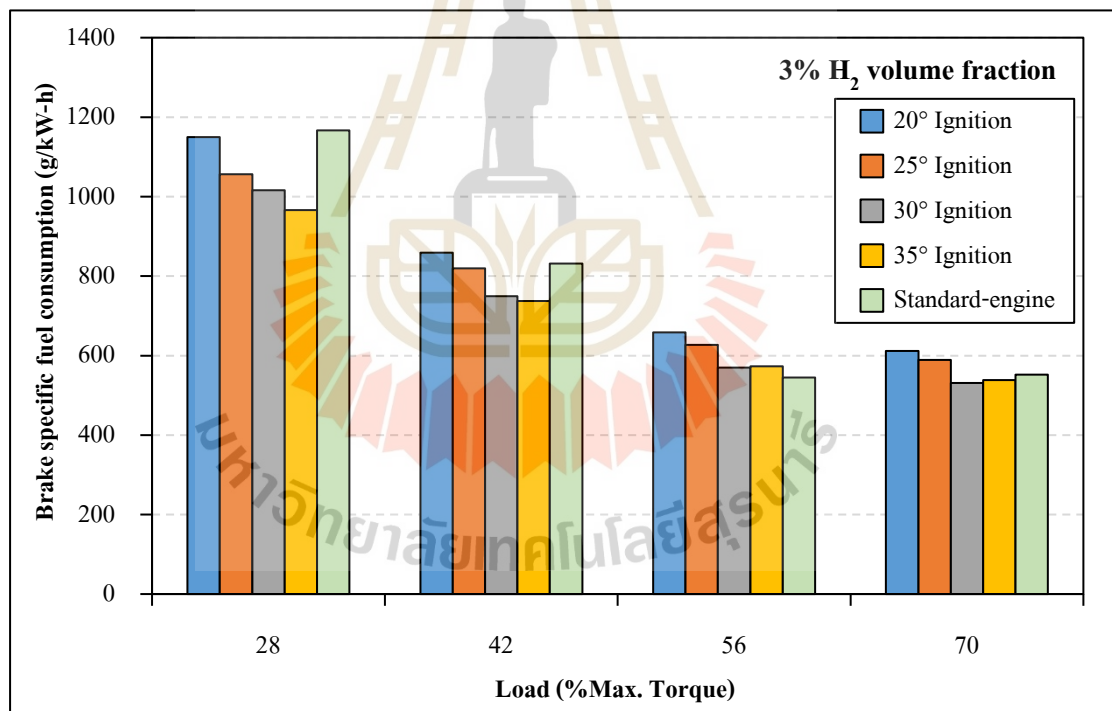
รูปที่ 5.3 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์



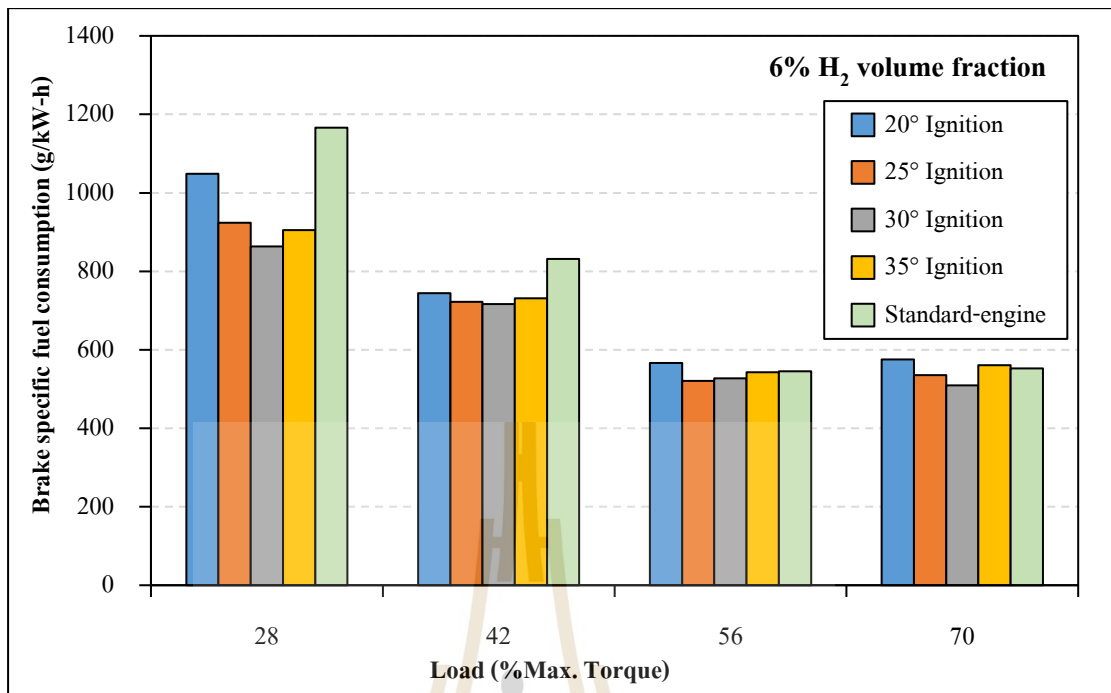
รูปที่ 5.4 กำลังเบรกกับภาระโหลดที่ส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์

5.2.2 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

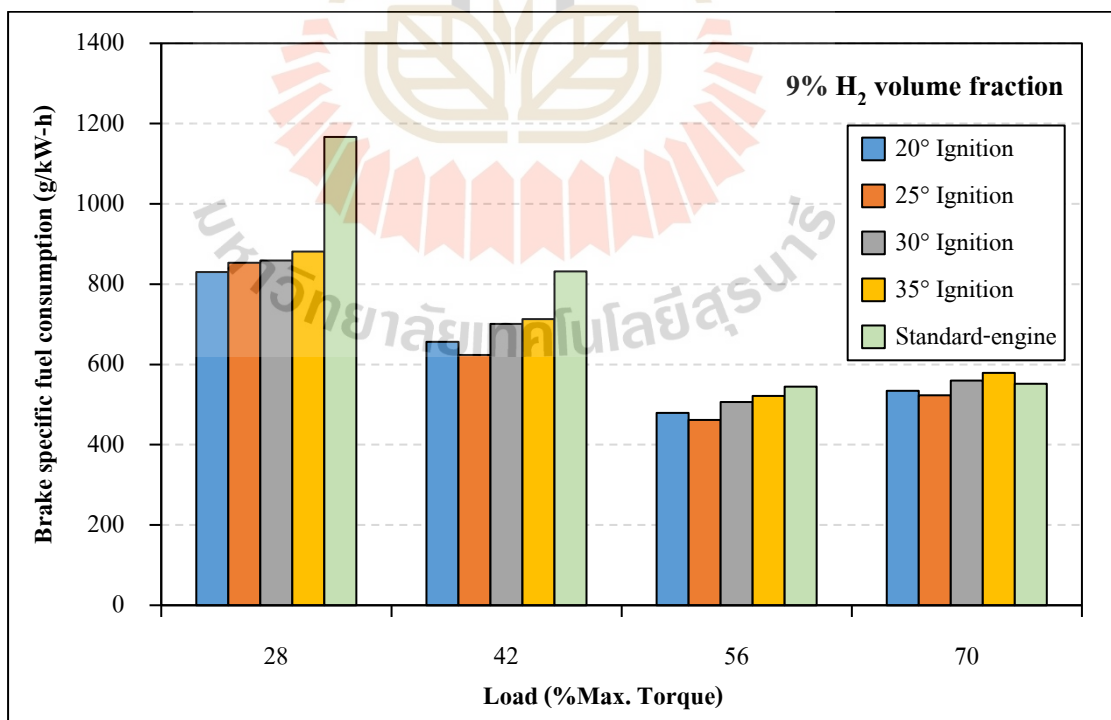
ผลการทดสอบอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอลล์ E20 ในสัดส่วนที่แตกต่างกัน โดยรูปที่ 5.5-5.8 จะเห็นได้ว่าในส่วนผสมไฮโดรเจนที่ 3, 6 และ 9 เปอร์เซ็นต์ อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ได้มีค่าลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น และลดลงต่ำกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 เนื่องจากแก๊สไฮโดรเจนเข้าไปแทนที่อากาศภายในห้องเผาไหม้ช่วยให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีมากขึ้น จากรูปที่ 5.7 ส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนที่ 9 เปอร์เซ็นต์เป็นส่วนผสมที่ได้อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่มีค่าน้อยที่สุดจะอยู่ในช่วงองศาการจุดระเบิดที่ 25 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ให้อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ 461.9 กรัม/กิโลวัตต์ชั่วโมงในส่วนขององศาการจุดระเบิดในรูปที่ 5.5-5.8 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนจำเป็นจะต้องปรับองศาการจุดระเบิดให้มีความเหมาะสม เนื่องจากองศาการจุดระเบิดมีความสำคัญต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก



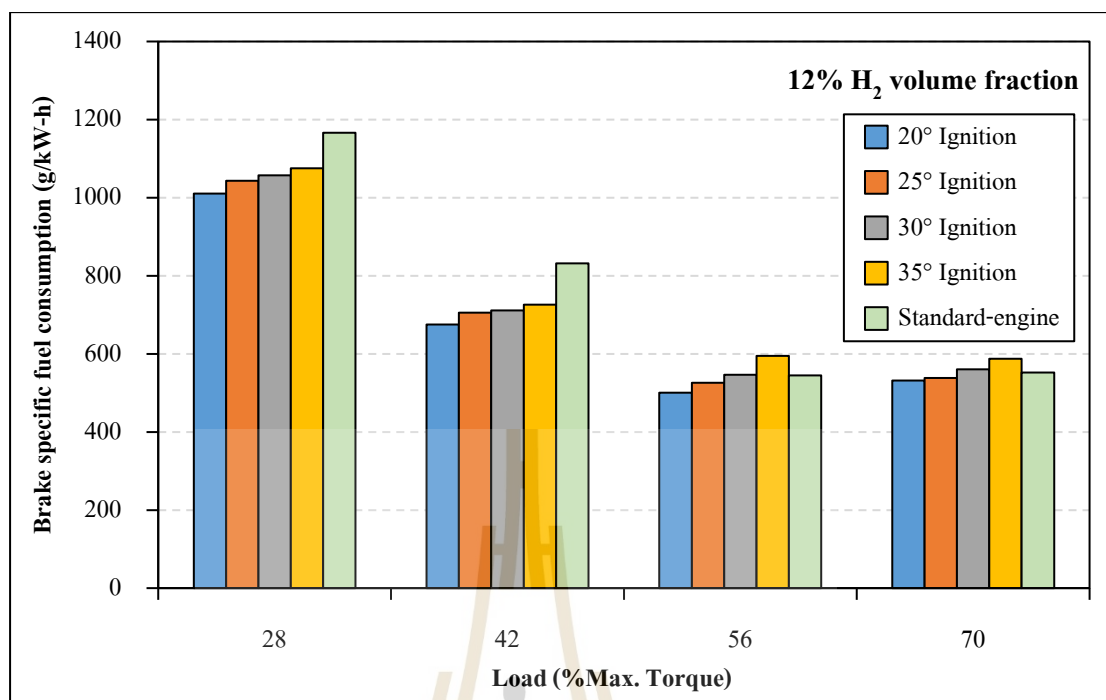
รูปที่ 5.5 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.6 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์



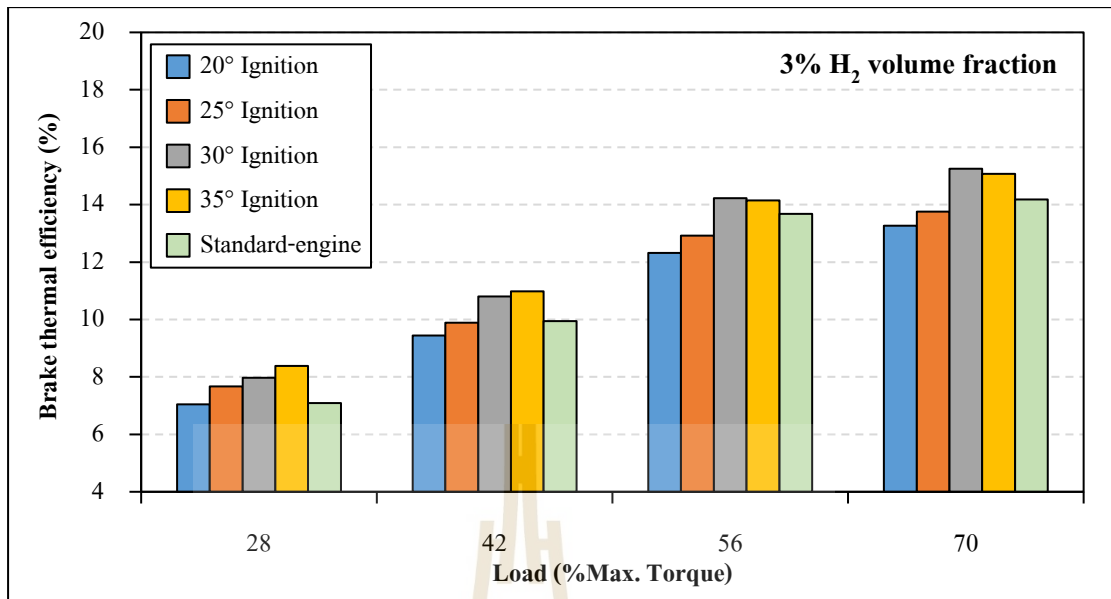
รูปที่ 5.7 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์



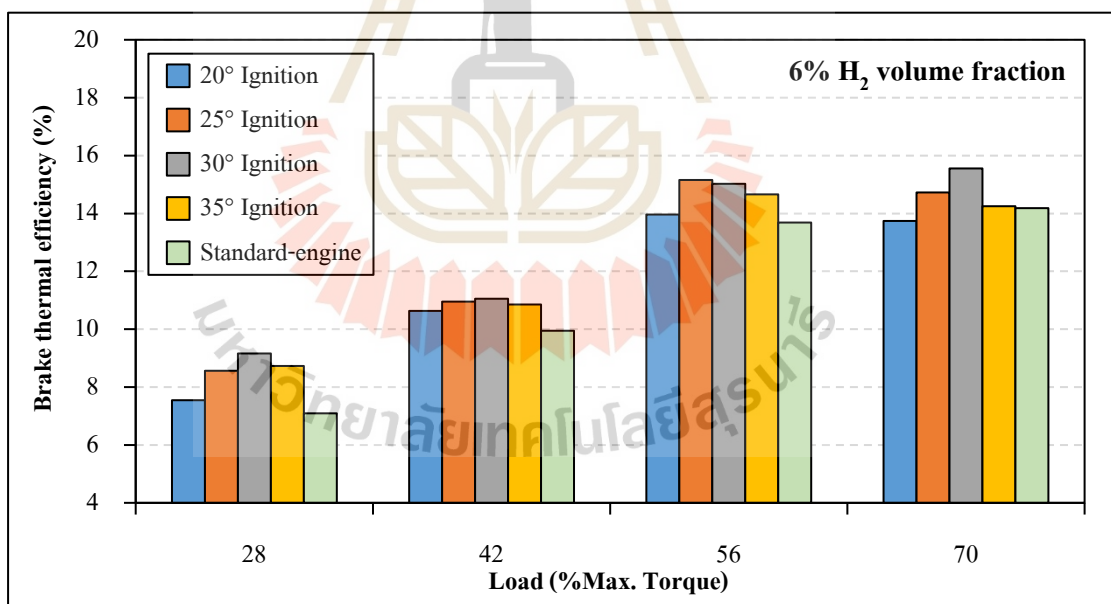
รูปที่ 5.8 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะแปรกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์

5.2.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

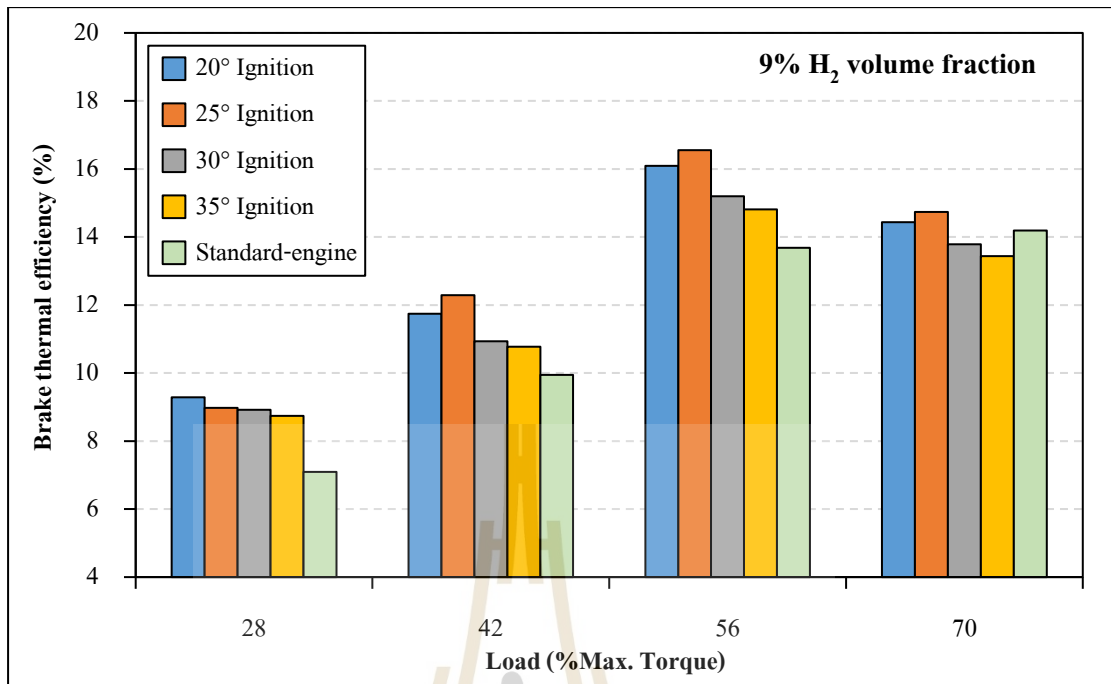
ผลการทดสอบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่ต่างกัน โดยรูปที่ 5.9-5.12 จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นตามส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มมากขึ้น และมีค่าที่มากกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 เนื่องจากความเร็วของเปลวไฟแก๊สไฮโดรเจนนั้นสูงกว่าน้ำมันแก๊สโซฮอล์ถึงห้าเท่า และช่วงความไวไฟของไฮโดรเจนนั้นกว้างกว่าน้ำมันแก๊สโซฮอล์ ส่วนผสมของไฮโดรเจนกับน้ำมันแก๊สโซฮอล์จะมีความเร็วการเผาไหม้ที่เร็วกว่าระยะเวลาการเผาไหม้ที่สั้นลงและการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้น จากรูปที่ 5.11 ส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนที่ 9 เปอร์เซ็นต์ เป็นส่วนผสมที่ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มีค่ามากที่สุดจะอยู่ในช่วงองศาการจุดระเบิดที่ 25 องศา ก่อนศูนย์ตายบนให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 16.5 เปอร์เซ็นต์ แต่แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงที่มีความหนาแน่นของพลังงานน้อยกว่ามากตามปริมาตร เมื่อส่วนผสมแก๊สไฮโดรเจนเพิ่มมากขึ้น แก๊สไฮโดรเจนเองก็แทนที่อากาศภายในห้องเผาไหม้ซึ่งจะส่งผลให้ปริมาณอากาศที่ต้องการสำหรับการเผาไหม้สมบูรณ์ลดลงเป็นผลทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าที่ลดลง ดังรูปที่ 5.12 ในส่วนขององศาการจุดระเบิดในรูปที่ 5.9-5.12 แสดงให้เห็นว่า การเพิ่มส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนจำเป็นจะต้องปรับองศาการจุดระเบิดให้มีความเหมาะสม เนื่องจากจังหวะการขยายตัวเกิดขึ้นในช่วงระยะเวลาอันสั้นเมื่อองศาการจุดระเบิดที่มากขึ้นทำให้เกิดการสูญเสียการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าที่ลดลง



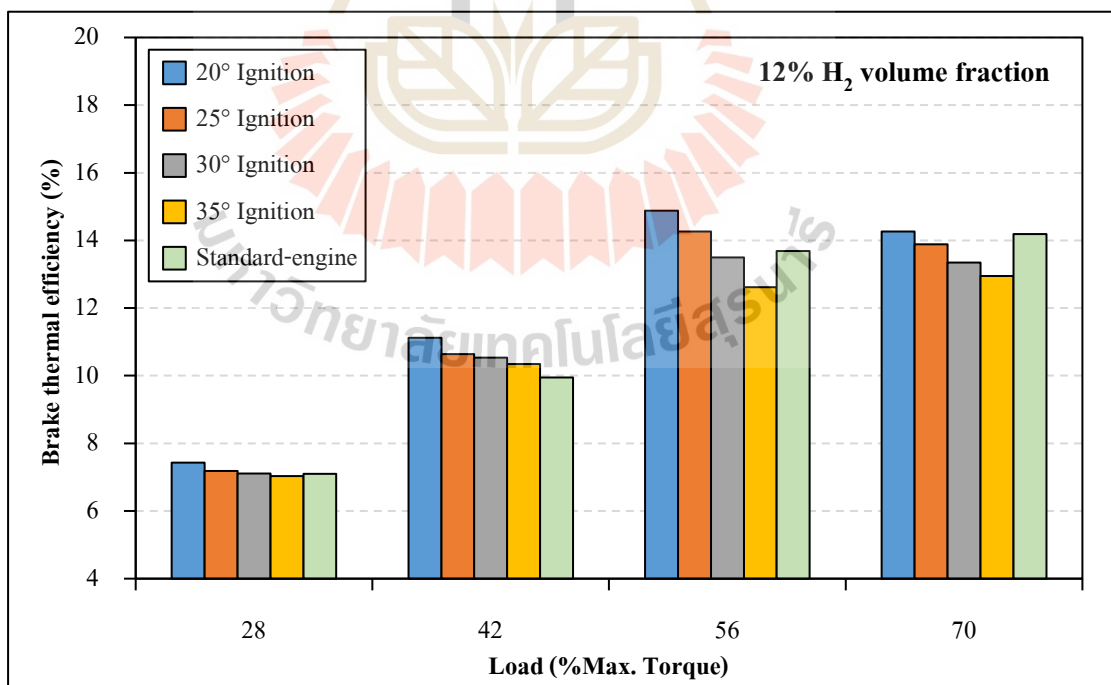
รูปที่ 5.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.10 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.11 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์



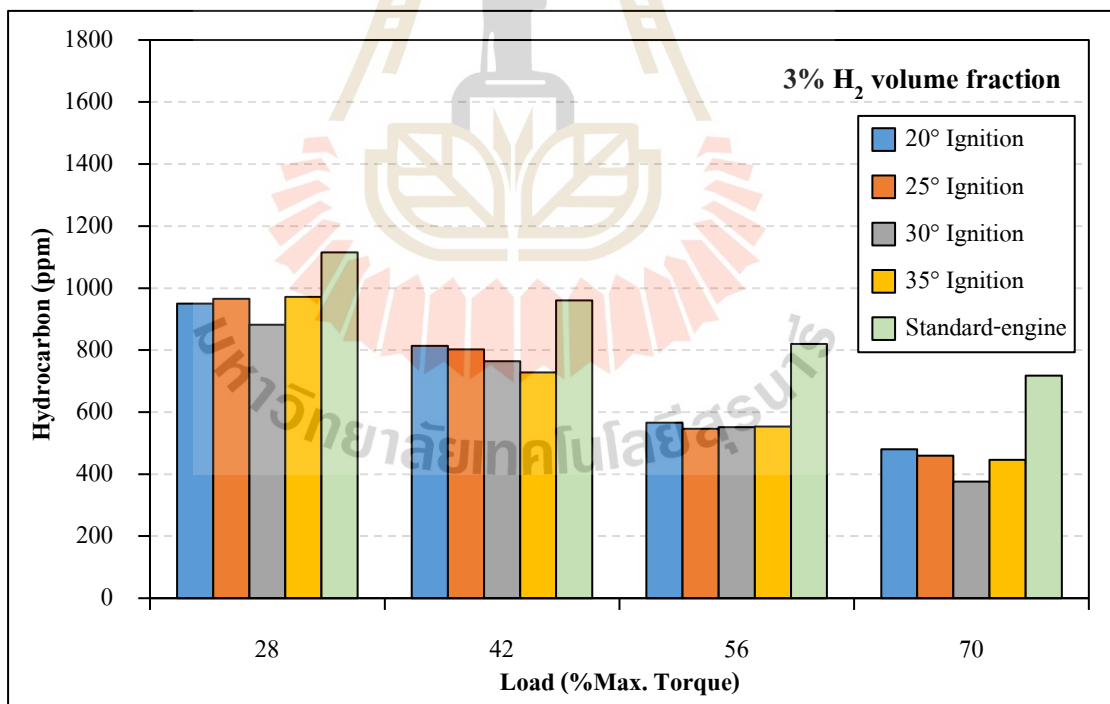
รูปที่ 5.12 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์

5.2.4 สารมลพิษไอเสีย

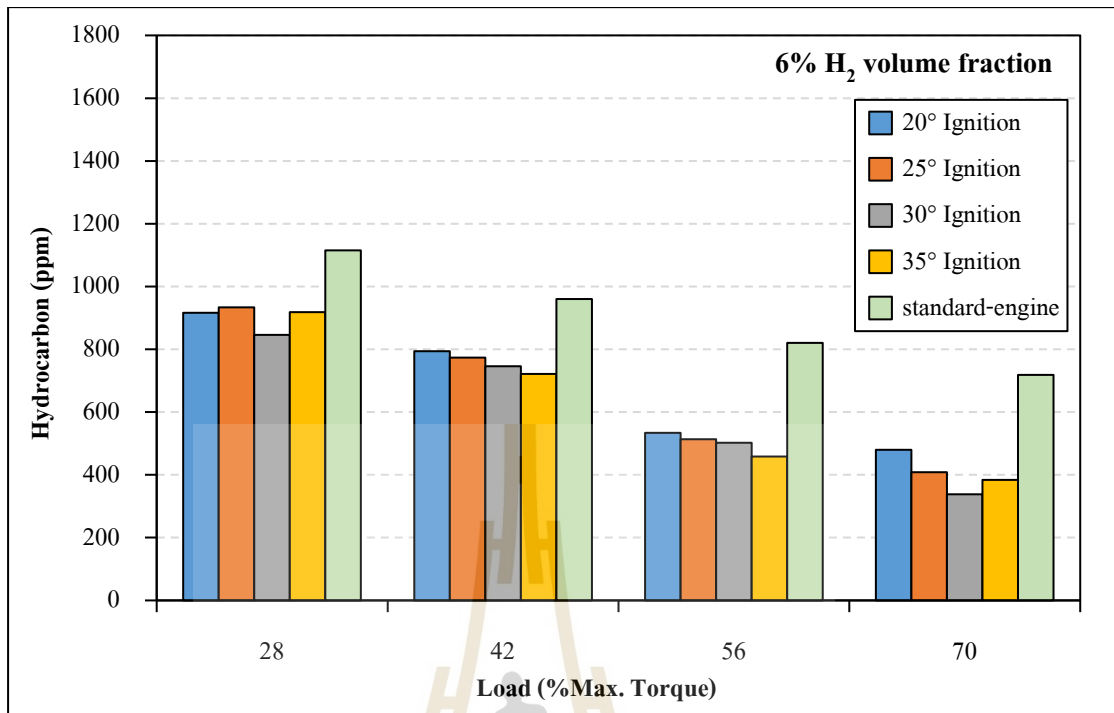
ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียประกอบด้วยไฮโดรคาร์บอน (HC) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) โดยใช้เครื่องมือวิเคราะห์สารมลพิษไอเสีย Testo รุ่น Testo 350 และ Horiba รุ่น MEXA-584L

5.2.4.1 ไฮโดรคาร์บอน

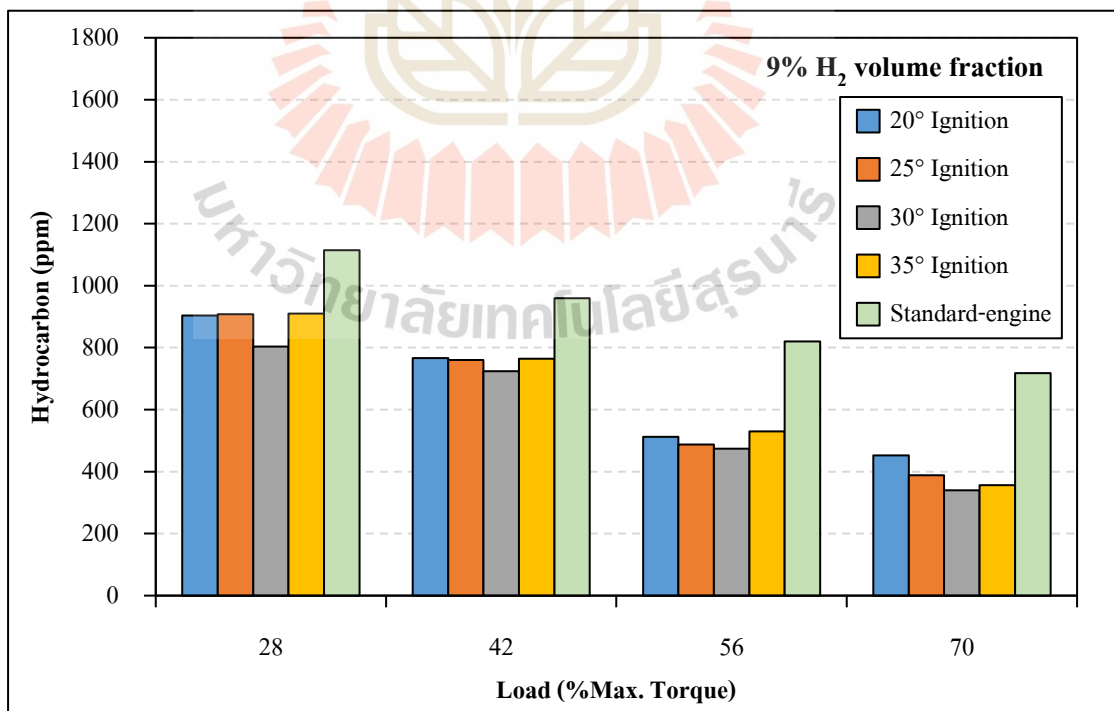
ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์โดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่แตกต่างกัน โดยรูปที่ 5.13-5.16 จะเห็นได้ว่าสารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอนที่ได้มีค่าลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น เนื่องจากคุณสมบัติการแพร่กระจายของไฮโดรเจนที่สูง ไฮโดรเจนสามารถกระจายไปในอากาศในท่อร่วมไอดีได้ง่ายขึ้น และช่วยให้การก่อตัวของส่วนผสมอากาศกับเชื้อเพลิงที่สม่ำเสมอ และเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้นนอกจากนี้ความเร็วเปลวไฟสูงของไฮโดรเจนยังช่วยลดระยะเวลาการเผาไหม้ลดโอกาสที่การเกิดการเผาไหม้ช้า และรอบการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ ส่วนผสมที่ได้ค่าที่น้อยที่สุดของระดับการปล่อยไฮโดรคาร์บอนอยู่ที่ไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์ องศาการจุดระเบิดที่ 35 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ภาระโหลดที่ 70 เปอร์เซ็นต์ของโหลดสูงสุด ไฮโดรคาร์บอนที่ได้อยู่ที่ 302 ppm



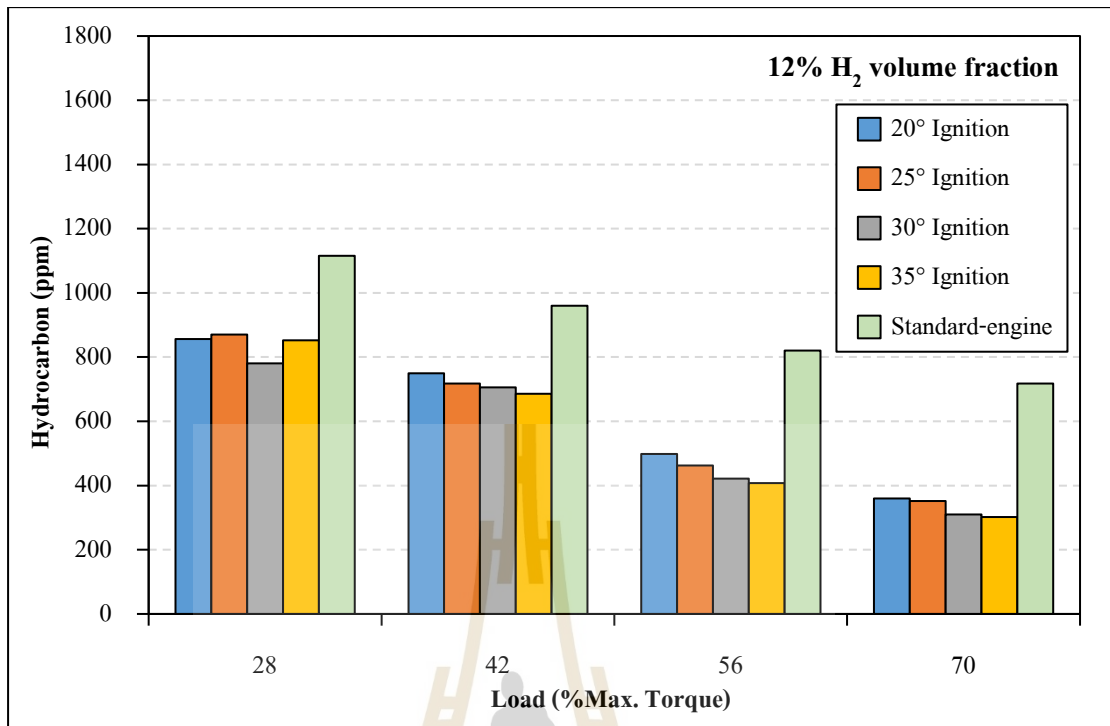
รูปที่ 5.13 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.14 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์



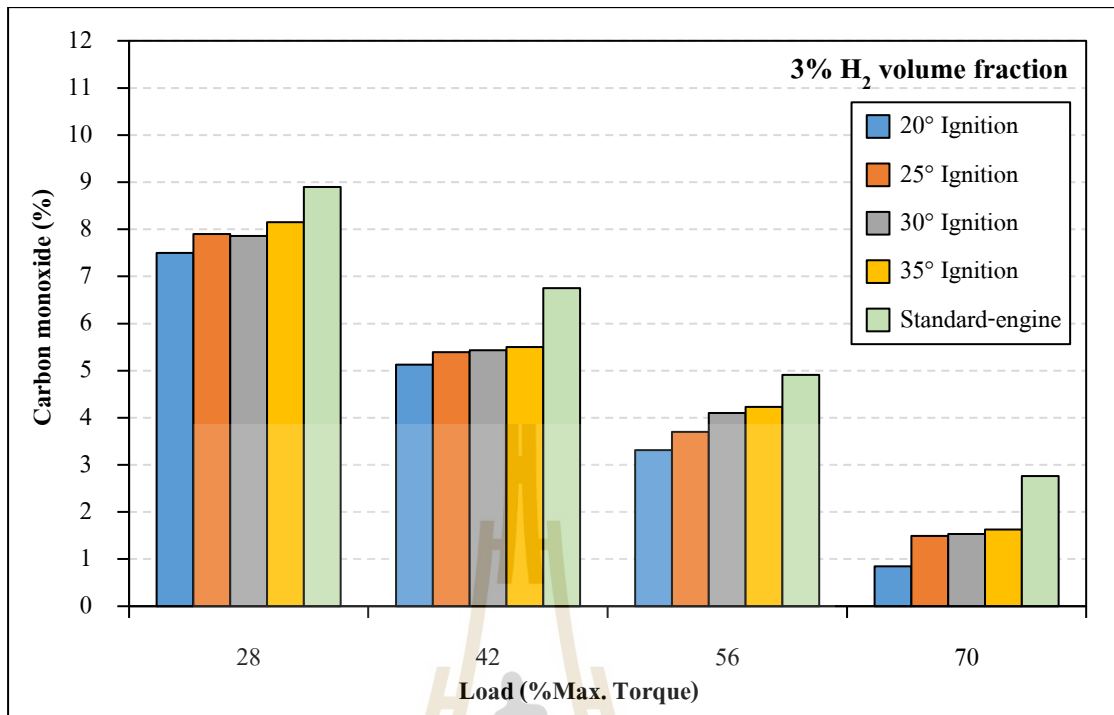
รูปที่ 5.15 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์



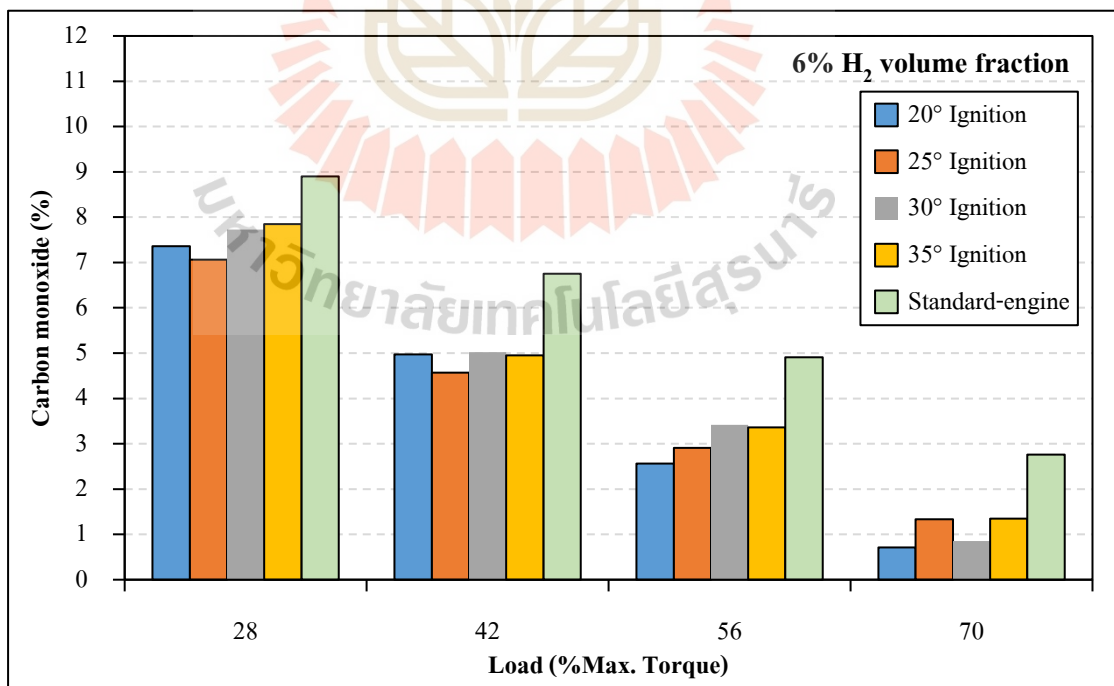
รูปที่ 5.16 ไฮโดรคาร์บอนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์

5.2.4.2 คาร์บอนมอนอกไซด์

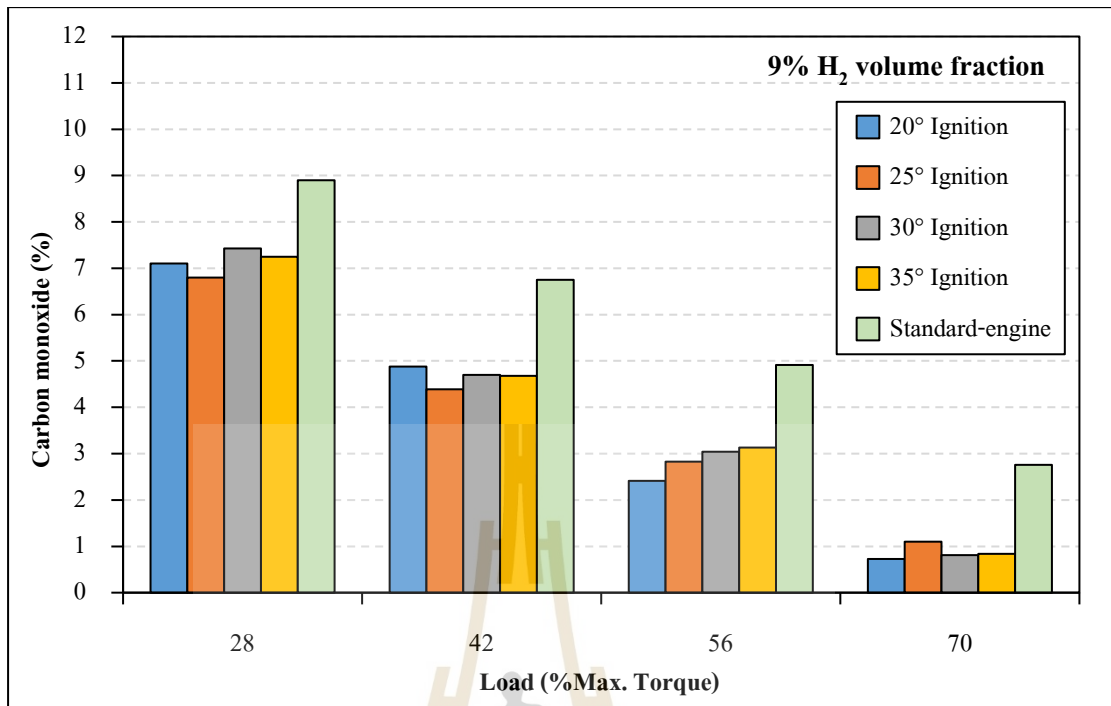
ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์ โดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่แตกต่างกัน โดยรูปที่ 5.17-5.20 จะเห็นได้ว่าสารมลพิษไอเสียคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ได้ มีค่าลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่มากขึ้น คาร์บอนมอนอกไซด์เกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ เนื่องจากปริมาณส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ หรือเวลาในการเผาไหม้เชื้อเพลิงน้อยเกินไป โดยไฮโดรเจนมีความสามารถในการติดไฟได้กว้างกว่ามากและมีความเร็วเปลวไฟที่เร็วกว่าน้ำมันแก๊สโซลีน ส่วนผสมระหว่างไฮโดรเจนกับน้ำมันแก๊สโซลีนจึงเผาไหม้ได้เต็มที่กว่าน้ำมันเบนซินบริสุทธิ์ ส่วนผสมที่ได้ค่าที่น้อยที่สุดของระดับการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์อยู่ที่ไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์ องค์การจุดระเบิดที่ 20 องศาอนุยัตายบน ภาระโหลดที่ 70 เปอร์เซ็นต์ของโหลดสูงสุด คาร์บอนมอนอกไซด์ที่ได้อยู่ที่ 0.55 เปอร์เซ็นต์



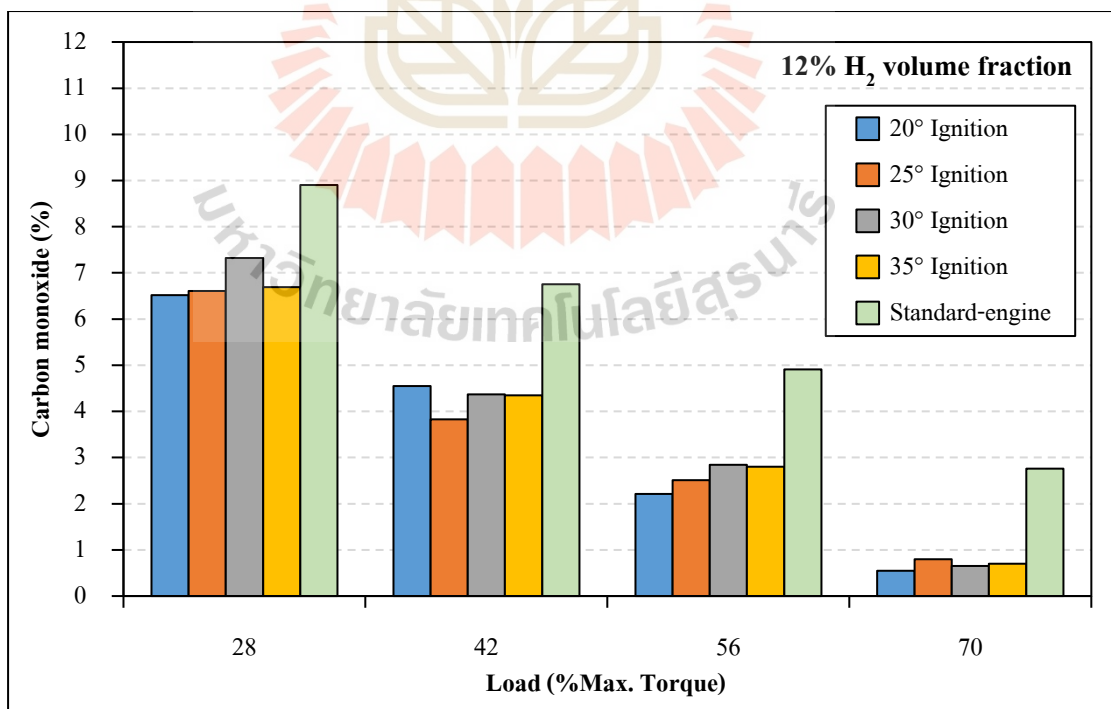
รูปที่ 5.17 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.18 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์



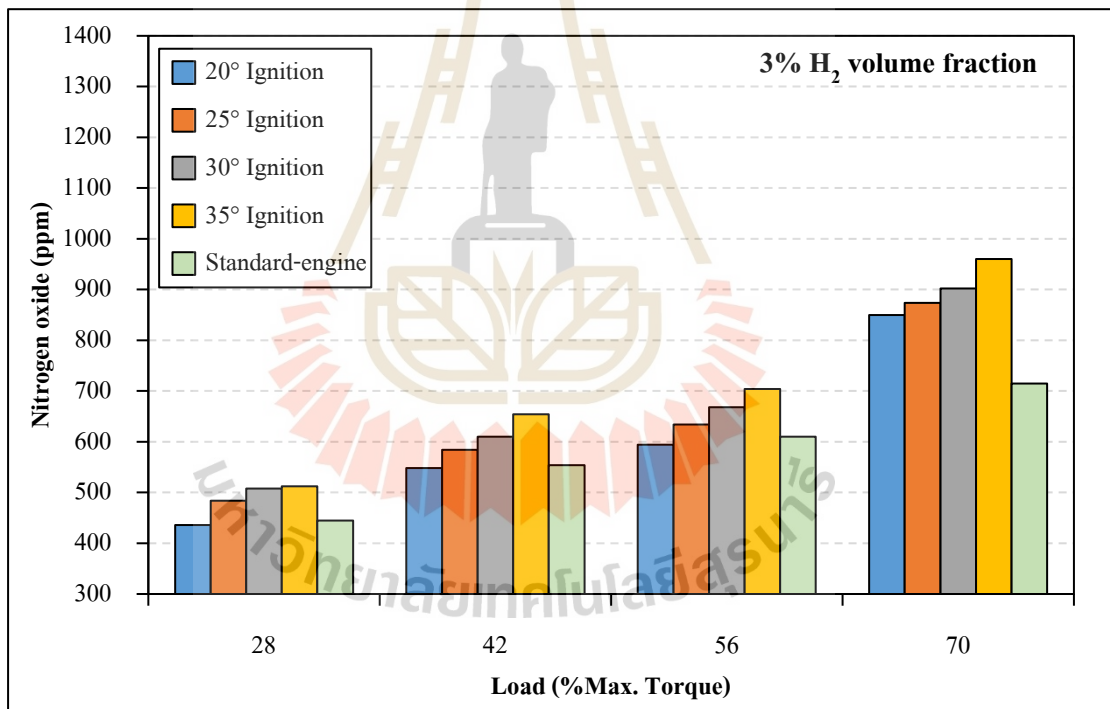
รูปที่ 5.19 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์



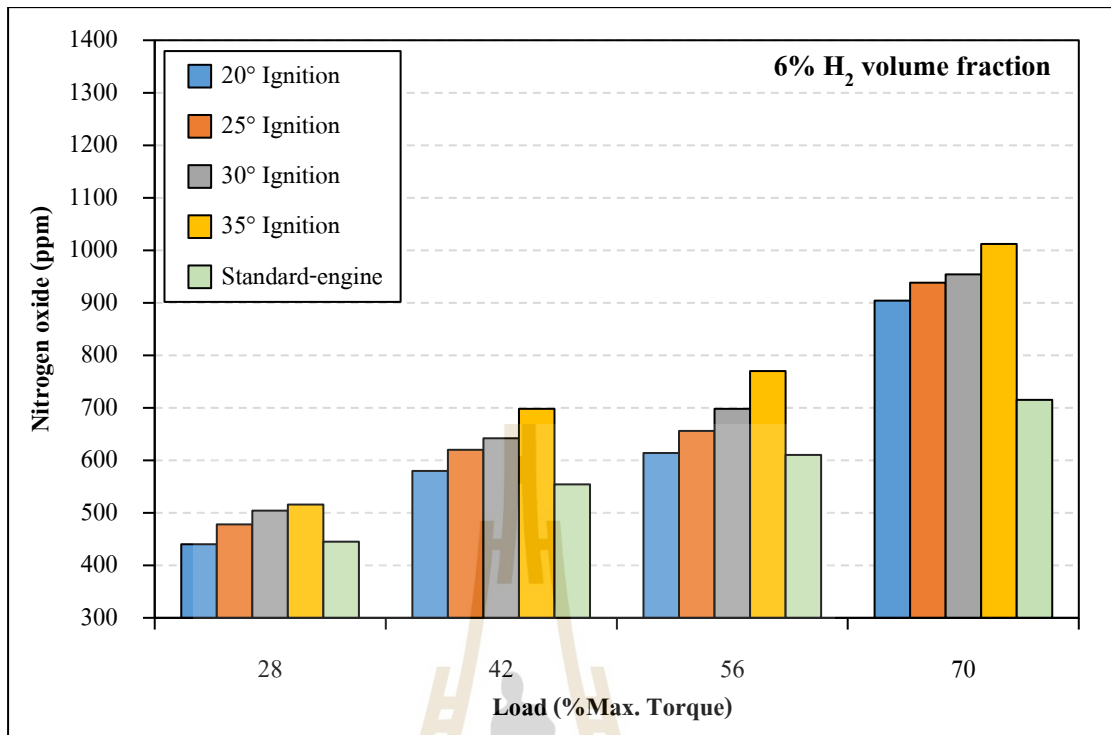
รูปที่ 5.20 คาร์บอนมอนอกไซด์กับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์

5.2.4.3 ออกไซด์ของไนโตรเจน

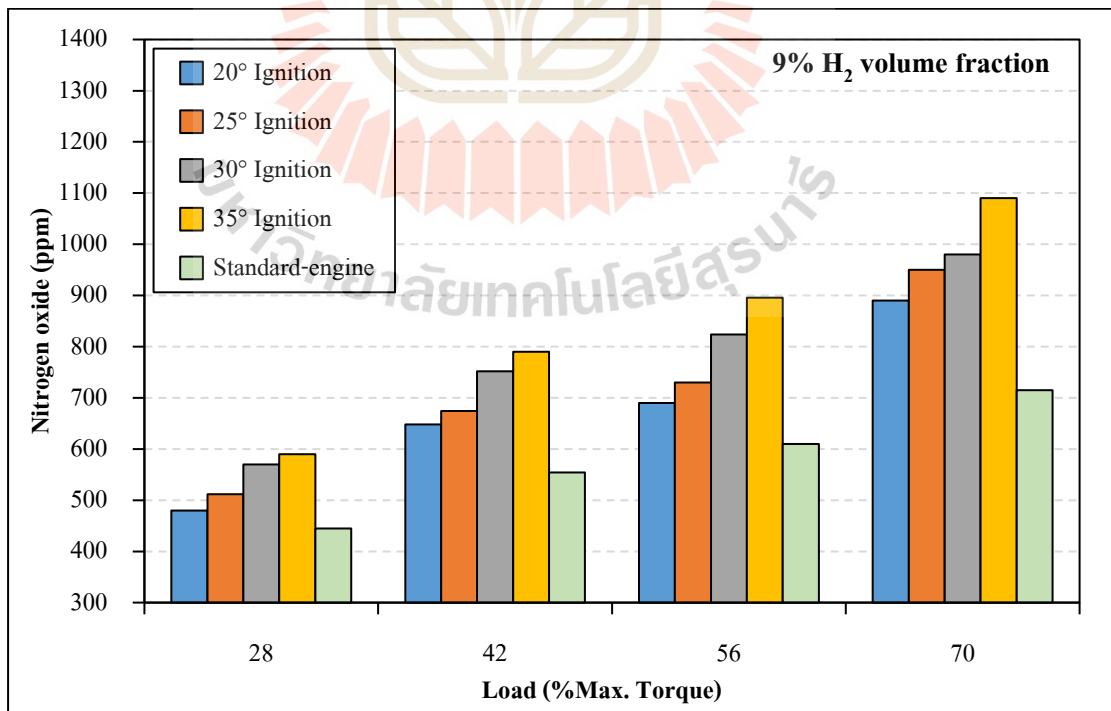
ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียออกไซด์ของไนโตรเจนของเครื่องยนต์ โดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอล์ E20 ในสัดส่วนที่แตกต่างกัน โดยรูปที่ 5.21-5.24 จะเห็นได้ว่าสารมลพิษไอเสียออกไซด์ของไนโตรเจนที่ได้ มีค่าเพิ่มขึ้นตามส่วนผสมไฮโดรเจนและภาระโหลดที่มากขึ้น เนื่องจากภาระโหลดของเครื่องยนต์ที่มากขึ้นเป็นผลทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูง ก๊าซไนโตรเจน (N_2) จะแตกตัวทำปฏิกิริยากับก๊าซอื่น ๆ นำไปสู่การเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) การปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนจะเพิ่มขึ้นตาม การเพิ่มขึ้นของส่วนผสมไฮโดรเจนและการเพิ่มปริมาตรส่วนผสมของไฮโดรเจนจะทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้นด้วย ส่วนผสมที่ได้ค่าที่มากที่สุดของระดับการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนอยู่ที่ไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์ องค์การจตุระเบ็ดที่ 35 องค์การอนุยัตายบน ภาระโหลดที่ 70 เปอร์เซ็นต์ของโหลดสูงสุด ออกไซด์ของไนโตรเจนที่ได้อยู่ที่ 1170 ppm ในสภาวะนี้เครื่องยนต์จะเผาไหม้ด้วยอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุด ออกซิเจนส่วนเกินที่สามารถรวมกับไนโตรเจนเพื่อสร้างออกไซด์ต่าง ๆ



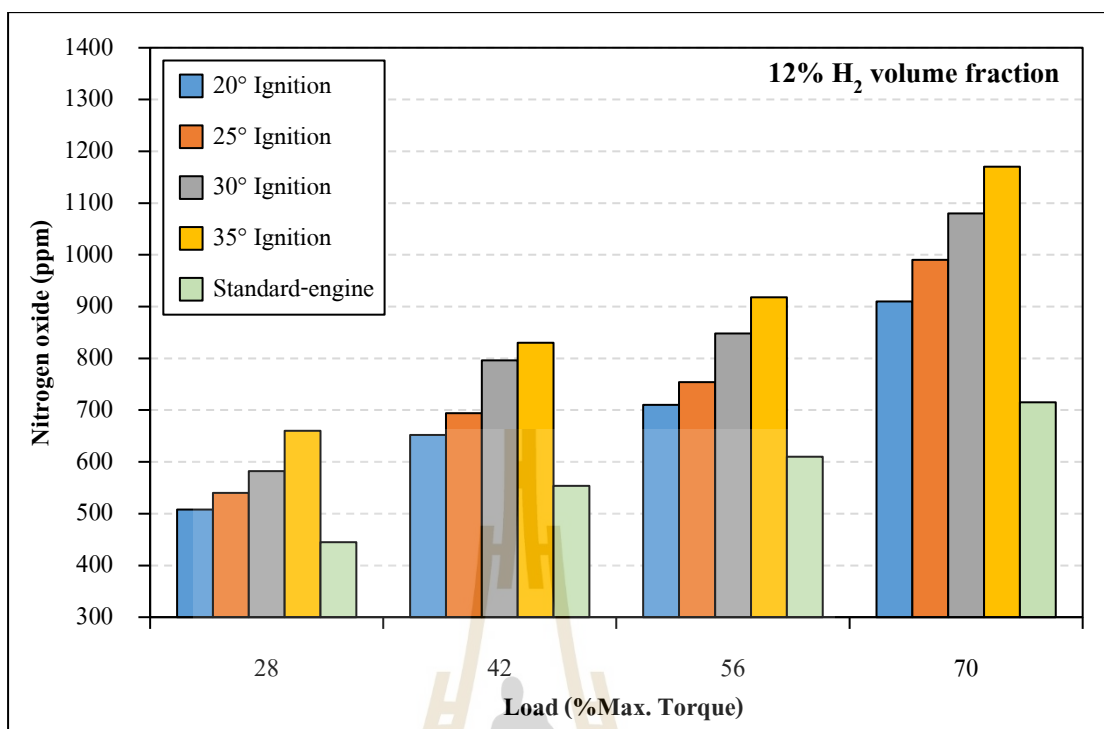
รูปที่ 5.21 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 3 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.22 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 6 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.23 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 9 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 5.24 ออกไซด์ของไนโตรเจนกับภาระโหลดในส่วนผสมไฮโดรเจน 12 เปอร์เซ็นต์

5.3 สรุปผลการวิจัย

ในบทนี้จะเป็นการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซฮอลล์ E20 ในส่วนผสมและองศาการจุดระเบิดที่แตกต่างกัน เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 เพื่อให้ทราบถึงประสิทธิภาพและการปล่อยสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ ซึ่งจากการทดสอบสามารถสรุปได้ดังนี้

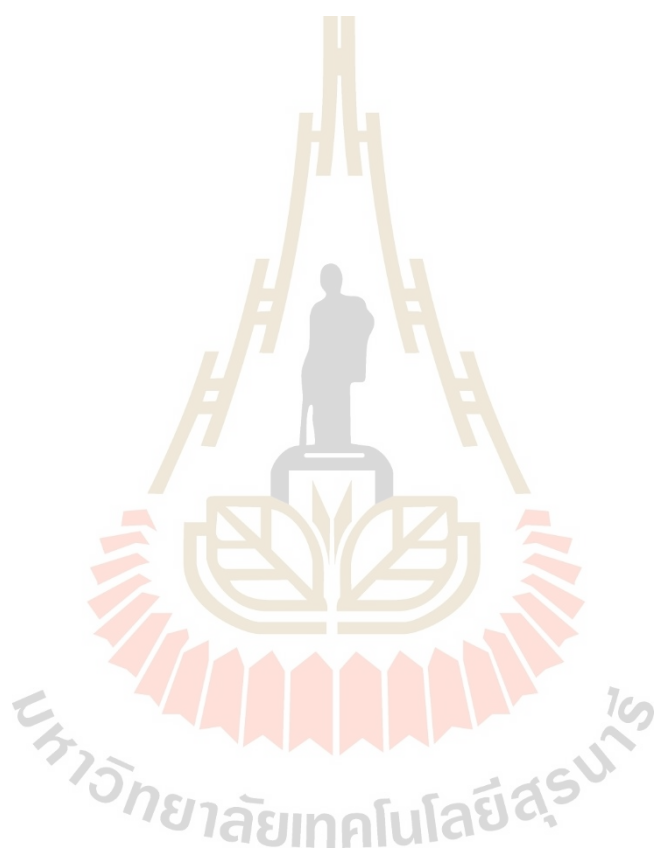
1. กำลังเบรกของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มมากขึ้นตามส่วนผสมไฮโดรเจน และองศาการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ ในส่วนผสมไฮโดรเจนที่ 9 เปอร์เซ็นต์ องศาการจุดระเบิดที่ 25 องศา ก่อนศูนย์ตายบน กำลังเบรกที่ได้มากกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 อยู่ที่ 16.80 เปอร์เซ็นต์ เนื่องจากองศาการจุดระเบิดที่เหมาะสมกับส่วนผสมไฮโดรเจนในการทดสอบและภาระโหลดที่ใช้ส่งผลให้เครื่องยนต์มีกำลังเบรกที่เพิ่มมากขึ้น

2. ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีค่าที่ลดลงตามส่วนผสมไฮโดรเจนที่เพิ่มมากขึ้น ในส่วนผสมไฮโดรเจนที่ 9 เปอร์เซ็นต์ องศาการจุดระเบิดที่ 25 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ให้อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ 461.9 กรัม/กิโลวัตต์ ชั่วโมง ซึ่งมีค่าที่ต่ำกว่าผลที่ได้จากเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 อยู่ที่ 18 เปอร์เซ็นต์ แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีประสิทธิภาพ ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ดีว่าเครื่องยนต์พื้นฐาน

3. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีประสิทธิภาพที่ดีกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 ซึ่งในส่วนผสมไฮโดรเจนที่

9 เปอร์เซ็นต์ องศาการจุดระเบิดที่ 25 องศาอ่อนศูนย์ตายบน ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกมากที่สุด 16.50 เปอร์เซ็นต์ มีค่าที่มากกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 อยู่ที่ 17.57 เปอร์เซ็นต์

4. สารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอนกับคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีการปล่อยค่าไอเสียที่น้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 แต่ในส่วนของออกไซด์ของไนโตรเจนเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมและมีการปรับตั้งองศาการจุดระเบิดที่เพิ่มขึ้น จะมีการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนที่มากกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20



บทที่ 6

สรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาและทดสอบการใช้เชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมในเครื่องยนต์ จุติระเบิดด้วยประกายไฟ โดยทำการดัดแปลงเครื่องยนต์บริเวณท่อร่วมไอดีเพื่อติดตั้งชุดหัวฉีด เชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจนเพิ่มในตำแหน่งใกล้กับหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง ทำการควบคุมส่วนผสมเชื้อเพลิง ระหว่างแก๊สไฮโดรเจนกับน้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 และองศาการจุติระเบิดโดยควบคุมผ่านกล่อง ควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (ECU) เพื่อศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และสารมลพิษไอเสีย โดยทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ลิ้นผีเสื้อเปิด 50 เปอร์เซ็นต์ (Half-open throttle) ส่วนผสมบาง (Lambda) ที่ 1.2 ในสัดส่วนไฮโดรเจนที่แตกต่างกันภายใต้ภาระโหลดที่กำหนด ซึ่งสามารถสรุป ผลการวิจัยได้ดังนี้

6.1.1 ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์

6.1.1.1 การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยไม่ปรับตั้งองศาการจุติระเบิด

การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับ แก๊สโซฮอลล์ E20 ในส่วนผสมที่แตกต่างกันโดยไม่ปรับองศาการจุติระเบิดเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 กำลังเบรกสูงสุดที่ไอดียังมีค่าที่น้อยกว่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 ในส่วนของความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเครื่องยนต์ ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีค่าที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 และ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมมีประสิทธิภาพ ที่สูงกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20

6.1.1.2 การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยทำการปรับตั้งองศาการจุติระเบิด

การทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมกับ แก๊สโซฮอลล์ E20 ในส่วนผสมที่แตกต่างกัน และปรับองศาการจุติระเบิดตามเงื่อนไขการทดลอง เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 ได้ว่าการใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิง ร่วม และปรับองศาการจุติระเบิดให้เหมาะสมจะได้กำลังเบรกที่มากกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้ น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สไฮโดรเจน เป็นเชื้อเพลิงร่วมมีค่าที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20 และประสิทธิภาพเชิง ความร้อนเบรกมีค่าที่มากกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอลล์ E20

6.1.2 สารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์

ผลการทดสอบสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการวิเคราะห์ ซึ่งประกอบไปด้วยไฮโดรคาร์บอน (HC) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) สรุปได้ดังนี้

จากการทดสอบโดยใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วมในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเมื่อส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนเพิ่มขึ้น สารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอน และคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซลีน E20 แต่ออกไซด์ของไนโตรเจนมีค่าที่เพิ่มมากขึ้นตามส่วนผสมของแก๊สไฮโดรเจนที่เพิ่มขึ้น

6.1.3 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

จากการเปรียบเทียบในด้านราคาพบว่า เชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจนมีแนวโน้มราคาที่ถูกลงเรื่อยๆ เนื่องจากเทคโนโลยีการผลิตที่สามารถผลิตได้มากยิ่งขึ้น ซึ่งในปัจจุบันราคาแก๊สไฮโดรเจนถึงขนาด 10 m³ ราคาอยู่ที่ 800 บาท แต่ในส่วนของราคาน้ำมันดิบที่ผันผวนในช่วงนี้ส่งผลให้น้ำมันมีราคาค่อนข้างสูง แต่ความเชื่อของ Energy Information Administration (EIA) น้ำมันดิบยังไม่หมดไปจากโลกในระยะเวลายาวไกลนี้ ผลที่เกิดขึ้นการใช้พลังงานทดแทนไฮโดรเจนแทนน้ำมันเชื้อเพลิงจึงลดลง แต่ในด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์พบว่าเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรเจนที่นำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สโซลีน E20 ทั้ง 4 ส่วนผสม ช่วยเพิ่มกำลังของเครื่องยนต์ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และลดการปล่อยสารมลพิษไอเสียไฮโดรคาร์บอน และคาร์บอนมอนอกไซด์ จึงมีความเหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ถึงแม้ในด้านราคาแก๊สไฮโดรเจนยังค่อนข้างสูง แต่การนำแก๊สไฮโดรเจนมาใช้ร่วมกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนช่วยให้สามารถลดการปล่อยสารมลพิษไอเสียได้เป็นอย่างดี ซึ่งในปัจจุบันประเทศไทยมีปัญหาทางด้านมลภาวะ สิ่งแวดล้อม และสุขภาพของประชาชน แก๊สไฮโดรเจนเลยถือเป็นทางเลือกหนึ่งที่จะช่วยให้เกิดการใช้พลังงานที่สะอาดและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและยังช่วยให้ประเทศไทยพึ่งพาพลังงานภายในประเทศได้มากยิ่งขึ้น

6.2 ข้อเสนอแนะ

งานวิจัยเป็นการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วม โดยศึกษาประสิทธิภาพ และสารมลพิษในเครื่องยนต์ มีข้อเสนอแนะดังนี้

1. ในการทดสอบทุกครั้งต้องทำการตรวจสอบการรั่วซึมของแก๊สไฮโดรเจนต้องคำนึงถึงความปลอดภัยมากยิ่งขึ้น เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิง
2. ควรมีการศึกษาส่วนที่สึกหรอของชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์ในกรณีใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงร่วม
3. ควรต้องศึกษาหรือติดตั้งอุปกรณ์ตรวจสอบการน็อคของเครื่องยนต์กรณีใช้แก๊สไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิง
4. ต้องมีการพัฒนาระบบบำบัดสารมลพิษไอเสียออกไซด์ของไนโตรเจนไม่ให้มากกว่าเครื่องยนต์พื้นฐานที่ใช้น้ำมันแก๊สโซลีน

รายการอ้างอิง

- อุณาโลม เวทย์วัฒน์ ฮาร์ทลี่ (2013). ไฮโดรเจน-การผลิตและการประยุกต์ใช้. *The Journal of Industrial Technology*. 9(2), 116-126.
- วิรัชรอง แสงอรุณ เลิศ (2012). เชื้อเพลิงไฮโดรเจนเทคโนโลยีสีเขียว. *Science and Technology Nakhon Sawan Rajabhat University Journal*. 4(4), 7-14.
- Hari Ganesh, R., et al. (2008). Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study. *Renewable Energy*. 33(6), 1324-1333.
- Liu, X., et al. (2008). Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 33(14), 3847-3855.
- Ji, C. and S. Wang (2009). Effect of Hydrogen Addition on Idle Performance of a Spark-Ignited Gasoline Engine at Lean Conditions with a Fixed Spark Advance. *Energy & Fuels*. 23(9), 4385-4394.
- Verhelst, S., et al. (2009). Efficiency comparison between hydrogen and gasoline, on a bi-fuel hydrogen/gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 34(5), 2504-2510.
- Verhelst, S. and T. Wallner (2009). Hydrogen-fueled internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*. 35(6), 490-527.
- Yousufuddin, S. and M. Masood (2009). Effect of ignition timing and compression ratio on the performance of a hydrogen-ethanol fuelled engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 34(16), 6945-6950.
- Dong, C., Zhou, Q., Zhang, X., Zhao, Q., Xu, T., & Hui, S. e. (2010). Experimental study on the laminar flame speed of hydrogen/natural gas/air mixtures. *Frontiers of Chemical Engineering in China*, 4, 417-422.
- Ji, C. and S. Wang (2010). Combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at idle and lean conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*. 35(1), 346-355.
- Ji, C. and S. Wang (2010). Experimental study on combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at lean burn limits. *International Journal of Hydrogen Energy*. 35(3), 1453-1462.
- Sen, A. K., et al. (2011). Investigating the effect of hydrogen addition on cyclic variability in a natural gas spark ignition engine: Wavelet multiresolution analysis. *Applied Energy*. 88(12), 4860-4866.

- Wang, S., et al. (2011). Improving the performance of a gasoline engine with the addition of hydrogen–oxygen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*. 36(17), 11164-11173.
- Wang, S., et al. (2012). Performance of a hydroxygen-blended gasoline engine at different hydrogen volume fractions in the hydroxygen. *International Journal of Hydrogen Energy*. 37(17), 13209-13218.
- Agarwal, A. K., et al. (2013). Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine. *Fuel*. 111, 374-383.
- Arbab, M. I., et al. (2013). Fuel properties, engine performance and emission characteristic of common biodiesels as a renewable and sustainable source of fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 22:133-147.
- Fly, A. and R. Thring (2013). System thermal and water balance in an evaporatively cooled PEM fuel cell vehicle. *Vehicle Thermal Management Systems (VTMS11)*. 267.
- Shivaprasad, K. V., et al. (2014). Experimental Investigation of the Effect of Hydrogen Addition on Combustion Performance and Emissions Characteristics of a Spark Ignition High Speed Gasoline Engine. *Procedia Technology*. 14, 141-148.
- Niu, R., et al. (2016). Effect of hydrogen proportion on lean burn performance of a dual fuel SI engine using hydrogen direct-injection. *Fuel*. 186, 792-799.
- Tamilarasan, P. (2016). Experimental Investigation on the Performance and Emission Characteristics of Hydrogen Fueled SI Engine. *Indian Journal of Science and Technology*. 9(1), 1-7.
- Du, Y., et al. (2017). Effect of addition of hydrogen and exhaust gas recirculation on characteristics of hydrogen gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 42(12), 8288-8298.
- Elsemary, I. M. M., et al. (2017). Spark timing effect on performance of gasoline engine fueled with mixture of hydrogen-gasoline. *International Journal of Hydrogen Energy*. 42(52), 30813-30820.
- Kim, J., et al. (2017). The effects of hydrogen on the combustion, performance and emissions of a turbo gasoline direct-injection engine with exhaust gas recirculation. *International Journal of Hydrogen Energy*. 42(39), 25074-25087.
- Krishnan Unni, J., et al. (2017). Development of hydrogen fuelled transport engine and field tests on vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy*. 42(1), 643-651.

- Shi, W., et al. (2017). Effect of spark timing on combustion and emissions of a hydrogen direct injection stratified gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 42(8), 5619-5626.
- Su, T., et al. (2017). Idle performance of a hydrogen/gasoline rotary engine at lean condition. *International Journal of Hydrogen Energy*. 42(17), 12696-12705.
- Dhyani, V. and K. A. Subramanian (2018). Experimental investigation on effects of knocking on backfire and its control in a hydrogen fueled spark ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 43(14), 7169-7178.
- Dhyani, V. and K. A. Subramanian (2019). Control of backfire and NOx emission reduction in a hydrogen fueled multi-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies. *International Journal of Hydrogen Energy*. 44(12), 6287-6298.
- Faizal, M., et al. (2019). "Review of Hydrogen Fuel for Internal Combustion Engines review of Hydrogen Fuel for Internal Combustion Engines. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*. 42(3), 35-46.
- Park, C., et al. (2019). The effect of engine speed and cylinder-to-cylinder variations on backfire in a hydrogen-fueled internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 44(39), 22223-22230.
- Yu, X., et al. (2019). Experimental study on lean-burn characteristics of an SI engine with hydrogen/gasoline combined injection and EGR. *International Journal of Hydrogen Energy*. 44(26), 13988-13998.
- Yusuf, A. A. and F. L. Inambao (2019). Effect of low bioethanol fraction on emissions, performance, and combustion behavior in a modernized electronic fuel injection engine. *Biomass Conversion and Biorefinery*.
- Cernat, A., et al. (2020). Hydrogen-An Alternative Fuel for Automotive Diesel Engines Used in Transportation. *Sustainability*. 12(22).
- Lin, R.-H., et al. (2020). Hydrogen fuel cell diagnostics using random forest and enhanced feature selection. *International Journal of Hydrogen Energy*. 45(17), 10523-10535.
- Prasad, R. K., et al. (2020). Effect of spark timing on laser ignition and spark ignition modes in a hydrogen enriched compressed natural gas fuelled engine. *Fuel*. 276.
- Yu, X., et al. (2020). Effects of hydrogen direct injection on combustion and emission characteristics of a hydrogen/Acetone-Butanol-Ethanol dual-fuel spark ignition engine under lean-burn conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*. 45(58), 34193-34203.

Yu, X., et al. (2021). Energy and exergy analysis of a combined injection engine using gasoline port injection coupled with gasoline or hydrogen direct injection under lean-burn conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*. 46(11), 8253-8268.





ภาคผนวก ก

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

ตารางที่ ก.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 1

เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	สมรรถนะของเครื่องยนต์			
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	กำลังเบรค (kW)	ความสิ้นเปลือง เชื้อเพลิงจำเพาะ เบรค (g/kW-hr)	ประสิทธิภาพเชิง ความร้อนเบรค (%)
แก๊สโซฮอล์ E20	28	1.58	1166.37	7.10
	42	1.96	831.80	9.95
	56	2.42	545.05	13.68
	70	2.23	552.24	14.19
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	1.60	1003.54	8.07
	42	2.07	671.20	12.06
	56	2.51	480.44	16.85
	70	2.35	499.81	16.19
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	1.56	1008.77	7.84
	42	1.98	684.65	11.55
	56	2.47	478.18	16.55
	70	2.14	503.47	15.71
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	1.46	1060.92	7.28
	42	1.79	746.46	10.33
	56	2.21	506.01	15.24
	70	1.98	519.14	14.86
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	1.43	1038.04	7.23
	42	1.76	744.55	10.09
	56	2.17	507.59	8.67
	70	1.82	553.01	13.58

ตารางที่ ก.2 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 2

สมรรถนะของเครื่องยนต์					
เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	กำลังเบรค (Kw)				
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	องศาจุดระเบิด			
		20°	25°	30°	35°
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	1.413	1.538	1.600	1.663
	42	1.601	1.790	1.915	2.010
	56	2.048	2.215	2.466	2.424
	70	1.983	2.139	2.348	2.296
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	1.517	1.683	1.704	1.663
	42	1.915	2.104	2.072	2.010
	56	2.466	2.737	2.675	2.591
	70	2.400	2.583	2.557	2.453
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	1.683	1.704	1.642	1.563
	42	2.198	2.261	1.991	1.915
	56	2.871	2.909	2.570	2.461
	70	2.677	2.713	2.364	2.275
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	1.459	1.413	1.351	1.309
	42	2.053	1.947	1.915	1.821
	56	2.491	2.403	2.094	2.048
	70	2.400	2.332	2.108	2.009

ตารางที่ ก.3 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 3

สมรรถนะของเครื่องยนต์					
เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW-hr)				
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	องศาจุดระเบิด			
		20°	25°	30°	35°
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	1149.876	1056.643	1015.775	965.903
	42	858.967	819.151	749.353	737.473
	56	658.219	627.359	569.556	573.276
	70	611.959	589.048	531.575	538.310
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	1048.454	923.422	863.280	904.950
	42	743.964	722.451	716.713	730.886
	56	566.247	521.101	527.069	542.589
	70	575.728	535.764	509.096	560.347
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	830.046	853.352	858.687	881.037
	42	656.175	623.595	700.942	713.130
	56	479.257	461.961	506.217	521.930
	70	534.162	522.849	559.816	578.690
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	1010.283	1043.648	1057.137	1075.288
	42	675.203	705.471	711.045	725.733
	56	500.723	525.895	546.789	595.220
	70	531.874	538.292	560.464	587.492

ตารางที่ ก.4 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ชุดที่ 4

สมรรถนะของเครื่องยนต์					
เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (%)				
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	องศาจุดระเบิด			
		20°	25°	30°	35°
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	7.044	7.665	7.969	8.383
	42	9.438	9.887	10.803	10.984
	56	12.319	12.925	14.231	14.144
	70	13.265	13.755	15.249	15.075
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	7.545	8.567	9.161	8.729
	42	10.633	10.950	11.057	10.849
	56	13.965	15.155	15.018	14.654
	70	13.737	14.728	15.560	14.244
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	9.286	8.974	8.922	8.745
	42	11.746	12.285	10.934	10.773
	56	16.093	16.552	15.195	14.815
	70	14.436	14.741	13.781	13.439
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	7.426	7.182	7.106	7.030
	42	11.120	10.639	10.535	10.346
	56	14.876	14.260	13.494	12.619
	70	14.267	13.881	13.345	12.948



ภาคผนวก ข

ผลการตรวจวัดสารมลพิษไอเสีย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ข.1 ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 1

เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	สมรรถนะของเครื่องยนต์			
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	ไฮโดรคาร์บอน (ppm)	คาร์บอนมอนอกไซด์ (%)	ไนโตรเจนออกไซด์ (ppm)
แก๊สโซฮอล์ E20	28	1115	8.9	445
	42	960	6.75	554
	56	820	4.91	610
	70	718	2.76	715
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	894	4.73	528
	42	670	5.38	660
	56	548	1.9	724
	70	580	0.74	932
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	792	4.5	592
	42	648	4.57	718
	56	522	1.55	762
	70	514	0.36	998
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	738	3.92	624
	42	592	3.71	786
	56	452	1.4	864
	70	448	0.42	1118
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	684	3.33	672
	42	524	2.95	824
	56	418	1.1	896
	70	410	0.2	1190

ตารางที่ ข.2 ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 2

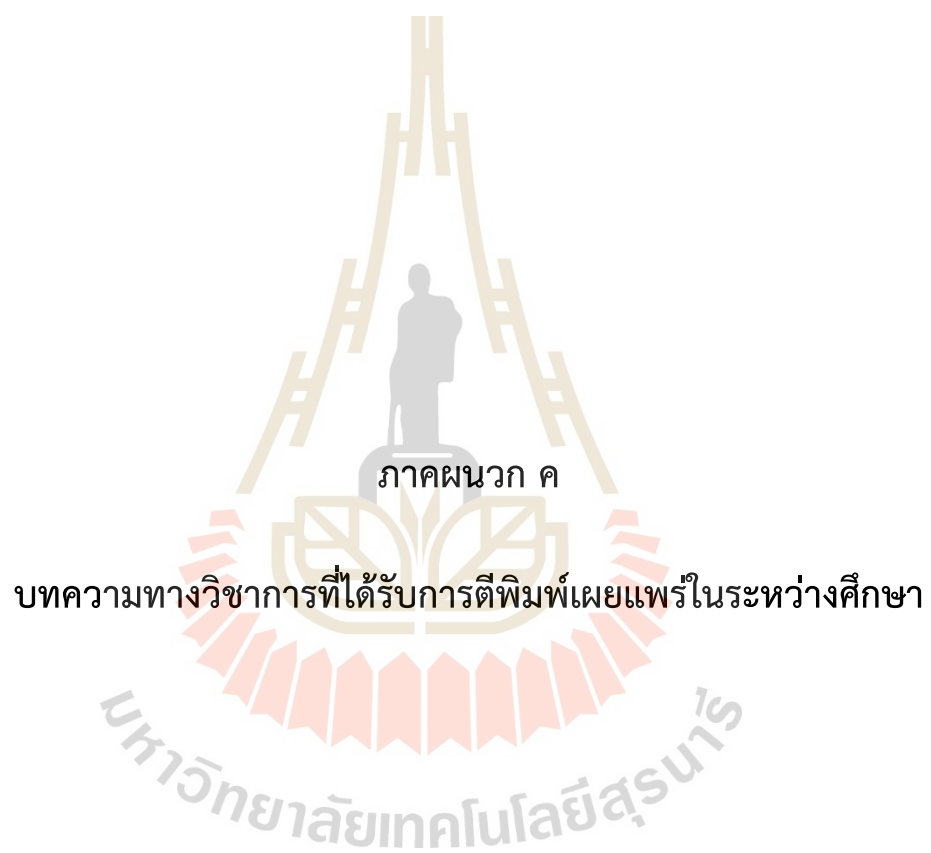
สมรรถนะของเครื่องยนต์					
เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	ไฮโดรคาร์บอน (ppm)				
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	องศาจุดระเบิด			
		20°	25°	30°	35°
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	950	965	882	972
	42	814	802	764	728
	56	566	546	552	554
	70	480	460	376	446
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	916	934	846	918
	42	794	774	746	722
	56	534	514	502	458
	70	480	408	338	384
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	904	908	804	910
	42	766	760	724	764
	56	512	488	474	530
	70	452	388	340	356
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	856	870	780	852
	42	750	718	706	686
	56	498	462	422	408
	70	360	352	310	302

ตารางที่ ข.3 ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 3

สมรรถนะของเครื่องยนต์					
เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	คาร์บอนมอนอกไซด์ (%)				
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	องศาจุดระเบิด			
		20°	25°	30°	35°
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	7.5	7.9	7.86	8.15
	42	5.13	5.39	5.43	5.5
	56	3.31	3.7	4.1	4.23
	70	0.85	1.49	1.53	1.63
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	7.36	7.06	7.73	7.85
	42	4.97	4.57	5.02	4.95
	56	2.56	2.91	3.42	3.36
	70	0.71	1.33	0.85	1.35
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	7.1	6.8	7.43	7.25
	42	4.88	4.39	4.7	4.68
	56	2.41	2.83	3.04	3.13
	70	0.73	1.1	0.81	0.84
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	6.52	6.61	7.32	6.69
	42	4.55	3.83	4.37	4.35
	56	2.21	2.51	2.84	2.8
	70	0.55	0.8	0.65	0.7

ตารางที่ ข.4 ผลการตรวจวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ ชุดที่ 4

สมรรถนะของเครื่องยนต์					
เชื้อเพลิงที่ใช้ ในการทดสอบ	ไนโตรเจนออกไซด์ (ppm)				
	ภาระโหลด (% แรงบิดสูงสุด)	องศาจุดระเบิด			
		20°	25°	30°	35°
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 3%	28	436	484	508	512
	42	548	584	610	654
	56	594	634	668	704
	70	850	874	902	960
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 6%	28	440	478	504	516
	42	580	620	642	698
	56	614	656	698	770
	70	904	938	954	1012
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 9%	28	480	512	570	590
	42	648	674	752	790
	56	690	730	824	896
	70	890	950	980	1090
แก๊สโซฮอล์ E20 + แก๊สไฮโดรเจน 12%	28	508	540	582	660
	42	652	694	796	830
	56	710	754	848	918
	70	910	990	1080	1170



บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

เมธัส พันธุ์ถ้วน, ยงศธร โคตบุตร, การุญ ฟังสุวรรณรักษ์และสุริยา พันธุ์โกศล, (2562). ผลกระทบของของการใช้ไบโอดีเซลที่ส่งผลต่อสมรรถนะและสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์. *การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 (ENETT15)*. ณ เดอะกรีนเนอรี เขาใหญ่ จังหวัดนครราชสีมา, 21-24 พฤษภาคม 2562.

ยงศธร โคตบุตร, เมธัส พันธุ์ถ้วน, การุญ ฟังสุวรรณรักษ์ และสุริยา พันธุ์โกศล, (2562). ผลกระทบของอัตราส่วนการอัดต่อคุณลักษณะการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ ไบโอดีเซล. *การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 (ENETT15)*. ณ เดอะกรีนเนอรี เขาใหญ่ จังหวัดนครราชสีมา, 21-24 พฤษภาคม 2562.

Maethas Phantoun, Karoon Fangsuwannarak and Thipwan Fangsuwannarak. Emissions and Performance of a Hybrid Hydrogen-Gasohol E20 Fueled SI Engine. *21st International Union of Materials Research Societies International Conference in Asia (IUMRS-ICA 2020)*, 23-26 February 2021, Fully Online Conference.

Yongsathon Khotbut, Karoon Fangsuwannarak, Thipwan Fangsuwannarak, Maethas Phantoun and Suriya Phankosol. Effect of a variable compression ratio on the performance and exhaust emission of an agricultural engine using palm biofuel. *The 2nd Materials Research Society of Thailand International Conference (MRS-Thailand 2019)*, 10-12 July, 2019, Pattaya, Thailand.

EMP-xx

ผลกระทบของการใช้น้ำมันไบโอดีเซลที่ส่งผลต่อสมรรถนะและสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์
Effect of using biodiesel on the performance and emissions of the engine exhaustเมฆัส พันธุ์ชวน¹ ยงศธร โคตรบุตร¹ การุญ พังสุวรรณรักษ์¹ และ สุรียา พันธุ์โกศล²¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี² สาขาวิชาการจัดการอุตสาหกรรมและเทคโนโลยี คณะวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏบ้านสมเด็จเจ้าพระยา

*ติดต่อ: Karoon@sut.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: 044 224 311

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาศมรรถนะและการปล่อยสารมลพิษต่างๆจากไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซล 4 สูบขนาด 1753 ซี.ซี. ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบคงที่ 2000 รอบต่อนาที ที่ภาระโหลด 30, 50, 70 N-m โดยใช้น้ำมันดีเซลเปรียบเทียบกับน้ำมันไบโอดีเซลเพียง 2 ชนิด คือน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าว โดยอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของน้ำมันดีเซลมีค่าที่น้อยกว่าน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าว และจากน้ำมันรำข้าว โดยที่โหลดสูงสุดน้ำมันดีเซลมีค่าที่น้อยกว่าน้ำมันไบโอดีเซล 21.95, 22.70% ตามลำดับ ในส่วนของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่โหลดสูงสุดน้ำมันดีเซลมีค่าที่มากกว่าน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าว และจากน้ำมันรำข้าว 18.01, 18.50% ตามลำดับ จากการวัดค่าสารมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิด พบว่าปริมาณควันดำของน้ำมันไบโอดีเซลลดลงน้อยกว่าน้ำมันดีเซล ในส่วนของปริมาณ CO₂ และ NO_x ของน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิดมีค่าที่มากกว่าน้ำมันดีเซลและมีค่าที่เพิ่มมากขึ้นตามโหลดที่ใส่เข้าไป

คำหลัก: น้ำมันไบโอดีเซล, สมรรถนะเครื่องยนต์ดีเซล, การปล่อยสารมลพิษไอเสีย

Abstract

This research was conducted to study the performance and emission of pollutants from the exhaust of diesel 4-cylinder 1753cc. The test at constant speed of 2000 rpm the load 30, 50, 70 Nm using diesel compared Pure biodiesel are 2 types of biodiesel from coconut oil and rice bran oil. The brake specific fuel consumption rate of diesel fuel with a value less than biodiesel from coconut oil and rice bran oil. The maximum load is less than diesel fuel biodiesel 21.95, 22.70% respectively. The brake thermal efficiency at maximum load the more fuel is biodiesel from coconut oil and from rice bran 18.01, 18.50% respectively. From the measurement of pollutants from the exhaust of the engine when using biodiesel fuel the amount of the 2 types of black smoke of diesel oil fell less than diesel. In terms of CO₂ emissions and NO_x of the 2 types of biodiesel fuel and more valuable with the increasing load on the input.

Keywords: Biodiesel oil, Diesel engine performance, Emissions.

1. บทนำ

ปัจจุบันมีความต้องการพลังงานที่เพิ่มขึ้นโดยส่วนใหญ่ นำมาใช้ในภาคการขนส่งโดยเชื้อเพลิงที่นำมาใช้ทดแทนสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลกำลังได้รับความนิยมมากขึ้นเนื่องจากพลังงานส่วนใหญ่ของประเทศได้จากปิโตรเลียมซึ่งมีราคาสูงขึ้นและต้องนำเข้าจากต่างประเทศในด้านของมลพิษและผลกระทบจากการปล่อยสารมลพิษต่างๆ จาก

แก๊สไอเสียของเครื่องยนต์โดยเฉพาะอย่างยิ่งการปล่อยปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนและควันดำ ซึ่งทำลายสภาวะแวดล้อมและสุขภาพของมนุษย์ [1] โดยไบโอดีเซลเป็นพลังงานทางเลือกที่เกิดจากการนำน้ำมันพืชหรือน้ำมันพืชมาทำปฏิกิริยาทรานส์เอสเตอริฟิเคชัน (Transesterification) กับแอลกอฮอล์ (เอทานอลหรือเมทานอล) โดยใช้กรดหรือด่างเป็นตัวเร่งให้เกิดปฏิกิริยาเมื่อทำปฏิกิริยาเสร็จสิ้นจะได้

EMP-xx

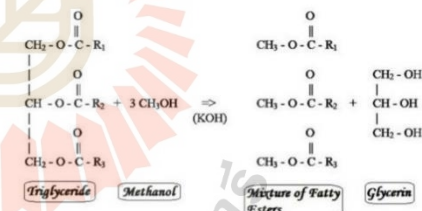
เอทิลเอสเทอร์หรือเมทิลเอสเทอร์ขึ้นกับแอลกอฮอล์ที่ใช้และสามารถนำไปใช้แทนน้ำมันดีเซลได้ [1, 2] การผลิตไบโอดีเซลมีการศึกษาเป็นเวลานานแล้วโดยเฉพาะไบโอดีเซลจากเมทานอล เนื่องจากเมทานอลหาได้ง่ายมีราคาถูกและไบโอดีเซลที่ผลิตจากเมทานอลนั้นสามารถทำให้บริสุทธิ์ได้ง่าย นอกจากนี้ยังให้ผลการศึกษาสูงเมื่อเทียบกับแอลกอฮอล์ชนิดอื่น ๆ ผลที่เกิดขึ้นจากการนำไบโอดีเซลไปใช้แทนน้ำมันดีเซลสามารถลดการปล่อยสารมลพิษจากการเผาไหม้เนื่องจากมีปริมาณออกซิเจน (O₂) ที่สูงทำให้มีการเผาไหม้สมบูรณ์มากขึ้น [2, 4] โดยการปล่อยสารมลพิษจากแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ประกอบไปด้วยไฮโดรคาร์บอน (HC), คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO), คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂), ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) รวมถึงอนุภาคเล็ก ๆ จากไอเสียของรถยนต์นั้นเป็นสาเหตุหลักของการเกิดมลพิษทางอากาศและยังส่งผลให้เกิดภาวะเรือนกระจกขึ้น [2, 3] จากการศึกษาทำการวัดสมรรถนะของการปล่อยสารมลพิษแก๊สไอเสียระหว่างน้ำมันดีเซลกับน้ำมันไบโอดีเซลที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง (direct injection) โดยทดสอบที่ความเร็วรอบต่างๆ ณ ภาระงานสูงสุด และที่ความเร็วรอบคงที่ที่เปลี่ยนแปลงภาระงานต่างๆ โดยใช้เอทิลเอสเทอร์ที่สังเคราะห์จากอัตราส่วนโมลของเอทานอลปราศจากน้ำความบริสุทธิ์ร้อยละ 99.5-99.9 ผลลัพธ์ที่ได้พบว่าประสิทธิภาพทางความร้อนจากการใช้เอทิลเอสเทอร์ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล ขณะที่การใช้เอทิลเอสเทอร์ให้ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (BSFC) สูงกว่าน้ำมันดีเซลเนื่องจากเอทิลเอสเทอร์มีค่าความหนืดและความหนาแน่นมากกว่า และค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่ำกว่าน้ำมันดีเซล สำหรับการวัดปริมาณของสารมลพิษต่างๆเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล พบว่าการใช้เอทิลเอสเทอร์มีการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ไฮโดรคาร์บอน (HC) และควันดำลดลงในทางตรงกันข้ามมีการปล่อยไนโตรเจนออกไซด์ (NO) เพิ่มขึ้นเนื่องจากปริมาณของ O₂ ในองค์ประกอบทางเคมีของเอทิลเอสเทอร์ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบสสารผสมบางและมีการเผาไหม้สมบูรณ์มากขึ้น [1, 4, 6] น้ำมันไบโอดีเซลและน้ำมันไบโอดีเซลผสมเอทานอลที่อัตราส่วนผสมต่างๆจะถูกนำไปทดสอบหาคคุณสมบัติการเป็นน้ำมันเชื้อเพลิงโดยเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลมาตรฐาน (ดีเซล 100%) จากนั้นนำน้ำมันเชื้อเพลิงทุกชนิดไปทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล เพื่อทำการทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่รอบการทำงานระหว่าง 1,200 - 2,500 รอบต่อนาที แบบภาระงานเต็ม (Full load) สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แก่ แรงบิด

กำลังของเครื่องยนต์ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ อุณหภูมิของไอเสีย และวัดมลพิษที่รอบการทำงาน 2,400 รอบต่อนาที [7]

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยเพื่อทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และการปล่อยสารมลพิษจากการเผาไหม้ของน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันรำข้าวและจากน้ำมันมะพร้าวเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลโดยเครื่องยนต์ดีเซลถูกติดตั้งเข้ากับ Dynamometer ประเภทเบรคน้ำเพื่อทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ 2000 รอบ/นาที โดยโหลดที่ให้ผ่าน Dynamometer ประเภทเบรคน้ำแบ่งออกเป็น 3 ช่วง 30, 50 และ 70 N-m โดยสารมลพิษที่จะนำมาวิเคราะห์ประกอบด้วย ไนตริกออกไซด์ (NO_x) ถูกวัดโดยเครื่อง Testo 350 gas analyzer ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ถูกวัดโดยเครื่อง Horiba Mexa-584L และปริมาณควันดำถูกวัดโดยเครื่อง WAGER รุ่น 6500

2. วิธีการดำเนินงานวิจัย

กระบวนการ Trans-esterification เป็นกรดไขมันอิสระของสามโมเลกุลร่วมกัน ซึ่งเป็นสารตั้งต้นที่จะตอบสนองกับแอลกอฮอล์ (เมทานอล) กับอัลคาไลน์ (โพแทสเซียมไฮดรอกไซด์) เป็นตัวเร่งสำหรับการเกิดปฏิกิริยาในการศึกษานี้กระบวนการหลังจากการเกิดปฏิกิริยาจะได้เป็นเอสเทอร์ (ไบโอดีเซล) และกลีเซอรอล ซึ่งเอสเทอร์ที่ได้มีปริมาณของ O₂ เป็นองค์ประกอบหลักของโครงสร้างเชื้อเพลิง



รูปที่ 1 กระบวนการทรานส์เอสเทอริฟิเคชันคุณสมบัติของน้ำมันดีเซลและน้ำมันไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบทำการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมัน ได้แก่ ค่าความหนาแน่น และค่าความร้อนของเชื้อเพลิง โดยใช้มาตรฐานการทดสอบ ASTM D1298 และ ASTM D240 พบว่าค่าความหนาแน่นของน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิดมีค่าที่มากกว่าน้ำมันดีเซล และในส่วนของค่าความร้อนของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าที่มากกว่าน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิด

EMP-xx

ตารางที่ 1 แสดงคุณสมบัติของเชื้อเพลิง

ชนิดของน้ำมัน	ความหนาแน่น ณ 15.6 °c (kg/m ³) ASTM D1298	ค่าความร้อน เชื้อเพลิง (MJ/kg) ASTM D240
ดีเซล	836	46.486
ไบโอดีเซลน้ำมันรำข้าว	913	39.454
ไบโอดีเซลน้ำมันมะพร้าว	927	38.985

2.1. การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

การทดสอบเพื่อหาอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรกและสารมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ โดยเครื่องยนต์เป็นเครื่องยนต์ดีเซล FORD XLD 418 สี่สูบ สี่จังหวะระบายความร้อนด้วยน้ำใช้ในการทดสอบน้ำมันดีเซล น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันรำข้าว และจากน้ำมันมะพร้าว

ตารางที่ 2 รายละเอียดเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย

Type	FORD XLD 418
Engine Number	D 1870/1 TL
Bore	82.5 mm
Stroke	82.0 mm
Number of Cylinder	4
Swept Volume	1753 cc
Compression Ratio	21.5 to 1
Maximum Power	37 kW at 3600 RPM
Maximum Speed	5000 RPM

เครื่องยนต์ถูกติดตั้งเข้ากับ Dynamometer แบบหน้า ซึ่งจะทำหน้าที่ดูดซับกำลังของเครื่องยนต์โดยใช้เบรกน้ำซึ่งสามารถเปลี่ยนแปลงโหลดที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้โดยการปรับแรงดันน้ำ

ตารางที่ 3 รายละเอียด Dynamometer แบบหน้า

Make	GO-Power System
Type	D 316
Maximum Speed	10000 RPM

โดยงานวิจัยทำการทดสอบที่ความเร็วรอบคงที่ 2000 รอบต่อนาที โดยแต่ละน้ำมันที่ใช้จะถูกแบ่งออกเป็น 3 โหลดคือ 30, 50 และ 70 N-m ในแต่ละโหลดจะทำการจับเวลาในการใช้เชื้อเพลิงเพื่อนำค่าที่ไปคำนวณหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกและประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก



รูปที่ 2 เครื่องยนต์ดีเซลหมุนเร็วติดตั้งเข้ากับ Dynamometer การปล่อยก๊าซมลพิษของไอเสียจากเครื่องยนต์ซึ่งมีข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ระบุไว้ในตารางที่ 1 ทำการวัดค่าการปล่อยมลพิษไอเสียโดยตรงด้วยการสูมตัวอย่างจากท่อไอเสียโดยนำโพรวัดค่าของเครื่องวิเคราะห์ก๊าซมลพิษไอเสียโดยความสามารถในการวิเคราะห์ NO_x และ CO₂ อยู่ในช่วงของ 0-500 ppm และ 0-50% vol ตามลำดับโดยทำการวัดซ้ำสามครั้งแล้วนำค่าที่ได้มาวิเคราะห์ ในส่วนของการตรวจสอบสารมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ [6] ถูกวิเคราะห์ด้วย Testo 350 gas analyzer ใช้ในการวิเคราะห์ไนตริกออกไซด์ NO_x และคาร์บอนไดออกไซด์ CO₂ จะถูกวิเคราะห์ด้วยเครื่อง Horiba Mexa-584L



รูปที่ 3 เครื่องมือวิเคราะห์ไอเสีย TESTO รุ่น TESTO 350



รูปที่ 4 เครื่องมือวิเคราะห์ไอเสีย HORIBA รุ่น MEXA - 584L ในส่วนของการวิเคราะห์ควันดำจากไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ใช้เครื่องมือวัดความทึบแสงแบบไหลผ่านโดยความสามารถในการวิเคราะห์อยู่ในช่วง 0-100% จะทำการวัดซ้ำสามครั้งโดยค่าที่ได้จะถูกวิเคราะห์ด้วยเครื่อง WAGER รุ่น 6500

EMP-xx



รูปที่ 5 เครื่องมือวิเคราะห์ควันท้า WAGER รุ่น 6500

2.2. การวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องยนต์

ในการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องยนต์นั้นทำการพิจารณาอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, BSFC) คืออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยมวลต่อกำลังที่เครื่องยนต์ผลิตได้ภายในระยะเวลาหนึ่งและประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (Brake Thermal Efficiency, η_b) เป็นค่าที่บ่งบอกให้ทราบถึงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่สามารถเปลี่ยนความร้อนที่ได้รับจากเชื้อเพลิงไปเป็นงานได้มากน้อยเพียงใด โดยจะถูกคำนวณที่ภาระโหลดต่างๆซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (1)$$

$$\eta_b = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (2)$$

โดยที่

P_b คือ กำลังเบรก Brake Power (Kw)

\dot{m}_f คือ อัตราการใช้เชื้อเพลิง (kg/sec)

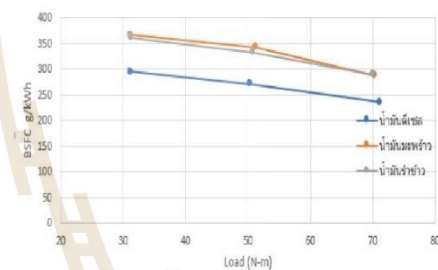
Q_{HV} คือ ค่าความร้อนของน้ำมันเชื้อเพลิง (MJ/kg)

3. ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

ในการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลโดยน้ำมันที่ใช้ในการทดสอบมี 3 ชนิดคือ น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันรำข้าว น้ำมันดีเซลจากน้ำมันมะพร้าว และน้ำมันดีเซลในท้องตลาดมาเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์และก๊าซมลพิษที่ได้จากไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ 2,000±50 รอบต่อนาที โดยแบ่งภาระโหลดเป็น 3 ช่วงคือ 30 ,50 และ 70 N-m ตามลำดับ

3.1. อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

จากรูปที่ 6 แสดงอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc) ตามโหลดต่างๆที่ใส่เข้าไปเมื่อพิจารณาที่โหลดสูงสุดพบว่าน้ำมันดีเซล, น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าว และจากน้ำมันรำข้าวมีค่า(bsfc) เท่ากับ 236.179, 288.0244 และ 289.783 g/KWh ตามลำดับจะเห็นได้ว่าไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิดมีค่า (bsfc) ที่มากกว่าน้ำมันดีเซลโดยที่โหลดสูงสุดของน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวมากกว่าน้ำมันดีเซล 21.95, 22.70% ตามลำดับ เนื่องจากค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่สูงกว่าน้ำมันดีเซลดังตารางที่ 1 ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเมื่อรับภาระโหลดที่เท่ากันส่งผลให้ค่า (bsfc) ที่ได้มีค่าที่สูงกว่าน้ำมันดีเซล

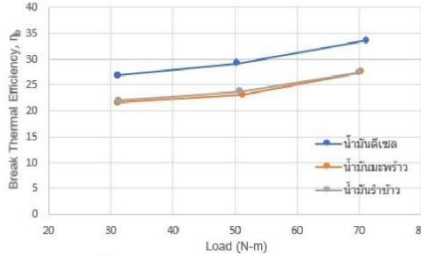


รูปที่ 6 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

3.2. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก

จากรูปที่ 7 แสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (η_b) ตามโหลดต่างๆที่ใส่เข้าไปเมื่อพิจารณาที่โหลดสูงสุดพบว่าน้ำมันดีเซล, น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวมีค่า η_b เท่ากับ 33.511, 27.478 และ 27.312 g/KWh ตามลำดับจะเห็นได้ว่าน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิดมี η_b ที่น้อยกว่าน้ำมันดีเซล โดยที่โหลดสูงสุดของน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวน้อยกว่าน้ำมันดีเซล 18.01, 18.50% ตามลำดับ เนื่องจากค่าความร้อนของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าที่มากกว่าน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิด ดังตารางที่ 1 เมื่อทดสอบที่ภาระงานเท่ากัน น้ำมันไบโอดีเซลจะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

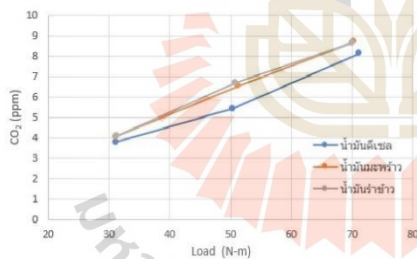
EMP-xx



รูปที่ 7 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก

3.3. ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์

จากรูปที่ 8 แสดงการปล่อยก๊าซมลพิษทางไอเสียของคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ที่สภาวะโหลดต่างๆที่ใส่เข้าไปเมื่อพิจารณาที่โหลดสูงสุดพบว่าน้ำมันดีเซล, น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวมีค่า CO₂ อยู่ที่ 8.12, 8.72, 8.66 ppm ตามลำดับจะเห็นได้ว่าน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิดมี CO₂ ที่มากกว่าน้ำมันดีเซลโดยที่โหลดสูงสุดของน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวมากกว่าน้ำมันดีเซล 7.39, 6.65% ตามลำดับเนื่องจากปริมาณของ CO₂ เกิดจากการเผาไหม้สมบูรณ์ระหว่างคาร์บอน (C) ของเชื้อเพลิงที่ทำปฏิกิริยากับ O₂ ของอากาศ โดยที่น้ำมันไบโอดีเซลมีปริมาณของ O₂ เป็นองค์ประกอบหลักของโครงสร้างเชื้อเพลิงส่งผลให้ CO₂ ของน้ำมันไบโอดีเซลทั้งสองชนิดมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซล

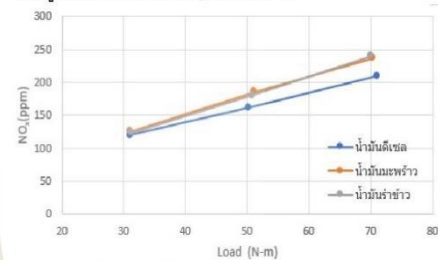


รูปที่ 8 ปริมาณของคาร์บอนไดออกไซด์

3.4. ปริมาณไนตริกออกไซด์

จากรูปที่ 9 แสดงการปล่อยก๊าซมลพิษทางไอเสียของไนตริกออกไซด์ (NO_x) ที่สภาวะโหลดต่างๆที่ใส่เข้าไปเมื่อพิจารณาที่โหลดสูงสุดพบว่าน้ำมันดีเซล, น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวมีค่า NO_x อยู่ที่ 209.9, 236.7, 239.5 ppm ตามลำดับจะเห็นได้ว่าน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิดมี NO_x ที่มากกว่าน้ำมันดีเซลโดยที่

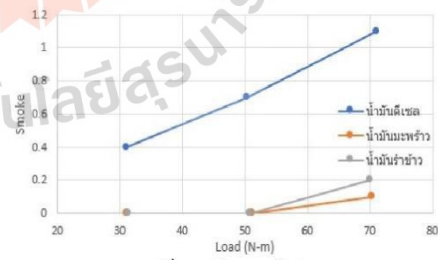
โหลดสูงสุดของน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวมากกว่าน้ำมันดีเซล 12.77, 14.10%ตามลำดับเนื่องจากอัตราเกิดสารมลพิษ NO_x นั้นขึ้นกับอุณหภูมิของการเผาไหม้เนื่องจากน้ำมันไบโอดีเซลมีปริมาณ O₂ เป็นองค์ประกอบมากกว่าน้ำมันดีเซลทำให้เกิดการเผาไหม้ได้รวดเร็วขึ้นส่งผลให้มีการปลดปล่อยพลังงานในช่วงนี้เพิ่มมากขึ้น และเมื่อเพิ่มโหลดให้กับเครื่องยนต์ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้นจึงมีปริมาณ NO_x มากขึ้นด้วย



รูปที่ 9 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

3.5. ปริมาณควันดำ

จากรูปที่ 10 แสดงค่าการปล่อยควันดำจากไอเสียของรถยนต์โดยเป็นการตรวจวัดเป็นร้อยละความเข้มของแสงที่สภาวะโหลดต่างๆที่ใส่เข้าไปเมื่อพิจารณาที่โหลดสูงสุดพบว่าดีเซลมีปริมาณควันดำที่มากกว่าน้ำมันไบโอดีเซลทั้ง 2 ชนิดเนื่องจากน้ำมันไบโอดีเซลมีปริมาณของ O₂ เป็นองค์ประกอบหลักทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ขึ้นทำให้ปริมาณควันดำลดลงเมื่อเทียบกับการใช้น้ำมันดีเซล โดยที่โหลดสูงสุดน้ำมันดีเซล, น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวมีค่าอยู่ที่ 1.1, 0.1, 0.2 ตามลำดับเมื่อนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับปริมาณค่าควันดำ โดยน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวจะมีปริมาณค่าควันดำที่น้อยกว่าน้ำมันดีเซล 90.91, 81.82% ตามลำดับ



รูปที่ 10 ปริมาณควันดำ

EMP-xx

4. สรุป

จากการทดสอบสมรรถนะและการปล่อยสารมลพิษของเครื่องยนต์โดยใช้น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันมะพร้าวและจากน้ำมันรำข้าวเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลโดยทำการทดสอบที่ความเร็วรอบคงที่ 2000 รอบ/นาที แบ่งภาระโหลดออกเป็นสามช่วง 30, 50, 70 N-m

4.1 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคของน้ำมันไบโอดีเซลทั้งสองชนิดมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเนื่องจากความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

4.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคของน้ำมันดีเซลจะมีค่ามากกว่าน้ำมันไบโอดีเซลทั้งสองชนิดเนื่องจากภาระงานเท่ากันน้ำมันไบโอดีเซลจะมีอัตราการใช้เชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นมากกว่าน้ำมันดีเซลส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

4.3 การปล่อยสารมลพิษที่ได้จากเครื่องยนต์โดยปริมาณควันดำลดลงน้อยกว่าน้ำมันดีเซลในส่วนของ NO_x เพิ่มขึ้นตามปริมาณ O_2 ที่เพิ่มมากขึ้นมีผลให้การเผาไหม้ที่สมบูรณ์ในการปล่อย CO_2 จึงมีค่าเพิ่มขึ้น

5. กิตติกรรมประกาศ

การศึกษานี้ได้รับการสนับสนุนจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่ให้ความอนุเคราะห์ใช้ห้องปฏิบัติการในการทดสอบและเก็บข้อมูลสมรรถนะและสารมลพิษของเครื่องยนต์ต่อน้ำมันไบโอดีเซล

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] เอกชัย สุธีศักดิ์. "สมรรถนะ และการ ปล่อย สาร มลพิษ ของเครื่องยนต์ดีเซลจากการใช้น้ำมันพืช: การทบทวน." *วารสารวิชาการวิศวกรรมศาสตร์ ม.อ.บ.* 7.1 (2016): 65-80.
- [2] Baiju, B., M. K. Naik, and L. M. Das. "A comparative evaluation of compression ignition engine characteristic using methyl and ethyl esters of Karanja oil." *Renewable energy* 34.6 (2009): 1616-1621.
- [3] Alkabbashi, A. N., Alam, M. Z., Mirghani, M. E. S., & Al-Fusaid, A. M. A. (2009). Biodiesel Production from Crude Palm Oil by Triinsesterificatioi Process. *Journal of Applied Sciences*, 9(17), 3166-3170.
- [4] วราคม วงศ์ชัย (2560). การผลิตไบโอดีเซลจากน้ำมันมะเขือเทศและผลของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลต่อสมรรถนะและก๊าซไอเสียของเครื่องยนต์, *วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ*, ปีที่ 27, หน้า 667-680.

[5] ไพบุลย์ สิห์ล้าน้อย, อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง และ พิชัย อัญมมงคล (2550). การศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ดีโซฮอล์ชนิดบิวทานอลเป็นส่วนผสม, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ และกองวิศวกรรมเครื่องกล โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า จังหวัดนครนายก

[6] ยงศธร โคตบุตร, พลรวี วรรณวิโก และกาญจนา พิงสุวรรณรักษ์ (2561). การลดมลพิษจากเครื่องยนต์อัตรระเบิดโดยใช้น้ำมันไบโอดีเซลปาล์มผสมกับสารเติมแต่งนาโนซิงค์ออกไซด์, การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 14, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา

[7] อธิพิพล วรพันธ์, กุลเชษฐ์ เพียรทอง, สงบพิทย์ พงศ์สถาบตี และ เตนพงศ์ สุดภักดี (2549). สมรรถนะและการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซลเมื่อใช้น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันพืชแล้วผสมเมทานอลเป็นเชื้อเพลิง, *วิศวกรรมสาร มช.* ปีที่ 33, ฉบับที่ 6, (691 - 705).

[8] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน (2556). ประกาศกรมธุรกิจพลังงานเรื่อง กำหนดลักษณะ และคุณภาพของน้ำมันดีเซล, [ระบบออนไลน์], แหล่งที่มา <http://www.doeb/dtanotice/candle-diesel25-01-56.pdf>, เข้าดูเมื่อวันที่ 10/03/2562.

that loaded. 5.4,10.8,16.7 Nm on the compression ratio of 16,17 and biodiesel with smoke is 2 times less than diesel. The effects of Increasing the compression ratio results in a reduced amount of CO, HC, and Smoke but resulting in an increase in NOx. Using biodiesel and increasing the compression ratio is one way to increase combustion efficiency and help reduce exhaust pollution of the engine.

Keywords: Palm oil, Biodiesel, Compression ratio, Emissions.

1. บทนำ

วิกฤติทางด้านพลังงานที่นานาประเทศกำลังเผชิญหน้าอยู่ในปัจจุบัน จากปัญหาการลดลงอย่างรวดเร็วของปริมาณเชื้อเพลิงสำรองจากฟอสซิล เนื่องจากพลังงานเป็นปัจจัยพื้นฐานที่สำคัญในการพัฒนาประเทศ ทำให้ความต้องการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น ด้วยเหตุนี้ การสำรวจเพื่อหาแหล่งพลังงานทางเลือกที่สามารถใช้ทดแทนเชื้อเพลิงฟอสซิลจึงเป็นประเด็นที่สำคัญสำหรับการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้น การนำเชื้อเพลิงชีวภาพมาปรับปรุงคุณสมบัติทางเชื้อเพลิงสำหรับในเครื่องยนต์แทนการใช้เชื้อเพลิงจากฟอสซิลถือว่าเป็นอีกแนวทางหนึ่งที่มีผู้สนใจศึกษากันอย่างแพร่หลาย โดยวิธีการผลิตไบโอดีเซลได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดในปัจจุบันคือ การทำปฏิกิริยา ทรานส์เอสเทอร์ริฟิเคชันกับแอลกอฮอล์จนได้ผลผลิตออกมาเป็นไบโอดีเซลที่มีคุณสมบัติทางเชื้อเพลิงคล้ายน้ำมันดีเซล ซึ่งสามารถใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลได้โดยตรงไม่จำเป็นต้องดัดแปลงเครื่องยนต์[1]และไบโอดีเซลมีความได้เปรียบเหนือเชื้อเพลิงดีเซลในแง่ของ ออกซิเจน ที่สูงกว่า (ปริมาณออกซิเจน) ซึ่งช่วยลดการเกิดของ HC (ไฮโดรคาร์บอน), CO (คาร์บอนมอนอกไซด์) และการก่อตัวของอนุภาค[2]

อย่างไรก็ตามความหนืดของไบโอดีเซลนั้นสูงกว่าของน้ำมันดีเซลบริสุทธิ์ตามที่นักวิจัยระบุไว้เช่น Benjumea และคณะ [3] ในความเป็นจริงความหนาแน่นและความหนืดที่สูงขึ้นของไบโอดีเซลทำให้เกิดความล่าช้าในการเผาไหม้เชื้อเพลิงนานขึ้นเนื่องจากลักษณะสเปรย์ไม่ดี [4] มีการใช้เทคนิคหลายอย่างเพื่อลดผลกระทบที่เป็นผลเสียจากความหนืดที่สูงขึ้นของไบโอดีเซล การเปลี่ยนแม่สังเคราะห์ทางเคมีและสารประกอบของไบโอดีเซลรวมถึงการปรับแต่งเครื่องยนต์ตามคุณสมบัติของไบโอดีเซลนั้น ไบโอดีเซลนั้นมีค่าความร้อนน้อยกว่าดีเซลซึ่งทำให้พลังงานและประสิทธิภาพลดลง [5] สิ่งนี้สามารถปรับปรุงได้โดยการเพิ่ม CR Laguitton และคณะ [6] แสดงให้เห็นว่าในในช่วงการเผาไหม้ fully-premixed-charge การลดลงของอัตราส่วนการ

อัด (CR) จะลดอัตราการเปลี่ยนแปลงแรงดันสูงสุด ขณะที่ช่วง diffusion combustion กลับจะเกิดขึ้นแทน พวกเขาจึงแนะนำว่าการลดลงของ CR ให้ผลคล้ายกับช่วงเวลาการเผาไหม้ที่ช้าลง (IT) ในทางตรงกันข้ามก็สามารถเพิ่ม CR เพื่อลดความล่าช้าในการจุดระเบิดได้เช่นกัน

ปัจจุบันประเทศไทยมีปริมาณปาล์มน้ำมันล้นตลาดส่งผลต่อราคาที่ย่ำแย่ ปัญหาคือกาน้ำมันปาล์มดิบ (CPO) ที่มีแนวโน้มจะเพิ่มสูงขึ้น กนป. ระบุ ปี 2561 น้ำมันปาล์มดิบรวม(สำนักวิจัยเศรษฐกิจการเกษตร) เพื่อสร้างมูลค่าเพิ่มให้กับปาล์มน้ำมัน และเพื่อรองรับปริมาณผลผลิตที่จะเพิ่มขึ้นในอนาคต เชื้อเพลิงไบโอดีเซลจากปาล์มนั้นเป็นหนึ่งในพลังงานทางเลือกที่ผู้วิจัยมีความสนใจ เนื่องจาก เป็นแหล่งพลังงานทางชีวภาพที่อุดมสมบูรณ์และสามารถย่อยสลายทางชีวภาพได้ง่าย รวมถึงเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมมากกว่าเชื้อเพลิงฟอสซิล [7] งานวิจัยนี้จะช่วยให้เข้าใจถึงความเหมาะสมและประสิทธิภาพของไบโอดีเซลจากน้ำมันปาล์มและผลกระทบของอัตราส่วนการอัด งานวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาคุณสมบัติน้ำมันเชื้อเพลิง ลักษณะการเผาไหม้การปล่อยมลพิษและสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่มีการปรับ อัตราส่วนกำลังอัดต่าง ๆ โดยใช้เชื้อเพลิงไบโอดีเซล(POB)เปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

2. หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

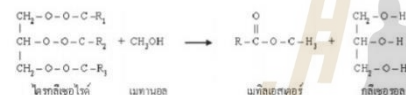
2.1 ไบโอดีเซล

ไบโอดีเซล (Biodiesel) นับเป็นพลังงานทดแทนทางเลือกหนึ่งที่มีผู้สนใจศึกษากันอย่างมาก เนื่องจากมีความเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและไม่มีการพิษ โดยวัตถุดิบในการนำมาผลิตได้มาจากแหล่งทรัพยากรหมุนเวียนจากธรรมชาติ อาทิเช่น ปาล์ม สบู่ดำ ถั่วเหลือง ละหุ่ง และถั่วลิสง เป็นต้น การนำน้ำมันจากพืชและไขมันสัตว์มาเป็นพลังงานเชื้อเพลิงได้อย่างไรก็ตาม ในปัจจุบันความสนใจในการนำน้ำมันพืชมาใช้เป็นแหล่งเชื้อเพลิงได้กลับมาเป็นแหล่งพลังงานทางเลือกที่น่าสนใจอีกครั้งหนึ่ง และเริ่มมีบทบาทสำคัญมากขึ้นในการ

นำมาใช้ทดแทนเชื้อเพลิงจากฟอสซิลที่กำลังจะหมดไปโดยวิธีการผลิตไบโอดีเซลในปัจจุบันที่ได้รับความนิยมคือการทำปฏิกิริยาทรานส์เอสเทอริฟิเคชัน (Tran-esterification reaction) [1]

2.2 กระบวนการทรานส์เอสเทอริฟิเคชัน

กระบวนการทรานส์เอสเทอริฟิเคชันเป็นการทำปฏิกิริยาเคมีระหว่างไขมันหรือน้ำมัน (Triglyceride) กับ แอลกอฮอล์ได้ผลิตภัณฑ์เป็นเอสเทอร์และกลีเซอรอล โดยมีตัวเร่งปฏิกิริยา[1]รูปปฏิกิริยาแสดงดังรูปที่ 1 การนำตัวเร่งปฏิกิริยามาใช้ในกระบวนการทรานส์เอสเทอริฟิเคชันจะช่วยทำให้อัตราเกิดปฏิกิริยาเคมีและผลิตภัณฑ์เกิดได้ดีขึ้น สำหรับปฏิกิริยาทรานส์เอสเทอริฟิเคชันจะใช้ตัวเร่งปฏิกิริยาที่เป็นเบส ตัวเร่งปฏิกิริยาชนิดเบสที่ใช้กันในปัจจุบันคือ โซเดียมไฮดรอกไซด์ (NaOH) โพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ (KOH) โซเดียมเมทอกไซด์ (NaOCH₃) และโพแทสเซียมเมทอกไซด์ (KOCH₃)

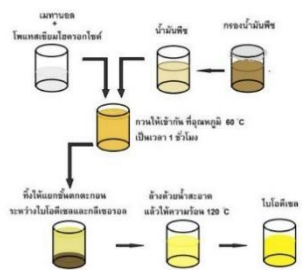


รูปที่ 1 ปฏิกิริยาทรานส์เอสเทอริฟิเคชันระหว่างไตรกลีเซอไรด์กับแอลกอฮอล์

3. วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 การผลิตไบโอดีเซลจากน้ำมันปาล์ม

การผลิตไบโอดีเซลจากน้ำมันพืชด้วยปฏิกิริยาทำทรานส์เอสเทอริฟิเคชัน ดังรูปที่ 2 ดำเนินการโดยใช้ตัวเร่งปฏิกิริยาชนิดที่เป็นเบส คือ โพแทสเซียมไฮดรอกไซด์(KOH) และโซเมทานอลแอลกอฮอล์เป็นสารตั้งต้นในการทำปฏิกิริยา โดยมีสัดส่วนเมทานอลต่อน้ำมันปาล์ม 6:1 โมล ความเข้มข้นของตัวเร่งปฏิกิริยา 1% ของน้ำหนักน้ำมันปาล์ม ทำปฏิกิริยาที่อุณหภูมิ 60 °C สามารถผลิตไบโอดีเซลได้ผลผลิต 89.47% ของน้ำหนักของน้ำมันปาล์มและจำนวนเมทานอลที่ใช้ และลดความหนืดของน้ำมันปาล์มลงได้ประมาณ10เท่า จาก 54.16 (cSt) เป็น 5.57 (cSt)



รูปที่ 2 การผลิตไบโอดีเซลจากน้ำมันพืช

3.2 การทดสอบคุณสมบัติทางเชื้อเพลิง

งานวิจัยนี้ตรวจวัดคุณสมบัติทางเชื้อเพลิงของไบโอดีเซลจากน้ำมันปาล์มและน้ำมันดีเซล โดยประเทศไทยนั้นได้กำหนดมาตรฐานสำหรับไบโอดีเซล โดยกรมธุรกิจพลังงาน กระทรวงพลังงาน เพื่อควบคุมคุณภาพของไบโอดีเซลและไม่ส่งผลเสียต่อเครื่องยนต์เมื่อนำไปใช้งานมาตรฐานดังกล่าวแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ มาตรฐานไบโอดีเซลสำหรับเครื่องยนต์การเกษตร (ไบโอดีเซลชุมชน) และมาตรฐานไบโอดีเซลสากล ซึ่งผลตรวจวัดคุณสมบัติทางเชื้อเพลิงดังตารางที่ 1 พบว่า ความถ่วงจำเพาะความหนาแน่น และจุดวาบไฟเป็นไปตามเกณฑ์ที่กรมธุรกิจพลังงานกำหนด แต่ใน ส่วนความหนืดมีค่าความหนืดเท่ากับ 5.57(cSt) ซึ่งมีค่าสูงกว่าเกณฑ์มาตรฐานอยู่ 0.57 (cSt) เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลค่าความหนืดจุดวาบไฟและความหนาแน่นมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล

3.3 การติดตั้งและทดสอบเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ที่นำมาใช้ในการทดสอบเป็นเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ 4 จังหวะ แบบฉีดเชื้อเพลิงตรงเข้าห้องเผาไหม้ ซึ่งแสดงข้อมูลโดยทั่วไปของเครื่องยนต์ ดังตารางที่ 2

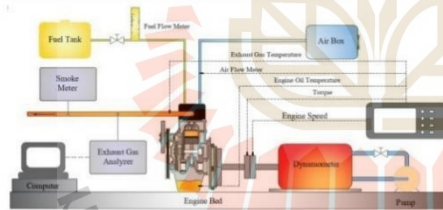
ตารางที่ 1 คุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพและทางเคมีของน้ำมันเชื้อเพลิงทดสอบ

คุณสมบัติน้ำมันเชื้อเพลิง	วิธีทดสอบ	Diesel	Biodiesel
ความหนืด ณ อุณหภูมิ 40 °C (cSt)	ASTM D445	4.12	5.57
จุดวาบไฟ (°C)	ASTM D93	59	154
ความถ่วงจำเพาะ ณ อุณหภูมิ 15.6 °C	ASTM D1298	0.830	0.87
ความหนาแน่น ณ อุณหภูมิ 15.6 °C (kg/m ³)	ASTM D1298	829.253	874.200
ดัชนีซีเทน	ASTM D976	56	50
ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (MJ/kg)	ASTM D240	46.48	40.54

ตารางที่ 2 ข้อมูลเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

Engine Specification	
Model	TV1
Make	Kirloskar Oil engines
Engine type	1 cylinder, 4 stroke, Water cooled, Direct injection
Bore	87.5 mm
Stroke	110 mm
Connecting rod length	234 mm
Swept volume	661 cc
Rate output	3.5 kW at 1500 rpm
Compression ratio	12-18
Dynamometer	Eddy current, Water cooled

เครื่องมือวิเคราะห์มลพิษไอเสียจากเครื่องยนต์ใช้ เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสียยี่ห้อ Testo รุ่น Testo 350, ยี่ห้อ Horiba รุ่น MEXA-584L และเครื่องมือวิเคราะห์เขม่า ยี่ห้อ WAGER รุ่น DIGITAL SMOKE METER MODEL 6500 โดยการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับการทดลองแสดงไว้ในแผนภูมิ รูปที่ 3 โดยมีการทดสอบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่ 1500 รอบต่อนาที ภายใต้ภาระกรรม 5.4,10.8,16.3,21.7 N-m หรือ 3.6,9,12 kg และปรับค่าอัตราส่วนกำลังอัดที่ 16, 17, 18 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันดีเซลและไบโอดีเซล ทำการวัดค่าคุณลักษณะการเผาไหม้, สมรรถนะเครื่องยนต์, และมลพิษไอเสียที่เกิดขึ้น



รูปที่ 3 แผนภาพแสดงการติดตั้งเครื่องยนต์สำหรับการทดสอบ

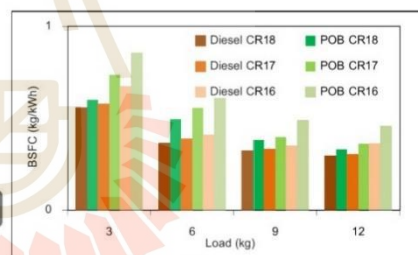
4. ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลอง

4.1 สมรรถนะของเครื่องยนต์

ผลการทดสอบด้านสมรรถนะเครื่องยนต์ได้แก่ คุณลักษณะการเผาไหม้ และมลพิษไอเสีย โดยใช้ไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับผลของการทดสอบกับน้ำมันดีเซลซึ่งใช้น้ำมันเชื้อเพลิงอ้างอิง ซึ่งแสดงผลทดสอบ ดังต่อไปนี้

4.1.1 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC)

ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc) คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยมวลต่อกำลังหนึ่งหน่วยที่ผลิตได้จากเครื่องยนต์ภายในระยะเวลาหนึ่งหน่วย จากรูปที่ 4 แสดงความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก(BSFC) ไบโอดีเซลมีอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงกว่าดีเซลในทุกภาระโหลด เนื่องจากค่าความร้อนของไบโอดีเซลมีค่าน้อยกว่าค่าความร้อนของดีเซลเพื่อให้ได้พลังงานความร้อนที่เท่ากันไบโอดีเซลจึงต้องใช้ปริมาณน้ำมันที่มากกว่าดีเซล และเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนการอัดค่า BSFC ของไบโอดีเซลมีค่าเข้าใกล้ดีเซลมากยิ่งขึ้น เนื่องมาจากการเพิ่มอัตราส่วนส่งผลให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นลง(ดังในรูปที่6) ซึ่งช่วยลดข้อด้อยของน้ำมันไบโอดีเซลที่มีความหนืดสูงกว่าและค่า Cetane index ต่ำกว่าดีเซล ดังในตารางที่ 1 การเพิ่มอัตราส่วนอัดในส่วนนี้จะเป็นการทำให้น้ำมันไบโอดีเซลเผาไหม้ได้หมดจดใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลมากขึ้น[8]

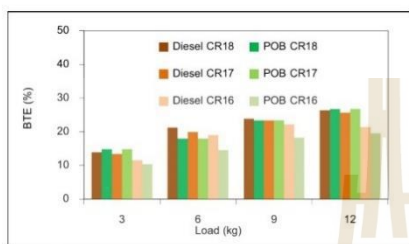


รูปที่ 4 ความสิ้นเปลืองน้ำมันจำเพาะเบรกต่อภาระกรรม

4.1.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก(BTE)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (Brake Thermal Efficiency, BTE) คือ ความสามารถในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงให้เป็นพลังงานกล จาก รูปที่ 5 พบว่า ไบโอดีเซลมีค่า BTE ใกล้เคียงกับดีเซล แต่ในการทดสอบที่ อัตราส่วนการอัด 16 ไบโอดีเซลมีค่า BTE ต่ำกว่าดีเซล ซึ่งที่อัตราส่วนการอัด 16 มีการอัดตัวของอากาศอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ต่ำลง ซึ่งค่าซีเทนของไบโอดีเซลที่ต่ำกว่าส่งผลทำให้การเผาไหม้ที่ไม่ต่อเนื่อง และความ

ชนิดที่ทำให้สเปรย์เชื้อเพลิงที่แยกอาจเกิดการกระจุยตัวของน้ำมันไบโอดีเซลสังเกตได้จาก รูปที่ 7 จะเห็นได้ว่าค่าความดันในกระบอกสูบของไบโอดีเซลจะไม่ราบเรียบนัก และอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่ไม่ต่อเนื่องเมื่อเทียบกับดีเซล โดยรวมการเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นในทุกๆ โหลด



รูปที่ 5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคต่อภาระกรรม

4.2 คุณลักษณะการเผาไหม้

คุณลักษณะการเผาไหม้ที่ทำการตรวจสอบได้แก่ ความดันในกระบอกสูบ (In cylinder pressure) และอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Rate of heat release) ซึ่งหาได้จากสมการที่ (1) โดยอาศัยหลักการพื้นฐานของกฎข้อที่ 1 เทอร์โมไดนามิกส์ภายใต้สมมติฐานกระบวนการโพลิโทรปิก (Polytropic process) แสดงดังสมการที่ 1

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{\partial P}{\partial \theta} \quad (1)$$

โดยที่ $\frac{\partial Q}{\partial \theta}$ คือ อัตราการปลดปล่อยความร้อน, (J/°CA)

P คือ ความดันในกระบอกสูบ, (Bar)

V คือ ปริมาตรในห้องเผาไหม้, (m^3)

θ คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยง, (°CA)

γ คือ อัตราส่วนของความร้อนจำเพาะ

4.2.1 ความดันในกระบอกสูบ

รูปที่ 6 แสดงความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่อองศาเพลลาข้อเหวี่ยง ของน้ำมันเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิด การปรับอัตราส่วนกำลังอัดสำหรับการทดสอบที่ภาระกรรม 12 kg พบว่าเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดที่ภาระ

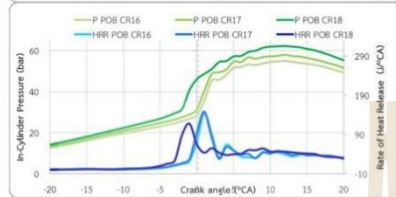
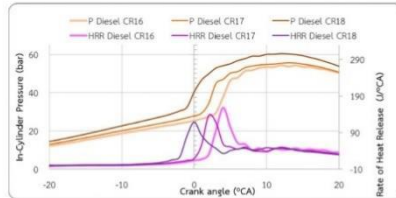
กรรมเดียวกันจะเกิดการจุดระเบิดล่วงหน้า (Advance ignition timing) มากขึ้น แสดงถึงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเร็วขึ้น หรือมีความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) ที่สั้นลง เป็นไปตามรูปที่ 6 เนื่องจากอุณหภูมิและความดันของอากาศมีผลต่อสถานะของสารผสม[9] ทำให้เริ่มการเผาไหม้ได้เร็วขึ้น

จากรูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบความดันในกระบอกสูบของไบโอดีเซลกับดีเซลที่โหลด 12Kg ทั้ง 3 อัตราส่วนการอัด(16,17,18) จากรูปที่ 7 พบว่าไบโอดีเซลมีช่วงความล่าช้าในการจุดระเบิดที่สั้นกว่า สังเกตได้จากการเพิ่มความดันที่เกิดขึ้นในองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่น้อยกว่าจากจุดศูนย์ตายบน อาจเนื่องมาจากน้ำมันไบโอดีเซลมีปริมาณออกซิเจนอยู่ในโครงสร้างโมเลกุลดังในรูปที่ 1 และมีปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้มากกว่าจึงเป็นผลให้เกิดการเริ่มการเผาไหม้ได้เร็วกว่าน้ำมันดีเซล

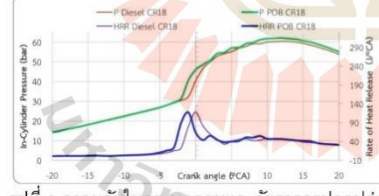
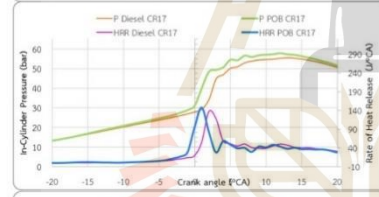
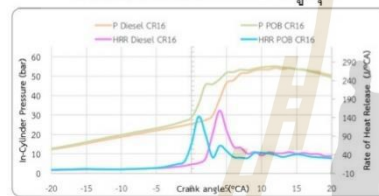
4.2.2 อัตราการปลดปล่อยความร้อน

ในส่วนของอัตราการปลดปล่อยความร้อนเมื่อเปรียบเทียบการปรับอัตราส่วนการอัดพบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลให้ อัตราการปลดปล่อยความร้อนเกิดขึ้นเร็วกว่าหรือมีความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) สั้นลง และมีช่วงการเพิ่มอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่ต่อเนื่องกว่า มีอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดลดลง อาจเนื่องมาจากที่อัตราส่วนการอัดที่สูง ห้องเผาไหม้มีความร้อนสูงทำให้น้ำมัน เชื้อเพลิงมีอัตราการระเหยเป็นไอได้ดี [11] ทำให้เชื้อเพลิงสามารถเกิดการเผาไหม้กระจายตัวได้ดีกว่าเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องสังเกตได้จากรูปที่ 6 กราฟความดัน ที่อัตราส่วนการอัดที่ 18 จะมีความราบเรียบกว่าอัตราส่วนการอัด 17 และ 16

เมื่อเปรียบเทียบอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิด จากรูปที่ 7 พบว่า ไบโอดีเซลมีความล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นกว่าเล็กน้อย ในทั้ง 3 อัตราส่วนการอัด แต่ ไบโอดีเซลมีการเผาไหม้ได้ไม่ราบเรียบนักเมื่อเทียบกับดีเซล อาจเนื่องมาจากมีค่าความร้อนเชื้อเพลิงที่และดัชนีซีเทนที่ต่ำกว่า



รูปที่ 7 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนเมื่อเปรียบเทียบการเพิ่มอัตราส่วนการอัดของไบโอดีเซลและดีเซลที่โหลดสูงสุด



รูปที่ 8 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนเมื่อเปรียบเทียบระหว่างไบโอดีเซลและน้ำมันดีเซลในอัตราส่วนการอัดต่างๆที่โหลดสูงสุด

4.3 การปลดปล่อยมลพิษ

4.3.1 ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x)

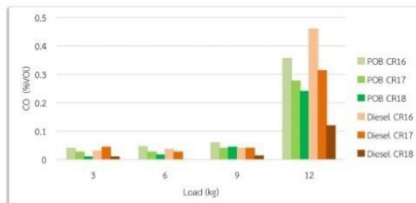
ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) มีองค์ประกอบหลักๆ โดยประกอบด้วยไนตริกออกไซด์ (NO) และไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO₂) ซึ่งเกิดจากการรวมตัวกันของออกซิเจนและไนโตรเจนที่มีอยู่ในอากาศ ซึ่งมักจะรวมตัวกันเมื่ออากาศมีอุณหภูมิสูง ทำให้ไนโตรเจนสามารถสร้างพันธะกับออกซิเจนได้ รวมทั้งองค์ประกอบออกซิเจนและไนโตรเจนในเชื้อเพลิง

การปล่อยไนโตรเจนออกไซด์ ของไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับดีเซล จากรูปที่ 8 พบว่าไบโอดีเซลมีการปล่อย ไนโตรเจนออกไซด์(NO_x)สูงกว่าน้ำมันดีเซลเล็กน้อยในทุกๆอัตราส่วนการอัดเนื่องจากผลของออกซิเจนที่มีอยู่ในไบโอดีเซลช่วยทำให้มีปริมาณออกซิเจนส่วนเกินในในห้องเผาไหม้มากยิ่งขึ้นส่งผลให้มีโอกาสเกิดไนโตรเจนออกไซด์(NO_x)สูงขึ้น รวมทั้งความหนืดที่สูงของน้ำมันไบโอดีเซล ดังในตารางที่ 1 การฉีดน้ำมันจึงเป็นผลของที่ยากกว่าดีเซลและจุดวาบไฟที่สูงเป็นผลทำให้มีบริเวณอากาศบางส่วนที่ไม่ได้เผาไหม้เกิดการรวมตัวของไนโตรเจนออกไซด์(NO_x) ส่งผลให้ไบโอดีเซลมีไนโตรเจนออกไซด์(NO_x) ที่สูงกว่าดีเซล

เมื่อเปรียบเทียบการเพิ่มอัตราส่วนการอัด จากรูปที่ 8 พบว่าการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัด ทำให้ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงขึ้นจึงก่อให้เกิดโอกาสการรวมตัวกันของออกซิเจนและไนโตรเจนที่มีอยู่ในอากาศมากยิ่งขึ้น การปล่อยไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) จึงสูงขึ้น[12]



รูปที่ 8 ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ที่ภาระการหมุนต่างๆ



รูปที่ 9 การปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ภาระกรรมต่างๆ

4.3.2 คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)

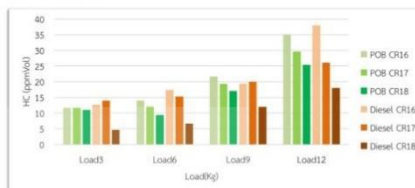
คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ที่ถือว่าเป็นมลพิษไอเสียที่เกิดขึ้นระหว่างกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งหลักๆ แล้วเกิดขึ้นเนื่องจากปริมาณออกซิเจนที่ไม่เพียงพอและเชื้อเพลิงเข้าไปผสมกับอากาศได้ไม่ดี การเปรียบเทียบการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ของไบโอดีเซลกับน้ำมันดีเซลพบว่าไบโอดีเซลมีการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำกว่าดีเซล 22.46% ,11.7% ที่อัตราส่วนการอัด 16,17 ที่ภาระกรรม 12 kg

เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัด พบว่าการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง อาจเนื่องมาจากที่อัตราส่วนการอัดที่สูง ห้องเผาไหม้มีความร้อนสูงทำให้น้ำมัน เชื้อเพลิงมีอัตราการระเหยเป็นไอได้ดี [11] ทำให้เชื้อเพลิงผสมกับอากาศได้ดีสามารถเกิดการเผาไหม้กระจายตัวได้ดีขึ้นเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องสังเกตได้จากรูปที่ 6 กราฟความดัน ที่อัตราส่วนการอัดที่ 18 จะมีความราบเรียบกว่าอัตราส่วนการอัด16,17

4.3.4 ไฮโดรคาร์บอน (HC)

ไฮโดรคาร์บอน(HC)คือสารประกอบอินทรีย์ที่เกิดจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์หรือไม่เกิดการเผาไหม้ จากรูปที่ 10 เปรียบเทียบการปล่อยไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่ภาระกรรมต่างๆพบว่าการเพิ่มอัตราส่วนการอัด16 เป็น 18 ที่ภาระโหลด 12kg ส่งผลให้การปล่อย HCลดลง 27.6% สำหรับเชื้อเพลิงไบโอดีเซล และลดลง 52.6% สำหรับเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งการลดลงของ HCแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอัตราส่วนการอัด ทำให้ความร้อนในห้องเผาไหม้ที่สูงขึ้นส่งผลให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นลง[9] (ดังในรูปที่ 6) ความล่าช้าในการจุดระเบิดส่งผลโดยตรงต่อการลดมลพิษ HC[12]มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นดังในรูปที่ 5 และเมื่อเปรียบเทียบการปล่อย HC ของน้ำมันดีเซลและไบโอดีเซล จากรูปที่ 10 พบว่าในช่วงโหลด 12 kg ไบโอดีเซล

มีการปล่อย HC สูงกว่าดีเซล,12%,28.9% ที่อัตราส่วนการอัด 17,18 ตามลำดับ ด้วยความหนืดที่สูงกว่าของน้ำมันไบโอดีเซลตั้งในตารางที่ 1 และด้วยปริมาณเชื้อเพลิงของไบโอดีเซลที่ต้องฉีดมากกว่า ทำให้การสเปรย์ของน้ำมันยิ่งแย่ขึ้นสังเกตได้จากในช่วงโหลดต่ำเชื้อเพลิงไบโอดีเซลนั้นมีการปลดปล่อย HC ที่ค่อนข้างต่ำกว่าดีเซล

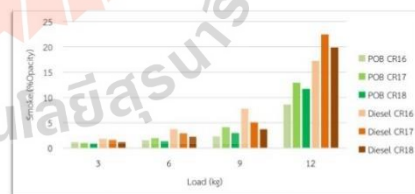


รูปที่ 10 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนที่ภาระกรรมต่างๆ

4.3.5 ควันดำ (Smoke)

การปล่อยควันสามารถเกิดจากเขม่าคาร์บอนที่หลงเหลือจากการเผาไหม้สารระเหยรวมทั้งการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของน้ำมัน จากรูปที่ 11 แสดงถึงการปล่อยควันเปรียบเทียบระหว่างอัตราส่วนกำลังอัด เมื่อเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดสูงขึ้นพบว่าการปล่อยควันจะลดลง ในส่วนของการปรับโหลดพบว่าเมื่อเพิ่มโหลดปริมาณของควันก็เพิ่มขึ้นตามปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ เนื่องจากมีเชื้อเพลิงมากขึ้นในห้องเผาไหม้แต่ปริมาณอากาศเท่าเดิมทำให้เป็นสัดส่วนผสมแบบหนามากขึ้น ส่งผลให้มีน้ำมันที่หลงเหลือจากการเผาไหม้มากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของโหลด

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างน้ำมันดีเซลและไบโอดีเซลจะพบว่าไบโอดีเซลจะปล่อยควันต่ำกว่าดีเซลเกือบเท่าตัวที่โหลดสูงสุด 12 kg อาจเนื่องมาจากไบโอดีเซลมีโมเลกุลออกซิเจนช่วยและมีส่วนประกอบสารคาร์บอนรวมถึงธาตุผสมอื่นที่ต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับดีเซล



รูปที่ 11 การปล่อยควันที่ภาระกรรมต่างๆ

5. สรุปผลการทดลอง

การศึกษาวัดคุณสมบัติทางเชื้อเพลิง และการทดสอบน้ำมันไบโอดีเซลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ การเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษเทียบกับน้ำมันดีเซล โดยทดสอบที่ภาระกรรมต่างๆ สามารถสรุปพอสังเขปได้ดังนี้

-คุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพและทางเคมีของไบโอดีเซล(POB) มีค่าความหนืด, ความหนาแน่น, ความถ่วงจำเพาะ, จุดวาบไฟ สูงกว่าน้ำมันดีเซล แต่ดัชนีซีเทน และค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

-ความสัมพันธ์เชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc) ของไบโอดีเซล (POB) มีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลในทุกภาระกรรม และทุกอัตราส่วนการอัด เมื่อเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดอัตรา การสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจะลดลงในทุกๆภาระโหลด

-ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของ ไบโอดีเซล (POB) มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลในภาระโหลด 3 และ 12 kg

-เมื่อเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดส่งผลให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดลดลง

-จากผลการวัดการปล่อยไอเสียพบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลให้มีการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และไฮโดรคาร์บอน (HC) และควัน(Smoke) ลดลง ส่วนออกไซด์ของไนโตรเจน (NOx) เพิ่มขึ้น การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งเสริมให้น้ำมันไบโอดีเซลมีประสิทธิภาพ

6. กิตติกรรมประกาศ

การศึกษานี้ได้รับการสนับสนุนจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่คอยสนับสนุนเครื่องมือการผลิตไบโอดีเซลขอขอบคุณศูนย์เครื่องมือที่สนับสนุนเครื่องมือในการทดสอบค่าคุณสมบัติของน้ำมันไบโอดีเซลและขอขอบคุณเจ้าหน้าที่อาคารเครื่องมือที่เอื้อเฟื้อสถานที่ให้ทำการทดสอบ

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] N. Alkabbashi, Md Z. Alam, M. E. S. Mirghani A. M. A. Al-Fusaifei, (2009). Biodiesel Production from Crude Palm Oil by Transesterification Process. *Journal of Applied Sciences*, vol.9, pp. 3166-3170.
- [2] J. Xue, T.E. Grift, A.C. Hansen, Effect of biodiesel on engine performances and emissions, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 15 (2) (2011) 1098e1116.

[3] P. Benjumea, J. Agudelo, A. Agudelo, Basic properties of palm oil biodiesel–diesel blends, *Fuel* 87 (10–11) (2008) 2069–2075.

[4] K. Subramanian, Utilization of biodiesel in compression ignition engines, *Biorefining of Biomass to Biofuels* (2018) 153–165

[5] Jindal S, Nandwana BP, Rathore NS, Vashistha V. Experimental investigation of the effect of compression ratio and injection pressure in a direct injection diesel engine running on *Jatropha methyl ester*. *Appl Therm Eng* 2010;30(5): 442–8.

[6] Laguitton O, Crua C, Cowell T, Heikal MR, Gold MR. The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel engine. *Energy Convers Manage* 2007;48(11):2918–24.

[7] Jawad, N., Syed Khaleel, A., & Farrukh, N. (2008). Palm Biodiesel an Alternative Green Renewable Energy for the Energy Demands of the Future. *International Conference on Construction and Building Technology (ICCBT)*. vol.7, pp. 79-94.

[8] El_Kassaby, M. and M. A. Nemit_allah (2013). Studying the effect of compression ratio on an engine fueled with waste oil produced biodiesel/diesel fuel. *Alexandria Engineering Journal* vol.52(1). pp.1-11.

[9] TIZARD and PYE, *Philosophical Magazine*, July 1922.

[10] John B. Heywood. (1988). *internal combustion engine fundamentals*, International edition, ISBN: 0-07-100499-8, McGraw-Hill Book, Singapore. pp.539-540.

[11] Kaimal, V. K., & Vijayabalan, P. (2016). A study on synthesis of energy fuel from waste plastic and assessment of its potential as an alternative fuel for diesel engines. *Waste Manage*, vol. 51, pp. 91-96.

[12] Bora, B. J. and U. K. Saha (2016). "Experimental evaluation of a rice bran biodiesel–biogas run dual fuel diesel engine at varying compression ratios." *Renewable Energy* 87: 782-790.



EMISSIONS AND PERFORMANCE OF A HYBRID HYDROGEN-GASOHOL E20 FUELED SI ENGINE

Maethas Phantoun (a), Karoon Fangsuwannarak (a), and Thipwan Fangsuwannarak (b)

[a] School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, 30000, Thailand.

[b] School of Electrical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, 30000, Thailand.

* Author for correspondence E-mail: karoon@sut.ac.th

Received:

Accepted:

ABSTRACT

This paper has investigated the effects of an alternative hybrid hydrogen-gasohol E20 fueled spark ignition engine on engine performance and exhaust pollutants. A hydrogen mixture with gasohol E20 was performed in an external mixture formation by installing a hydrogen fuel injection kit into the intake manifold area which is responsible for injecting hydrogen fuel into the inside of the engine's cylinder. The % volume of hydrogen fraction in the intake was gradually increased from 3% to 9% under the ignition degree conditions of 20°, 25°, 30°, and 35°. The top dead center was controlled by using the electronic control unit to study the optimal condition for a four-stroke single-cylinder engine. In the steady-state test condition, the half-open throttle under the variable engine load of 28%, 42%, 56%, and 70% was defined in each maximum engine torque. The engine can be available satisfactorily for an average relative air-fuel ratio (λ) value of 1.2 for hybrid hydrogen-gasohol E20 fuel. The results indicated that when the fraction of hydrogen volume increased, the spark timing was postponed as ignition delay closer to the top dead center (TDC) at 25° BTDC. It results in the brake power and thermal engine efficiency increased. It is also noted that ignition delay also caused NO_x, HC, and CO emissions to decrease. NO_x emissions have increased with increasing volumes of hydrogen, while HC and CO emissions have decreased.

Keywords: Hybrid hydrogen-gasoline E20, Spark-ignition engine, Gas exhaust, Engine performance

1. INTRODUCTION

The limited fossil fuel resources and the air pollution have been rising steeply from more fossil fuel consumptions of the industrial, and transportation sectors. The improvement of thermal efficiency and emissions performance of internal combustion engines (ICE) has attracted more and more attention and has become an important issue nowadays. There is a focus on reducing greenhouse gas emissions in industrial countries. The regulations have been implemented through emission CO₂ control and used electrification targets for the transportation sector. The relative proportions of the major pollutants in exhaust emissions depend mainly on the specific organization and the parameters of the ignition and combustion processes in the ICE [1,2].

Crude oil extracted is widely used in ICE engines, simultaneously the increasing utilization of some alternative fuels requiring the specific engine modification to have more importance. The novelty engines have been developed to modify continuously. Hydrogen is one of the most important candidates to supply energy demands in the future. The crucial advantages of hydrogen properties area heating value three times larger than petroleum as a mass basis, and creates significantly less zero harmful tailpipe-emissions from internal combustion engines [3].

Utilizing hydrogen as a fuel in an ICE engine propelled vehicles is a promising direction for the future of the transportation sector. Hydrogen-fueled ICEs (H₂ICEs) have a low achievable efficiency of 20–25%, which is a cause for problems including the current hydrogen storage capabilities in both gas and liquid states. Hydrogen mixture in a traditional fuel is a promising technique to improve the gasoline engine performance, especially at optimized lean operating conditions [4]. Besides, compared with using traditional fossil fuels in the combustion engine, a hydrogen mixture creates a carbonless tailpipe-emissions such as HC,

CO, and CO₂ emissions decreased with the increase in hydrogen percentage but NO_x emissions increased. Thus, the application of hydrogen engines can attenuate the concerns about harmful toxic and greenhouse emissions from internal combustion engines [5]. However, due to the low energy density of hydrogen by volume, hydrogen engines produce a lower power output than gasoline engines at the same excess air ratio [6]. The engine was operated at 1500 rpm and excess air ratio at 1.2. It was found that when the hydrogen volume fraction was raised from 0% to 10% The brake thermal efficiency increases with the increase of the hydrogen volume fraction [7]. The flame rate of hydrogen is five times as high as that of gasoline. Thus, the narrow flammability of gasoline is required from which pure gasoline-fueled fraction in hydrogen engines has an optimization to reduce cyclic variation compared with gasoline engines [8,9]. The high thermal efficiency of hydrogen is due to its fast flame speed, which enables for stable combustion (low cycle to cycle variation) [10]. As a result of hydrogen can be used under an optimizing lean mixture. A lean mixture is one in which less amount of fuel needs than the theoretical stoichiometric or chemically ideal for combustion required a given amount of air mixture [11,12]. The combustion properties of hydrogen can help engine to extend the lean burn limit from 1 of the gasoline engine to 2.55 of the hydrogen-gasoline engine, and the brake thermal efficiency and emissions at lean burn limits were also improved [13,14]. This is a reason to make an engine start on hydrogen-fueled. Nevertheless, there is a limit for the engine working, as the lean operation results in significantly reduce power output due to a reduction in the volumetric heating value of the air/fuel mixture. The addition of hydrogen significantly improved the effective thermal efficiency of lean-burn conditions. At $\lambda = 1.8$, the effective thermal efficiency raised from 18% to 31% with the increase of the hydrogen additional fraction from 3.9% to 10.5% [15,16].

The effect of hydrogen adding to a gasoline-fueled SI engine on extending its

lean burn limit for improving spark-ignition engine (SI) and emissions performance. HC and CO emissions are reduced, whereas NO_x emissions are raised. For a specified excess air ratio, HC, CO and CO_2 emissions are obviously reduced after hydrogen addition, especially at low load conditions. [17]. Moreover, in many previous studies, hydrogen was premixed in the air before it was introduced into the cylinder. It has the possibility of backfire in the intake manifolds intensified when a high hydrogen blending level was adopted [18]. As the engine speed increases, the maximum torque decreases because the excess air ratio that does not backfire continues to increase. The supply of the hydrogen fuel is limited due to the occurrence of backfire and the maximum torque is observed at 2000 rpm where the excess air ratio is 1.24 without backfiring [19].

Pre-ignition, backfiring, and knocking are abnormal combustion events or combustion anomalies associated with external mixture type (port or manifold injection type) hydrogen fueled spark ignition engines. The engine was run smoothly between the equivalence ratio 0.6 to 1.03 hydrogen fuel, more than that the engine knocks and backfires, whereas the equivalence ratio was in the range of 0.78-1.28 for gasoline operations [20]. Pre-ignition is the combustion of charge prior to spark timing when the intake valves are closed during the compression stroke. Backfire is a form of pre-ignition phenomena that occurs during the suction stroke of a hydrogen-fueled engine. Reducing the injection duration can overcome the problem of backfiring at high power outputs. Suitable methods must be adopted to control the engine knock so that the maximum power output can be further improved [21-23].

In this paper, an experiment was carried out on a gasoline-fueled SI engine to investigate the effect of hydrogen-fueled in the combustion engine and emission characteristics at lean burn limits. The

hydrogen injection system is connected to the intake manifolds. The experimental work was carried on the condition of half-open throttle under the variable load engine at 28%, 42%, 56%, and 70% of maximum engine torque. The effect of hydrogen enrichment level of engine brake power and emissions performance under lean conditions. The tests were defined by using the four hydrogen volume fractions in total intake gases of 3%, 5%, 7%, and 9% with an average relative air-fuel ratio $\lambda = 1.2$ for hybrid hydrogen-gasohol E20 fuel.

2. Experimental method and procedure

2.1. Experimental method

The tested engine is a 0.108 L single-cylinder engine (Honda) with the specifications shown in Table 1. For the requirements of this experiment, fuel injector ports connecting with the intake manifolds and the indirect injectors for hydrogen were installed. Hydrogen was fed through the high-pressure hydrogen injectors of 4.5 MPa into the indirect injectors. An electronic control unit (ECU) of hydrogen-gasoline functionality was created to control the ignition timing, hydrogen and gasoline injection timing duration. The engine ignition timing, an excess air ratio, and hydrogen blending fraction can be adjusted by the ECU.

The engine was connected to Land & Sea's Dynamite kart, water brake engine dynamometer with a load cell as a load of the engine. The λ (air to fuel equivalence ratio) was measured by Bosch LSU4.9 oxygen sensor installed in the exhaust pipe. The hydrogen flow rate was calculated from the measurements of a lambda meter, a gasoline mass flow meter, owing to the ultra-low flow rate of hydrogen. The exhaust emissions such as CO, HC, and NO_x were measured by a TESTO 350 exhaust analyzer. The specifications are shown in Table 3.

2.2. Experimental procedure

The measurements were started when the engine operation was fully warmed up with gasoline except for an ignition timing at the original position of 39° BTDC. In testing duration, the coolant temperatures were kept around 90 and 95 ° ±1° C, respectively, to minimize their negative effects on the test results. The engine was operated at a half-open throttle with varying a load engine of 28%, 42%, 56% and 70% at the maximum engine torque. The Hydrogen flow rate was measured by a gas flow meter controlled by a needle valve before pass through a flame trap for suppressing fire hazards in the system. The characteristics of hydrogen and gasoline properties are shown in Table 2.

Table 1 Engine specifications

Engine	Specification
Model	Honda click 110i
Engine type	1 cylinder, 1 stroke, Indirect injection
Bore	50.0 mm
Stroke	55.6 mm
Swept volume	108 cc
Rate output	6.5 kW at 7500 rpm
Compression ratio	9

The variable volume fractions of intake hydrogen (α_{H_2}) were defined of 3%, 5%, 7%, and 9%. Thus, the gasoline flow rate was gradually reduced to keep the excess air ratio (λ) of the mixture in cylinder at 1.2, which are defined by Eqs. (1) and (2).

$$\alpha_{H_2} = \frac{V_{H_2}}{V_{H_2} + V_{air}} \times 100\% \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{V_{air} \rho_{air}}{V_{H_2} \rho_{H_2} AF_{H_2} + m_{gas} AF_{gas}} \quad (2)$$

where V_{air} is an air volume flow rates. V_{H_2} is a hydrogen volume flow rate (L.min), m_{gas} is

a gasoline mass flow rate (g/min), ρ_{air} and ρ_{H_2} is air and hydrogen densities (g/L). AF_{gas} and AF_{H_2} are the stoichiometric air-to-fuel ratios of gasoline and hydrogen ($AF_{H_2} = 34.3$ and $AF_{gas} = 14.6$).

Moreover, the effects of variable ignition timing on the variable brake power are considered. The effect of hydrogen addition in the combustion engine on its performance was observed using the combustion data in the various ratios of excess air. The ignition degree between 20° and 35° above top dead center is investigated the effect of spark timing on the engine performance and emission.

3. Results and discussions

3.1. Brake power

The brake power is one parameter that reflects the engine power output. The Fig. 1. shows the measured results of the brake power with the variable engine load between 28% and 70%, which are tested under the varying conditions of ignition degrees from 20° to 35° and H_2 volume fractions from 3% to 9%. It is found that the brake power obviously increases with the increase in the engine load and the degree of ignition. Meanwhile, it is noticed that when increasing H_2 volume fraction from 3% to 7%, the brake power increases in all variable conditions until at 9% H_2 volume fraction the brake power gradually declined. as the H_2 fraction increases. It is mostly possible that as the air content in the intake is gradually lowered as the hydrogen fraction in the overall intake gas increases, brake power decreases due to improper combustion [24]. It is also observed that the optimal ignition degree of 25° provides the maximum brake power of 3.03 kW for using the optimal 7% H_2 volume fractions.

3.2. Brake Thermal Efficiency

The Brake thermal efficiency (BTE) of the engine is the ability to change the heat

energy obtained from the fuel into mechanical energy. Fig. 2 It shows that the calculated results of the BTE with the variable engine load, which are demonstrated with the varying conditions of ignition degrees from 20° to 35° and H₂ volume fractions from 3% to 9%. It is found that the BTE obviously increases with the increase in the engine load and the degree of ignition. The H₂ addition enables the engine to gain higher thermal efficiency at the same ignition timing until the hydrogen ratio reaches 7% and then the thermal efficiency declined. In addition, the maximum BTE is obtained at 20° and 25° ignition degrees before the top dead center (TDC) for all hydrogen ratios.

When the optimal ignition degree is closer to TDC, it leads to a better fuel mixture in the combustion process and a higher heat generation due to the expansion stroke occurring in a short time. Nonetheless, more ignition timing causes an increase in heat transfer losses, which leads to a decrease in BTE [25]. This is due to higher heating value of H₂, which causes more fuel quantity could be burned during the piston moving toward TDC [26]. Thus, the optimal ignition degree of 25° and the optimal 7% H₂ volume fraction provide the maximum BTE of 16.26%, which is consistent with the maximum break power.

Table 2 Properties of gasoline and hydrogen fuel

Property	Gasoline	Hydrogen
Limits of flammability in air, vol %	1.0-7.6	4-75
Stoichiometric composition in air, vol%	2	29.53
Minimum energy for ignition in air, mJ	0.24	0.02
Autoignition temperature, K	501-744	858
Flame temperature in air, K	2470	2318
Equivalence ratio flammability	0.7-4	0.1-0.7
Lower heating value (MJ/kg)	44.79	119.7

Table 3 Specifications of exhaust gas analyzer

Parameter	Measuring range	Accuracy	Resolution
CO	0-10,000 ppm	±10<200 ppm	1 ppm
HC	0-40,000 ppm	±400 ppm	10 ppm
NO _x	0-4,000 ppm	±5<100 ppm	1 ppm

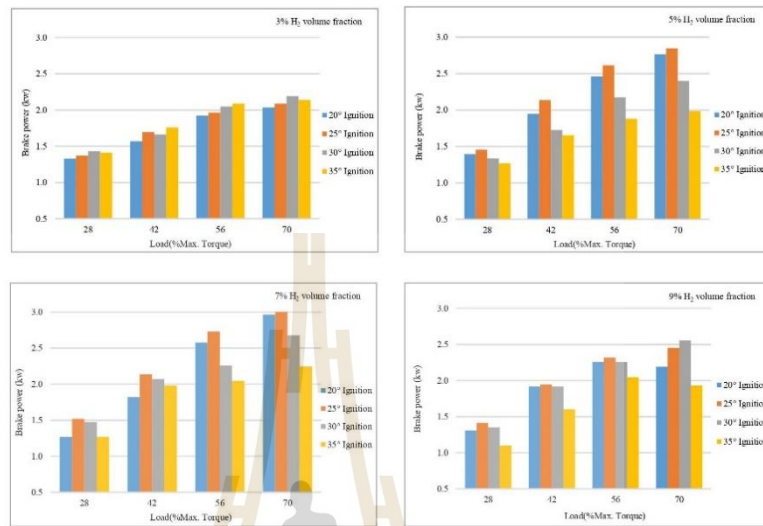


Fig. 1 Brake power measured at the variable engine loads with varying H₂ volume fractions and ignition degrees at $\lambda=1.2$

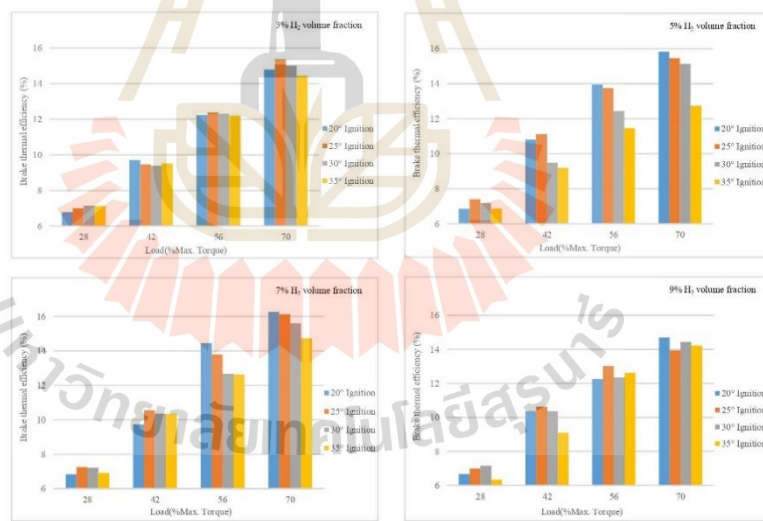


Fig. 2 Brake thermal efficiency (%) at the variable engine loads with varying H₂ volume fractions and ignition degrees at $\lambda=1.2$

3.2 Exhaust emissions analysis

3.2.1 Hydrocarbon Emission

Fig. 3 shows the measured HC emissions under the variable test conditions of the engine loads with varying ignition degrees and variable %H₂ volume fractions. It is noted that decreasing HC emissions is found obviously when the engine load increases by using the %H₂ fraction conditions. Furthermore, the HC emissions seems to be the downward trend with an increase in ignition degree, which relates to the reduction of the exhaust temperature and declining of oxidation reaction of unburned HC. In this study, increasing %H₂ volume affects a slight decrease in the HC emission. It is perhaps due to the quantity reduction of gasoline injection and absence of carbon atom in the hydrogen mixture to finally cause unburned HC reduces. In general, the characteristics of hydrogen such as wide flammability limits, and fast flame

propagation can contribute the complete engine combustion and HC emission is more or less a reduction. The reducing HC emission resulted from the rise of combustion temperature, which caused by the volumetric efficiency increase [27].

3.2.2 Carbon monoxide emission

The measured CO emissions are shown in Fig. 4 at the various engine loads. The results of the reduction in CO emissions where the increase in engine load appears to be similar to the behavior of HC emissions. Normally, CO emissions decrease with an increase in the volume in %H and the degree of ignition due to the decrease in the exhaust temperature, and the reduction of the oxidation reaction of CO. Meanwhile, the increase of hydrogen addition can improve the combustion process of the fuel mixture in the cylinder, causing the CO emissions drop [28,29].

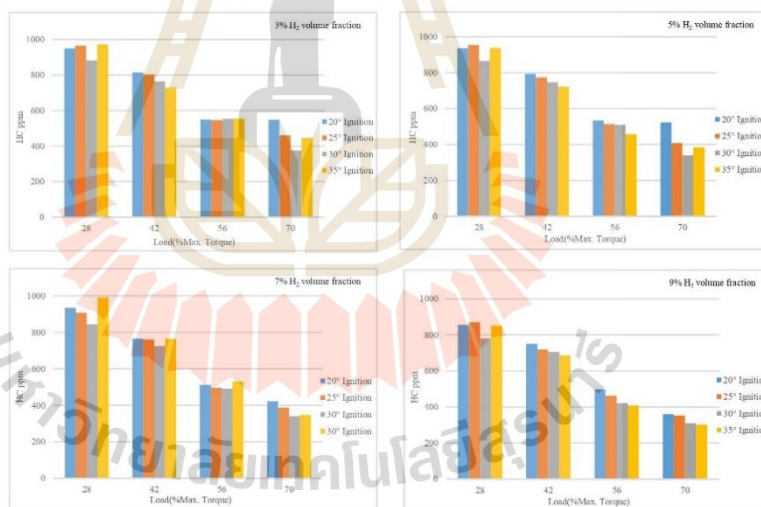


Fig. 3 Hydrocarbon emission measured at the variable engine loads with varying H₂ volume fractions and ignition degrees at $\lambda=1.2$

3.2.3 Oxide of Nitrogen Emissions

The measured NO_x emissions are shown in Fig. 5 Oxygen concentration, temperature and duration of the reaction are the main factors to reduce NO_x emissions. It is noticed that increasing NO_x emissions is found

obviously when the engine load increases by using a more %H₂ addition. This is due to that the high temperature in the combustion reaction results in the increase of NO_x emission [30].

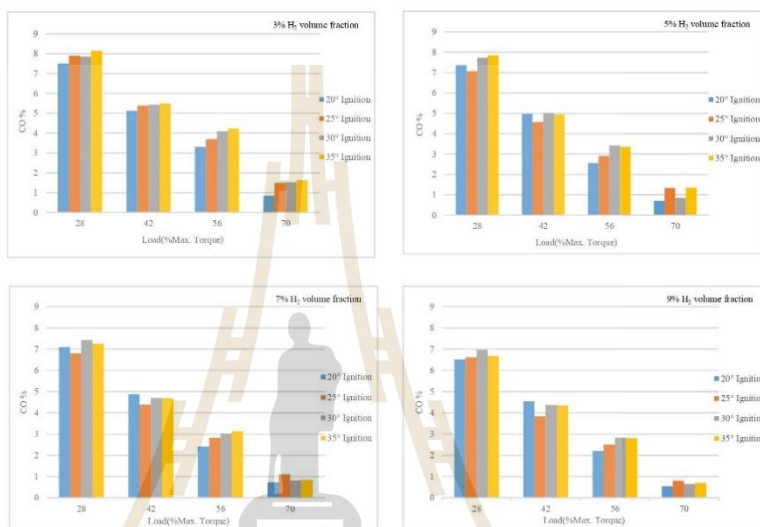
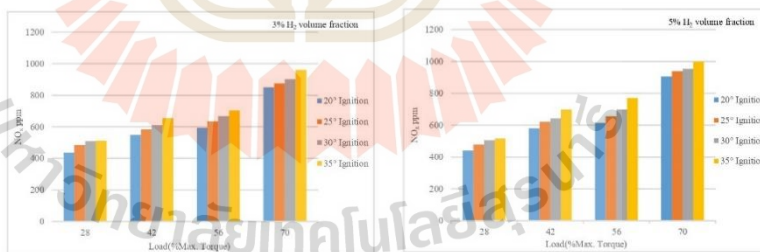


Fig. 4 Carbon monoxide emissions measured at the variable engine loads with varying H₂ volume fractions and ignition degrees at λ=1.2



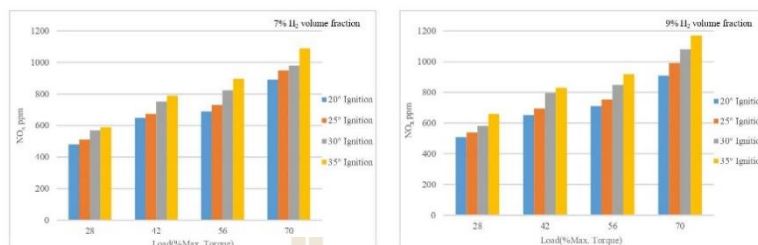


Fig. 5 Oxide of nitrogen emissions measured at the variable engine loads with varying H₂ volume fractions and ignition degrees at $\lambda=1.2$

4. CONCLUSIONS

This paper investigates the effects of variation of %H₂ addition in E20 fuel, and the ignition degrees on the engine performance tested with varying load engines and the gas exhausts. The experimental results provide the maximum brake power and maximum BTE of 3.026 kW, and 16.26%, respectively at the optimum 7% H₂ volume fraction and the optimum 25° ignition degree. It is due to the higher heating value of H₂ than that of E20, leading the improvement of this alternative fuel quality. In addition, gas exhausts consisting of such carbon element, such as HC and CO diminish with using more H₂ addition to the rise of combustion temperature. Nevertheless, NO_x emission increases simultaneously with more H₂ addition. This problem can mitigate from the optimization of lean-burn condition.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study was supported by Suranaree University of Technology.

REFERENCES

- [1] Yousufuddin, S. and M. Masood (2009). "Effect of ignition timing and compression ratio on the performance of a hydrogen- ethanol fuelled engine." *International Journal of Hydrogen Energy* **34**(16): 6945-6950.
- [2] Gillingham, K. and J. H. Stock (2018). "The Cost of Reducing Greenhouse Gas Emissions." *Journal of Economic Perspectives* **32**(4): 53-72.
- [3] Fly, A. and R. H. Thring (2013). System thermal and water balance in an evaporatively cooled PEM fuel cell vehicle. *Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings (VTMS11)*: 267-277.
- [4] Hari Ganesh, R., et al. (2008). "Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study." *Renewable Energy* **33**(6): 1324-1333.
- [5] Yu, X., et al. (2019). "Experimental study on lean-burn characteristics of an SI engine with hydrogen/gasoline combined injection and EGR." *International Journal of Hydrogen Energy* **44**(26): 13988-13998.
- [6] Ji, C. and S. Wang (2010). "Combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at idle and lean conditions." *International Journal of Hydrogen Energy* **35**(1): 346-355.
- [7] Shi, W., et al. (2017). "Effect of spark timing on combustion and emissions of a hydrogen direct injection stratified gasoline engine." *International Journal of Hydrogen Energy* **42**(8): 5619-5626.
- [8] Verhelst, S., et al. (2009). "Efficiency comparison between hydrogen and gasoline, on a bi-fuel hydrogen gasoline

- engine. " *International Journal of Hydrogen Energy* 34(5): 2504-2510.
- [9] Liu, X., et al. (2008). "Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine. " *International Journal of Hydrogen Energy* 33(14): 3847-3855.
- [10] Ji, C. and S. Wang (2011). "Effect of hydrogen addition on lean burn performance of a spark-ignited gasoline engine at 800rpm and low loads." *Fuel* 90(3): 1301-1304.
- [11] Yu, X., et al. (2020). "Effects of hydrogen direct injection on combustion and emission characteristics of a hydrogen/Acetone-Butanol-Ethanol dual-fuel spark ignition engine under lean-burn conditions." *International Journal of Hydrogen Energy* 45(58): 34193-34203.
- [12] Prasad, R. K., et al. (2020). "Effect of spark timing on laser ignition and spark ignition modes in a hydrogen enriched compressed natural gas fuelled engine." *Fuel* 276.
- [13] Elsemary, I. M. M., et al. (2017). "Spark timing effect on performance of gasoline engine fueled with mixture of hydrogen-gasoline. " *International Journal of Hydrogen Energy* 42(52): 30813-30820.
- [14] Sen, A. K., et al. (2011). "Investigating the effect of hydrogen addition on cyclic variability in a natural gas spark ignition engine: Wavelet multiresolution analysis." *Applied Energy* 88(12): 4860-4866.
- [15] Niu, R., et al. (2016). "Effect of hydrogen proportion on lean burn performance of a dual fuel SI engine using hydrogen direct-injection." *Fuel* 186: 792-799.
- [16] Ji, C. and S. Wang (2010). "Experimental study on combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at lean burn limits." *International Journal of Hydrogen Energy* 35(3): 1453-1462.
- [17] Ji, C., et al. (2010). "Combustion and emissions characteristics of a hybrid hydrogen-gasoline engine under various loads and lean conditions." *International Journal of Hydrogen Energy* 35(11): 5714-5722.
- [18] Cernat, A., et al. (2020). "Hydrogen—An Alternative Fuel for Automotive Diesel Engines Used in Transportation. " *Sustainability* 12(22).
- [19] Park, C., et al. (2019). "The effect of engine speed and cylinder-to-cylinder variations on backfire in a hydrogen-fueled internal combustion engine. " *International Journal of Hydrogen Energy* 44(39): 22223-22230.
- [20] Tamilarasan, P. (2016). "Experimental Investigation on the Performance and Emission Characteristics of Hydrogen Fueled SI Engine." *Indian Journal of Science and Technology* 9(1): 1-7.
- [21] Verhelst, S. and T. Wallner (2009). "Hydrogen-fueled internal combustion engines. " *Progress in Energy and Combustion Science* 35(6): 490-527.
- [22] Yip, H. L., et al. (2019). "A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. " *Applied Sciences* 9(22).
- [23] Agarwal, A. K., et al. (2013). "Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine." *Fuel* 111: 374-383.
- [24] Shivaprasad, K. V., et al. (2014). "Experimental Investigation of the Effect of Hydrogen Addition on Combustion Performance and Emissions Characteristics of a Spark Ignition High Speed Gasoline Engine. " *Procedia Technology* 14: 141-148.
- [25] Du, Y., et al. (2017). "Effect of addition of hydrogen and exhaust gas recirculation on characteristics of hydrogen gasoline

- engine. " International Journal of Hydrogen Energy **42**(12): 8288-8298.
- [26] Wang, S., et al. (2012). "Performance of a hydroxygen-blended gasoline engine at different hydrogen volume fractions in the hydroxygen." International Journal of Hydrogen Energy **37**(17): 13209-13218.
- [27] Ji, C. and S. Wang (2009). "Effect of Hydrogen Addition on Idle Performance of a Spark-Ignited Gasoline Engine at Lean Conditions with a Fixed Spark Advance." Energy & Fuels **23**(9): 4385-4394.
- [28] Su, T., et al. (2017). "Idle performance of a hydrogen gasoline rotary engine at lean condition. " International Journal of Hydrogen Energy **42**(17): 12696-12705.
- [29] Kim, J., et al. (2017). "The effects of hydrogen on the combustion, performance and emissions of a turbo gasoline direct-injection engine with exhaust gas recirculation." International Journal of Hydrogen Energy **42**(39): 25074-2508
- [30] Dhyani, V. and K. A. Subramanian (2019). "Control of backfire and NO_x emission reduction in a hydrogen fueled multi-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies. " International Journal of Hydrogen Energy **44**(12): 6287-6298.



Effect of a variable compression ratio on the performance and exhaust emission of an agricultural engine using palm biofuel

Yongsathon Khotbut (a), Karoon Fangsuwannarak (a), Thipwan

Fangsuwannarak (b), Maethas Phantoun (a) and Suriya Phankosol (c)

[a] School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, 30000, Thailand.

[b] School of Electrical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, 30000, Thailand.

[c] Department of Industrial and Technology Management, Faculty of Science and Technology, Bansomdejchaopraya Rajabhat University, Bangkok, 10600, Thailand.

* Author for correspondence E-mail: karoon@sut.ac.th

Received:

Accepted:

ABSTRACT

Palm oil biodiesel (POB) has a number of beneficial properties of the environment due to less exhaust emission (carbon monoxide, hydrocarbon, and smoke). It can lead to a reduction of pollution by decreasing the emission of harmful and hazardous substances to the atmosphere. In this work, palm biofuel was produced in house from crude palm oil with transesterification reaction carried out using a base catalyst. A low-speed agriculture engine under the variable load range of 3-12kg at a constant speed of 1500 rpm was investigated the several combustion characteristics under ASTM standards. The effect of a variable compression ratio (VCR) from 16 to 18 on low-speed engine performance and the gas emission was investigated in order to find out the optimal values of compression ratio (CR) low-speed engine. The experimental results are found that this engine fueled by the biofuel under test load at 12kg obtained the highest thermal efficiency of 27% at the compression ratio of 18, while its brake specific fuel consumption reduced with the increase of the test load. An increase up to CR18 presents the consistent explanation of the higher heat release and the shorter ignition delay, while the amount of carbon monoxide and hydrocarbon emission effectively reduced down to 42% and 21%, respectively. The optimum performance of the low-speed agriculture engine was found in CR value of 18 during full load condition.

Keywords: Palm biofuel; Variable compress ratio; Combustion characteristics; Engine performance; Exhaust emission

1. INTRODUCTION

The largest increase in the number of automobiles for transportation and agriculture machines has resulted in greater demand for petroleum products with the trend of fast depletion of world petroleum reserves [1]. The main point of the world energy demand in the last two decades has encouraged the researchers searching for new alternative energy sources such as biofuels, solar energy, wind energy, and biomass [2]. Biodiesel is an alternative fuel due to its various advantages, such as abundant biomass resources, biodegradable and environmental friendliness over fossil fuel [3]. Moreover, biodiesel predominantly produced from biomass is becoming cost-competitive with fossil fuels due to the widespread availability of biomass resource [4].

In the present, palm oil is a trade commodity to cause direct competition between using palm oil for biodiesel production and using for food. This reason leads to an increase in the price of both uses. Nevertheless, the raw palm has a massive energy plantation in Thailand and the benefit of the environment and the local population. For the palm oil biodiesel (POB) production, trans-esterification of palm oil with methanol to obtain POB was carried out using potassium hydroxide (KOH) catalyst [5]. ASTM standard fuel tests performed on the POB, in particular, POB blend with nano-additive material provided the promising results such as improvement of engine power and reduction of brake specific fuel consumption and exhaust emissions [6,7]. Biodiesel with high oxygen content is biodegradable through antioxidants, whereas petroleum has essentially none [3]. Furthermore, there are more studies to improve the fuel quality and engine performance without modifying diesel engine.

However, diesel engine generally emits exhaust more than emission from a gasoline

engine, which causes higher pollution.

Decreasing fossil fuel and increasing ambient air pollution force the research on cleaner alternative fuels concern biodiesel for diesel engines. Moreover, biodiesel predominantly produced from biomass is becoming cost-competitive with fossil fuels due to the widespread availability of biomass resource [7]. The previous researches were investigated the waste cooking oil biodiesel to effect on diesel engines. It was found the better engine performances with the low gas exhaust except NO_x gas. The torque and thermal efficiency decreased by 9% and 11%, respectively, whereas the fuel consumption increased by 17% as biodiesel ratio increased up to 50% [8-9]. Moreover, an increase in compression ratio has an effect on the deterioration reduction of the diesel engine performance fueled with the high biodiesel blending percentage [10].

In this study, the palm oil biodiesel produced from palm oils with varying blend ratio of biodiesel was investigated. The experiments were conducted on load condition 3, 6, 9, and 12 kg or brake power 0.86, 1.71, 2.57, and 3.42 kW, compression ratios of 16, 17 and 18 at an engine speed of 1500rpm.

2. MATERIALS AND METHODS

Crude palm oil extracted from palm seeds, usually exhibits high viscosity values, making them unsuitable to be used as a fuel for continuous running. Therefore, a process called trans-esterification is performed so as to reduce the viscosity by treating the crude oil with alcohols (commonly ethanol or methanol) wherein a by-product is obtained in the form of glycerol which has to be separated. The trans-esterification reaction is a stage of converting oil or fat into methyl esters

2.1 Biodiesel production from palm oil

Palm oils primarily contain triglycerides, and their chemical structure is significantly different from that of mineral Diesel. Transesterification is an efficient method to convert high viscosity palm oil into a fuel with chemical properties similar to those of mineral Diesel. POB was prepared from palm oil and methanol by using potassium hydroxide (KOH) as a catalyst through transesterification process. In such biodiesel production, the effect of oil to methanol molar ratio 1:6, catalyst concentration 1% by weight, reaction temperature 60°C and reaction time 60 min on the yield of transesterification was studied. The biodiesel yield percentage is the factor that indicates the amount of actual biodiesel yield (Y_{act}) compared with the theoretical biodiesel yield. The theoretical biodiesel yield (Y_{th}) and biodiesel yield percentage (%Y) can be calculated from the following equations.

$$Y_{th} = \frac{N \times MW_{POB} \times m_{PalmOil}}{MW_{PalmOil}} \quad (1)$$

$$\%Y = \frac{Y_{act}}{Y_{th}} \quad (2)$$

when,

- Y_{act} = actual biodiesel yield (g)
- Y_{th} = theoretical yield of biodiesel (g)
- N = mole number of biodiesel per mole amount of crude vegetable oil
- $m_{PalmOil}$ = crude palm oil mass (g)
- MW_{POB} = molecular weight of palm oil methyl ester (285.60g/mol)
- $MW_{PalmOil}$ = molecular weight of crude palm oil (846.94g/mol)

From Figure 2, it shows the gas chromatograph profiles of biodiesel, which can conclude to Table3. The Table3 shows the main

components are palmitic acid (39.18%), oleic acid (43.88%) and linoleic acid (10.57%). We can find the average molecular weight of palm methyl ester from the table3 equal to 285.6g/mol and the result of the transesterification reaction with palm oil 4000 g reaction results in actual biodiesel yield (Y_{act}) of 3989.47 g. The results of the calculation are able to obtain the theoretical yield of biodiesel (Y_{th}) of 6369.29 g and the yield percentage (%Y) of 62.64%.

2.2 Testing of fuel properties

This research measures the fuel properties of biodiesel from palm oil and diesel oil. Thailand has set the standard for biodiesel by the Department of Energy Business, Ministry of Energy. This is due to the requirement of the quality control for the engine using. The experimental results of fuel properties were measured as shown in Table 1. Specific gravity, density and the flash point values are obtained in the standard of the criteria set by the Department of Energy Business but viscosity value is equal to 5.57 cSt, which is higher than the standard criteria (0.57 cSt) compared to diesel oil. This viscosity result of palm oil has related to the higher flash point and its density.

2.3 Experimental test setup and procedure

In a single-cylinder direct injection diesel engine with the naturally aspirated, water-cooled system was used for the engine test to evaluate engine performance and exhaust emissions. The engine was operated by using diesel fuel and the results were used as reference values. Thus, the comparison results obtained from the engine fueled with POB compared with diesel fuel. The engine specification is shown in Table 2. The experimental installation diagram is drawn schematically in Figure 1. An eddy current dynamometer equipped with a load cell was used

to load the engine. The engine was tested at a constant speed of 1500 rpm with varying four-engine operating loads (3, 6, 9, and 12 kg or brake power 0.86, 1.71, 2.57, and 3.42 kW), which represents the range of the engine operating condition from low to high levels and variable compression ratios 16, 17, and 18. Exhaust

emissions were measured by standard exhaust gas analyzers : Testo 350 for CO and NO_x, Horiba Mexa-584L for HC and WAGER DIGITAL SMOKE METER MODEL 6500 for smoke emissions. In each condition tested, the engine was stabilized by the observation of exhaust temperatures and exhaust emission.

Table 1. Properties of Diesel and Palm oil biodiesel (POB)

Property	Standard test	Diesel	Biodiesel
Kinematic viscosity @40 °C (cSt)	ASTM D445	4.12	5.57
Flash point (°C)	ASTM D93	59	154
Specific Gravity 15.6 °C	ASTM D1298	0.830	0.87
Density 15.6 °C (kg/m ³)	ASTM D1298	829.253	874.200
Cetane Index	ASTM D976	56	50
Heating Value (MJ/kg)	ASTM D240	46.48	40.54

Table 2. Technical specifications of diesel engine test

Engine	Specification
Model	TV1
Make	Kirloskar Oil engines
Engine type	1 cylinder, 4 strokes, Direct injection
Bore	87.5 mm
Stroke	110 mm
Connecting rod length	234 mm
Swept volume	661 cc
Rate output	3.5 kW at 1500 rpm
Compression ratio	12-18
Dynamometer	Eddy current, Water cooled

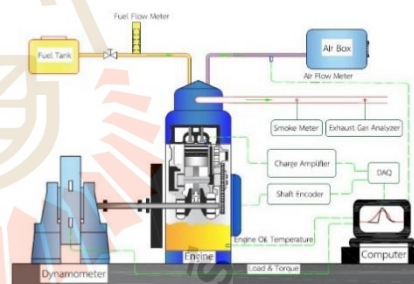


Figure 1. Diagram of the installation system of the engine test.

XXXX

Chiang Mai J. Sci. 20xx; xx(x)

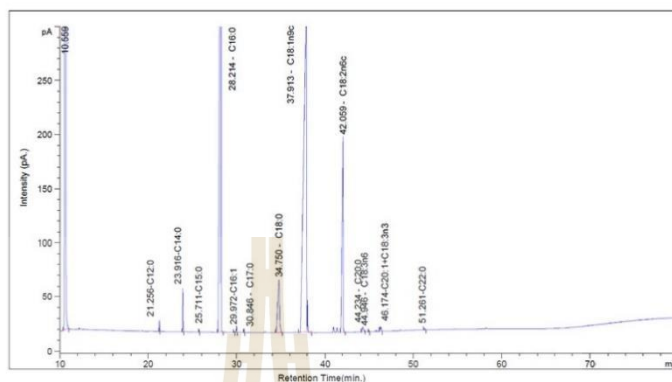


Figure 2. Gas chromatograph profiles of Palm Oil Biodiesel (POB)

Table 3. Total fatty acid methyl esters (FAMEs) quantification in POB by 7890GC Gas chromatograph together with all the identified compounds with their area and retention time

Peak NO	Retention Time	Name	C No.:DblBnd	Molecular Weight	Area(pA*s)	%FAME
1	21.256	Lauric acid	C12:0	214.351	31.29091	0.21
2	23.916	Myristic acid	C14:0	242.405	138.63071	0.90
3	25.711	Pentadecanoic acid	C15:0	256.432	6.62916	0.04
4	28.214	Palmitic acid	C16:0	270.459	6155.0523	39.18
5	29.972	Palmitoleic acid	C16:1	268.459	26.88735	0.18
6	30.846	Heptadecanoic acid	C17:0	284.486	15.14251	0.16
7	34.75	Stearic acid	C18:0	298.513	679.21252	4.25
8	37.913	Oleic acid	C18:1n9c	296.513	7053.6738	43.88
9	42.059	Linoleic acid	C18:2n6c	294.513	1624.8065	10.57
10	44.234	Arachidic acid	C20:0	326.567	48.10182	0.29
11	44.946	γ -Linolenic acid	C18:3n6	292.513	7.27151	0.05
12	46.174	Henicosanoic acid	C20:1+C18:3n3	324.567	34.58462	0.22
13	51.261	Behenic acid	C22:0	354.621	8.34671	0.05

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1 Engine performance

The results of engine performance were tested, including the combustion feature and pollution caused incomplete combustion.

The comparative results of using diesel with POB in a diesel engine, which are shown in the following test results.

3.1.1 Brake Specific Consumption

Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) is the rate of fuel consumption by mass per unit power produced from the engine within one unit of time. Figure 3 shows the fuel consumption of the brake. BSFC with tested POB has a higher fuel consumption ratio than diesel under all load conditions due to the less heating value of biodiesel than that of diesel fuel. Thus, in order to obtain the same thermal energy, engine fueled by POB requires a greater amount of fuel than diesel. When the compression ratio increases, BSFC with tested POB becomes closer and approach to BSFC with tested diesel fuel. It is due to the increase in the ratio resulting in the shorter ignition delay, which is able to compensate the disadvantages view points of the higher POB viscosity and the lower cetane index than that of diesel as shown Table 1. An increase of the compression ratio of an engine fueled by POB is able to improve the easier ignition and more combustion [11].

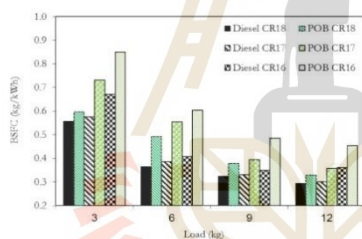


Figure 3 Brake Specific Consumption (BSFC) with load.

3.1.2 Brake Thermal Efficiency

Brake Thermal Efficiency (BTE) of engine is the ability to change the heat energy obtained from the fuel into mechanical energy. As shown in Figure 4, an increase of the compression ratio results in a rise of thermal efficiency under all load tests. In this work, the BTE value of the engine fueled POB is similar to that of the diesel at the compression ratio of 17 and 18. However,

in the compression ratio test at 16, the engine fueled by POB obtained a lower BTE value than diesel owing to the poor performance of POB spray at lower temperature in the combustion chamber. This condition results in the lower cetane value of using POB than diesel due to the presence of inconsistent combustion.

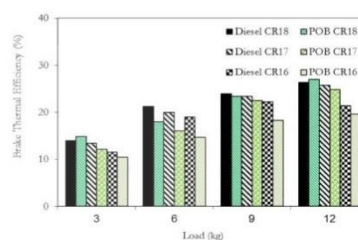


Figure 4 Variation of brake thermal efficiency (BTE) with load.

3.1.3 Exhaust temperature

As illustrated in Figure 5, the exhaust temperature of the tested engine obtained the higher value with an increase of the load, which relates to the higher brake power under increasing the compression ratio condition. The engine fueled by POB comparing with diesel presents a few higher exhaust temperature values from the POB test than diesel test under the load test at 3 and 6 kg. On the other hand, at the load test at 9 and 12 kg, the exhaust temperature values from POB test provide more slightly decrease than diesel test as illustrated in Figure 5.

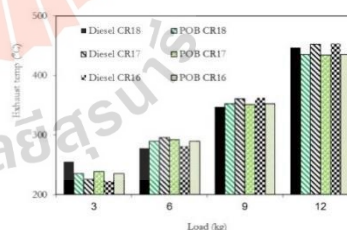


Figure 5 Exhaust temperature with load.

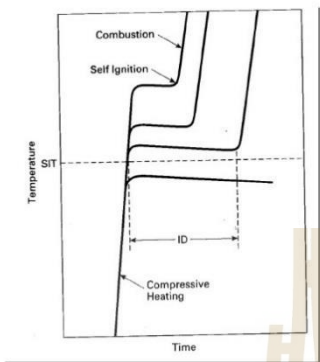


Figure 6 Relationship between combustion temperature and ignition time.

In case of the fuel temperature higher than self-ignition temperature (SIT) as presented in Figure 6, the fuel is burnt after a period of ignition delay (ID). At the higher the temperature than the SIT, the ID range obtains the shorter time with a few thousand parts of a second [12].

3.2 Combustion characteristic

The combustion characteristics examined, including the cylinder pressure and the heat release, which is derived from the equation (3), based on the First Law of Thermodynamics under hypothesis the polytropic process is shown in the equation 3

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(P \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{\gamma - 1} \left(V \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) \quad (3)$$

where $\frac{\partial Q}{\partial \theta}$ is the amount of heat transfer rate (J/deg CA), V is the instantaneous volume (m³), P is cylinder pressure (N/m²) of the cylinder, γ is the

ratio of specific heats, and θ is crank angle (deg) [13]

3.2.1 Cylinder Pressure and Heat Release Rate

Figure 7 shows the variation of cylinder pressure values and heat release rate with variable combustion ratio (VCR) from 16 to 18 under the variable crank angles at full load. It is found that the combustion ratio of 18 (CR18) for the engine tested by POB and diesel obtains the high cylinder pressure at stable crank angle due to high heat release, causing a good fuel evaporation rate [14]. In case of the engine tested by POB, the less shift of crank angle implies to the shorter ignition delay than diesel test. However, POB test affects fluctuation of the heat release rate due to its lower volatility and higher viscosity than diesel fuel. When the combustion ratio was adjusted at CR18, it is able to reduce this influence.

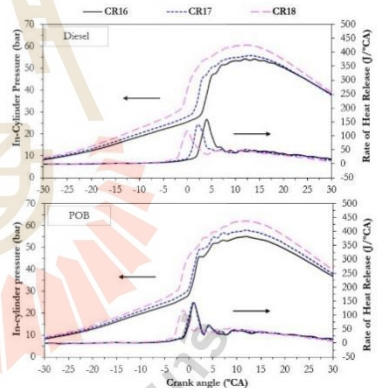


Figure 7 Variation cylinder pressure and heat release rate at the crank angles under combustion ratio conditions comparing with diesel and POB conditions.

3.3 Emission analysis

3.3.1 Oxide of Nitrogen Emissions (NO_x)

Nitrogen oxide (NO_x) gas is the main exhaust components from engine combustion consisting of nitric oxide (NO) and nitrogen dioxide (NO_2). High combustion temperature is able to affect the rise of NO_x emission due to the high possibility of nitrogen bonding with oxygen. The oxygenated nature of POB provides the slightly higher adiabatic flame temperature resulting in the better combustion complete than diesel test [15].

Figure 8 shows NO_x emission with varying loads and combustion ratios for POB and diesel tests. It is noted that under all engine load tests, the effect of the decreased VCR of a reduction of NO_x emission is found for the both of POB and diesel tests. NO_x as double bonded molecules is brought to a slightly higher adiabatic flame temperature. Thus, the high combustion temperature has the effective influence directly from increasing VCR. Meanwhile, the high viscosity of POB and high flash point can cause the decay of fuel injection and subsequently affect an increase in NO_x emission.

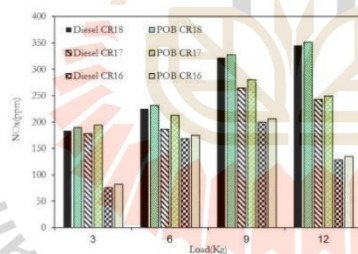


Figure 8 Variation NO_x emission with loads under variable combustion ratios.

3.3.2 Carbon monoxide emissions (CO)

Carbon monoxide emissions are mostly dependent on the fuel properties, the amount of oxygen, the combination of air and fuel, temperature and turbulent airflow in the combustion chamber. CO emissions with

varying loads and combustion ratios for POB and diesel tests is shown in Figure 9. Comparing the CO emissions of biodiesel and diesel fuel, it is found the decrease of CO emission from POB test comparing with diesel test in all VCR and engine load conditions. It is mostly possible due to C-O bonds lightly occurring at combustion temperatures and its shorter ignition delay also results in better the complete fuel combustion [16]. Therefore, an increase in VCR relating to combustion temperatures is able to reduce CO emissions.

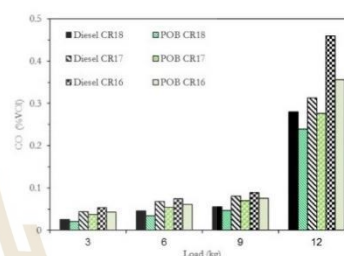


Figure 9 Variation CO emission with loads under variable combustion ratios.

3.3.4 Hydrocarbon emissions (HC)

Hydrocarbon micro-particles are an organic compound that is able to cause incomplete fuel combustion. Figure 10 shows HIC emissions from the engine fueled by POB and diesel fuel at various loads and VCR conditions. The results of decreased HC micro-particles significantly indicate the fuel combustion efficiency due to its oxygenated nature of POB leading to the effectively complete combustion. It is consistent with the availability of oxygen atom in biodiesel [17]. Meanwhile, the increase in VCR is able to provide the reduction of HC emissions owing to the higher combustion temperature and the shorter ignition delay.

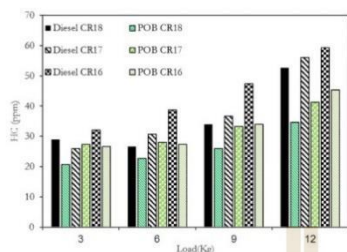


Figure 10 Variation HC emission with loads under variable combustion ratios.

3.3.5 Smoke emissions

The main cause of smoke formation is from the incomplete combustion of the hydrocarbon in fossil fuel due to the chemical reaction of carbon component. Smoke emission has directly related to with the results of CO and HC emissions. The POB test results present more effective decrease of smoke emissions than diesel test. The smoke emission generally increases with the increase in the load tests as shown in Figure 11 due to the rich fuel mixture but VCR increases with the decrease of smoke emission.

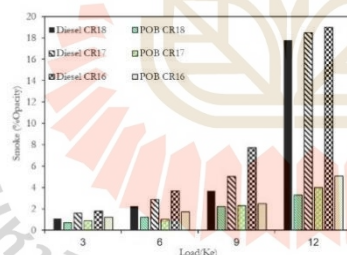


Figure 11 Variation smoke opacity with loads under variable combustion ratios.

4. CONCLUSIONS

The engine performance and emission characteristics were verified under the tests of VCR for the engine fueled by using POB and diesel.

- An increase in brake specific fuel consumption less than 20% at CR 16 has been found by using POB at all load tests comparing with diesel test.
- The brake thermal efficiency of the POB test at CR18 provided the increase by 2.04%, compared with diesel test.
- HC, CO and smoke emissions reduced by 25.36%, 17.60%, and 16.39%, respectively at CR 18, whereas NO_x emission increased by 51.02%, compared with diesel test.
- The slightly higher viscosity and lower volatility of POB resulted in the lower ignition delay of the engine test. The ignition delay decreased involved with the change of crank angle about 4 degrees when CR was increased from 16 to 18.
- Finally, an increase in VCR at CR18 is able to improve improved the performance, combustion efficiency for using both POB and diesel tests.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study was supported by Suranaree University of Technology and National Research Council of Thailand.

REFERENCES

- [1] R. Karthikeyan, and N. V. Mahalakshmi, Performance and emission characteristics of a turpentine diesel dual fuel engine Energy, 32 (2005), pp. 1202-1209
- [2] N. L. Panwar, Y. Shrirame Hemant, N. S. Rathore, Jindal Sudhakar, and A. K. Kurchania, Performance evaluation of a diesel engine fueled with methyl ester of castor seed oil Appl. Therm. Eng., 30 (2010), pp. 245-249
- [3] Nagarajan, Mahua (Madhuca indica) Seed oil : a source of renewable energy in india,

- Journal of Scientific and Industrial Research, 64 (2005), pp. 890-896.
- [4] A. Demirbas, " Global biofuel strategies. Energy Education Science Technology.", 17: pp. 27-63.
- [5] N. Alkabbashi, Md Z. Alam, M.E.S. Mirghani and A.M.A. Al-Fusaiel, Biodiesel Production from Crude Palm Oil by Transesterification Process. Journal of Applied Sciences 2009;9: 3166-3170.
- [6] K. Fangsuwannarak and K. Triratanasirichai, Improvement of Palm Biodiesel Properties by Using Nano- TiO₂ Additive, Exhaust Emission and Engine Performance, The Romanian Review Precision Mechanics, Optics & Mechatronics, No. 43 (2013), pp. 111-118.
- [7] K. Fangsuwannarak and K. Triratanasirichai, Effect of Metalloid Compound and Bio-Solution Additives on Biodiesel Engine Performance and Exhaust Emissions, American Journal of Applied Sciences 10 (10): (2013), pp. 1201-1213.
- [8] M.G. Kulkarni, A.K. Dalai Waste cooking oil an economical source for biodiesel: a review Ind. Eng. Chem. Res., 45 (9) (2006), pp. 2901-2913
- [9] M. El-Adawy, A. Ibrahim, M. El-Kassaby, An experimental evaluation of using waste cooking oil biodiesel in a diesel engine, Energy Technol. 1 (12) (2013) 726-734.
- [10] A. Ibrahim, M. El-Adawy, M. El-Kassaby The impact of changing the compression ratio on the performance of an engine fueled by biodiesel blends Energy Technol., 1 (7) (2013), pp. 395-404
- [11] M. EL_Kassaby, M.A. Nemit_allah, Studying the effect of compression ratio on an engine fueled with waste oil produced biodiesel/diesel fuel, Alexandria Eng. J. 52 (1) (2013) 1-11.
- [12] TIZARD and PYE :Philosophical Magazine, July 1922.
- [13] Krishnamoorthi M, Malayalamurthi R. Experimental investigation on performance, emission behavior and exergy analysis of a variable compression ratio engine fueled with diesel- aegle-marmoles oil-diethyl ether blends. Energy 2017; 128: 312-28.
- [14] Kaimal, V. K., & Vijayabalan, P. (2016). A study on synthesis of energy fuel from waste plastic and assessment of its potential as an alternative fuel for diesel engines. Waste Manage, vol. 51, pp. 91-96.
- [15] H. Raheman, S. V. Ghadge, Performance of diesel engine with biodiesel at varying compression ratio and ignition timing, Fuel 87 (2008) 2659-2666.
- [16] Pankaj Dubey, Rajesh Gupta. (2016). Study of the performance and emission characteristics for a dual fuel powered single cylinder diesel engine, Int. Automot. Mech. Eng. (IJAME). vol.13, pp.3373-3388.
- [17] Bora, B. J. and U. K. Saha (2016). " Experimental evaluation of a rice bran biodiesel-biogas run dual fuel diesel engine at varying compression ratios." Renewable Energy 87: 782-790.
- [18] Dubey, P. and R. Gupta (2018). "Influences of dual bio-fuel (Jatropha biodiesel and turpentine oil) on single cylinder variable compression ratio diesel engine." Renewable Energy 115: 1294-1302.

ประวัติผู้เขียน

นายเมธีส พันธุ์ถ้วน เกิดเมื่อวันที่ 20 กันยายน พ.ศ. 2538 ที่อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น สำเร็จการศึกษามัธยมศึกษาปลายจากโรงเรียนแก่นนครวิทยาลัย จังหวัดขอนแก่น ในปีการศึกษา 2555 และสำเร็จการศึกษาในระดับปริญญาตรี หลักสูตรวิศวกรรมยานยนต์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เมื่อปีการศึกษา 2560 หลังจากสำเร็จการศึกษาก็ได้มีความสนใจที่จะเข้าศึกษาต่อในระดับบัณฑิตศึกษาหลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล และระบบกระบวนการ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2560 โดยระหว่างการศึกษาก็ได้มีโอกาสเป็นผู้สอนรายวิชาทางด้านวิศวกรรมศาสตร์ ได้แก่ การเขียนแบบวิศวกรรม 2, เขียนแบบทางกล, ปฏิบัติการทางพลศาสตร์, ระบบควบคุมในยานยนต์ และปฏิบัติการระบบในยานยนต์

ซึ่งช่วยให้ผู้วิจัยได้มีทักษะและความรู้ที่ได้จากการสอนมาประยุกต์ใช้กับงานวิจัยได้เป็นอย่างดี ทั้งนี้ผู้วิจัยได้วิจัยและวิจัยร่วมกับคณาจารย์จนมีผลงานตีพิมพ์เผยแพร่จำนวน 4 เรื่อง ดังแสดงในภาคผนวก ค



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี