



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญา

วิศวกรรมเครื่องกล

วิศวกรรมเครื่องกล

สาขา

ภาควิชา

เรื่อง ผลกระทบของความดันและจังหวะการฉีดดีเซลต่อกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้ภาระการทำงานต่ำ

Effect of Pressure and Timings of Diesel Injection on Combustion Processes in a Diesel Dual Fuel Engine under Low Load Operations

นามผู้วิจัย นายณัฐวีร์ ศรีสัตยกุล

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ธนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D.)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์เอกไท วิโรจน์สกุลชัย, Ph.D.)

หัวหน้าภาควิชา

(รองศาสตราจารย์ชวลิต กิตติชัยการ, Ph.D.)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์กัญญา ชีระกุล, D.Agr.)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่

เดือน

พ.ศ.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

ผลกระทบของความดันและจังหวะการฉีดดีเซลต่อกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล
เชื้อเพลิงร่วมภายใต้ภาระการทำงานต่ำ

Effect of Pressure and Timings of Diesel Injection on Combustion Processes in a Diesel
Dual Fuel Engine under Low Load Operations

โดย

นายณัฐวีร์ ศรีสัตยกุล

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

พ.ศ. 2555

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ณัฐวีร์ ศรีสัตยกุล 2555: ผลกระทบของความดันและจังหวะการฉีดดีเซลต่อกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้ภาระการทำงานต่ำ ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ธเนศ อรุณศรี โสภณ, Ph.D.

117 หน้า

การทำงานแบบดีเซลเชื้อเพลิงร่วมเป็นทางเลือกหนึ่งของโหมดการทำงานในเครื่องยนต์ดีเซลที่ถูกดัดแปลงเพื่อให้ใช้น้ำมันดีเซลร่วมกับก๊าซธรรมชาติในวัฏจักรการทำงานเดียวกัน เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในการศึกษานี้ ได้ฉีดก๊าซธรรมชาติเพื่อผสมเข้ากับอากาศก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นในช่วงปลายจังหวะอัดได้ฉีดน้ำมันดีเซลในปริมาณเล็กน้อยเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพื่อช่วยในการจุดระเบิด

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาผลกระทบของตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซล ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ ที่มีผลต่อคุณลักษณะการเผาไหม้และมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นเครื่องยนต์วิจัยสูบเดียว 4 จังหวะ มีระบบจ่ายน้ำมันดีเซลแบบรางร่วมฉีดตรงเข้าสู่กระบอกสูบ ในการทดลองได้ควบคุมปริมาณก๊าซธรรมชาติต่อวัฏจักรที่ 9.5 mg/cycle และปรับเปลี่ยนความดันการฉีดน้ำมันดีเซลในช่วง 200 – 500 bar โดยปรับช่วงเวลากการฉีดให้ได้ปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักร 3.25 mg/cycle ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 70 ของอัตราส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด

จากการทดสอบเครื่องยนต์พบว่า จังหวะการฉีดดีเซล ความดันการฉีดดีเซล และความเร็วรอบเครื่องยนต์ มีผลต่อระยะเวลาในการผสมของดีเซลกับส่วนผสมในกระบอกสูบ การศึกษาพบว่าอุณหภูมิอากาศเข้าที่สูงขึ้นช่วยลดปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอนได้ อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิอากาศที่สูงขึ้นส่งผลต่อปริมาณมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนและความรุนแรงในการเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นเพื่อให้เครื่องยนต์มีการเผาไหม้ที่ไม่รุนแรงเกินไปและมีปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ต่ำ จึงต้องมีการปรับตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันให้เหมาะสมในแต่ละสภาวะการทำงานเครื่องยนต์

ลายมือชื่อนิสิิต

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

Nattawee Srisattayakul 2012: Effect of Pressure and Timings of Diesel Injection on Combustion Processes in a Diesel Dual Fuel Engine under Low Load Operations. Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Assistant Professor Tanet Aroonsrisopon, Ph.D. 117 pages.

Diesel Dual Fuel (DDF) is an alternative operating mode for conventional diesel engines. In a DDF engine, natural gas is supplied to generate a premixed charge before entering the combustion chamber. During late compression stroke, a pilot diesel injection is directly supplied into the cylinder to initiate combustion.

The current study investigated the effects of diesel injection parameters, engine speeds and charge temperature on DDF combustion and emission characteristics in a common-rail direct injection, single-cylinder, four-stroke research engine. The natural gas was supplied at 9.5 mg/cycle. The diesel fuel injection timings were varied under injection pressures from 200 to 500 bar. The diesel injection duration was tuned to obtain the injected diesel mass of 3.25 mg/cycle. This corresponded to 70% energy ratio of natural gas to the total fuel energy supplied to the engine for all engine conditions.

Our data indicated that diesel injection timing, diesel injection pressure and engine speed have potential to control mixing time of diesel and mixture in cylinder. Moreover, using high intake charge temperature has potential to reduce HC emissions. However, the higher charge temperature resulted in increase of NO_x emissions and the rate of pressure rise. The injection parameters should be tuned to achieve modest combustion rates and lowest HC emissions possibles.

Student's signature

Thesis Advisor's signature

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.ชเนศ อรุณศรีโสภณ ที่ได้ให้โอกาส ความรู้ ประสบการณ์ และคำแนะนำต่างๆในการทำงานวิจัยนี้ให้ประสบความสำเร็จไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.เอกไท วิโรจน์สกุลชัย ที่ได้ให้คำแนะนำ ความรู้ และร่วมตรวจสอบวิทยานิพนธ์นี้

ขอขอบคุณ บริษัท ปตท. จำกัด(มหาชน) ที่ให้การสนับสนุนเงินทุนวิจัย เครื่องยนต์ทดสอบ อุปกรณ์สำหรับการทดสอบ น้ำมันเชื้อเพลิง และสถานที่ในการทดสอบเครื่องยนต์

ขอขอบพระคุณ ดร.กฤษฎา วรรณทอง และนักวิจัย จากสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. ที่ให้คำแนะนำและความรู้ ที่เป็นประโยชน์ในการศึกษาวิจัย

ขอขอบคุณ บริษัท AVL (AVL – AST) ที่ยินยอมให้ใช้โปรแกรม AVL – FIRE โดยไม่คิดค่าใช้จ่าย และให้คำแนะนำรวมถึงข้อมูลเชิงเทคนิคต่างๆในการใช้งาน

ขอขอบคุณคณะนิสิตจากห้องปฏิบัติการการเผาไหม้เชิงประยุกต์ (ACL Lab) และห้องปฏิบัติการควบคุมหุ่นยนต์และการสั่นสะเทือน (CRV Lab) ทุกคนที่ช่วยเหลือและให้คำปรึกษาต่างๆในการทำงานวิจัย

ณัฐวีร์ ศรีสัตยกุล

มีนาคม 2555

สารบัญ

	หน้า
สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(3)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(12)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	4
อุปกรณ์และวิธีการ	33
อุปกรณ์	33
วิธีการ	41
ผลและวิจารณ์	46
สรุปและข้อเสนอแนะ	83
สรุป	83
ข้อเสนอแนะ	84
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	86
ภาคผนวก	91
ภาคผนวก ก คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ	92
ภาคผนวก ข สมการคำนวณและวิเคราะห์ผลการทดสอบ	94
ภาคผนวก ค การจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์	100
ภาคผนวก ง ภาพจำลองการฉีดน้ำมันดีเซลในห้องเผาไหม้ ของเครื่องยนต์ 2KD - FTV	106
ภาคผนวก จ ภาพจำลองการฉีดน้ำมันดีเซลในห้องเผาไหม้ ของเครื่องยนต์ Ricardo – Hydra	114
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	117

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	ตัวแปรที่ใช้ควบคุมเครื่องยนต์ในโหมดการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมที่ระดับการควบคุมต่างๆ	16
2	รายละเอียดทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo Hydra	34
3	ข้อมูลเชิงเทคนิคของอุปกรณ์วัดความดันภายในกระบอกสูบ	39
4	ตัวแปรควบคุมและตัวแปรแปรผันในการทดสอบเครื่องยนต์	45
5	เปรียบเทียบข้อมูลการเผาไหม้และมลพิษที่ความดันการฉีด 200 และ 500 bar เมื่อควบคุมปริมาณ NO _x ให้อยู่ในระดับใกล้เคียงกัน	61
ตารางผนวกที่		
ก1	คุณสมบัติของน้ำมันดีเซล (B2)	93
ก2	คุณสมบัติของก๊าซธรรมชาติ	93
ค1	ผลการคำนวณจาก Burn Utility ที่สถานะต่างๆ	102
ค2	ปริมาณไอเสียตกค้างและอุณหภูมิส่วนผสมภายในกระบอกสูบที่ตำแหน่งวาล์วไอดีปิดที่ได้จากการจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์	104
ง1	รายละเอียดทางเทคนิคของเครื่องยนต์ 2KD-FTV	107
ง2	แบบจำลองที่ใช้ในการศึกษาพฤติกรรมสเปรย์น้ำมันดีเซล	108
ง3	ตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซล	108

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	ลักษณะอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไป	5
2	อัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ ภาระสูง	8
3	อัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ ภาระต่ำ	9
4	ปริมาณมีเทน (methane; CH ₄) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5 โดยฉีดน้ำมันดีเซลด้วยปริมาณ 0.2 kg/h คงที่ตลอด การทดลอง	10
5	ปริมาณมีเทน (methane; CH ₄) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ค่า % ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ในท่อไอดี ตั้งแต่ 0 ถึง 5 % ด้วยปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกัน	11
6	ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5 โดยฉีด น้ำมันดีเซล ด้วยปริมาณ 0.2 kg/h คงที่ตลอดการทดลอง	12
7	ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.8 ด้วยปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลที่ ต่างกัน	12
8	ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.8 สำหรับอุณหภูมิไอดีที่แตกต่างกัน	13
9	ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x) ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.6 เมื่อฉีด ด้วยน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรที่แตกต่างกัน	14

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
10	ปริมาณเขม่าควันที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.6 เมื่อทดสอบที่อุณหภูมิไอดีแตกต่างกัน	15
11	ปริมาณมีเทนในไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มีการควบคุมตัวแปรในระดับที่ต่างกันเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล ทำงานที่ภาระ 3.1 bar IMEP, ความเร็วรอบ 2000 รอบ/นาที ไอเสียถูกวัดที่ตำแหน่งออกจากเครื่องยนต์ก่อนเข้า catalytic converter	17
12	ประสิทธิภาพเบรคของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มีการควบคุมตัวแปรในระดับที่ต่างกันเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล ทำงานที่ภาระ 3.1 bar IMEP, ความเร็วรอบ 2000 rpm	18
13	ลักษณะและโครงสร้างพื้นฐานของสเปรย์น้ำมันดีเซลขณะถูกฉีดออกจากหัวฉีด	19
14	ผลกระทบของความเร็วเจ็ทน้ำมันต่อ break-up length ที่ความดันสภาวะแวดล้อมต่างๆ	20
15	ผลกระทบของความดันการฉีดน้ำมันต่อ spray angle	21
16	ผลกระทบของความหนาแน่นของสิ่งแวดล้อมต่อ spray angle	22
17	ภาพจำลองและตัวแปรต่างๆของสเปรย์น้ำมันดีเซล	22
18	Spray area ที่ระยะ penetration ต่างๆ (a) แปรผันความดันการฉีดโดยคงที่ความหนาแน่นของสิ่งแวดล้อมที่ 44.7 kg/m ³ (b) แปรผันความหนาแน่นสิ่งแวดล้อมที่ความดันการฉีด 180 MPa	23
19	Spray volume ที่ความดันการฉีดต่างๆ	24
20	ผลกระทบของความดันการฉีดต่อ spray penetration หัวฉีดแบบ VCO 3 รู และ 5 รู ที่ความดันสิ่งแวดล้อมคงที่ 6 MPa	25

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
21	ผลกระทบของความดันสิ่งแวดล้อมต่อ spray penetration ที่ความดันการฉีดคงที่ 160 MPa หัวฉีดแบบ VCO 3 รู ควบคุมปริมาณน้ำมันคงที่ 50 mm ³ (a) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 576 K (b) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 721 K	26
22	ภาพถ่ายสเปรย์ขณะฉีดที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 576 K และ 721 K ความดันการฉีด 160 MPa ความดันสิ่งแวดล้อมคงที่ 6 MPa ปริมาณการฉีด 50 mm ³ โดยหัวฉีดแบบ VCO 3 รู	27
23	ปริมาณการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าควันที่ขึ้นกับ equivalence ratio และอุณหภูมิ	29
24	แผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบและอุปกรณ์เครื่องมือวัดต่างๆ	35
25	แผนผังวงจรระบบน้ำหล่อเย็นและน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ทดสอบ	36
26	ความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันความดันการฉีด (a) SOI = -42 °ATDC (b) SOI = -46 °ATDC	47
27	ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ในรูปของ CA10 (b) ตำแหน่งการเผาไหม้ในรูปของ CA50	49
28	ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ (b) Lambda	50

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
29	ข้อมูลความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	52
30	เปรียบเทียบข้อมูล IMEP กับ CA50 จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที (a) ความดันการฉีด 200 bar (b) ความดันการฉีด 300 bar (c) ความดันการฉีด 400 bar (d) ความดันการฉีด 500 bar	52
31	เปรียบเทียบข้อมูล IMEP กับ COV of IMEP จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที (a) ความดันการฉีด 200 bar (b) ความดันการฉีด 300 bar (c) ความดันการฉีด 400 bar (d) ความดันการฉีด 500 bar	53
32	สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	53
33	อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	54

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
34	ปริมาณมลพิษจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (total hydrocarbon; THC) (b) มีเทน (CH ₄) (c) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) (d) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x)	56
35	ประสิทธิภาพการเผาไหม้ จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	58
36	ความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อน จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบ/นาที ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar	60
37	อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) และสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบังชี (COV of IMEP) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบ/นาที ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดในขอบเขตการทำงานของเครื่องที่กำหนด ($dp/d\theta \sim 6 \text{ bar}^{\circ}\text{CA}$, COV of IMEP $\sim 10\%$) และควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	62
38	นิยามของตัวแปร Ignition dwell (ช่วงระยะเวลาตั้งแต่ EOI ถึง CA10 ในหน่วย ms)	63

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
39	ความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งมุมการฉีดและ Ignition dwell จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันมุมการฉีดน้ำมัน โดยควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	64
40	ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีด 200 และ 500 bar โดยควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ (b) Lambda	65
41	ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีด 200 และ 500 bar โดยควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ในรูปของ CA10 (b) ตำแหน่งการเผาไหม้ในรูปของ CA50	66
42	ข้อมูลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) (b) สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP)	68

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
43	อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	69
44	ปริมาณมลพิษจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (total hydrocarbon; THC) (b) มีเทน (CH ₄) (c) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) (d) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x)	71
45	ประสิทธิภาพการเผาไหม้ (combustion efficiency) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)	73
46	การกำหนดตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ (start of combustion) จากอัตราการปลดปล่อยความร้อน (a) อัตราการปลดปล่อยความร้อนตั้งแต่ -60 ถึง 60 °ATDC (b) อัตราการปลดปล่อยความร้อนตั้งแต่ -20 ถึง 0 °ATDC	74

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
47	ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ (b) Lambda	75
48	ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ (start of combustion; SOC) (b) ตำแหน่งการเผาไหม้ในรูปของ CA50	76
49	ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) (b) สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP)	77
50	อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C	78

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
51	อุณหภูมิเฉลี่ยภายในกระบอกสูบ ณ ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ คำนวณจากความดันภายในกระบอกสูบที่ได้จากการทดสอบ เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผัน ตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C	79
52	ปริมาณมลพิษจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดัน การฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) ไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (total hydrocarbon; THC) (b) มีเทน (CH ₄) (c) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) (d) ออกไซด์ ของไนโตรเจน (NO _x)	81
53	ปริมาณเขม่าควันจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็ว รอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความ ดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้า เครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C	82
ภาพผนวกที่		
ข1	การเขียน โปรแกรมคำนวณข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ โดย โปรแกรม Calgraf	99
ค1	แบบจำลองเครื่องยนต์ Ricardo Hydra ที่ใช้ในโปรแกรม AVL Boost	101
ค2	อุณหภูมิตำแหน่ง MP2 ที่ได้จากการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ 70 วัฏจักร	101
จ1	ภาพจำลองการเอียงตัวของหัวฉีดเมื่อติดตั้งเข้ากับฝาสูบ	115
จ2	แบบจำลองแสดงลักษณะสเปรย์น้ำมันดีเซลที่ฉีดในเครื่องยนต์ Ricardo – Hydra	116

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

THC	คือ	สารประกอบไฮโดรคาร์บอนโดยรวม
CH ₄	คือ	มีเทน
CO	คือ	คาร์บอนมอนนอกไซด์
NO _x	คือ	ออกไซด์ของไนโตรเจน
PM	คือ	สารมลพิษอนุภาค
SI	คือ	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ
CI	คือ	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด
IMEP	คือ	ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้
COV of IMEP	คือ	สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้
CA10	คือ	ตำแหน่งมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้ได้ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10%
CA50	คือ	ตำแหน่งมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้ได้ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 50%
RON	คือ	research octane number
DDF	คือ	diesel dual fuel
φ	คือ	equivalence ratio
ECU	คือ	Electrical Control Unit / Engine Control Unit
OEM	คือ	Original Equipment Manufacturer
CNG	คือ	Compressed Natural Gas
EGR	คือ	exhaust gas recirculation
VCO	คือ	valve covered orifice
ATDC	คือ	after top dead center
BTDC	คือ	before top dead center
ABDC	คือ	after bottom dead center
BBDC	คือ	before bottom dead center
PREDIC	คือ	PREmixed lean Diesel Combustion
PCI	คือ	premixed compression ignition
CFD	คือ	computational fluid dynamics

ผลกระทบของความดันและจังหวะการฉีดดีเซลต่อกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้ภาระการทำงานต่ำ

Effect of Pressure and Timing of Diesel Injection on Combustion Processes in a Diesel Dual Fuel Engine under Low Load Operations

คำนำ

ในปัจจุบันราคาน้ำมันในตลาดโลกปรับตัวสูงขึ้น ซึ่งประเทศไทยเป็นประเทศที่ไม่สามารถผลิตน้ำมันได้มากเพียงพอตามความต้องการของผู้บริโภค ทำให้ต้องนำเข้าน้ำมันจากต่างประเทศ โดยเฉพาะภาคขนส่งที่ต้องพึ่งพาพลังงานชนิดนี้เป็นอย่างมาก สำหรับภาคขนส่งในประเทศไทยซึ่งเป็นประเทศเกษตรกรรมและกำลังมีการขยายตัวในภาคอุตสาหกรรมอย่างต่อเนื่อง ทำให้มีความต้องการในการนำเข้าน้ำมันในปริมาณมาก เป็นผลให้ต้นทุนการผลิตสูงขึ้นตามราคาน้ำมัน ดังนั้นพลังงานทางเลือกที่มีราคาถูกกว่าน้ำมันจึงเป็นทางเลือกหนึ่งสำหรับลดต้นทุนการผลิตลง พลังงานชนิดหนึ่งที่นิยมและมีราคาถูก ซึ่งนำมาใช้ในภาคการขนส่งสำหรับประเทศไทยในปัจจุบันคือพลังงานที่ได้จากก๊าซธรรมชาติ

ก๊าซธรรมชาติ มีองค์ประกอบหลักเป็นมีเทน และก๊าซเจ็ปนชนิดต่างๆ ได้แก่ อีเทน โพรเพน บิวเทน เพนเทน คาร์บอนไดออกไซด์ ไฮโดรเจนซัลไฟด์ ซีเลียม ไนโตรเจน และไอน้ำ เป็นต้น เราสามารถนำก๊าซธรรมชาติมาใช้แทนน้ำมันเชื้อเพลิงได้อย่างมีประสิทธิภาพ เนื่องจากก๊าซธรรมชาติเผาไหม้ได้ค่อนข้างสมบูรณ์ มีก๊าซพิษในไอเสียน้อยจึงถือว่าเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาดกว่าเชื้อเพลิงฟอสซิลอื่นๆ ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทน (RON) สูงถึง 120 จึงสามารถนำมาใช้กับรถยนต์ที่เป็นเครื่องยนต์เบนซินได้โดยไม่ต้องมีการดัดแปลงแก้ไขเครื่องยนต์มากนัก แต่สำหรับรถเพื่อการพาณิชย์ซึ่งส่วนใหญ่ใช้เครื่องยนต์ดีเซล การจะนำก๊าซธรรมชาติซึ่งมีความต้านทานการจุดระเบิดแตกต่างจากน้ำมันดีเซลอย่างสิ้นเชิงมาใช้ได้นั้นอาจใช้วิธีแรกคือ การดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเดิมให้เป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ซึ่งวิธีนี้จะทำให้เครื่องยนต์ที่ผ่านการดัดแปลงแล้วทำงานในสถานะที่เหมาะสมต่อการใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงโดยเฉพาะ อย่างไรก็ตามวิธีนี้มีขั้นตอนการดัดแปลงที่ยุ่งยาก วิธีที่สองคือ ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซล เครื่องยนต์ประเภทนี้ถูกเรียกว่า เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

(Diesel Dual Fuel – DDF) เครื่องยนต์ชนิดนี้เป็นเครื่องยนต์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงหลัก และใช้น้ำมันดีเซลเป็นตัวจุดระเบิด โดยมีขั้นตอนการดัดแปลงเครื่องยนต์ที่ไม่ยุ่งยากเหมือนวิธีแรก ข้อดีของเครื่องยนต์ประเภทนี้คือสามารถใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซลซึ่งมีราคาเชื้อเพลิงที่ถูกกว่าใช้น้ำมันดีเซลเพียงอย่างเดียวรวมทั้งยังมีปริมาณมลพิษ โดยเฉพาะ NO_x และ เขม่าควัน น้อยกว่าเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไป ในกรณีที่ไม่สามารถหาสถานีเติมก๊าซได้ เครื่องยนต์ประเภทนี้ก็ยังสามารถทำงานได้โดยใช้น้ำมันดีเซล

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลที่ถูกดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมนั้น เมื่อก๊าซธรรมชาติถูกผสมลงไป ในอากาศจะทำให้ลักษณะการเผาไหม้เปลี่ยนไป สิ่งหนึ่งที่เกิดขึ้นคือเครื่องยนต์ชนิดนี้จะมีการแปรผันของการเผาไหม้วัฏจักรต่อวัฏจักรมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซล โดยทั่วไปทำให้เครื่องยนต์เดินไม่เรียบ มีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์กล่าวคือมีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และสารประกอบไฮโดรคาร์บอนสูงซึ่งเป็นพิษต่อมนุษย์ ดังนั้นเพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและมีปริมาณไอเสียเป็นไปตามมาตรฐานสากลแล้ว จึงได้มีการศึกษาตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

สำหรับงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เทคนิคการฉีดน้ำมันแบบล่วงหน้า โดยตัวแปรที่ศึกษาได้แก่ ตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซล ความดันการฉีดน้ำมันดีเซล และความเร็วรอบเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการผสมของน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบ (ก๊าซธรรมชาติ + อากาศ) นอกจากนี้ยังได้มีการแปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ตั้งแต่อุณหภูมิต่ำ ($45\text{ }^{\circ}\text{C}$) เพื่อจำลองเครื่องยนต์ที่ติดตั้งระบบหล่อเย็นอากาศ (intercooler) จนถึงอุณหภูมิสูง ($80\text{ }^{\circ}\text{C}$) เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการลดมลพิษไฮโดรคาร์บอน โดยไม่ทำให้มลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น และมีเสียงการทำงานของเครื่องยนต์อยู่ในระดับที่ยอมรับได้

วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาผลกระทบของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่มีต่อการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบ และการเผาไหม้ของเครื่องยนต์
2. เพื่อศึกษาผลกระทบของความดันการฉีดน้ำมันดีเซลที่มีต่อการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบ และการเผาไหม้ของเครื่องยนต์
3. เพื่อศึกษาผลกระทบของความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่มีต่อการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบ และการเผาไหม้ของเครื่องยนต์
4. เพื่อศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าที่มีต่อลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์
5. เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการลดมลพิษไฮโดรคาร์บอนด้วยการเพิ่มอุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องยนต์โดยไม่ทำให้มลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น และมีเสียงการทำงานของเครื่องยนต์อยู่ในระดับที่ยอมรับได้

การตรวจเอกสาร

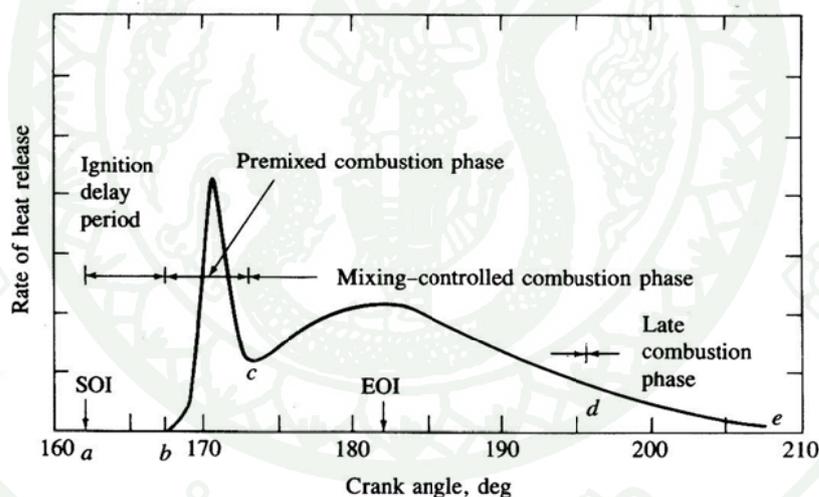
เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในถ้าจำแนกตามลักษณะการเผาไหม้แล้วสามารถจำแนกเป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ คือ เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (Spark Ignition Engines; SI) และเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compression Ignition Engines; CI) เครื่องยนต์ทั้งสองประเภทนี้มีลักษณะการเผาไหม้ที่แตกต่างกันส่งผลให้ประสิทธิภาพและไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์มีความแตกต่างกัน

หลักการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (Spark Ignition Engines; SI)

Heywood (1988) สำหรับเครื่องยนต์ SI โดยทั่วไปแล้วเชื้อเพลิงกับอากาศจะผสมกันที่ระบบไอดีก่อนที่จะถูกดูดเข้าสู่กระบอกสูบแล้วผสมกับแก๊สตกค้าง (residual gas) จากนั้นส่วนผสมทั้งหมดนี้จะถูกอัดเมื่อถึงปลายจังหวะอัด ที่เขี้ยวหัวเทียนจะเกิดการเหนี่ยวนำให้เกิดความต่างศักย์สูง ทำให้เกิดการกระโดดข้ามของประจุไฟฟ้าก่อให้เกิดการจุดติดของเชื้อเพลิงที่ผสมกับอากาศเป็นลูกไฟ (Flame kernel) ลูกไฟนี้จะขยายขนาดลามไปเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลือจนถึงผนังกระบอกสูบแล้วดับไป สำหรับกระบวนการการเผาไหม้แต่ละวัฏจักรของเครื่องยนต์ SI นั้นจะมีการแปรผันวัฏจักรต่อวัฏจักรเนื่องจากการเตรียมส่วนผสมของเครื่องยนต์ SI เป็นแบบผสมมาก่อน (premixed charge) เป็นผลให้การเผาไหม้ของแต่ละวัฏจักรขึ้นอยู่กับ การเคลื่อนที่และส่วนผสมบริเวณเขี้ยวหัวเทียนขณะที่ประจุไฟฟ้าถูกปล่อยออกมา นอกจากนี้การเตรียมส่วนผสมแบบผสมมาก่อนยังมีผลต่ออัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ SI ที่ไม่สามารถมีค่าสูงได้มากนัก ซึ่งโดยทั่วไปจะอยู่ในช่วง 8 ถึง 12 เพื่อหลีกเลี่ยงการชิงจุดระเบิด แต่ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับค่าออกเทน (Octane) ของเชื้อเพลิงว่าจะต่อต้านการชิงจุดระเบิดได้มากน้อยเพียงใด สำหรับการควบคุมภาระของเครื่องยนต์ SI นั้นมีวิธีการควบคุมภาระโดยการเปิด-ปิดของลิ้นวาล์วปีกผีเสื้อเพื่อควบคุมปริมาณอากาศที่เข้าเครื่องยนต์ และเนื่องจากเครื่องยนต์ SI จะทำงานที่ส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศพอดี (Stoichiometric) ดังนั้นปริมาณอากาศที่เข้าเครื่องยนต์จะเป็นตัวแปรที่กำหนดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง

หลักการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compression Ignition Engines; CI)

เครื่องยนต์ CI หรือที่เรียกกันโดยทั่วไปว่าเครื่องยนต์ดีเซล เป็นเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ โดยการอัดอากาศให้มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิจุดติดของน้ำมันดีเซล จากนั้นน้ำมันดีเซลจะถูกฉีดออกจากกรูหัวฉีดที่มีขนาดเล็กด้วยความเร็วสูงเพื่อให้น้ำมันดีเซลแตกตัวให้เป็นละอองฝอย เมื่อละอองน้ำมันดีเซลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิและความดันสูงจะระเหยและผสมกับอากาศ ใอน้ำมันที่ระเหยและผสมกับอากาศนี้จะเกิดการเผาไหม้ขึ้น ซึ่งก่อนที่จะเกิดการเผาไหม้นั้นจะมีความล่าช้าในการจุดระเบิดอยู่ช่วงเวลานึงนับตั้งแต่เริ่มฉีดน้ำมันจนถึงเริ่มต้นเผาไหม้เรียกว่า “Ignition Delay” จากนั้นการเผาไหม้ก็จะต่อเนื่องไปยังน้ำมันส่วนที่ฉีดตามมา สำหรับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลนั้นจะแบ่งออกเป็นสามช่วงคือ Premixed phase หรือ Rapid combustion phase, Mixing controlled combustion phase และ Late combustion phase ดังแสดงในภาพที่ 1



ภาพที่ 1 ลักษณะอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไป

ที่มา: Heywood (1988)

Premixed phase หรือ Rapid combustion phase เป็นช่วงของการเผาไหม้ที่เกิดจากไอน้ำมันดีเซลที่ผสมกับอากาศในส่วนผสมที่เหมาะสมต่อการเผาไหม้ การผสมนี้เกิดขึ้นในระหว่างที่เกิดความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay period) ซึ่งการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วทำให้มีอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rates) สูงให้ช่วงนี้ ปัจจัยที่ควบคุมอัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงนี้คือ ignition delay ถ้าระยะเวลาของ ignition delay นาน ปริมาณของส่วนผสมที่พร้อมจะเผาไหม้ก็จะมากขึ้น ทำให้เกิดการจุดระเบิดอย่างรุนแรงหรือเรียกว่า น็อก (Knock) ซึ่งเป็นผลเสียต่อเครื่องยนต์

Mixing-controlled combustion phase หลังจากในส่วนผสมแบบผสมมาก่อน (Premixed charge) ที่เกิดในช่วง ignition delay ถูกเผาไหม้จนหมด อัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมด้วยอัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ซึ่งอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rates) ในช่วงนี้จะค่อยๆดำเนินไปและมีช่วงที่กว้างกว่า premixed phase

Late combustion phase สำหรับอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rates) ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้จะดำเนินไปอย่างช้าๆในจังหวะขยาย (expansion stroke) ซึ่งพลังงานที่ปลดปล่อยออกมาในช่วงนี้ได้มาจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงบางส่วนที่ยังไม่เผาไหม้ และเขม่าหรือผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมหนา ซึ่งเป็นผลให้การเผาไหม้โดยรวมของเครื่องยนต์สมบูรณ์มากขึ้น

จากลักษณะเฉพาะของเครื่องยนต์ CI ที่มีการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อสิ้นสุดจังหวะอัด ทำให้เครื่องยนต์ชนิดนี้มีอัตราส่วนการอัด (compression ratio) ที่สูงได้ เนื่องจากในจังหวะอัดเครื่องยนต์จะอัดอากาศเพียงอย่างเดียวจึงไม่มีปัญหาเรื่องการชิงจุดระเบิดเหมือนเครื่องยนต์ SI ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency) ของเครื่องยนต์ CI สูงกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ SI

หลักการการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมคือ เครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงหลักเป็นก๊าซธรรมชาติที่มีค่าออกเทน (RON) สูงถึง 120 ซึ่งจะถูกอัดพร้อมกับอากาศเพื่อให้มีอุณหภูมิและความดันที่สูงขึ้น จากนั้นเมื่อถึงจังหวะที่เหมาะสมน้ำมันดีเซลจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ด้วยปริมาณเพียงเล็กน้อยเพื่อจุดระเบิดและเริ่มต้นการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ข้อได้เปรียบของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มีเหนือเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติชนิดอื่นคือ มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูง เนื่องจากการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลทำเพียงแค่ติดตั้งระบบจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไป โดยยังคงค่าอัตราส่วนการอัดเอาไว้เท่าเดิม นอกจากนี้เนื่องจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมเป็นเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นตัวจุดระเบิด ดังนั้นเครื่องยนต์ชนิดนี้ยังคงสามารถทำงานเป็นเครื่องยนต์ดีเซลโดยปกติได้ ซึ่งเป็นข้อดีเมื่อก๊าซธรรมชาติหมดแล้วยังไม่สามารถหาสถานีเติมได้รถยนต์ก็ยังสามารถขับต่อไปได้

ลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (DDF engines)

Karim (2003) เสนอแนวคิดเกี่ยวกับกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมดังนี้

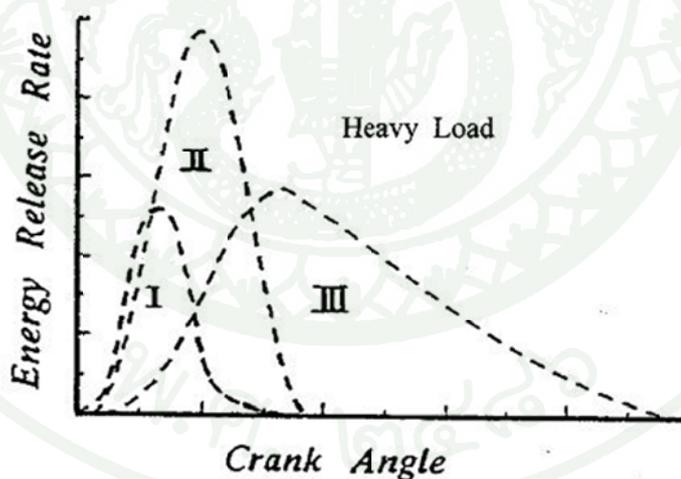
กระบวนการการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมขึ้นอยู่กับ 2 ปัจจัยด้วยกันคือ ลักษณะของสเปรย์ซึ่งส่งผลต่อการจุดระเบิดของน้ำมันดีเซล ร่วมกับชนิดและปริมาณของเชื้อเพลิงก๊าซภายในกระบอกสูบ เนื่องจากในจังหวะอัดเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมจะอัดส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงก๊าซทำให้ส่วนผสมมีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อความดันและอุณหภูมิของส่วนผสมสูงขึ้นจะเกิดปฏิกิริยา pre-ignition เกิดผลิตภัณฑ์ partial oxidation เช่น radicals, aldehydes, carbon monoxide ขึ้น ซึ่งเชื่อว่ามีผลกระทบต่อจุดระเบิดของน้ำมันดีเซลและกระบวนการเผาไหม้ที่จะเกิดขึ้น

เมื่อพิจารณากระบวนการอัดไอดี (อากาศ) ของเครื่องยนต์ดีเซลเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (อากาศผสมเชื้อเพลิงก๊าซ) ที่มีอัตราส่วนการอัดเท่ากัน พบว่าเครื่องยนต์ดีเซลจะมีอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทาง Thermodynamics ของไอดีเมื่อมีการผสมเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไปจะทำให้อัตราส่วนค่า

ความจุความร้อน (specific heat ratio) ของส่วนผสมลดลง ดังนั้นเมื่อมีปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่ผสมในอากาศมากขึ้น (equivalence ratio สูงขึ้น) อุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่ปลายจังหวะอัดจะต่ำลง

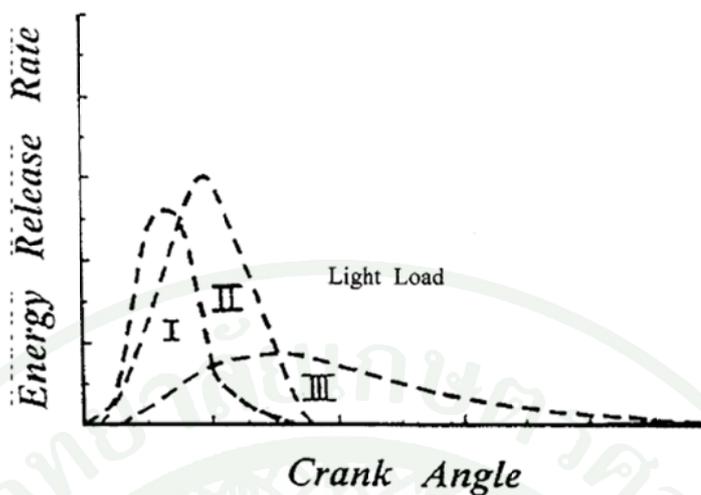
ที่ปลายจังหวะอัดน้ำมันดีเซลจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพื่อจุดระเบิด โดยน้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดออกมาด้วยความเร็วสูงในลักษณะของสเปรย์จะเหนี่ยวนำให้ส่วนผสมในกระบอกสูบบริเวณใกล้เคียงเข้าไปผสม เมื่อสภาวะภายในกระบอกสูบเหมาะสมน้ำมันดีเซลที่ระเหยแล้วก็จะเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (auto-ignition) ทำให้เกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซบริเวณใกล้เคียง จากนั้นเปลวไฟก็จะลามไปเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่ในบริเวณที่ห่างออกไป โดยการลามของเปลวไฟจะสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซได้หมดหรือไม่ขึ้นอยู่กับปริมาณความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซที่ตำแหน่งนั้นๆ ซึ่งปริมาณความเข้มข้นที่เหมาะสมต่อการติดไฟจะแตกต่างกันไปตามชนิดของเชื้อเพลิงและสภาวะภายในกระบอกสูบขณะนั้น

อัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rates) ที่ได้จากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม สามารถพิจารณาโดยแบ่งออกเป็น 3 ส่วนซึ่งซ้อนทับกันดังภาพที่ 2 และ 3



ภาพที่ 2 อัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ภาระสูง

ที่มา: Karim (2003)

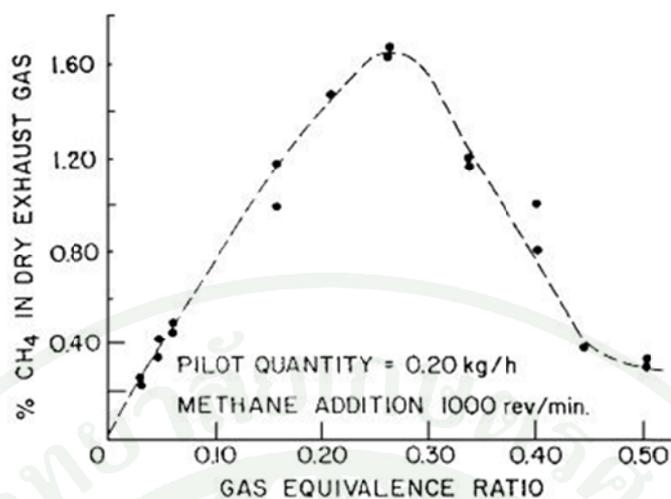


ภาพที่ 3 อัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ภาระต่ำ

ที่มา: Karim (2003)

1. เกิดจากการเผาไหม้ของน้ำมันดีเซล (pilot)
2. เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซที่เข้าผสมกับเชื้อเพลิงดีเซลขณะฉีดและเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่บริเวณ ไกลเคียง
3. เกิดจากปฏิกิริยา pre-ignition ของเชื้อเพลิงก๊าซและเชื้อเพลิงก๊าซที่เผาไหม้จากการลามของเปลวไฟ (flame propagation)

เมื่อพิจารณากระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมพบว่า การลามของเปลวไฟจากบริเวณที่น้ำมันดีเซลเกิดการจุดระเบิดไปสู่เชื้อเพลิงก๊าซนั้น จะไม่สามารถดำเนินไปได้ อย่างสมบูรณ์ถ้าความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซที่ผสมในอากาศมีค่าน้อยเกินกว่าค่าต่ำสุดที่จะติดไฟได้ (flammability limit) ซึ่งปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซและอากาศดังกล่าวจะแปรผันไปตามสภาวะการทำงาน of เครื่องยนต์ มลพิษหลักที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมประกอบด้วย สารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ (unburned hydrocarbons; HC) ซึ่งโดยส่วนใหญ่มาจากเชื้อเพลิงก๊าซที่ไม่ถูกเผา, คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO), คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂), ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) และ เหม่า (particulate matter; PM) ภาพที่ 4 แสดงปริมาณมีเทน (methane; CH₄) ที่ไม่เผาไหม้ ที่อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงก๊าซ (CH₄) / อากาศ (equivalence ratio, Φ) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5

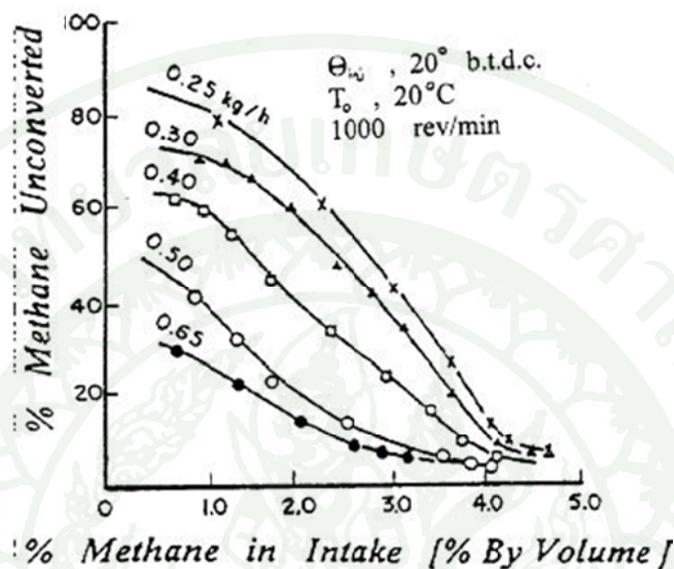


ภาพที่ 4 ปริมาณมีเทน (methane; CH₄) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5 โดยฉีดน้ำมันดีเซล ด้วยปริมาณ 0.2 kg/h คงที่ตลอดการทดลอง

ที่มา: Karim (1993)

จากภาพที่ 4 พบว่าปริมาณมีเทนในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีปริมาณที่เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซ (มีเทน) ที่เข้าสู่เครื่องยนต์ จนเมื่อความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซมีค่ามากพอที่จะทำให้เกิดการลามของเปลวไปได้ มีเทนในไอเสียจะลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่อ equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซเพิ่มขึ้น นอกจากนี้เมื่อทดลองเปลี่ยนปริมาณการฉีดน้ำดีเซลที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซต่างๆพบว่า ที่ภาระต่ำ (gas equivalence ratio น้อยๆ) เมื่อฉีดน้ำมันดีเซลด้วยปริมาณที่มากขึ้นปริมาณของมีเทนในไอเสียลดลง ในทางกลับกันที่ภาระสูง (gas equivalence ratio มากขึ้น) สามารถลดปริมาณน้ำมันดีเซลลงได้โดยไม่ทำให้มีเทนในไอเสียเพิ่มขึ้นมากนักดังแสดงในภาพที่ 5 ทั้งนี้เนื่องจากที่ภาระต่ำเชื้อเพลิงก๊าซที่เผาไหม้โดยส่วนใหญ่จะเป็นส่วนที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่สเปรย์น้ำมันดีเซลขณะฉีดออกมาและเกิดการเผาไหม้ไปพร้อมๆกันกับน้ำมันดีเซลที่จุดระเบิดด้วยตัวเอง นอกจากนี้เชื้อเพลิงก๊าซบางส่วนที่อยู่ใกล้เคียงกับบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงเพียงพอและเชื้อเพลิงก๊าซบริเวณนั้นมีความเข้มข้นมากพอที่จะเกิดการเผาไหม้ไปด้วย สำหรับเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่ห่างออกไปจากบริเวณที่เกิดการเผาไหม้นี้มีโอกาสน้อยมากที่เปลวไฟจะลามมาถึง จึงทำให้เกิดเป็นมลพิษในรูปของ unburned hydrocarbons สำหรับที่สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระสูงนั้น เปลวไฟจากบริเวณที่เกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเองของน้ำมันดีเซลจะลามไปยังเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่ห่างออกไปได้ ทั้งนี้เนื่องจากที่ภาระสูง

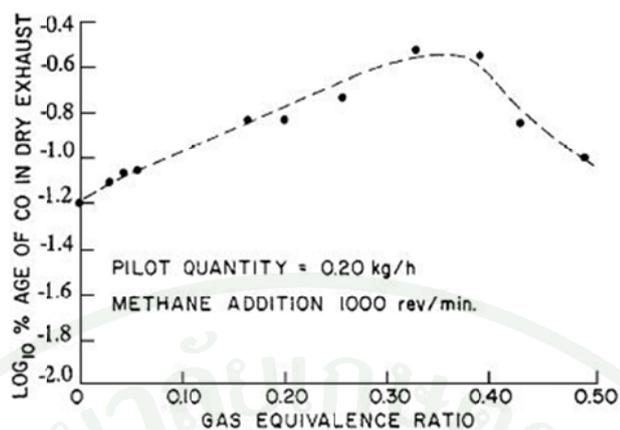
gas equivalence ratio จะมีค่าสูงพอที่เปลวไฟจะสามารถลามไปได้ ดังนั้นการเพิ่มปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรที่ภาระต่ำจึงเป็นการเพิ่มบริเวณที่เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง เป็นผลให้เชื้อเพลิงก๊าซถูกเผาไหม้มากขึ้น



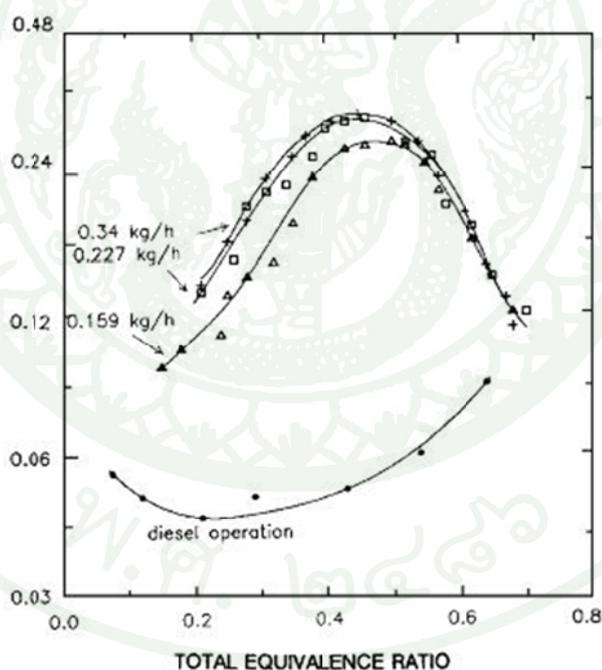
ภาพที่ 5 ปริมาณมีเทน (methane; CH_4) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ค่า % ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ในท่อไอดี ตั้งแต่ 0 ถึง 5 % ด้วยปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกัน

ที่มา: Karim (2003)

เมื่อพิจารณากระบวนการเกิดปฏิกิริยาของมีเทนในอากาศ คาร์บอนมอนนอกไซด์คือผลิตภัณฑ์ที่ได้ในขั้นต้นของปฏิกิริยา หลังจากนั้นเมื่อปฏิกิริยาดำเนินต่อไป คาร์บอนมอนนอกไซด์โดยส่วนมากจะรวมตัวกับออกซิเจน (oxidizes) เกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ สำหรับส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่บาง คาร์บอนมอนนอกไซด์บางส่วนจะไม่สามารถเปลี่ยนเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ ได้เนื่องจากปฏิกิริยาดำเนินไปไม่เร็วพอ ดังนั้นเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำซึ่งมีส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศที่บางผนวกกับน้ำมันดีเซลที่ฉีดมีปริมาณน้อยส่งผลให้มีคาร์บอนมอนนอกไซด์บางส่วนออกมากับไอเสียดังแสดงในภาพที่ 6



ภาพที่ 6 ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5 โดยฉีดน้ำมันดีเซล ด้วยปริมาณ 0.2 kg/h คงที่ตลอดการทดลอง

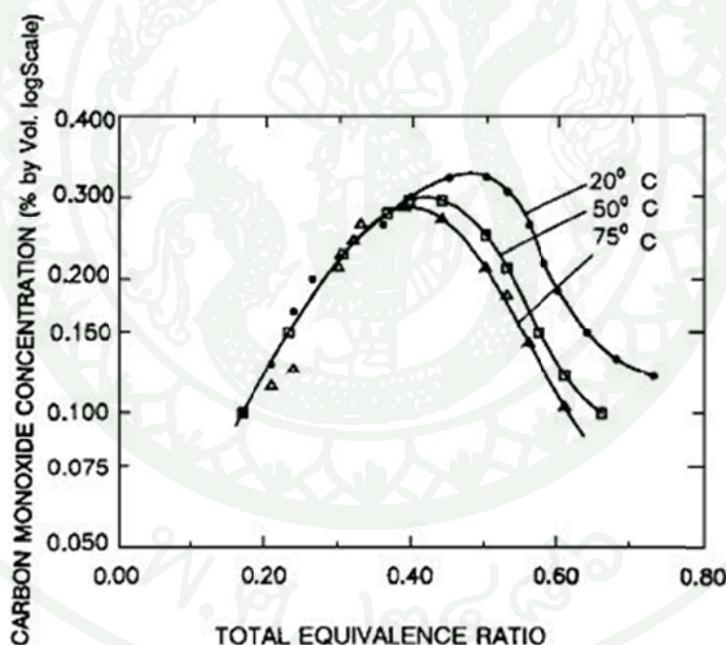


ภาพที่ 7 ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.8 ด้วยปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกัน

ที่มา: Karim (1993)

คาร์บอนมอนอกไซด์ที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมโดยส่วนใหญ่ เป็นส่วนที่เกิดจากเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่ใกล้กับบริเวณที่น้ำมันดีเซลเกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเอง ดังนั้นปริมาณของคาร์บอนมอนอกไซด์จะขึ้นอยู่กับขนาดของบริเวณดังกล่าวดังแสดงในภาพที่ 7 เมื่อพิจารณาที่ equivalence ratio เท่ากัน การใช้น้ำมันดีเซลที่มากกว่ามีแนวโน้มที่จะเพิ่มปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ นอกจากนี้การเพิ่มอุณหภูมิไอดีก่อนเข้ากระบอกสูบเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยเร่งปฏิกิริยาออกซิเดชันของคาร์บอนมอนอกไซด์ให้ดำเนินไปอย่างสมบูรณ์ในเวลาที่ยกักได้ดังแสดงในภาพที่ 8

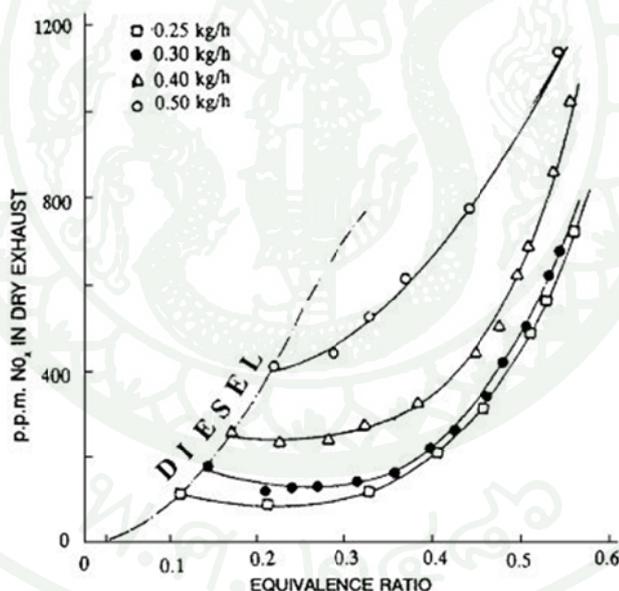
จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นว่าตัวแปรหนึ่งที่สำคัญสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมคือคุณลักษณะของการฉีดน้ำมันดีเซล เนื่องจากคุณลักษณะของการฉีดน้ำมันดีเซลที่เปลี่ยนไปมีผลต่อการกระจายตัว และขนาดของบริเวณที่เกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเอง



ภาพที่ 8 ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.8 สำหรับอุณหภูมิไอดีที่แตกต่างกัน

ที่มา: Karim (1993)

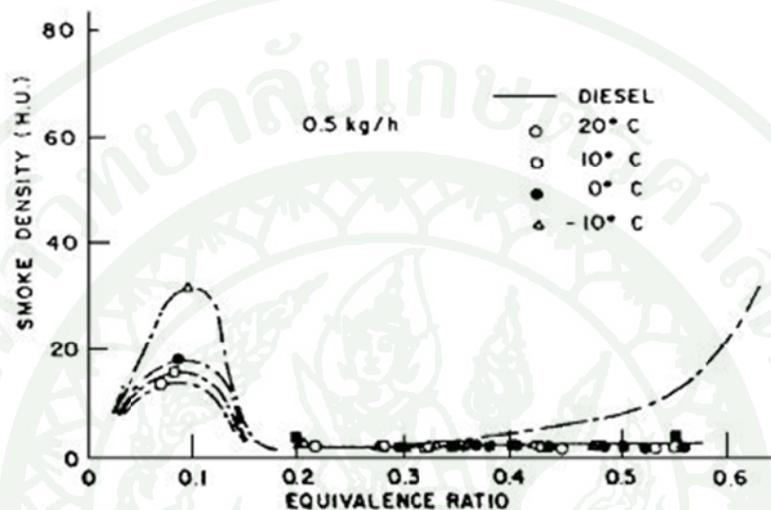
การเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ ขนาดของบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ ปริมาณออกซิเจนที่เพียงพอ และเวลาที่เพียงพอสำหรับการเกิดปฏิกิริยา สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมนั้น ออกไซด์ของไนโตรเจนโดยส่วนใหญ่เกิดจากบริเวณที่น้ำมันดีเซลเกิดการเผาไหม้ซึ่งเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงและระยะเวลาที่ปฏิกิริยายาวนานพอ นอกจากนี้ ออกไซด์ของไนโตรเจนบางส่วนยังสามารถเกิดขึ้นจากส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่อยู่ใกล้กับบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลได้อีกเช่นกัน ดังนั้นปริมาณของน้ำมันดีเซลที่ฉีดต่อวัฏจักรเป็นตัวแปรหนึ่งที่มีผลต่อการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน เพราะปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรเป็นตัวกำหนดขนาดของบริเวณที่เกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเอง จากภาพที่ 9 จะเห็นได้ว่าทั้งปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรและ equivalence ratio โดยรวม มีผลต่อปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนที่ออกมากับไอเสีย เมื่อเปรียบเทียบปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมนับกับดีเซลพบว่าการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมนี้ออกมาที่ต่ำกว่า เนื่องจากลักษณะการเผาไหม้แบบผสมมาก่อนทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ต่ำกว่า



ภาพที่ 9 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมนที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.6 เมื่อฉีดด้วยน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรที่แตกต่างกัน

ที่มา: Karim (1993)

จุดเด่นของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มักพูดถึงกันมากคือ เรื่องของเขม่าควันที่น้อยกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไป เนื่องจากแหล่งพลังงานหลักของเครื่องยนต์ประเภทนี้คือพลังงานจากเชื้อเพลิงก๊าซ ซึ่งเชื้อเพลิงก๊าซนี้จะถูกเผาไหม้แบบผสมมาก่อน ดังนั้นเมื่อเกิดการเผาไหม้จึงให้เขม่าควันที่น้อยกว่าดังแสดงในภาพที่ 10



ภาพที่ 10 ปริมาณเขม่าควันที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.6 เมื่อทดสอบที่อุณหภูมิไอติดแตกต่างกัน

ที่มา: Karim (1993)

ประสิทธิภาพและมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ถูกดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซลที่มีจำนวนตัวแปรควบคุมในระดับที่ต่างกัน

Wannatong *et al.* (2009) ได้ทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพและมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มีการควบคุมตัวแปรในระดับที่ต่างกันเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลเดิมที่ภาระต่ำ (3.1 bar IMEP) ความเร็วรอบ 2000 รอบ/นาที ในการทดสอบการทำงานโดยใช้น้ำมันดีเซลเพียงอย่างเดียว (conventional diesel) ตัวแปรที่ใช้ควบคุมเครื่องยนต์จะกำหนดตามสมองกลจากโรงงาน (OEM ECU) สำหรับการทำงานในโหมดเชื้อเพลิงร่วมจำนวนตัวแปรที่ใช้จะเปลี่ยนไปตามระดับการควบคุมดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ตัวแปรที่ใช้ควบคุมเครื่องยนต์ในโหมดการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมที่ระดับการควบคุมต่างๆ

Parameter	Simple	Concept 1	Concept 2
	Conversion		
CNG injection quantity and timing	X	X	X
Diesel Injection quantity and timing		X	X
Dual pilot injection		X	X
EGR			X
Throttling			X

ที่มา: Wannatong *et al.* (2009)

สำหรับโหมดการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ระดับการควบคุมซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

1. Simple Conversion

การตัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลให้เป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่พบโดยส่วนใหญ่จะเป็นแบบ Simple Conversion สำหรับวิธีนี้ OEM ECU จะควบคุมตัวแปรต่างๆ เช่น มุมการฉีดน้ำมันดีเซล, ปริมาณ EGR, การเปิดปิดวาล์วปีกผีเสื้อ และอื่นๆ ในแบบที่เหมือนกับการทำงานในโหมดดีเซล สำหรับปริมาณเชื้อเพลิงดีเซลที่ฉีดต่อวัฏจักรจะถูกฉีดเสมือนกับเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ ทุกความเร็วรอบ มีเพียงหัวฉีดก๊าซเท่านั้นที่ถูกควบคุมโดย DDF ECU ซึ่งจะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบเครื่องยนต์และแรงบิดที่ต้องการ

2. Concept 1 ควบคุมตัวแปรสำหรับฉีดน้ำมันดีเซล

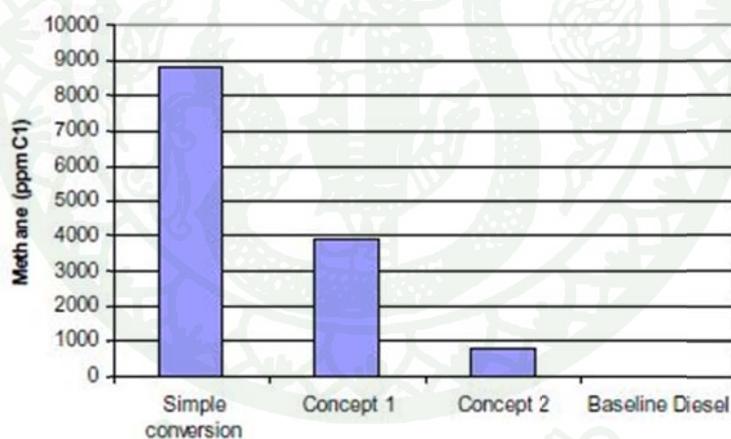
สำหรับการตัดแปลงในแบบ Concept 1 นี้ OEM ECU จะควบคุมปริมาณ EGR และการเปิดปิดวาล์วปีกผีเสื้อตามแบบที่เป็นในการทำงานในโหมดดีเซล DDF ECU จะควบคุมมุมและ

ปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยตัวเอง รวมถึงหัวฉีดก๊าซตามความเร็วรอบเครื่องยนต์และแรงบิดที่ต้องการ

3. Concept 2 ควบคุมตัวแปรสำหรับฉีดน้ำมันดีเซล, วาล์วปีกผีเสื้อ และ EGR

DDF ECU ควบคุมทุกตัวแปรตามความเร็วรอบเครื่องยนต์และแรงบิดที่ต้องการ โดยตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซลรวมถึงเชื้อเพลิงก๊าซ, การเปิดปิดวาล์วปีกผีเสื้อ และ EGR จะถูกปรับแต่งให้เหมาะสมเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพเครื่องยนต์ที่ดีและมลพิษที่ผ่านมาตรฐาน

เมื่อเปรียบเทียบปริมาณมีเทนในไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์สำหรับแต่ละ concept พบว่าปริมาณมีเทนในไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ simple conversion มีปริมาณสูงที่สุดเมื่อเทียบกับการทำงานในแบบอื่นๆ ทั้งนี้ปริมาณมีเทนลดลงจาก simple conversion 51% เมื่อเครื่องยนต์ทำงานในแบบ concept 1 และ 90% สำหรับ concept 2 ดังแสดงในภาพที่ 11

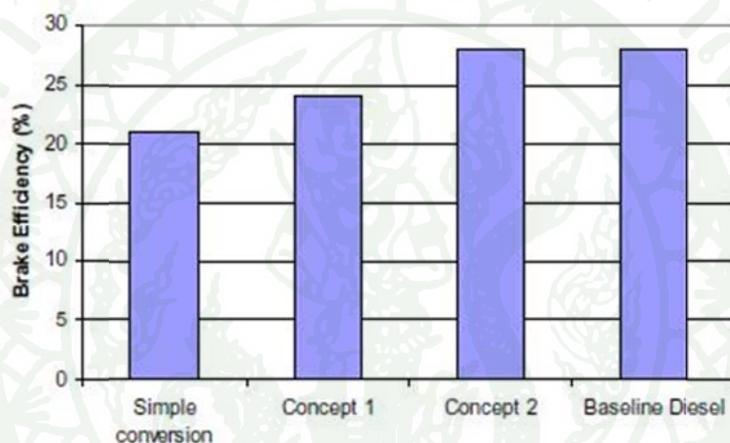


ภาพที่ 11 ปริมาณมีเทนในไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มีการควบคุมตัวแปรในระดับที่ต่างกันเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล ทำงานที่ภาระ 3.1 bar IMEP, ความเร็วรอบ 2000 รอบ/นาที ไอเสียถูกวัดที่ตำแหน่งออกจากเครื่องยนต์ก่อนเข้า catalytic converter

ที่มา: Wannatong *et al.* (2009)

เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพเบรกของเครื่องยนต์พบว่า concept 2 ให้ประสิทธิภาพที่ใกล้เคียงกับการทำงานแบบดีเซล และประสิทธิภาพที่ได้จาก simple conversion ให้ประสิทธิภาพเบรคต่ำสุดดังแสดงในภาพที่ 12

จะเห็นตัวแปรการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, การเปิดปิดวาล์วปีกผีเสื้อ และปริมาณ EGR มีความสำคัญต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม เครื่องยนต์ที่ปรับแต่งตัวแปรดังกล่าวอย่างเหมาะสมจะสามารถทำงานได้มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลและมีปริมาณมลพิษที่ผ่านมาตรฐานได้



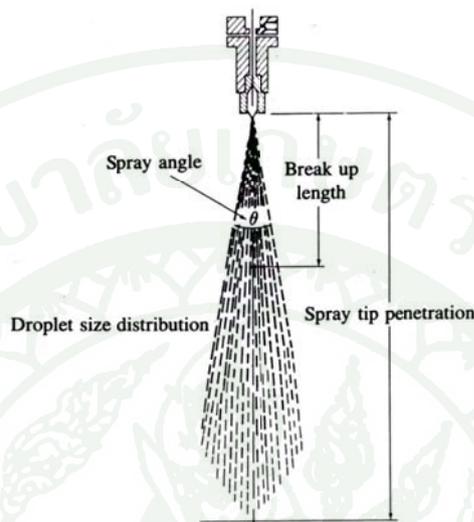
ภาพที่ 12 ประสิทธิภาพเบรกของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มีการควบคุมตัวแปรในระดับที่ต่างกันเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล ทำงานที่ภาระ 3.1 bar IMEP, ความเร็วรอบ 2000 rpm

ที่มา: Wannatong *et al.* (2009)

คุณลักษณะของสเปรย์น้ำมันดีเซล

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลนั้นน้ำมันดีเซลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ได้โดยการฉีดผ่านรูเล็กๆ (nozzle) ที่หัวฉีด ซึ่งอาศัยหลักการของผลต่างความดัน (pressure differential) ระหว่างท่อทางจ่ายน้ำมันกับกระบอกสูบ สำหรับระบบจ่ายน้ำมันดีเซลในปัจจุบันจะเป็นแบบรางร่วม (common-rail) โดยน้ำมันจะถูกปั๊ม common-rail อัดเขาสู่รางร่วมหัวฉีดเพื่อเพิ่มความดันให้กับน้ำมันดีเซลก่อนที่จะถูกฉีดออกไป ความดันน้ำมันดีเซลที่ถูกสร้างด้วยระบบจ่ายน้ำมันแบบ common-rail ในปัจจุบัน

สามารถสร้างความดันได้สูงถึง 2000 bar ซึ่งความดันที่ใช้ฉีดน้ำมันดีเซลจะส่งผลต่อลักษณะของสเปรย์น้ำมันดีเซลที่ออกจากหัวฉีด ลักษณะและโครงสร้างของสเปรย์น้ำมันดีเซลขณะถูกฉีดออกจากหัวฉีดมีลักษณะพื้นฐานดังภาพที่ 13



ภาพที่ 13 ลักษณะและโครงสร้างพื้นฐานของสเปรย์น้ำมันดีเซลขณะถูกฉีดออกจากหัวฉีด

ที่มา: Heywood (1988)

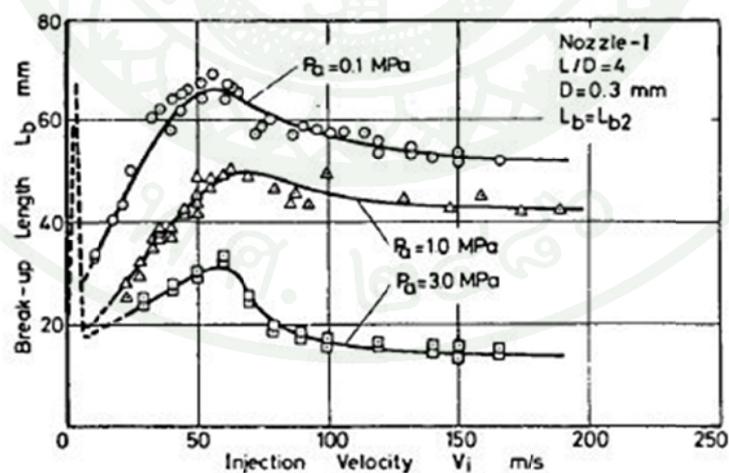
ในขณะที่น้ำมันดีเซลกำลังถูกฉีดออกจากหัวฉีด ด้วยผลต่างความดันที่มาก ฟองอากาศจะเกิดขึ้นในน้ำมันเนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) ขณะไหลออกจากหัวฉีด ซึ่งฟองอากาศนี้ช่วยส่งเสริมการแตกตัวของน้ำมันดีเซล (Stan, 1999) ขณะน้ำมันพุ่งออกจากหัวฉีดนั้นความเร็วเจ็ทของเหลว (liquid jet) จะสูงถึง 100 m/s หรือมากกว่านั้น เมื่อเจ็ทออกจากหัวฉีดเจ็ทที่พุ่งออกจากหัวฉีดจะยังอยู่ในสถานะของเหลวเกิดเป็นแกนของสเปรย์โดยผิวรอบๆของแกนเจ็ทจะเริ่มมีการแตกตัวเป็นละอองฝอยที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ $10\ \mu\text{m}$ แล้วระเหยการเป็นไอเกิดเป็นส่วนผสมของไอน้ำมันดีเซลกับอากาศรอบๆแกนเจ็ท ขณะแกนเจ็ทของเหลวพุ่งเข้าสู่กระบอกสูบแกนจะเริ่มไม่เสถียรและแตกตัวเป็นละอองฝอยขนาดต่างเรียกกระษณะนี้ว่า “breakup length” ละอองฝอยที่แตกตัวออกมาจะเริ่มระเหยไปพร้อมกับเข้าผสมกับอากาศ กระบวนการตั้งแต่เริ่มฉีดถึงเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลสามารถแบ่งคร่าวๆได้ดังนี้

1. อากาศถูกเหนียวนำเข้าสู่สเปรย์
2. ความร้อนถ่ายเทเข้าสู่น้ำมันที่อยู่ในรูปของเหลว
3. น้ำมันดีเซลกับอากาศผสมกัน
4. น้ำมันดีเซลจุดระเบิดด้วยตัวเอง และเปลวไฟลามไปยังส่วนอื่นๆ

ตัวแปรสำคัญที่ใช้อธิบายคุณลักษณะของสเปรย์น้ำมันดีเซลมีดังต่อไปนี้

1. Break-up length

เมื่อพิจารณาผลกระทบของความเร็วเจ็ตน้ำมันต่อ break-up length ที่ความดันสถานะแวดล้อมต่างๆ พบว่า เมื่อความดันของสถานะแวดล้อมเพิ่มขึ้นระยะ break-up length จะลดลงดังแสดงในภาพที่ 14 นอกจากนี้ยังสามารถแบ่งการแตกตัวของเจ็ตน้ำมัน ได้เป็น 3 ช่วงขึ้นกับความเร็วของเจ็ต ช่วงแรกคือช่วงความเร็วตั้งแต่ 20 – 60 m/s ช่วงนี้จะเป็นช่วงที่ break-up length เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเจ็ตเพิ่มขึ้น ช่วงที่สองคือช่วงที่ break-up length ลดลงขณะที่ความเร็วของเจ็ตเพิ่มขึ้น และช่วงสุดท้ายคือช่วงที่ความเร็วของเจ็ตมีผลกระทบต่อ break-up length น้อยมาก กล่าวคือ break-up length มีค่าค่อนข้างคงที่เมื่อความเร็วเจ็ตเพิ่มขึ้น สำหรับสเปรย์น้ำดีเซลจะมีลักษณะเหมือนช่วงที่สาม (Hiroyasu and Arai, 1990)

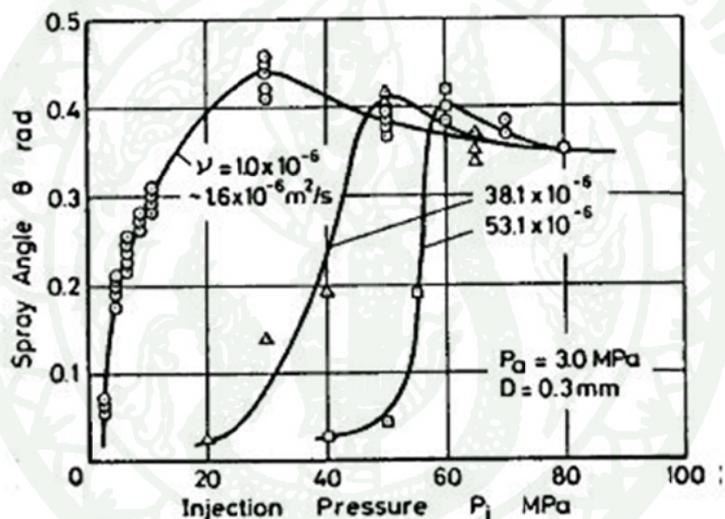


ภาพที่ 14 ผลกระทบของความเร็วเจ็ตน้ำมันต่อ break-up length ที่ความดันสถานะแวดล้อมต่างๆ

ที่มา: Hiroyasu and Arai (1990)

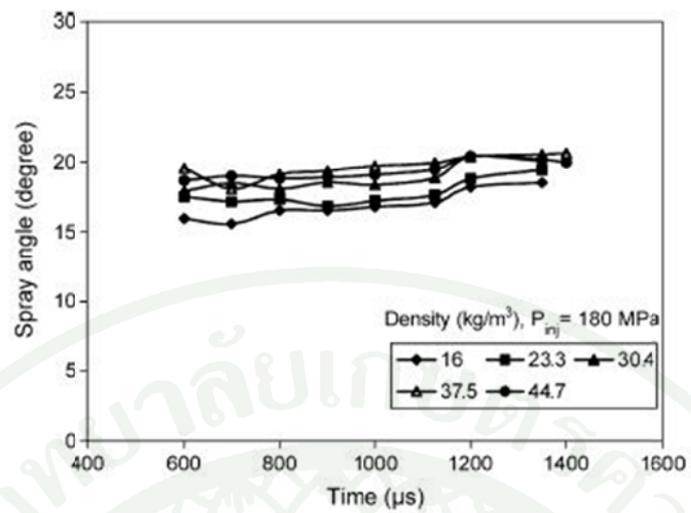
2. Spray angle

Spray angle จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วเจ็ตเพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุด และเข้าสู่ค่าคงที่ดังแสดงในภาพที่ 15 สำหรับความดันการฉีดที่ทำให้เกิด spray angle สูงสุดจะเพิ่มขึ้นเมื่อค่า kinematic viscosity ของน้ำมันที่ถูกฉีดเพิ่มขึ้น สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไปแล้วพฤติกรรมของสเปรย์น้ำมันดีเซลจะมีค่า spray angle ก่อนข้างคงที่ตลอดช่วงการทำงาน ตัวแปรหนึ่งที่มีผลต่อความกว้างของ spray angle คือ ความหนาแน่นของสภาวะแวดล้อมที่ฉีดสเปรย์เข้าไป สเปรย์ที่ถูกฉีดในสภาวะแวดล้อมที่มีความหนาแน่นที่เพิ่มขึ้น spray angle มีแนวโน้มที่จะกว้างขึ้นดังแสดงในภาพที่ 16 (Hiroyasu and Arai, 1990; Chaves *et al.*, 1995; Delacourt *et al.*, 2005)



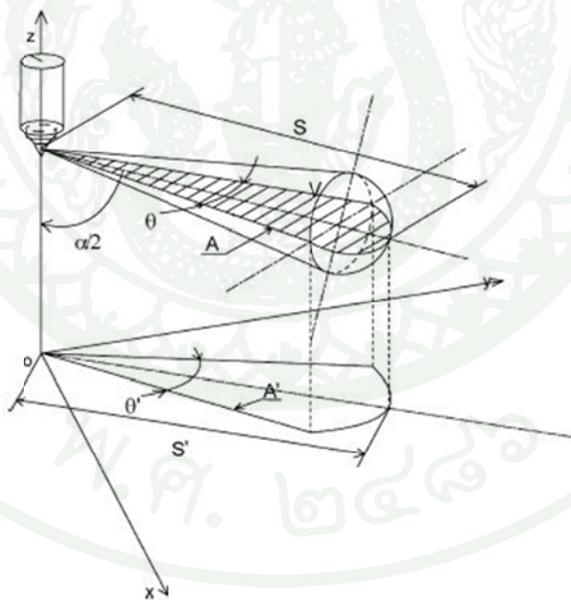
ภาพที่ 15 ผลกระทบของความดันการฉีดน้ำมันต่อ spray angle

ที่มา: Hiroyasu and Arai (1990)



ภาพที่ 16 ผลกระทบของความหนาแน่นของสิ่งแวดล้อมต่อ spray angle

ที่มา: Delacourt *et al.* (2005)

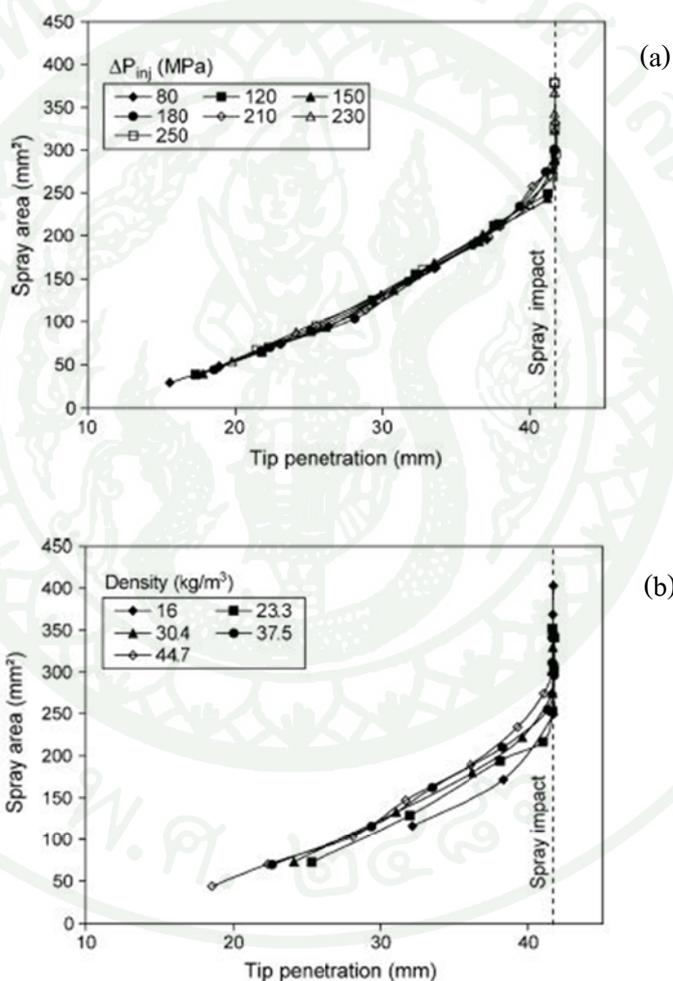


ภาพที่ 17 ภาพจำลองและตัวแปรต่างๆของสเปรย์น้ำมันดีเซล

ที่มา: Delacourt *et al.* (2005)

3. The projected spray area

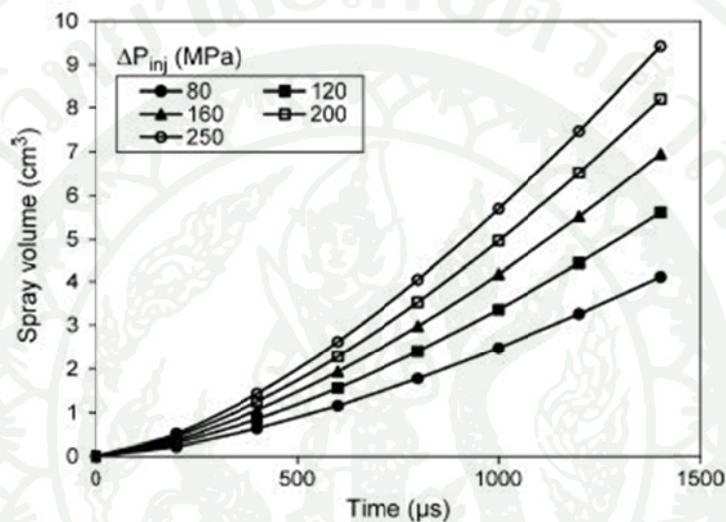
Spray area A' ดังภาพที่ 17 เป็นตัวแปรหนึ่งที่สามารถบ่งบอกถึงความสามารถในการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับอากาศ ซึ่งจากการศึกษาพบว่าความดันการฉีดมีอิทธิพลต่อการเปลี่ยนแปลงของ spray area น้อยมากดังแสดงในภาพที่ 18 (a) แต่เมื่อความหนาแน่นของสิ่งแวดล้อมเพิ่มขึ้น spray area มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น จนเมื่อความหนาแน่นของสิ่งแวดล้อมเกินค่าๆ หนึ่ง (40 kg/m^3) spray area จะเริ่มคงที่ดังแสดงในภาพที่ 18 (b) (Delacourt *et al.*, 2005)



ภาพที่ 18 Spray area ที่ระยะ penetration ต่างๆ (a) แปรผันความดันการฉีดโดยคงที่ความหนาแน่นของสภาวะแวดล้อมที่ 44.7 kg/m^3 (b) แปรผันความหนาแน่นสิ่งแวดล้อมที่ความดันการฉีด 180 MPa

4. The spray volume

Spray volume V ดังภาพที่ 17 มีความสัมพันธ์กับความดันการฉีดแบบแปรผันตรงต่อกันแบบมีขอบเขต กล่าวคือเมื่อเพิ่มความดันการฉีดขนาดของ spray volume จะใหญ่ขึ้นดังภาพที่ 19 แต่เมื่อความดันการฉีดเพิ่มขึ้นจนเกินค่าๆหนึ่งไปแล้ว spray volume มีแนวโน้มที่จะคงที่ (Delacourt *et al.*, 2005)



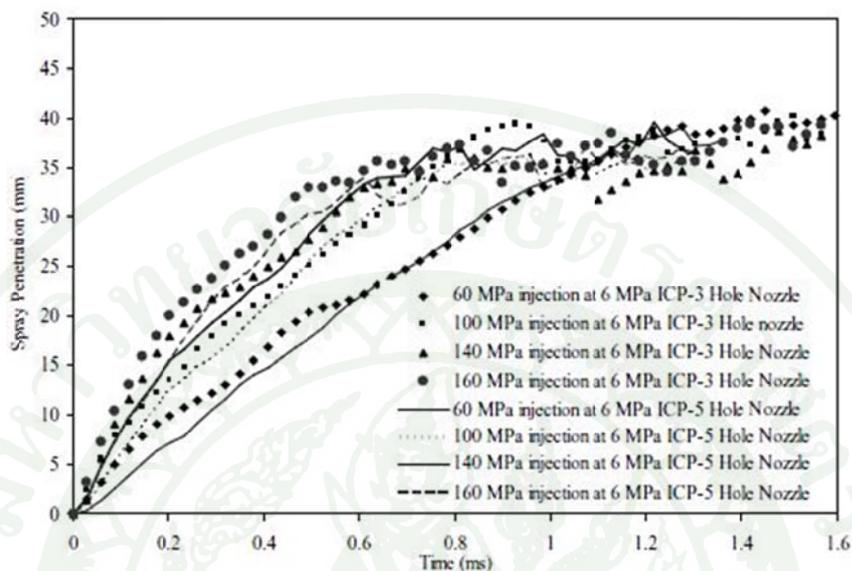
ภาพที่ 19 Spray volume ที่ความดันการฉีดต่างๆ

ที่มา: Delacourt *et al.* (2005)

5. The spray tip penetration

Abdelghaffar *et al.* (2007) เปรียบเทียบ spray penetration ที่ความดันการฉีด 60, 100, 140 และ 160 MPa กับหัวฉีดแบบ VCO 3 รู และ 5 รู ที่ความดันสิ่งแวดล้อมคงที่ 6 MPa พบว่าเมื่อความดันการฉีดเพิ่มขึ้นมีแนวโน้มที่จะทำให้ระยะ penetration ของสเปรย์เข้าสู่ค่าคงที่ได้เร็วขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 20 เมื่อสเปรย์เข้าสู่สถานะคงตัวแล้วจะพบว่า ระยะ penetration จะแกว่งขึ้นลงรอบๆค่าเฉลี่ยค่าหนึ่งที่มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ ซึ่งสาเหตุของการแกว่งนี้อาจเกิดจากการเข้าผสมของอากาศบริเวณปลายสเปรย์ ผลกระทบของความดันการฉีดที่มีต่อพฤติกรรมของ spray

penetration ดังกล่าวมีแนวโน้มที่เหมือนกับผลที่ได้จากงานวิจัยของ Hiroyasu and Arai (1990); Kennaird *et al.* (2002)

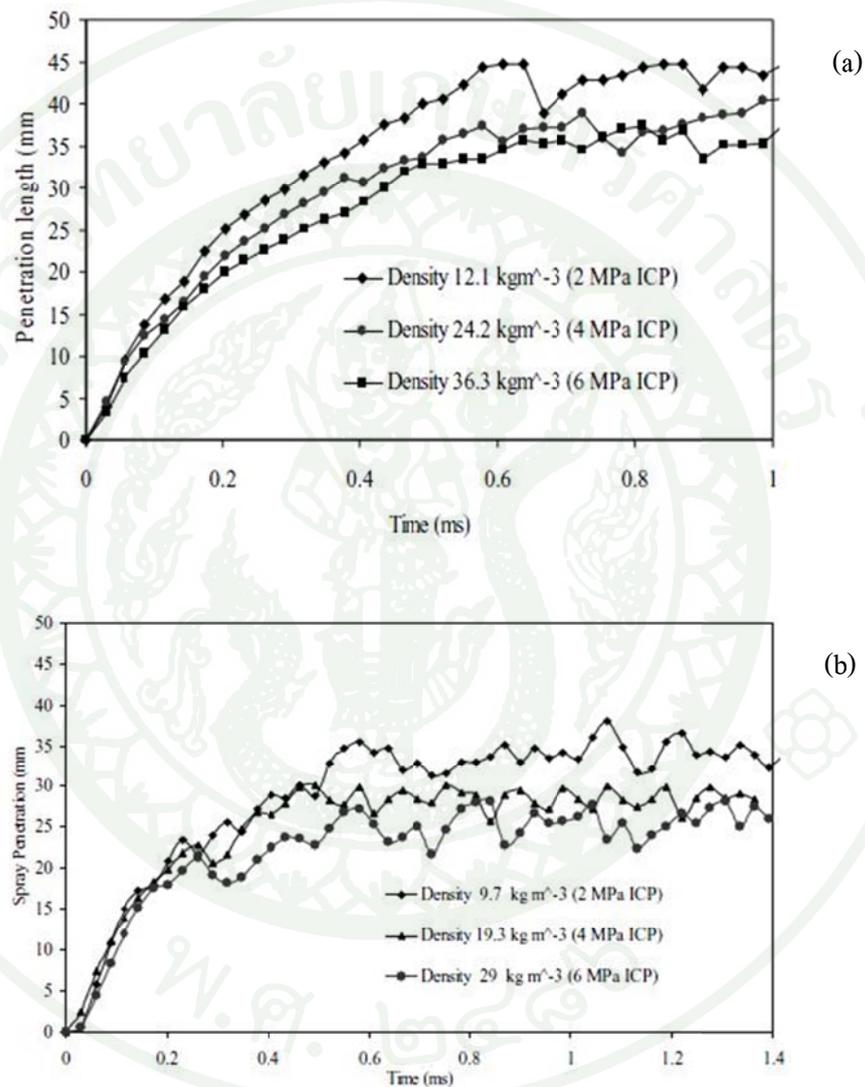


ภาพที่ 20 ผลกระทบของความดันการฉีดต่อ spray penetration หัวฉีดแบบ VCO 3 รู และ 5 รู ที่ความดันสิ่งแวดล้อมคงที่ 6 MPa

ที่มา: Abdelghaffar *et al.* (2007)

เมื่อพิจารณา spray penetration ที่ความดันสิ่งแวดล้อมต่างๆพบว่า เมื่อความดันสิ่งแวดล้อมเพิ่มขึ้น spray penetration จะลดลง สมมติฐานที่อธิบายพฤติกรรมนี้คือ แรงต้านอากาศที่กระทำกับสเปรย์มากขึ้นเมื่อความดันสิ่งแวดล้อมเพิ่ม นอกจากนี้ยังได้แบ่งช่วงของ spray penetration ออกเป็น 2 ช่วงขึ้นกับเวลา ช่วงแรกคือช่วงหลังจากเริ่มฉีดเป็นช่วงที่มีอัตราการแพร่ของสเปรย์ที่สูง และช่วงที่สองคือช่วงที่สเปรย์เข้าสู่สภาวะคงตัว กล่าวคือระยะ penetration จะแกว่งอยู่รอบๆค่าเฉลี่ยค่าหนึ่งที่มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆดังแสดงในภาพที่ 21 (a) ซึ่งเป็นการทดลองที่ความดันการฉีดคงที่ 160 MPa ความดันสิ่งแวดล้อมแปรผันจาก 2 MPa ถึง 6 MPa หัวฉีดที่ใช้เป็นแบบ VCO 3 รู ควบคุมปริมาณน้ำมันคงที่ 50 mm^3 (Abdelghaffar *et al.*, 2007)

เมื่ออุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมเพิ่มขึ้น อัตราการแพร่ของสเปรย์จะลดลง เนื่องจากละอองน้ำมันที่ระเหยขณะที่สเปรย์กำลังแพร่ออกไป ผลของการเพิ่มอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่มีต่อ spray penetration สามารถเปรียบเทียบได้จากภาพที่ 21 (a) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 576 K กับภาพที่ 21 (b) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 721 K (Abdelghaffar *et al.*, 2007)

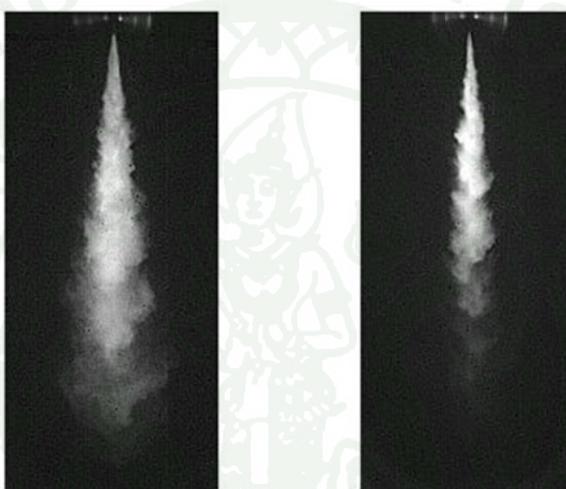


ภาพที่ 21 ผลกระทบของความดันสิ่งแวดล้อมต่อ spray penetration ที่ความดันการฉีดคงที่ 160 MPa หัวฉีดแบบ VCO 3 รู ควบคุมปริมาณน้ำมันคงที่ 50 mm³ (a) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 576 K (b) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 721 K

ที่มา: Abdelghaffar *et al.* (2007)

อุณหภูมิสิ่งแวดลอมที่เปลี่ยนแปลงมีผลต่ออัตราการแพร่ในช่วงต้นของการฉีดค่อนข้างน้อยเมื่อเทียบกับผลกระทบที่เกิดจากความดันการฉีด และความหนาแน่นของสิ่งแวดลอม อย่างไรก็ตาม ระยะ penetration ลดลงเมื่อเพิ่มอุณหภูมิสิ่งแวดลอม เนื่องจากละอองน้ำมันระเหยได้เร็วขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 22 ซึ่งเป็นภาพถ่ายสเปร์ย์ขณะฉีดที่อุณหภูมิสิ่งแวดลอม 576 K และ 721 K ความดันการฉีด 160 MPa ความดันสิ่งแวดลอมคงที่ 6 MPa ปริมาณการฉีด 50 mm³ โดยหัวฉีดแบบ VCO 3 รู

Cold intake ($\rho_g = 36.3 \text{ kg m}^{-3}$) Hot intake ($\rho_g = 29 \text{ kg m}^{-3}$)



ภาพที่ 22 ภาพถ่ายสเปร์ย์ขณะฉีดที่อุณหภูมิสิ่งแวดลอม 576 K และ 721 K ความดันการฉีด 160 MPa ความดันสิ่งแวดลอมคงที่ 6 MPa ปริมาณการฉีด 50 mm³ โดยหัวฉีดแบบ VCO 3 รู

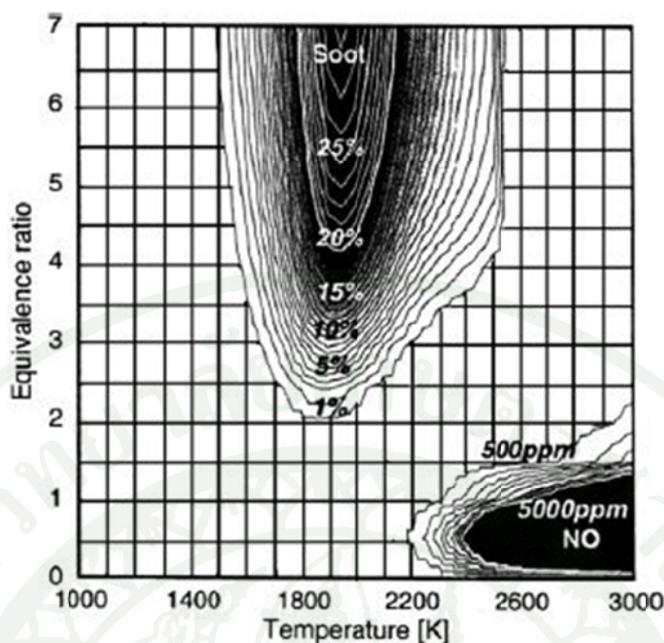
ที่มา: Abdelghaffar *et al.* (2007)

Aroonsrisopon *et al.* (2009) ศึกษาผลกระทบของจังหวะการฉีด (injection timing) ต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมบนเครื่องยนต์หนึ่งสูบแบบฉีดตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ภาระต่ำ โดยปรับจังหวะการฉีดแบบหนึ่งครั้งตั้งแต่ -45° ถึง -10° After TDC; ATDC (หลังศูนย์ตายบน) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1600 รอบ/นาที ความดันการฉีดน้ำมัน 250 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติคงที่ 0.1 kg/h และ 0.31 kg/h ตามลำดับ ซึ่งเป็นปริมาณที่ให้อัตราส่วนพลังงานระหว่างก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซล (Energy Ratio) 70% พบว่าการขยับมุมการฉีดออกจากศูนย์ตายบน (early injection) สามารถลดปริมาณมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนลงได้โดยไม่ทำให้มลพิษไฮโดรคาร์บอนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้เครื่องยนต์ยังสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและการเผาไหม้ไม่รุนแรงจนเกินไป

Early Injection

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ (Direct Injection) เทคนิคหนึ่งที่ถูกนำมาใช้เพื่อลดมลพิษที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ประเภทออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าคือ การฉีดน้ำมันแบบ early injection ด้วยเทคนิคการฉีดน้ำมันแบบ early injection นั้น น้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในจังหวะอัด ซึ่งน้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดเข้าไปจะยังไม่เกิดการลุกไหม้ น้ำมันดีเซลจะระเหยและเข้าผสมกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบ (ก๊าซธรรมชาติ + อากาศ) ระหว่างการผสมนี้ อุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้จะสูงขึ้นเรื่อยๆ เนื่องจากการอัด จนกระทั่งถึงสภาวะที่เหมาะสมต่อการจุดระเบิด น้ำมันดีเซลก็จะเกิดการลุกไหม้ (auto-ignition) และเผาไหม้ก๊าซธรรมชาติไปด้วย ลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจะเป็นแบบผสมมาก่อน (pre-mixed combustion)

จุดเด่นของการเผาไหม้แบบผสมมาก่อนนี้คือ เป็นการเผาไหม้ที่สร้างมลพิษประเภทออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าค่าน้อย เมื่อพิจารณาบริเวณการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าค่านอกจากกราฟ equivalence ratio - อุณหภูมิ ดังแสดงในภาพที่ 23 ออกไซด์ของไนโตรเจนจะเกิดขึ้นในสภาวะ equivalence ratio ต่ำอุณหภูมิสูง แต่สำหรับเขม่าค่านจะเกิดในสภาวะ equivalence ratio สูงอุณหภูมิปานกลาง เพื่อที่จะลดการเกิดมลพิษทั้งสองจะต้องควบคุมทั้งอุณหภูมิการเผาไหม้และ equivalence ratio ไม่ให้สูงเกินไป ด้วยเทคนิคการฉีดแบบผสมมาก่อน น้ำมันดีเซลจะผสมส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ทำให้ได้ส่วนผสมที่บางก่อนเกิดการเผาไหม้ และมีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำลง



ภาพที่ 23 ปริมาณการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าควันที่ขึ้นกับ equivalence ratio และ อุณหภูมิ

ที่มา: Gan *et al.* (2011)

Takeda *et al.* (1996) ได้ทดสอบเครื่องยนต์ที่มีการเผาไหม้แบบ PREmixed lean Diesel Combustion (PREDIC) โดยใช้เทคนิคการฉีดแบบ early injection กับเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง เข้าสู่ห้องเผาไหม้, ลิ้นจังหวะ, หนึ่งสูบ และไม่มีระบบอัดอากาศ โดยใช้หัวฉีดแบบด้านข้างสอง หัวฉีดเข้าปะทะกับตรงกลางห้องเผาไหม้ เมื่อควบคุมอัตราส่วนอากาศ/เชื้อเพลิงสัมพัทธ์ (λ ; λ) คงที่ 2.7 พบว่ามุมการฉีดน้ำมันดีเซลจะอยู่ระหว่าง 60° - 80° Before TDC; BTDC โดยที่มุมการฉีดล่าช้ากว่า 60° BTDC เป็นมุมที่ทำให้เครื่องยนต์มีการเผาไหม้ที่รุนแรง (hard combustion) และมุมการฉีดก่อน 80° BTDC เป็นมุมที่เครื่องยนต์จุดระเบิดไม่ได้ (misfire) ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้แบบ PREDIC มีปริมาณที่น้อยกว่าการเผาไหม้แบบเครื่องยนต์ดีเซลปกติตลอดช่วงทำงาน แต่ผลที่ตามคือมีปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มากขึ้นเนื่องจากมีส่วนผสมที่บางเกินไป นอกจากนี้การเผาไหม้แบบ PREDIC ยังจำกัดอยู่เฉพาะช่วงการทำงานที่ภาระต่ำ ถึง กลาง และการควบคุมจังหวะจุดระเบิดยังไม่สามารถทำได้ดีนัก (Keiichi *et al.*, 1997)

การเผาไหม้แบบ Premixed Compression Ignition (PCI) ที่ถูกพัฒนาโดยบริษัท มิตซูบิชิ มอเตอร์ เป็นอีกหนึ่งตัวอย่างที่ใช้เทคนิคการฉีดแบบ early injection เพื่อสร้างส่วนผสมบางก่อนที่จะเกิดการเผาไหม้ (Iwabuchi *et al.*, 1999) จังหวะการฉีดอยู่ในช่วง $75^\circ - 40^\circ$ BTDC และ equivalence ratio 0.38 ทดสอบเปรียบเทียบระหว่างหัวฉีดดีเซลแบบธรรมดา กับหัวฉีดแบบฉีดสเปรย์ชนกัน (impinged-spray nozzle) บนเครื่องยนต์แบบฉีดตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ที่จังหวะ, หนึ่งกระบอกสูบพบว่า เมื่อเทียบกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลปกติ การเผาไหม้แบบ PCI สามารถลดปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนลงได้แต่มีปริมาณของมลพิษไฮโดรคาร์บอนและเขม่าเพิ่มขึ้น ทั้งนี้เมื่อเปลี่ยนมาใช้หัวฉีดแบบฉีดสเปรย์ชนกัน ซึ่งทำให้น้ำมันที่ถูกฉีดกระจายตัวได้กว้างขึ้นแต่มีระยะ penetration ต่ำลงสามารถช่วยลดปริมาณเขม่าลงได้

Nandha and Abraham (2002) ได้ศึกษาผลกระทบของจังหวะการฉีดโดยใช้วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics; CFD) ในจังหวะอัดโดยแปรผันมุมการฉีดตั้งแต่ -180° , -120° , -100° , -80° , -60° และ -40° ATDC จำลองสภาวะการทำงานเครื่องยนต์ Cummins N-14 ที่ความเร็วรอบ 1667 รอบต่อนาที, อุณหภูมิอากาศภายในกระบอกสูบที่ศูนย์กลางล่าง 400 K, ความดัน 2 bar และ equivalence ration 0.5 พบว่า สำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เทคนิคการฉีดแบบ early injection นั้น จังหวะการฉีดมีผลกระทบต่อระยะเวลาสำหรับผสมและกระจายตัวของน้ำมันดีเซล เมื่อมุมการฉีดขยับออกห่างจากศูนย์กลางบนน้ำมันดีเซลมีเวลามากขึ้นที่จะผสมทำให้ส่วนผสมมีความเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้น แต่ในทางกลับกันที่มุมการฉีดที่ล่าช้ากว่าน้ำมันจะถูกฉีดออกมาในสภาวะแวดล้อมที่มีความหนาแน่นมากกว่า ซึ่งความสัมพันธ์ของมวลอากาศที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่สเปรย์จะแปรผันตรงกับรากที่สองของความหนาแน่นสิ่งแวดล้อม ส่วนระยะ penetration จะแปรผกผันกับรากที่สองของความหนาแน่นสิ่งแวดล้อม ดังนั้นสำหรับมุมการฉีดที่ล่าช้าขึ้น ปริมาณส่วนผสมที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่สเปรย์จะเพิ่มขึ้นและมีระยะ penetration ลดลง ระยะ penetration ที่สั้นลงลดโอกาสการชนผนังของสเปรย์น้ำมันดีเซล จากผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่มุมการฉีดต่างๆพบว่า มุมการฉีดที่ -120° ATDC เป็นมุมการฉีดที่มีค่าความเป็นเนื้อเดียวกันเท่ากับมุมการฉีด -180° ATDC ตั้งแต่ -30° ATDC ไปจนถึง TDC

ความดันการฉีดน้ำมัน (Injection Pressure)

สำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เทคนิคการฉีดน้ำมันแบบ early injection การเพิ่มความดันการฉีดช่วยส่งเสริมการผสมน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบให้ดีขึ้น เนื่องจากที่ความดันการฉีดสูง ความเร็วของสเปรย์จะสูงขึ้นทำให้อัตราการเหนียวนำส่วนผสมเข้าสู่สเปรย์สูงขึ้นตามไปด้วย (Suzuki *et al.*, 1997; Okude *et al.*, 2004; Wåhlin and Cronhjort, 2004)

Wåhlin *et al.* (2004) ได้ศึกษาผลกระทบของความดันการฉีดบนเครื่องยนต์สี่จังหวะขนาด 2 ลิตรหนึ่งกระบอกสูบที่มีการเผาไหม้แบบ PCI โดยมุมการฉีดอยู่ระหว่าง 70° BTDC ถึง 50° BTDC เมื่อความดันการฉีดเพิ่มขึ้นจาก 500 bar จนถึง 1500 bar มลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าควันลดลง แต่เพิ่มมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรคาร์บอน Shimazaki *et al.* (2003) ได้อธิบายว่าการเพิ่มความดันการฉีดนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของอัตราการผสมแบบปั่นป่วน (turbulent mixing rate) ผลที่ได้คือส่วนผสมที่บางกว่าเมื่อเทียบกับการฉีดที่ความดันต่ำ

Srisattayakul *et al.* (2011) ศึกษาผลกระทบของความดันการฉีดต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ภาระต่ำพบว่า เมื่อเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันดีเซลจาก 200 bar จนถึง 500 bar สามารถลดมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนลงได้แต่ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์เพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากที่ความดันการฉีดสูงขึ้นน้ำมันดีเซลผสมกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบได้ดีจึงลดบริเวณที่เป็นจุดร้อน (hot spots) ส่งผลต่อปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนที่ลดลง อย่างไรก็ตามความดันการฉีดที่สูงมีผลต่อการแตกตัวของน้ำมันดีเซลทำให้มีขนาดเล็กลง ซึ่งละอองน้ำมันดีเซลขนาดเล็กนี้สามารถระเหยได้ดี ผลที่ตามมาคืออุณหภูมิของส่วนผสมมีอุณหภูมิต่ำลง อุณหภูมิของส่วนผสมที่ต่ำลงนี้เพิ่มโอกาสที่จะเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ซึ่งเป็นสาเหตุของมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์ นอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ระหว่างความดันการฉีด 200 bar กับ 500 bar พบว่า ที่ความดันการฉีด 500 bar ช่วงมุมการฉีดจะขยับเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากกว่าที่ความดัน 200 bar แสดงให้เห็นว่าความดันการฉีดที่สูงขึ้นสามารถระยะเวลาในการผสมลงได้ และจากการที่มุมการฉีดขยับเข้าใกล้ศูนย์ตายบนจึงเพิ่มโอกาสที่สเปรย์น้ำมันดีเซลจะถูกฉีดลงไปในหลุมลูกสูบ

ปัญหาหนึ่งสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เทคนิคการฉีดแบบ early injection คือ การที่สเปรย์น้ำมันดีเซลฉีดไปปะทะกับผนังกระบอกสูบ (Wall wetting) ซึ่งเป็นสาเหตุหนึ่งของการเกิดมลพิษไฮโดรคาร์บอนและทำให้น้ำมันเครื่องเจือจาง (Oil dilution) สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ถูกดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซลซึ่งใช้หัวฉีดน้ำมันแบบกระจายออกด้านข้าง มีความน่าจะเป็นที่น้ำมันจะฉีดไปปะทะกับผนังกระบอกสูบลึกมาก ดังนั้นเพื่อลดโอกาสการปะทะนี้การเพิ่มความดันการฉีดเพื่อให้มุมการฉีดขยับเข้าใกล้ศูนย์กลางบนจึงเป็นทางเลือกหนึ่งที่จะสามารถฉีดสเปรย์น้ำมันให้หลังหลุมลูกสูบได้ แต่อย่างไรก็ตามการแก้ปัญหาด้วยวิธีนี้สามารถทำได้บางสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์เท่านั้น ดังนั้นจึงมีความพยายามจากนักวิจัยหลายคนที่จะปรับปรุงหัวฉีดให้มีระยะ penetration ที่ลดลง และเพิ่มการกระจายตัวของน้ำมันดีเซลดังตัวอย่างต่อไปนี้

1. ใช้หัวฉีดแบบฉีดชนกัน (Impinging sprays) กล่าวคือหัวฉีดจะถูกเจาะรูวางตัวเป็นมุมแหลมต่อกันเมื่อน้ำมันถูกฉีดออกมา ก็จะพุ่งเข้าชน (Iwabuchi *et al.*, 1999; Wählin *et al.*, 2004)
2. ใช้หัวฉีดแบบ swirling-flow pintle-type injection nozzle (Harada *et al.*, 1998; Akagawa *et al.*, 1999)
3. ใช้หัวฉีดแบบฉีดสเปรย์มุมแคบ (Nozzle with narrow spray cone angles) (Walter and Gatellier, 2002; Kim and Lee, 2007)

อุณหภูมิส่วนผสมขาเข้า (Intake Charge Temperature)

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมนั้นการเพิ่มอุณหภูมิส่วนผสมขาเข้า (ก๊าซธรรมชาติ + อากาศ) สามารถช่วยลดปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนนอกไซด์ได้ เนื่องจากการเพิ่มอุณหภูมิส่วนผสมช่วยเร่งปฏิกิริยาการเกิด radicals ซึ่งส่งเสริมการ oxidation ของคาร์บอนมอนนอกไซด์ นอกจากนี้อุณหภูมิที่สูงขึ้นยังช่วยขยายขอบเขตการติดไฟ (flammability limits) ของส่วนผสม ทำให้เปลวไฟลามไปยังส่วนผสมที่บางได้ (Abd-Alla *et al.*, 2001; Zhang *et al.*, 2011) อย่างไรก็ตามการเพิ่มอุณหภูมิไอดีมีผลทำให้มลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น และเครื่องยนต์มีการเผาไหม้ที่รุนแรง ดังนั้นเพื่อที่จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและมีมลพิษที่ต่ำแล้ว การเพิ่มอุณหภูมิไอดีจะต้องมีการปรับตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซลให้เหมาะสมด้วย (Srisattayakul *et al.*, 2011)

อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

เครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือเครื่องยนต์ Ricardo Hydra เป็นเครื่องยนต์หนึ่งสูบที่ออกแบบมาสำหรับใช้วิจัยในห้องปฏิบัติการโดยเฉพาะ ซึ่งเครื่องยนต์ชนิดนี้สามารถปรับเปลี่ยนการทำงานให้เป็นที่ตั้งเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (Spark ignition), เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compression ignition) แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect injection) และเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection) โดยการเปลี่ยนฝาสูบ, ลูกสูบ และระบบจ่ายเชื้อเพลิง สำหรับงานวิจัยนี้เครื่องยนต์ได้ถูกดัดแปลงจากเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงให้เป็นเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยติดตั้งปลายท่อสายยางฉีดก๊าซที่ออกจากหัวฉีดก๊าซธรรมชาติเข้ากับท่อไอดีก่อนที่จะเข้าเครื่องยนต์ประมาณ 5 ซม. ซึ่งสามารถควบคุมปริมาณก๊าซธรรมชาติที่เข้าสู่เครื่องยนต์ได้จากระยะเวลาการฉีด (Injection duration) สำหรับระบบจ่ายน้ำมันดีเซลที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นแบบ Common rail ซึ่งสามารถควบคุมแรงดัน, จังหวะการฉีด (Injection timing), ระยะเวลาการฉีด (Injection duration) และจำนวนครั้งของการฉีดโดยใช้อุปกรณ์ควบคุมของบริษัท NATIONAL INSTRUMENTS ซึ่งสั่งงานผ่านโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่เขียนขึ้นจาก Lab View software นอกจากนี้ยังได้ลดอัตราส่วนการอัด (Compression ratio) ของเครื่องยนต์จากค่าเดิมที่ 20.36:1 ไปเป็น 17.91:1 โดยการเพิ่มความหนาประเก็นฝาสูบ ดังนั้นเครื่องยนต์ทดสอบจึงมีรายละเอียดทางเทคนิคหลังจากการดัดแปลงดังแสดงตามตารางที่ 2 อย่างไรก็ตาม น้ำมันดีเซลที่ฉีดออกมาได้มีการพุ่งไปชนฝาสูบและผนังกระบอกสูบเนื่องจากได้มีการดัดแปลงนำระบบจ่ายน้ำมันจากเครื่องยนต์อื่นมาติดตั้งซึ่งลักษณะสเปรย์น้ำมันได้แสดงไว้ในภาคผนวก จ

ตารางที่ 2 รายละเอียดทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo Hydra

Engine Parameter	Type/Value
Engine Type	2 – Valve DI Diesel Ricardo Hydra
Fuel system	Common rail
Aspiration	Naturally aspirated
Compression ratio	17.91:1
Displacement	449.77 cc
Bore	80.26 mm
Stroke	88.9 mm
Connecting rod	158.0 mm
Valve timing:	
Intake valve open	8° BTDC (+352° ATDC ^a)
Intake valve close	42° ABDC (-138° ATDC ^a)
Exhaust valve open	60° BBDC (+120° ATDC ^a)
Exhaust valve close	12° ATDC (-348° ATDC ^a)

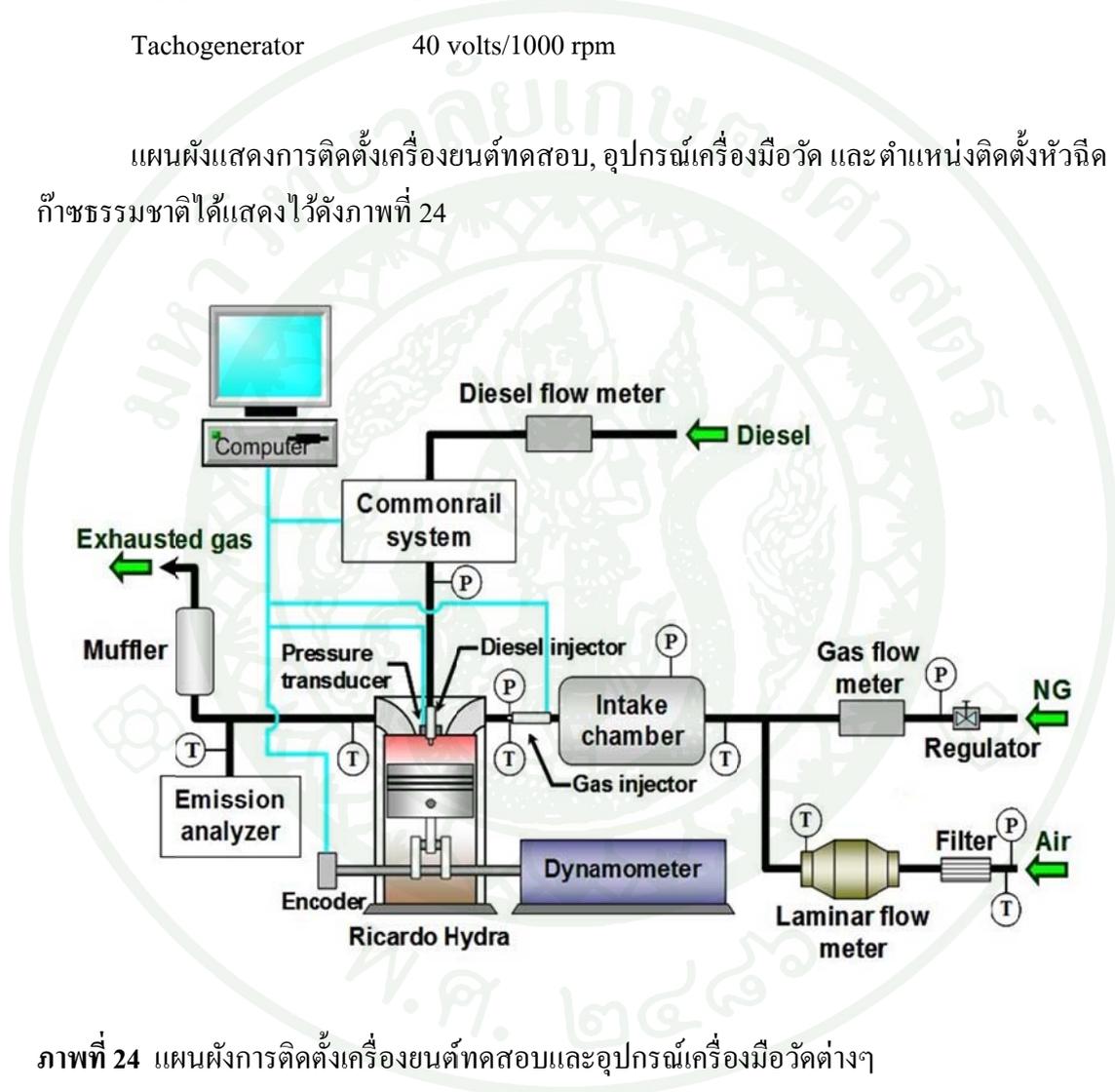
หมายเหตุ: ^a คือองศาเพลลาข้อเหวี่ยงในจังหวะหลังจากศูนย์ตายบนที่เกิดการจุดระเบิด (firing TDC)

ไดนาโมมิเตอร์และหน่วยควบคุม (Dynamometer and Control Unit)

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นแบบไฟฟ้ากระแสตรง (DC Dynamometer) ขนาด 360V, 93A, 37kW ที่สามารถเป็นได้ทั้งมอเตอร์และเจนเนอเรเตอร์ในตัว ในขณะที่เครื่องยนต์สตาร์ทและทำงานแบบ motoring นั้น ไดนาโมมิเตอร์จะทำงานเป็นมอเตอร์เพื่อหมุนเครื่องยนต์ให้ได้ความเร็วรอบตามที่ต้องการ ในทางกลับกันไดนาโมมิเตอร์จะทำหน้าที่เป็น ดีซี เจนเนอเรเตอร์เพื่อสร้างภาระให้กับเครื่องยนต์ โดยจะแสดงผลออกมาเป็นค่าแรงบิด (Torque) ของเครื่องยนต์ที่ใช้ขั้วภาระขณะนั้น ค่าแรงบิดดังกล่าวจะถูกส่งออกมาแสดงผลและบันทึกโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ AVL PUMA 5 รายละเอียดทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์มีดังต่อไปนี้

Manufacturer	McClure
Type	Shut wound DC machine
Rating	0/37/37 kW continuous absorbing
Armature	360 volts, 93 amps
Field	340 volts
Tachogenerator	40 volts/1000 rpm

แผนผังแสดงการติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบ, อุปกรณ์เครื่องมือวัด และตำแหน่งติดตั้งหัวฉีดก๊าซธรรมชาติได้แสดงไว้ดังภาพที่ 24



ภาพที่ 24 แผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบและอุปกรณ์เครื่องมือวัดต่างๆ

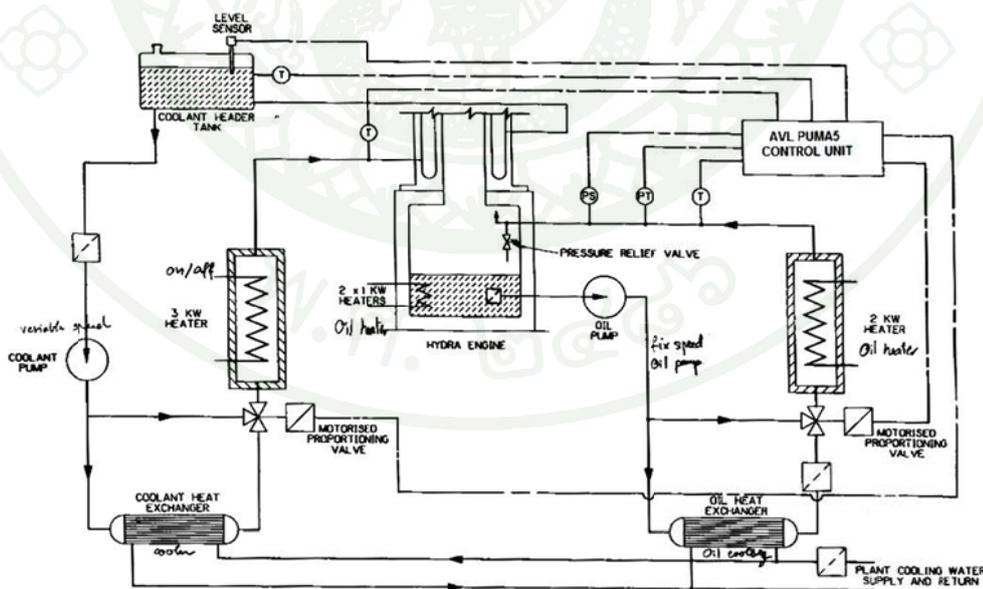
ระบบน้ำหล่อเย็นและการควบคุมอุณหภูมิ

ระบบน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ทดสอบเป็นแบบวงจรปิด น้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องยนต์ไหลเข้าทางด้านบนของถังพัก แล้วถูกดูดออกด้วยปั๊มทางด้านล่างเพื่อส่งเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ที่มีน้ำจากแหล่งภายนอกอุณหภูมิ 30-40 °C มาเป็นตัว

ระบายความร้อน จากนั้นส่งเข้าสู่เครื่องยนต์โดยไหลผ่านฮีตเตอร์ขนาด 3 kW มีวาล์วบายพาสสามทางแบบไฟฟ้าที่ควบคุมด้วย PID จากหน่วยควบคุม AVL PUMA 5 เพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นให้ได้ 85 °C เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ดังนั้นระบบจะมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อส่งค่าไปเป็น Feedback control ให้กับ PID และแสดงผลไปยังหน่วยควบคุม วงจรการไหลของน้ำหล่อเย็นแสดงไว้ดังภาพที่ 25

ระบบหล่อเย็นและการควบคุมอุณหภูมิ

ระบบหล่อเย็นของเครื่องยนต์ทดสอบเป็นแบบวงจรปิดเช่นเดียวกับระบบหล่อเย็น ในวงจรจะมีฮีตเตอร์ขนาด 3 kW ที่ติดตั้งอยู่ภายในเครื่องยนต์ 1 ตัว และอยู่ภายนอกอีก 1 ตัว น้ำมันหล่อลื่นถูกปั๊มคูดออกจากเครื่องยนต์เพื่อส่งเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ที่มีน้ำจากแหล่งภายนอกอุณหภูมิ 30-40 °C มาเป็นตัวระบายความร้อน จากนั้นส่งเข้าสู่เครื่องยนต์โดยผ่านฮีตเตอร์ตัวที่อยู่ภายนอกเครื่องยนต์ซึ่งจะมีวาล์วบายพาสสามทางแบบไฟฟ้าที่ควบคุมด้วย PID จากหน่วยควบคุม AVL PUMA 5 เพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่นให้ได้ 85 °C เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ดังนั้นระบบจึงมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อส่งค่าอุณหภูมิไปเป็น Feedback control ให้กับ PID และแสดงผล วงจรการไหลของน้ำมันหล่อลื่นแสดงไว้ดังภาพที่ 25



ภาพที่ 25 แผนผังวงจรระบบน้ำหล่อเย็นและน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ทดสอบ

ระบบอุ่นอากาศก่อนเข้าเครื่องยนต์

เพื่อควบคุมอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ให้มีอุณหภูมิคงที่ตลอดการทดสอบหรือเพื่อเพิ่มอุณหภูมิอากาศจากอุณหภูมิห้องนั้น อากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์จะถูกอุ่นที่ Intake chamber (ภาพที่ 24) ก่อนเข้าสู่เครื่องยนต์ โดยการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอดีก่อนถึงห้องเผาไหม้เป็นระยะ 10 cm เพื่อวัดอุณหภูมิอากาศที่ถูกอุ่นแล้ว และส่งค่ากลับไปเป็น Feedback control ให้กับ PID

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันดีเซล

เครื่องมือที่ใช้วัดอัตราการจ่ายน้ำมันดีเซลให้กับเครื่องยนต์ หรือเครื่องวัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันดีเซลคือ AVL733 Fuel Balance ที่ผลิตโดย บริษัท เอวีแอล ออโตโมทีฟ เป็นเครื่องมือที่มีความแม่นยำสูงโดยอาศัยพื้นฐานตามหลักการของแรงโน้มถ่วง ปริมาณของน้ำมันเชื้อเพลิงที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์จะอ่านค่าจากน้ำหนักที่ลดลงของ vessel ที่จับค่าโดย capacitive sensor เทียบกับมวลมาตรฐาน โดยเมื่อน้ำมันถูกเติมให้เต็ม vessel จะมีน้ำหนักรวม 1800 กรัม ปริมาณการใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกวัดด้วยความถี่ 10 Hz หรือทุกๆ 0.1 วินาที และแสดงผลอย่างต่อเนื่องโดยโปรแกรม AVL PUMA 5 โดยสามารถวัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่อยู่ในช่วง 0 – 150 kg/h

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ

สำหรับอุปกรณ์ที่ใช้วัดอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติที่เข้าสู่เครื่องยนต์ในงานวิจัยนี้คือ Micro Motion Compressed Natural Gas meters รุ่น CFM010M ผลิตโดยบริษัท EMERSON Process Management ซึ่งสามารถวัดอัตราการไหลได้สูงสุดที่ 108 kg/h โดยเครื่องมือวัดชนิดนี้สามารถวัดอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซธรรมชาติได้แบบต่อเนื่อง ซึ่งจะแสดงและบันทึกผลผ่านทางโปรแกรม AVL PUMA 5

เครื่องวิเคราะห์มลพิษไอเสีย (Exhaust Measurement System)

ปริมาณความเข้มข้นของมลพิษในไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์ทดสอบถูกวัดโดยเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย AVL AMA i60 ผลิตโดยบริษัท เอวีแอล ออโตโมทีฟ โดยมลพิษแต่ละชนิดก็จะใช้ตัวตรวจวัดแตกต่างกันดังต่อไปนี้

Flame Ionization Detector (FID) เป็นตัวตรวจจับที่ใช้วัดมลพิษประเภทไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ถูกเผาไหม้ (Unburned Hydrocarbon) หลักการทำงานของ FID คือ เปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้ไฮโดรเจนจะทำให้คาร์บอนอะตอมเกิดการแตกตัวเป็นไอออน ซึ่งไอออนเหล่านี้จะทำให้เกิดกระแสไฟฟ้าที่มีค่าขึ้นอยู่กับจำนวนของคาร์บอนอะตอม กระแสไฟฟ้านี้จะถูกขยาย (Amplified) และเปลี่ยนเป็นแรงดัน (Voltage) แล้วรายงานผลเป็นปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอน สำหรับงานวิจัยนี้เครื่องวัดมลพิษสามารถตรวจจับปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ได้สองลักษณะคือ ปริมาณไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (Total Hydrocarbon; THC) และปริมาณไฮโดรคาร์บอนเฉพาะมีเทน (CH_4) วิธีการวัดปริมาณมีเทนแยกจากไฮโดรคาร์บอนชนิดอื่นคือ เครื่องวิเคราะห์มลพิษจะแยกไฮโดรคาร์บอนชนิดอื่นออกไปให้เหลือแต่มีเทนก่อนที่จะให้ FID ตรวจจับปริมาณ

Chemiluminescence Detector (CLD) เป็นตัวตรวจจับที่ใช้วัดปริมาณมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ซึ่ง NO_x ในที่นี้จะหมายถึง nitrogen oxide (NO) และ nitrogen dioxide (NO_2) หลักการทำงานของ CLD คือ Photo diode จะทำการตรวจจับแสงที่เปล่งออกจาก NO_2 ที่เปลี่ยนสถานะจากสถานะถูกกระตุ้น (Excited state) มาอยู่ในสถานะเสถียร (Ground state) ซึ่งความเข้มของแสงดังกล่าวจะเป็นตัวบ่งบอกถึงปริมาณของมลพิษที่มีอยู่ โดยทั่วไปแล้ว NO_2 ที่อยู่ในสถานะถูกกระตุ้นจะเกิดจากปฏิกิริยาระหว่าง NO กับ ozone (O_3) ดังนั้นเพื่อให้สามารถวัดปริมาณ NO_2 ที่ออกจากเครื่องนี้ได้ด้วยนั้น จึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยน NO_2 ให้เป็น NO ก่อน ซึ่งกระบวนการนี้จะเกิดขึ้นที่ catalytic converter ภายใน CLD ซึ่งการรายงานผลการตรวจวัดปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนในงานวิจัยนี้จึงเป็นการกล่าวโดยรวมทั้ง NO และ NO_2

Infrared Detector (IRD) เป็นตัวตรวจจับที่ใช้วัดปริมาณความเข้มข้นของคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) หลักการทำงานของ IRD คือ ตรวจวัดการดูดกลืนรังสีอินฟราเรดของสารต่างๆ ซึ่งสารต่างชนิดกันจะดูดกลืนรังสีอินฟราเรดที่ความยาวคลื่นไม่เท่ากัน

Paramagnetic Detector (PMD) เป็นตัวตรวจจับที่ใช้วัดความเข้มข้นของออกซิเจน (O_2) ในไอเสีย โดยใช้คุณสมบัติความเป็น paramagnetic ของออกซิเจนเมื่ออยู่ในสนามแม่เหล็ก โดยไอเสียจะถูกใส่ลงไปในปริมาตรที่ทำจากควอตซ์ (quartz) ซึ่งแขวนอยู่โดยสายคาด โดยปลายของปริมาตรจะถูกสอดเข้าไปในสนามแม่เหล็กเพื่อดึงดูดให้ออกซิเจนเข้าไป ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของ partial pressure ภายในปริมาตรเกิดทอร์คที่กระทำต่อสายคาดที่รองรับปริมาตรอยู่

ซึ่งทอร์คที่เกิดขึ้นนี้จะแปรผันตรงกับความเข้มข้นของออกซิเจน โดยปริมาณความเข้มข้นของออกซิเจนที่วัดได้นี้เป็นตัวแปรสำคัญที่ใช้ในการคำนวณปริมาณอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์ในงานวิจัยนี้

เครื่องวัดปริมาณเขม่าควันไอเสีย

อุปกรณ์ที่ใช้วัดปริมาณเขม่าควันในงานวิจัยนี้คือ AVL 439 Opacimeter ผลิตโดยบริษัท เอวีแอล ออโตโมทีฟ การทำงานของ Opacimeter คือ การตรวจวัดปริมาณเขม่าควันโดยการส่องแสงผ่านเข้าไปในควันไอเสียแล้ววัดความเข้มของแสงที่ผ่านออกมา ซึ่งความเข้มแสงจะลดลงตามปริมาณการเพิ่มขึ้นของเขม่าควัน

อุปกรณ์วัดความดันภายในกระบอกสูบ

อุปกรณ์วัดความดันภายในกระบอกสูบที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นชนิด Quartz Pressure Sensor รุ่น 6121 ที่ผลิตโดยบริษัท KISTLER มีข้อมูลเชิงเทคนิคดังแสดงในตารางที่ 3 โดยสัญญาณที่ส่งจากอุปกรณ์วัดความดันจะถูกขยายโดยตัวขยายสัญญาณ AVL PIEZO AMPLIFIER 3066A02 และส่งไปที่ชุดวิเคราะห์ผล AVL 620 Indiset เพื่อวิเคราะห์และเก็บข้อมูลต่อไป

ตารางที่ 3 ข้อมูลเชิงเทคนิคของอุปกรณ์วัดความดันภายในกระบอกสูบ

Parameter	Value
Range (bar)	0 - 250
Calibrated partial range (bar)	0 - 50
Overload (bar)	300
Sensitivity (pC/bar)	≈-14
Natural frequency (kHz)	≈55
Linearity, all ranges (%FSO)	≤±0.5
Acceleration sensitivity	
Axial (bar/g)	<0.003
Radial (bar/g)	<0.0002
Operating temperature range (°C)	-50 - 350

ตารางที่ 3 (ต่อ)

Parameter	Value
Sensitivity shift	
20 – 100 °C (%)	$\leq \pm 1$
20 – 350 °C (%)	$\leq \pm 3.5$
200 ± 50 °C (%)	≈ 1
Insulation resistance	
At 20 °C (Ω)	$\geq 10^{13}$
Ground insulation (Ω)	$\geq 10^8$
Shock resistance (g)	2000
Tightening sensitivity (Nm)	10
Weight (g)	9.5
Connector, ceramic insulator (Type)	10-32 UNF

วิธีการ

อัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมด

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม พลังงานที่ได้จากการเผาไหม้มาจากเชื้อเพลิง 2 ชนิดด้วยกันคือ น้ำมันดีเซลและเชื้อเพลิงก๊าซ โดยในงานวิจัยนี้ น้ำมันดีเซลที่ใช้เป็นน้ำมันดีเซล B2 ซึ่งมีคุณสมบัติดังแสดงในตารางผนวกที่ ก1 และเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติซึ่งมีคุณสมบัติดังแสดงในตารางผนวกที่ ก2 อัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซลสำหรับงานวิจัยนี้ได้ถูกกำหนดเป็นอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมดดังสมการที่ 1 เนื่องจากค่าความร้อนต่ำของก๊าซธรรมชาติมีค่าน้อยกว่าน้ำมันดีเซล ดังนั้นการคิดปริมาณก๊าซธรรมชาติแทนที่โดยอ้างอิงจากพลังงานมีผลทำให้พลังงานรวมที่เข้าสู่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมมีค่าเท่ากับสภาวะการทำงานอ้างอิงของเครื่องยนต์ดีเซลเดิม

$$\%NG = \frac{\dot{m}_{NG} \cdot LHV_{NG}}{\dot{m}_D \cdot LHV_D + \dot{m}_{NG} \cdot LHV_{NG}} \times 100 \quad (1)$$

โดย	%NG	คือ	ร้อยละพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด
	\dot{m}_{NG}	คือ	อัตราการไหลโดยมวลของก๊าซธรรมชาติ
	\dot{m}_D	คือ	อัตราการไหลโดยมวลของน้ำมันดีเซล
	LHV_{NG}	คือ	ค่าความร้อนต่ำของก๊าซธรรมชาติ
	LHV_D	คือ	ค่าความร้อนต่ำของน้ำมันดีเซล

อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์

สำหรับเครื่องยนต์วิจัย Ricardo Hydra ที่ใช้ในงานวิจัยนี้การวัดอัตราการไหลของอากาศที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ ไม่สามารถวัดได้โดยตรงจากท่อไอดีเนื่องจากข้อมูลที่ใช้คำนวณอัตราการไหลของอุปกรณ์วัดได้สูญหายไป ดังนั้นผู้วิจัยจึงใช้วิธีการหาอัตราการไหลของอากาศจากอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (A/F ratio) ที่คำนวณจากปริมาณไอเสียที่วัดได้ดังสมการที่ 2 (Aroonsrisopon, 2006)

$$\begin{aligned} (A/F)_{exhaust} &= \frac{MW_{air}}{MW_C + MW_H \cdot \left(\frac{H}{C}\right)} \times \frac{1}{CO_2\% + \frac{THC}{10,000} + CO\%} \\ &\times \left\{ 98.2 - (0.5 \cdot CO\%) - \frac{THC}{10,000} + 0.25 \cdot \left(\frac{H}{C}\right) \cdot (CO\% + CO_2\%) \right. \\ &\left. \cdot \left(\frac{3.8 \cdot CO_2\% - 2 \cdot CO\%}{3.8 \cdot CO_2\% + CO\%} \right) \right\} \quad (2) \end{aligned}$$

โดย	$(A/F)_{exhaust}$	คือ	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่คำนวณจากไอเสีย
	MW_{air}	คือ	มวลโมเลกุลของอากาศ = 28.97 g/mole
	MW_C	คือ	มวลโมเลกุลของคาร์บอน = 12.011 g/mole
	MW_H	คือ	มวลโมเลกุลของไฮโดรเจน = 1.008 g/mole
	$\left(\frac{H}{C}\right)$	คือ	อัตราส่วนไฮโดรเจนต่อคาร์บอนที่มีอยู่ในเชื้อเพลิง
	$CO\%$	คือ	เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ในไอเสีย
	$CO_2\%$	คือ	เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรของคาร์บอนไดออกไซด์ในไอเสีย
	THC	คือ	ความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนทั้งหมดในไอเสียในหน่วย 1 ในล้านส่วนต่อคาร์บอน 1 อะตอม (ppmC)

การเก็บข้อมูลและการบันทึกผล

ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์จะแบ่งตามการบันทึกเป็นสามส่วนใหญ่ๆด้วยกันดังต่อไปนี้

1. ข้อมูลที่ถูกรับบันทึกด้วยโปรแกรม AVL PUMA 5 จะเป็นข้อมูลความดันและอุณหภูมิตามจุดต่างๆของเครื่องยนต์ ปริมาณการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง ปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติ แรงบิดที่เครื่องยนต์ใช้ขับเคลื่อน โดยข้อมูลที่ถูกรับบันทึกจะเป็นข้อมูลเฉลี่ย 20 วินาที
2. ข้อมูลปริมาณมลพิษไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์จะถูกวัดโดยเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย AVL AMA i60 และรายงานผลโดยโปรแกรม iGEM ซึ่งโปรแกรมจะรายงานผลออกมาในรูปแบบกราฟที่ขึ้นกับเวลา โดยผู้ใช้สามารถเลือกบันทึกข้อมูลในช่วงเวลาตามที่ต้องการได้ ซึ่งข้อมูลจะถูกบันทึกในรูปแบบ *.txt files สำหรับงานวิจัยนี้ข้อมูลปริมาณไอเสียของแต่ละสภาวะการทำงานได้ถูกรับบันทึกเป็นเวลา 1 นาที แล้วนำผลที่ได้มาคิดเป็นค่าเฉลี่ย

3. ข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบแสดงและบันทึกโดยโปรแกรม AVL Indicom โดยข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบจะถูกแสดงและวิเคราะห์ได้แบบต่อเนื่อง ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ได้แก่ ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (indicated mean effective pressure, imep), ความดันสูงสุด, มุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่เกิดความดันสูงสุด, มุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่เกิดการเผาไหม้ไปแล้ว 10% 50% และ 90% (CA10, CA50, CA90), อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise), และสัมประสิทธิ์การแปรผันของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of imep) ได้ถูกคำนวณจากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบโดยโปรแกรมดังกล่าว สำหรับงานวิจัยนี้ความดันภายในกระบอกสูบจะถูกวัดที่ความละเอียด (resolution) 0.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง และบันทึกข้อมูล 100 วัฏจักรต่อเนื่อง

การคำนวณและวิเคราะห์ผลการทดสอบ

ข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบที่วัดได้จากเครื่องยนต์ทดสอบเป็นข้อมูลที่สำคัญข้อมูลหนึ่ง เนื่องจากความดันภายในกระบอกสูบเป็นข้อมูลที่สามารถสื่อและบ่งบอกถึงลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ที่ทำงานในสถานะต่างๆได้ สำหรับงานวิจัยนี้ได้ใช้ข้อมูลดังกล่าวเป็นข้อมูลหลักในการวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์ทดสอบที่สถานะการทดสอบต่างๆ ซึ่งจากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบสามารถคำนวณหาอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rate) ได้จากสมการที่ 3 (Heywood, 1988) ซึ่งเขียนและกำหนดตัวแปรทางเทอร์โมไดนามิกโดยโปรแกรม calgraf ดังแสดงในภาพผนวกที่ ข1 นอกจากนี้ข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบยังถูกนำไปใช้ในการคำนวณอุณหภูมิเฉลี่ยมวลรวม (Mass average temperature) ภายในห้องเผาไหม้โดยใช้กฎของก๊าซอุดมคติ (Ideal gas law) สมการและวิธีการคำนวณแสดงไว้ในภาพผนวก ข1 สำหรับการหาอุณหภูมิภายในกระบอกสูบ ณ ตำแหน่งวาล์วไอดีปิดสำหรับใช้เป็นจุดอ้างอิงนั้น ผู้วิจัยได้ใช้โปรแกรม AVL Boost v2010.1 ซึ่งเป็นโปรแกรมจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ (Engine cycle simulation) วิธีการและตัวแปรที่จำเป็นสำหรับการหาอุณหภูมิ ณ จุดอ้างอิงได้แสดงไว้ในภาพผนวก ค

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (3)$$

โดย $\frac{dQ_n}{d\theta}$	คือ	อัตราการปลดปล่อยความร้อนสุทธิ (net heat-release rate) ต่อองศาข้อเหวี่ยง
γ	คือ	อัตราส่วนของความร้อนจำเพาะ (c_p/c_v) ของส่วนผสมภายในกระบอกสูบ (อัตราส่วนของความร้อนจำเพาะที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือ 1.33)
p	คือ	ความดันภายในกระบอกสูบ
V	คือ	ปริมาตรกระบอกสูบ

สภาวะการทดสอบเครื่องยนต์

การทดสอบเครื่องยนต์ในงานวิจัยนี้เป็นการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่สภาวะคงตัว (steady state) โดยควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลที่จ่ายเข้าเครื่องยนต์ไว้ที่ 3.25 mg/cycle และ 9.5 mg/cycle สำหรับก๊าซธรรมชาติ ซึ่งเป็นพลังงานที่เข้าสู่เครื่องยนต์โดยรวม 463.75 J/cycle ที่สัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70% สำหรับทุกการทดลอง อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นและน้ำมันหล่อลื่นก่อนเข้าเครื่องยนต์ได้ถูกควบคุมไว้ที่ 85°C ตัวแปรที่ศึกษาได้แก่

1. ศึกษาผลกระทบของความดันการฉีดน้ำมันดีเซล (diesel injection pressure) ในช่วง 200 – 500 bar โดยความดันดังกล่าวจะถูกควบคุมที่รวมหัวฉีดให้ได้ค่าตามที่กำหนดไว้ การฉีดน้ำมันดีเซลเป็นแบบ 1 ครั้งต่อวัฏจักร แปรผันความยาวการฉีด (injection duration) ให้ได้ปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรคงที่ตลอดการทดสอบ และแปรผันมุมการฉีดโดยค้ำนึ่งถึงขอบเขตการทำงาน of เครื่องยนต์ตามที่อธิบายในหัวข้อที่ 6 สำหรับความเร็วรอบเครื่องยนต์และอุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องยนต์ได้ควบคุมไว้ที่ 1600 รอบต่อนาที และ 60 °C ตามลำดับ

2. ศึกษาผลกระทบของความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ซึ่งความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะถูกควบคุมโดย engine dynamometer ในแต่ละความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ทำการศึกษาคงควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติต่อวัฏจักรให้คงที่ แปรผันมุมการฉีดโดยค้ำนึ่งถึงขอบเขตการทำงาน of เครื่องยนต์ ที่ความดันการฉีด 200 และ 500 bar และอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ 60°C

3. ศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศในช่วง 45 – 80 °C (ควบคุมอุณหภูมิที่ระยะ 10 cm. ก่อนเข้าห้องเผาไหม้) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที ความดันการฉีด 200 และ 500 bar แปรผันมุมการฉีดโดยคำนึงถึงขอบเขตการทำงานของเครื่องยนต์ และควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติต่อวัฏจักรให้คงที่ตลอดการทดสอบ

อย่างไรก็ตามจะพบว่าความดันการฉีดที่ใช้ในงานวิจัยนี้ได้ถูกจำกัดไว้ที่ความดันสูงสุดเพียง 500 bar เท่านั้น เนื่องจากระบบจ่ายน้ำมันดีเซลแบบ common rail ที่ใช้กับเครื่องยนต์ทดสอบเป็นระบบที่ถูกดัดแปลงมาจากระบบแบบปั๊มจานจ่าย (มกคส, 2552) โดยระบบจ่ายน้ำมันแบบ common rail ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ปั๊มแรงดันสูงจะถูกขับโดยมอเตอร์ไฟฟ้าที่ติดตั้งแยกจากเครื่องยนต์ ซึ่งน้ำมันแรงดันสูงจะถูกส่งโดยท่ออ่อนทนแรงดันไปยังรางร่วมหัวฉีด ซึ่งในเครื่องยนต์ปกติจะเป็นท่อโลหะ ดังนั้นด้วยเหตุผลเรื่องความปลอดภัยแล้วความดันสูงสุดที่ใช้ในการทดสอบจึงถูกจำกัดไว้ ตารางที่ 4 แสดงตัวแปรควบคุมและตัวแปรแปรผันในการทดสอบเครื่องยนต์

ตารางที่ 4 ตัวแปรควบคุมและตัวแปรแปรผันในการทดสอบเครื่องยนต์

No.	Experimental parameters	Speed (rpm)	Injection Pressure (bar)	Timing (ATDC)	Air Temp (°C)
1	Injection pressure	1600	200, 300, 400, 500	Vary	60
2	Engine speed	1600, 2400	200, 500	Vary	60
3	Intake air temp	1600	200, 500	Vary	45, 60, 80

ขอบเขตในการแปรผันตำแหน่งมุมการฉีด

การฉีดน้ำมันดีเซลที่ใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในงานวิจัยนี้ใช้เทคนิคการฉีดแบบ early injection ซึ่งตำแหน่งมุมการฉีดที่ล่าช้าจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่รุนแรง ในทางตรงกันข้ามตำแหน่งมุมการฉีดก่อนที่มากเกินไปส่งผลทำให้การเผาไหม้ไม่มีเสถียรภาพ ดังนั้นสำหรับงานวิจัยนี้ตำแหน่งมุมการฉีดล่าช้าที่สุดจะถูกกำหนดโดยตัวแปรอัตราการเพิ่มความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) ไม่เกิน 8 bar/°CA และสำหรับตำแหน่งมุมการฉีดก่อนจะเป็นมุมการฉีดที่เครื่องยนต์เริ่มจุดไม่คิดในบางวัฏจักร

ผลและวิจารณ์

ผลการทดลองได้แบ่งออกเป็น 3 หัวข้อคือ ผลกระทบที่เกิดจากความดันการฉีดน้ำมันดีเซล, ผลกระทบของความเร็วรอบเครื่องยนต์ และผลกระทบของอุณหภูมิอากาศ โดยการวิเคราะห์ได้แยกตามหัวข้อดังต่อไปนี้

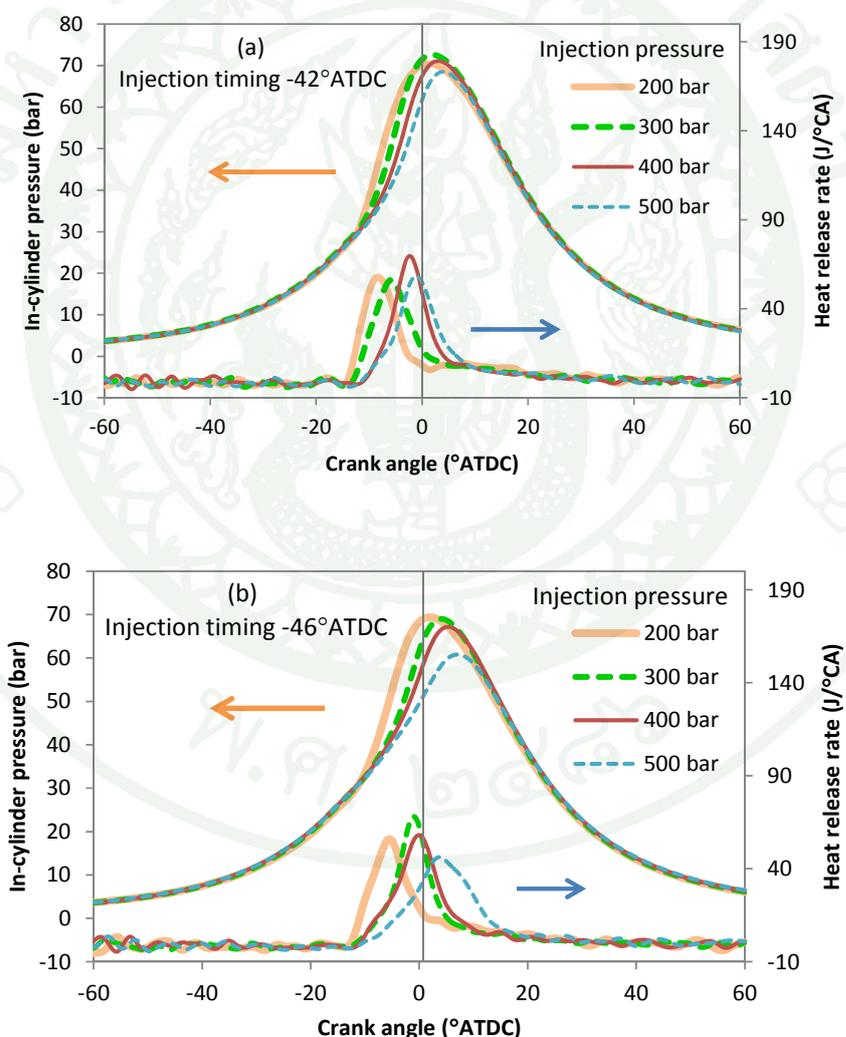
ผลกระทบของความดันการฉีดน้ำมันดีเซล

1. การเผาไหม้ของเครื่องยนต์

สภาวะการทดสอบเครื่องยนต์ที่ใช้ในการศึกษาผลกระทบของความดันการฉีดน้ำมันดีเซลเป็นไปตามตารางที่ 4 สภาวะที่ 1 เมื่อพิจารณากราฟความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่มุมการฉีด -42 และ -46° ATDC ความดันการฉีด 200, 300, 400, 500 bar ดังแสดงในภาพที่ 26 พบว่า เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่รวดเร็วและระยะเวลาในการเผาไหม้ที่สั้นกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล การปลดปล่อยความร้อนที่รวดเร็วนี้เป็นผลมาจากการเผาไหม้แบบผสมมาก่อนของน้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดล่วงหน้า โดยการฉีดน้ำมันดีเซลแบบล่วงหน้า สภาวะภายในห้องเผาไหม้ขณะที่น้ำมันดีเซลถูกฉีดเข้าไปจะยังไม่พร้อมที่จะก่อให้เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (auto-ignition) ของน้ำมันดีเซล ดังนั้นน้ำมันดีเซลจะระเหยและเข้าผสมกับส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ในขณะเดียวกันกับที่ลูกสูบเคลื่อนที่เข้าใกล้ศูนย์กลางบนอัดส่วนผสม (น้ำมันดีเซล + ก๊าซธรรมชาติ + อากาศ) ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น จนเมื่อส่วนผสมดังกล่าวมีอุณหภูมิที่เหมาะสม น้ำมันดีเซลก็จะเกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเอง (auto-ignition) และเผาไหม้ก๊าซธรรมชาติที่อยู่ภายในบริเวณดังกล่าวไปด้วย ซึ่งทำให้เกิดการปลดปล่อยความร้อนปริมาณมากในระยะเวลาสั้นๆ หลังจากนั้นจะตามมาการปลดปล่อยความร้อนจากการลามของเปลวไฟไปยังก๊าซธรรมชาติที่อยู่ห่างออกไปจากบริเวณที่เกิดจากจุดระเบิด ซึ่งจะสังเกตได้จากกราฟอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่จะมีหางสั้นๆต่อออกมาจากการปลดปล่อยความร้อนลูกใหญ่

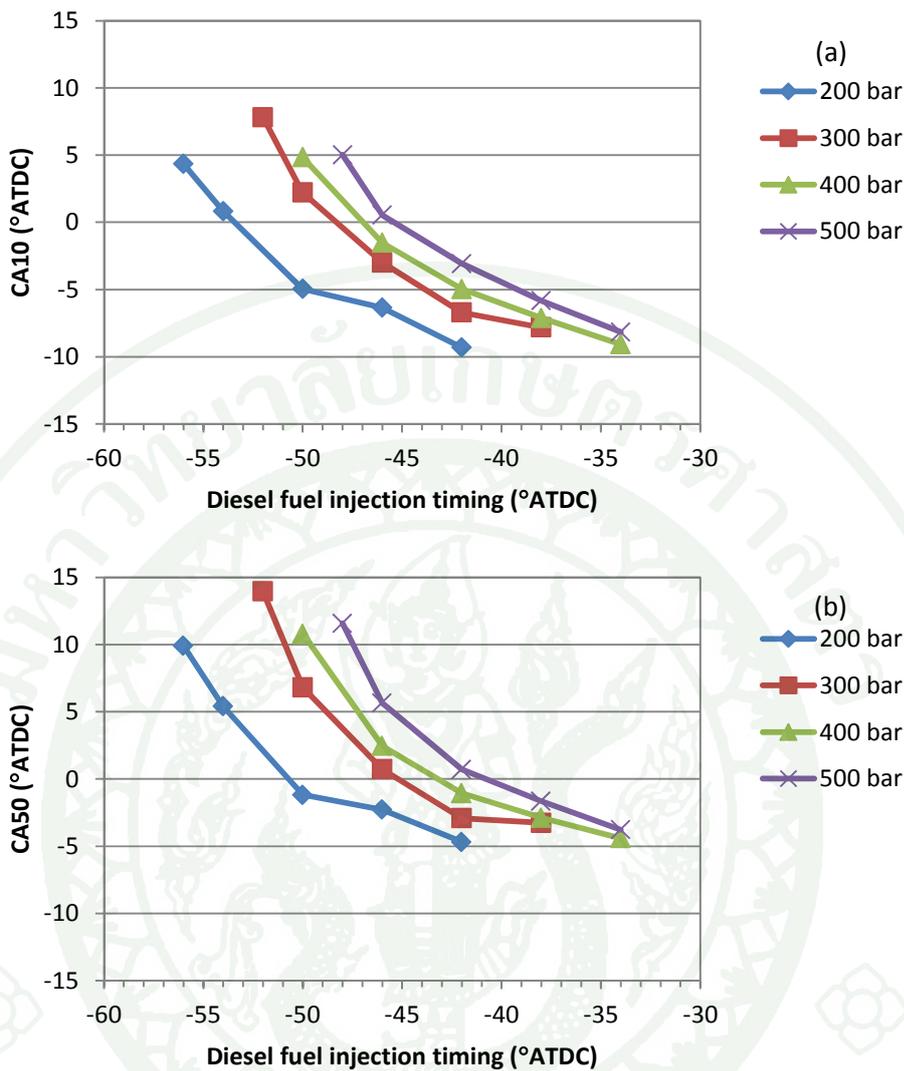
จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อน (ภาพที่ 26) ที่ตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลเดียวกัน การเพิ่มขึ้นหรือลดลงของความดันการฉีดน้ำมันดีเซลทำให้การเผาไหม้ของเครื่องยนต์มีลักษณะที่เปลี่ยนไป เนื่องจากความดันการฉีดเป็นปัจจัยหนึ่งที่มีผลต่อการระเหยและการกระจายตัวของน้ำมันดีเซล ความดันการฉีดที่สูงขึ้นช่วยส่งเสริมการแตกตัว

ของละอองน้ำมันให้มีขนาดเล็กลงจึงเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสกับอากาศทำให้ระเหยได้เร็วกว่าการฉีดด้วยความดันที่ต่ำกว่า อย่างไรก็ตามการระเหยที่ดีขึ้นทำให้อุณหภูมิของส่วนผสมบริเวณที่เกิดการระเหยลดลงมากขึ้นตามไปด้วย นอกจากนี้การฉีดน้ำมันด้วยความดันที่สูงขึ้นช่วยเพิ่มอัตราการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ทำให้ผสมกันได้เร็วขึ้นก่อนที่จะเกิดการจุดระเบิด ดังนั้นการกระจายตัวของน้ำมันดีเซลจึงกระจายได้เป็นบริเวณที่กว้างและมีความเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้น ลดบริเวณที่มีอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง/อากาศ (ϕ) สูงลง ดังนั้นด้วยปัจจัยดังกล่าวเมื่อน้ำมันถูกฉีดด้วยความดันที่สูงขึ้นในตำแหน่งมุมการฉีดเดียวกัน ความรุนแรงในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จึงมีแนวโน้มที่จะลดลง



ภาพที่ 26 ความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันความดันการฉีด (a) SOI = -42° ATDC (b) SOI = -46° ATDC

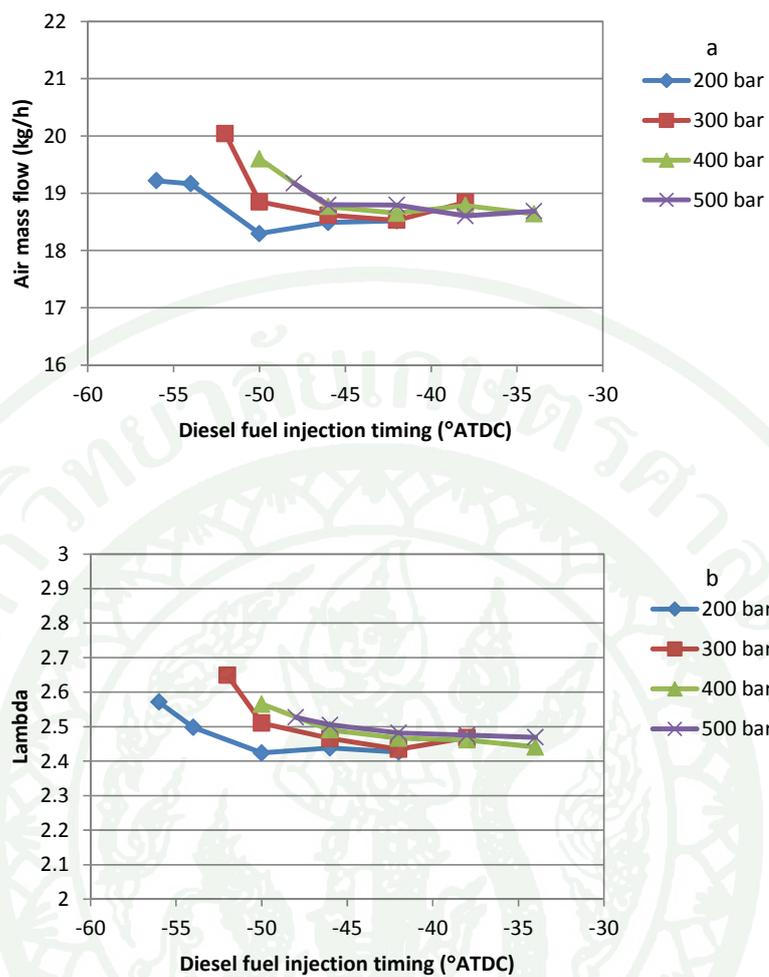
เมื่อพิจารณาผลกระทบของความดันการฉีดต่อตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ (start of combustion; SOC) ในรูปของตัวแปร CA10 และตำแหน่งการเผาไหม้ (combustion timing) ในรูปของตัวแปร CA50 (CA10, CA50 คือตำแหน่งองศาเพลวข้อเหวี่ยงที่พลังงานถูกปลดปล่อยออกมาแล้ว 10% และ 50% ตามลำดับ) ดังแสดงในภาพที่ 27 พบว่า ที่มุมการฉีดน้ำมันดีเซลเหมือนกันเมื่อเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันดีเซลจาก 200 - 500 bar ส่งผลให้ CA10 และ CA50 ล่าช้าออกไป นอกจากนี้ CA10 และ CA50 ยังแปรผันไปตามมุมการฉีดน้ำมันดีเซล กล่าวคือการฉีดน้ำมันดีเซลที่มุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นทำให้ CA10 และ CA50 ล่าช้าออกไปเช่นกัน ทั้งนี้จากข้อมูลดังกล่าวจะเห็นได้ว่าการเพิ่มความดันการฉีดจะส่งผลต่อ CA10 และ CA50 ในทิศทางเดียวกันกับการปรับตำแหน่งมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้น เนื่องจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในการทดสอบนี้ได้ใช้เทคนิคการฉีดแบบล่วงหน้า ซึ่งทั้งความดันการฉีดและตำแหน่งมุมการฉีดจะส่งผลต่อการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและส่วนผสมในห้องเผาไหม้ ตำแหน่งมุมการฉีดที่ล่วงหน้าทำให้ระยะเวลาในการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมในกระบอกสูบมีมากขึ้น ส่วนความดันการฉีดที่สูงขึ้นจะส่งผลต่อการผสมในแง่ของการเพิ่มอัตราการผสม จึงทำให้น้ำมันดีเซลกระจายตัวและมีความเป็นเนื้อเดียวกันเพิ่มมากขึ้น (Nandha and Abraham, 2002; Shimazaki *et al.*, 2003) ดังนั้นอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมดังกล่าวจึงเพิ่มสูงขึ้น ดังเห็นได้จากตำแหน่ง CA10 และ CA50 ที่ล่าช้าออกไป



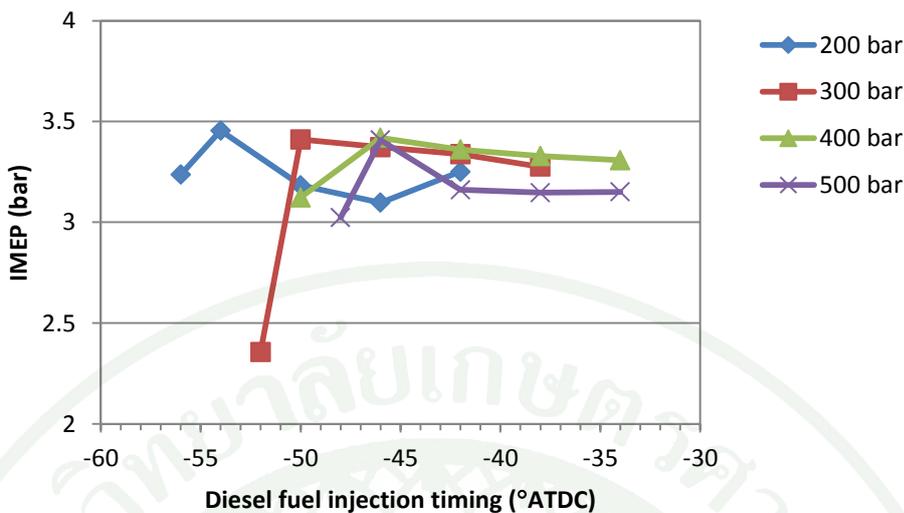
ภาพที่ 27 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ในรูปของ CA10 (b) ตำแหน่งการเผาไหม้ในรูปของ CA50

สำหรับการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในงานวิจัยนี้ ได้ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบไม่ได้มีการติดตั้งวาล์วปีกผีเสื้อที่ท่อไอดีดังนั้นปริมาณอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์จึงแปรผันไปตามสภาวะการทำงาน ซึ่งตัวแปรที่มีผลต่อปริมาณอากาศมากที่สุดคือความเร็วรอบเครื่องยนต์ โดยสำหรับการทดสอบนี้ได้ควบคุมให้ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ที่ 1600 รอบต่อนาที ทำให้อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ค่อนข้างคงตัวแสดงในภาพที่ 28a อย่างไรก็ตามอัตราการไหลของอากาศมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้น ทำให้ค่า Lambda มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นตามไปด้วยดังแสดงในภาพที่ 28b อย่างไรก็ตามการเพิ่มขึ้นดังกล่าวเป็นการเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้น

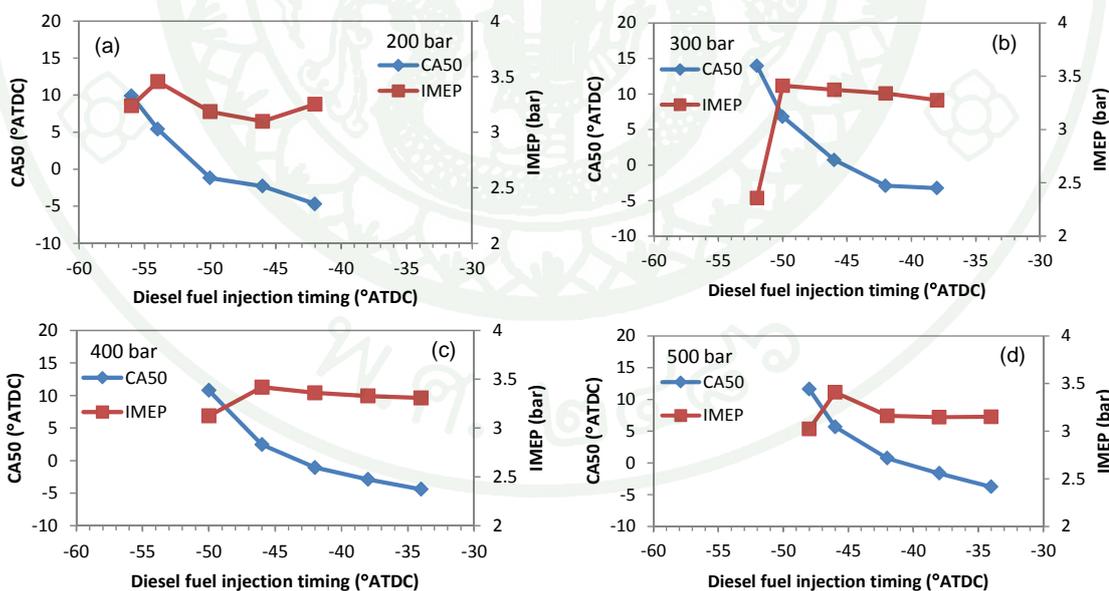
ในแต่ละสภาวะที่ทดสอบไม่ได้ควบคุมค่า IMEP ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าเมื่อปรับเปลี่ยนความดันและตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซล เป็นผลให้ค่า IMEP เปลี่ยนแปลงในช่วงระหว่าง 3.0 – 3.5 bar ดังแสดงในภาพที่ 29 โดยที่ความดันการฉีดน้ำมัน 300 และ 400 bar ค่า IMEP มีค่าสูงกว่าที่ความดันการฉีดอื่นเล็กน้อย และสำหรับทุกค่าความดันการฉีดน้ำมัน IMEP มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้น นอกจากนี้เมื่อพิจารณาข้อมูล IMEP (ภาพที่ 29) ควบคู่กับ CA50 (ภาพที่ 27) พบว่า IMEP มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อ CA50 สำหรับสภาวะนั้นๆล่าช้าหลังจากศูนย์ตายบน และเพื่อให้เห็นภาพที่ชัดเจนข้อมูลเปรียบเทียบระหว่าง IMEP และ CA50 สำหรับแต่ละความดันการฉีดน้ำมันดีเซล (200, 300, 400 และ 500 bar) ได้แสดงไว้ดังภาพที่ 30 อย่างไรก็ตามเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นเครื่องยนต์จะเริ่มขาดเสถียรภาพในการเผาไหม้ส่งผลทำให้ค่า IMEP ลดลง และมีค่า COV of IMEP เพิ่มขึ้นดังแสดงในภาพที่ 31



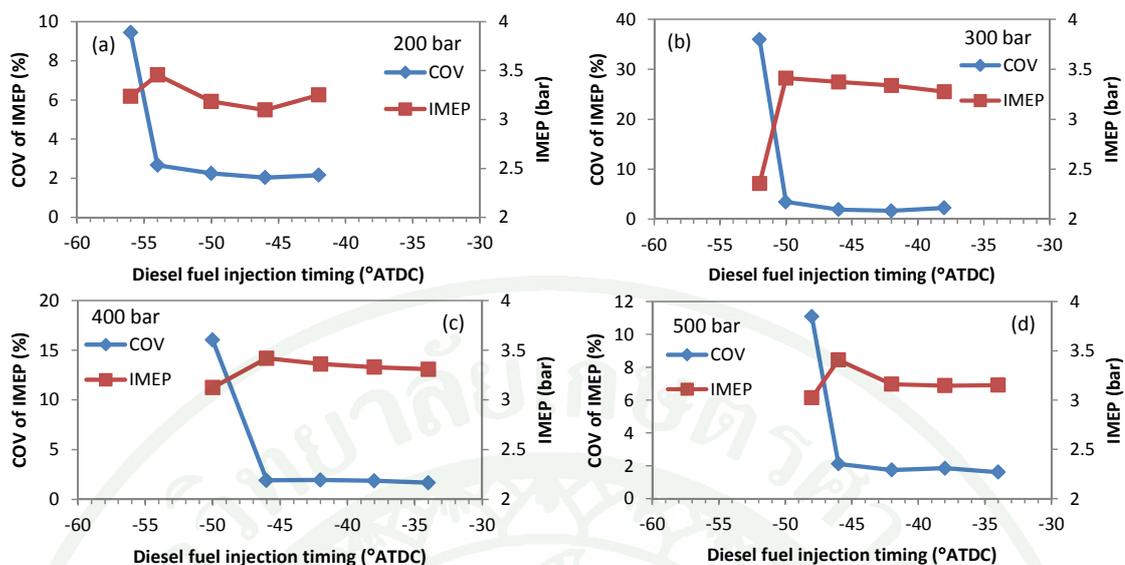
ภาพที่ 28 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ (b) Lambda



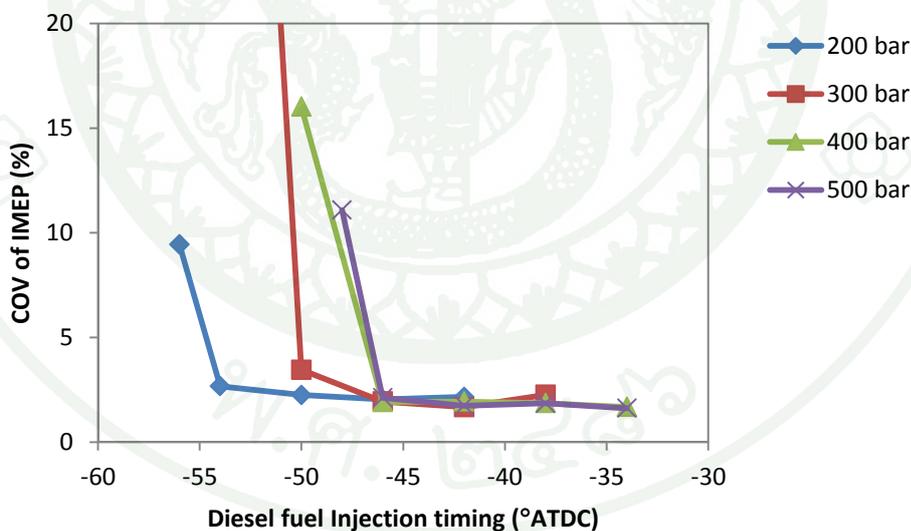
ภาพที่ 29 ข้อมูลความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)



ภาพที่ 30 เปรียบเทียบข้อมูล IMEP กับ CA50 จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที (a) ความดันการฉีด 200 bar (b) ความดันการฉีด 300 bar (c) ความดันการฉีด 400 bar (d) ความดันการฉีด 500 bar

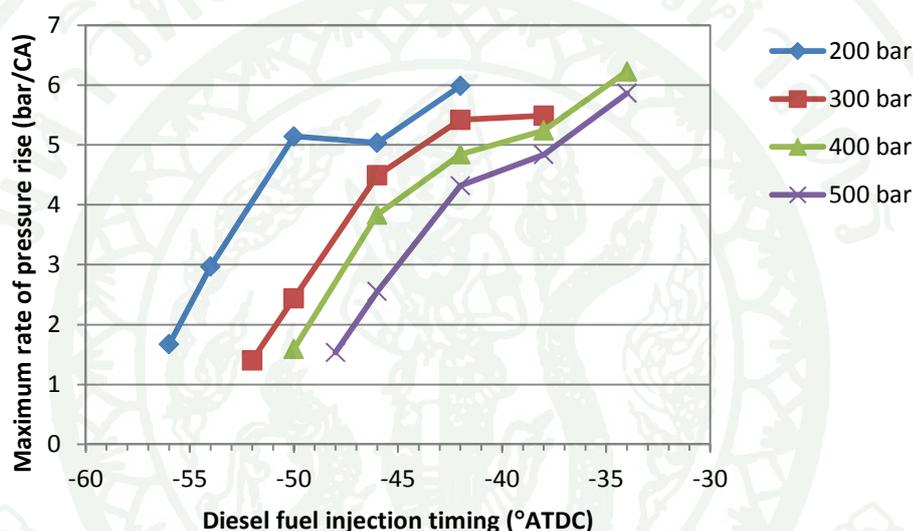


ภาพที่ 31 เปรียบเทียบข้อมูล IMEP กับ COV of IMEP จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที (a) ความดันการฉีด 200 bar (b) ความดันการฉีด 300 bar (c) ความดันการฉีด 400 bar (d) ความดันการฉีด 500 bar



ภาพที่ 32 สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)

เมื่อพิจารณาสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ย (COV of IMEP) ดังแสดงในภาพที่ 32 พบว่า COV of IMEP ไม่มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อความดันการฉีดน้ำมันดีเซลเพิ่มขึ้นหรือลดลง โดยค่า COV of IMEP ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในงานวิจัยนี้อยู่ในช่วงระหว่าง 1.5 – 3.5 % ตลอดช่วงการแปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลจนกระทั่งมุมการฉีดขยับล่วงหน้าไปถึง -48° ATDC ที่ความดันการฉีด 500 bar, -50° ATDC ที่ความดันการฉีด 400 bar, -52° ATDC ที่ความดันการฉีด 300 bar และ -56° ATDC ที่ความดันการฉีด 200 bar ค่า COV of IMEP ได้เพิ่มสูงขึ้นเกิน 10% เนื่องจากเครื่องยนต์จุดระเบิดไม่ติดในบางวัฏจักร



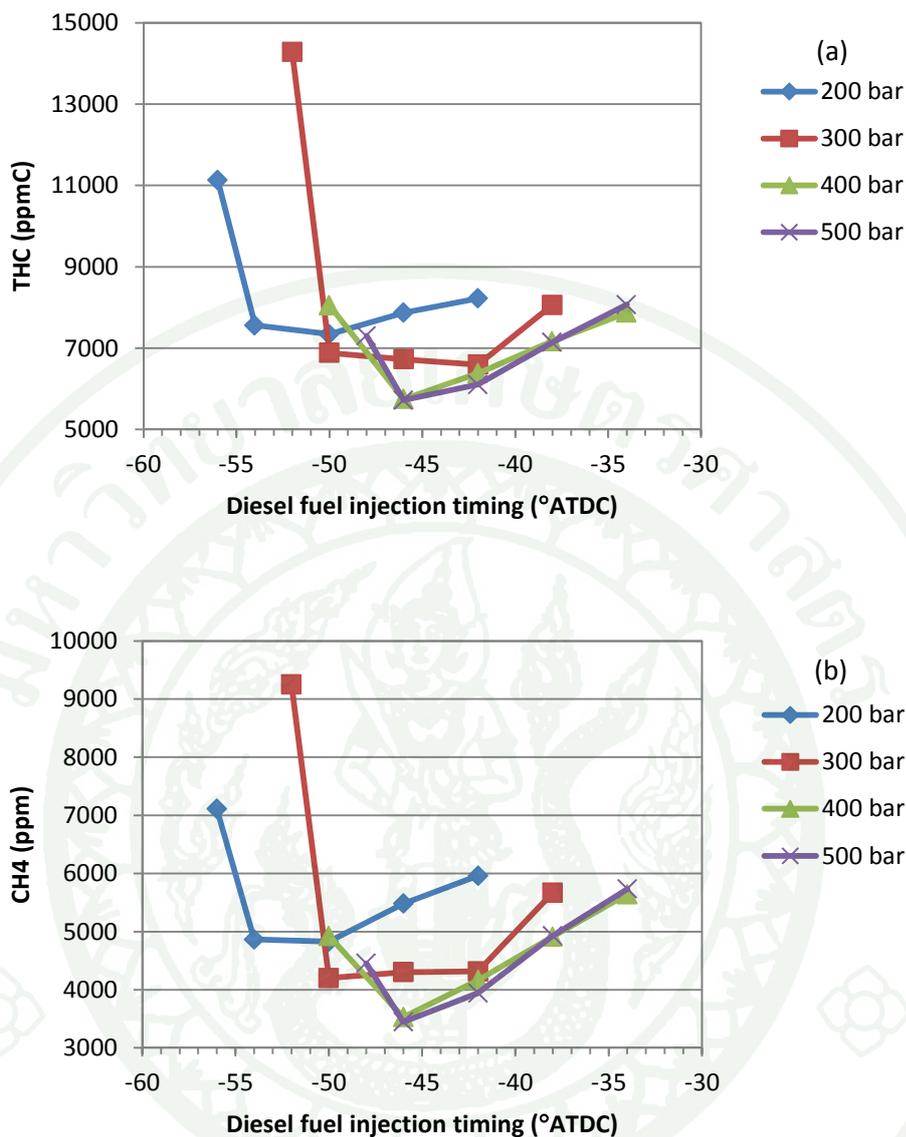
ภาพที่ 33 อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)

สำหรับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เทคนิคการฉีดน้ำมันดีเซลแบบล่วงหน้า การปรับเปลี่ยนตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันดีเซลส่งผลกระทบต่อความรุนแรงในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาข้อมูลอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) ภาพที่ 33 พบว่า การปรับตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลให้ล่วงหน้ามากขึ้นสามารถลดความรุนแรงในการเผาไหม้ลงได้ เนื่องจากตำแหน่งมุมการฉีดที่ล่วงหน้ามากขึ้นเพิ่มระยะเวลาในการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสม (อากาศ + ก๊าซธรรมชาติ) ในห้องเผาไหม้ จึงลดหย่อม

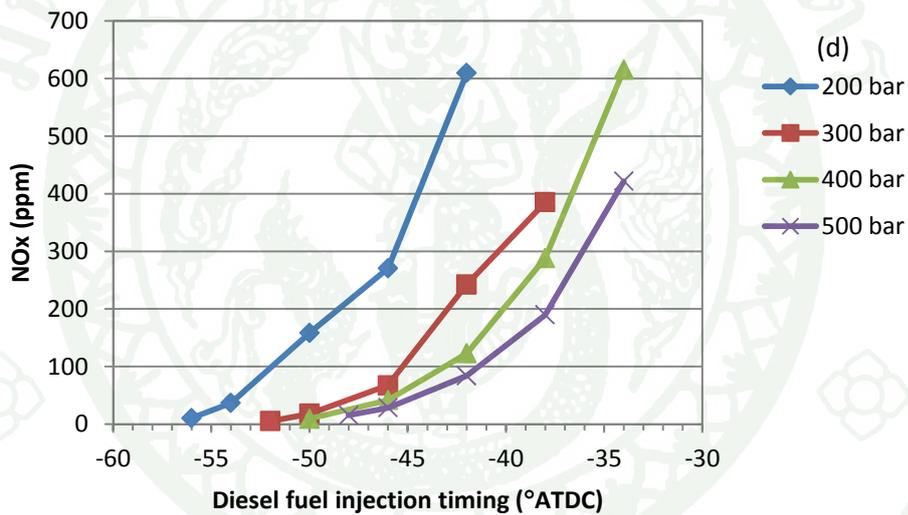
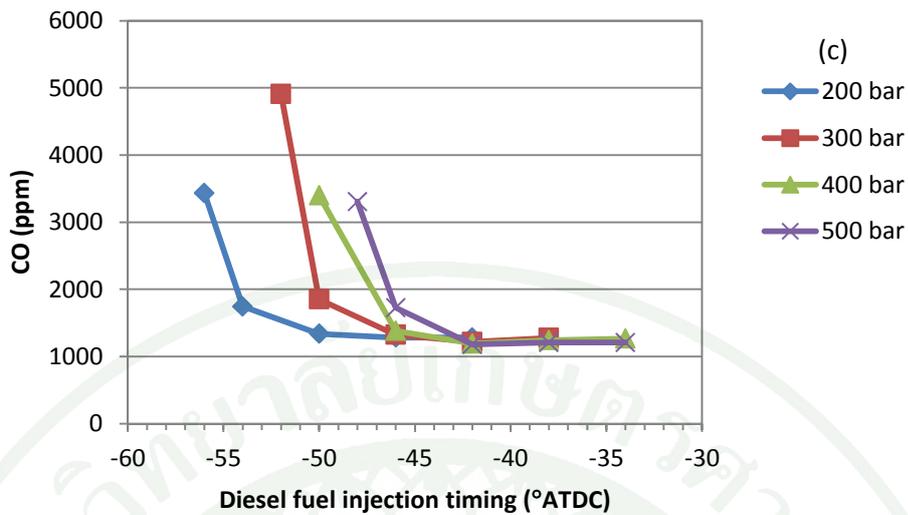
บริเวณที่มีส่วนผสมหนาซึ่งเป็นบริเวณที่ก่อให้เกิดการเผาไหม้อย่างรุนแรงลง นอกจากนี้เมื่อพิจารณาที่ตำแหน่งมุมการฉีดเดียวกันการเพิ่มอัตราการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้โดยการเพิ่มความดันการฉีดเป็นอีกวิธีหนึ่งที่สามารถลดความรุนแรงในการเผาไหม้ได้ ดังเห็นได้จากภาพที่ 33 โดยที่ตำแหน่งมุมการฉีด -46° ATDC การเพิ่มความดันการฉีดจาก 200 bar ไปเป็น 500 bar สามารถลดอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุดลงได้ 49.4% และ 27.7% ที่มุมการฉีด -42° ATDC อย่างไรก็ตามสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลที่มีห้องเผาไหม้แบบสมมาตร และฉีดน้ำมันลงไปในหลุมลูกสูบการปรับตำแหน่งมุมการฉีดที่ลวงหน้ามากเกินไปอาจทำให้น้ำมันดีเซลถูกฉีดไปโดนผนังกระบอกสูบได้ ก่อให้เกิดปัญหาน้ำมันเครื่องเจือจางและมลพิษไฮโดรคาร์บอนได้ ซึ่งภาพจำลองการฉีดน้ำมันดีเซลที่ตำแหน่งมุมการฉีด -30° และ -50° ATDC ในเครื่องยนต์ 2KD-FTV ที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ง ซึ่งที่มุมการฉีด -50° ATDC สามารถเห็นสเปรย์น้ำมันดีเซลพุ่งชนผนังกระบอกสูบได้อย่างชัดเจน

มลพิษที่ออกจากเครื่องยนต์ (Engine-out Emissions) และประสิทธิภาพการเผาไหม้

จากภาพที่ 34a และ 34b ปริมาณไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (total hydrocarbon; THC) และ มีเทน (CH_4) ที่ออกจากเครื่องยนต์มีแนวโน้มที่ไปในทิศทางเดียวกัน โดยเมื่อเพิ่มความดันการฉีดจาก 200 bar ขึ้นไปถึง 500 bar ปริมาณ THC และ CH_4 มีค่าลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับตำแหน่งมุมการฉีดเดียวกัน ข้อสันนิษฐานสำหรับปริมาณ THC และ CH_4 ที่ลดลงเมื่อเพิ่มความดันการฉีดคือ การเพิ่มความดันการฉีดช่วยเพิ่มอัตราการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ ดังนั้นน้ำมันดีเซลซึ่งสำคัญต่อการเริ่มต้นการเผาไหม้จึงกระจายตัวได้เป็นบริเวณที่กว้างขึ้น ทำให้เพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ถูกเผาไหม้ขณะที่เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองของน้ำมันดีเซล นอกจากนี้ปริมาณ THC และ CH_4 ยังมีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดขยับลวงหน้ามากขึ้น เนื่องจากตำแหน่งมุมการฉีดที่ลวงหน้ามากขึ้นช่วยเพิ่มระยะเวลาในการผสมของน้ำมันดีเซล ซึ่งส่งผลต่อการกระจายตัวของน้ำมันดีเซลที่กว้างขึ้นเช่นเดียวกับการเพิ่มความดันการฉีด อย่างไรก็ตามเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดขยับลวงหน้ามากขึ้นเรื่อยๆ การเผาไหม้ของเครื่องยนต์จะขาดเสถียรภาพส่งผลต่อปริมาณ THC และ CH_4 ที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว



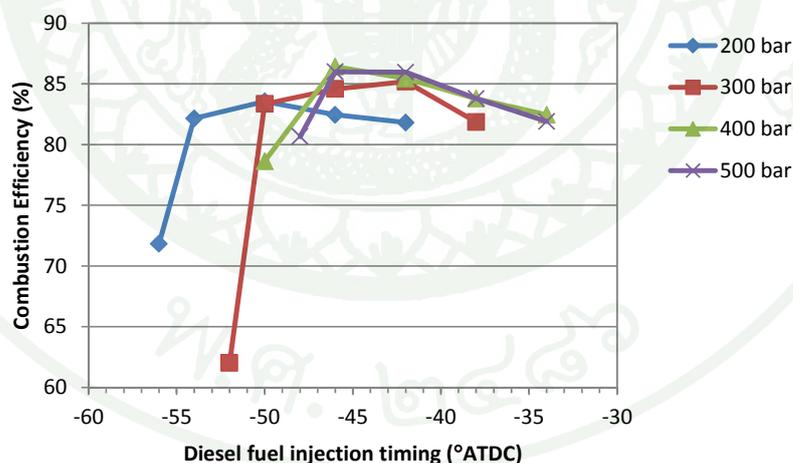
ภาพที่ 34 ปริมาณมลพิษจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมันตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ไฮโดรคาร์บอน โดยรวม (total hydrocarbon; THC) (b) มีเทน (CH₄) (c) คาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) (d) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)



ภาพที่ 34 (ต่อ)

เมื่อพิจารณาปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ดังแสดงในภาพที่ 34c พบว่า สำหรับทุกๆค่าความดันการฉีดน้ำมันดีเซล ปริมาณ CO มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อมุมการฉีดน้ำมันดีเซลขยับล่วงหน้ามากขึ้น เนื่องจากการขยับมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นช่วยเพิ่มระยะเวลาในการผสมของน้ำมันดีเซล ซึ่งสันนิษฐานได้ว่าน้ำมันดีเซลที่มีเวลาในการผสมที่มากขึ้นนี้ก่อให้เกิดส่วนผสมที่บางเกินไป จึงเพิ่มโอกาสที่จะเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ นอกจากนี้เมื่อพิจารณาถึงการปรับเปลี่ยนความดันการฉีดน้ำมันพบว่า ความดันการฉีดน้ำมันส่งผลต่อ CO ในเชิงขยับมุมการฉีดที่ CO มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นให้ล่าช้ากว่าเดิม

สำหรับมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) การปรับตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซลส่งผลกระทบต่อโดยตรงต่อปริมาณ NO_x จากข้อมูลในภาพที่ 34d พบว่าปริมาณ NO_x มีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อความดันการฉีดน้ำมันดีเซลเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันช่วยส่งเสริมให้น้ำมันดีเซลผสมกับส่วนผสมในห้องเผาไหม้ได้ดีขึ้น ซึ่งการผสมที่ดีนั้นช่วยลดจุดร้อนที่เป็นต้นเหตุของการเกิด NO_x ได้ นอกจากนี้การขยับตำแหน่งมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นสามารถทำให้ปริมาณ NO_x ลดลงได้เช่นกัน ซึ่งการขยับตำแหน่งมุมการฉีดให้ล่วงหน้าเป็นการเพิ่มเวลาในการผสมของน้ำมันดีเซล ดังนั้นส่วนผสมจึงมีความเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้น



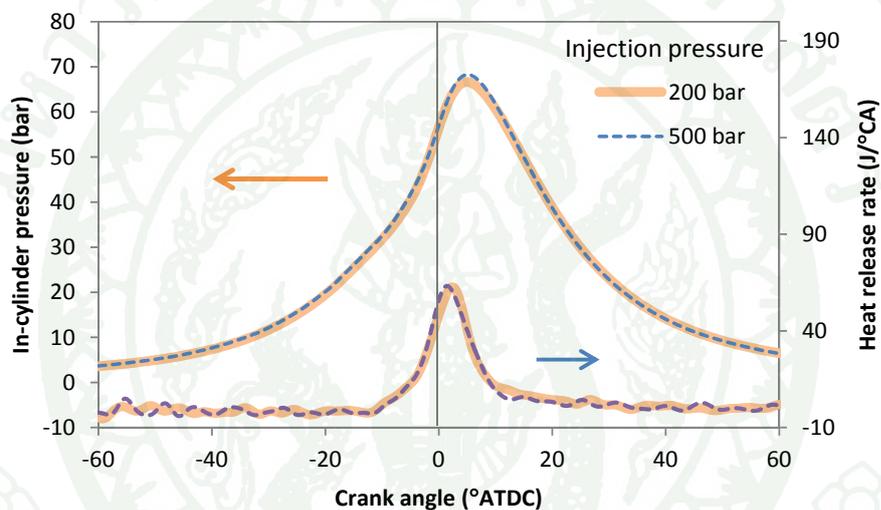
ภาพที่ 35 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน ตั้งแต่ 200 – 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)

สำหรับประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อพิจารณาภาพที่ 35 พบว่า ประสิทธิภาพการเผาไหม้ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความดันการฉีดน้ำมันดีเซลสูงขึ้น โดยการเปลี่ยนแปลงของประสิทธิภาพการเผาไหม้มีความสัมพันธ์ต่อปริมาณมลพิษ HC และ CO ซึ่งจากข้อมูลมลพิษ การเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันทำให้ปริมาณ HC มีแนวโน้มที่ลดลง ซึ่งสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพการเผาไหม้มีการแปรผันอยู่ในช่วงแคบๆระหว่าง 82 – 86 % เท่านั้น (สำหรับสภาวะการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพ)

ข้อแตกต่างระหว่างการปรับมุมการฉีดและความดันการฉีด

จากข้อมูลการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมโดยแปรผันตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดดังที่ได้แสดงไปแล้วพบว่า การปรับตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันดีเซลมีผลกระทบต่ออัตราการกระจายตัวและการผสมของน้ำมันดีเซล โดยการปรับตำแหน่งมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นให้ผลเสมือนกับการปรับความดันการฉีดให้สูงขึ้นยกตัวอย่างเช่น ข้อมูลอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (ภาพที่ 33) และมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) (ภาพที่ 34d) มีแนวโน้มลดลงเมื่อปรับตำแหน่งมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นหรือเพิ่มความดันการฉีด อย่างไรก็ตามเมื่อนำข้อมูลที่ความดันการฉีด 200 bar และ 500 bar ที่ปรับมุมการฉีดให้ได้ปริมาณมลพิษ NO_x อยู่ในระดับเดียวกันคือประมาณ 56 ppm มาเปรียบเทียบกันพบว่า ลักษณะของกราฟความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนจะเห็นได้ว่ากราฟทั้งสองมีลักษณะคล้ายกันดังแสดงในภาพที่ 36 และเมื่อพิจารณาดำเนินการเริ่มต้นการเผาไหม้ (CA10), ตำแหน่งการเผาไหม้ (CA50), อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise), ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) และ สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP) ของทั้งสองสภาวะการทำงานมีค่าที่ใกล้เคียงกันดังแสดงในตารางที่ 5 อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาข้อมูลมลพิษพบว่า ที่ความดันการฉีดน้ำมันดีเซล 500 bar มีปริมาณมลพิษที่ลดลงจากสภาวะการทำงานที่ความดันการฉีด 200 bar (ข้อมูลเปรียบเทียบในตารางที่ 5) โดยคิดเป็นร้อยละได้ดังต่อไปนี้ ไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (THC) ลดลง 25.66%, มีเทน (CH_4) ลดลง 33.7% และ คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ลดลง 17.3% โดย NO_x ได้ถูกควบคุมให้มีปริมาณอยู่ในระดับที่ใกล้เคียงกัน โดยที่ความดันการฉีด 200 bar $\text{NO}_x = 57$ ppm และที่ความดันการฉีด 500 bar $\text{NO}_x = 56$ ppm นอกจากนี้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ (combustion efficiency) ยังเพิ่มขึ้นจาก 84% ไปเป็น 88% เมื่อเพิ่มความดันการฉีด ซึ่งปริมาณ NO_x ที่ใช้ในการเปรียบเทียบนี้ (~56 ppm) เป็นแนวทางศึกษาที่ได้อ้างอิงมาจากงานวิจัยของ Wählin *et al.* (Wählin *et al.*, 2004) อย่างไรก็ตามงานวิจัยดังกล่าวได้ใช้ปริมาณ

NO_x ในการกำหนดระดับความเป็นเนื้อเดียวกันของส่วนผสม ซึ่งผู้วิจัยมีความเห็นว่าการวิเคราะห์ปัจจัยที่มีผลต่อปริมาณ NO_x ควรต้องพิจารณาร่วมกันทั้งอุณหภูมิและระยะเวลาที่เกิดการเผาไหม้ โดยระดับความเป็นเนื้อเดียวกันของส่วนผสมเป็นเพียงปัจจัยหนึ่งเท่านั้นที่ส่งผลต่ออุณหภูมิและระยะเวลาการเผาไหม้ ดังนั้นข้อสมมติฐานที่สถานะที่มี NO_x เท่ากันจะมีระดับความเป็นเนื้อเดียวกันของส่วนผสมที่เหมือนกันนั้นอาจไม่เหมาะสมเสมอไป อย่างไรก็ตามการเปรียบเทียบสถานะการทำงานที่ใช้เทคนิคการฉีดน้ำมันดีเซลต่างกันซึ่งมีปริมาณ NO_x ใกล้เคียงกันในงานวิจัยนี้ เพื่อแสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการลดมลพิษไฮโดรคาร์บอน (โดยเฉพาะมีเทน) โดยการปรับเปลี่ยนความดันการฉีดน้ำมันดีเซล

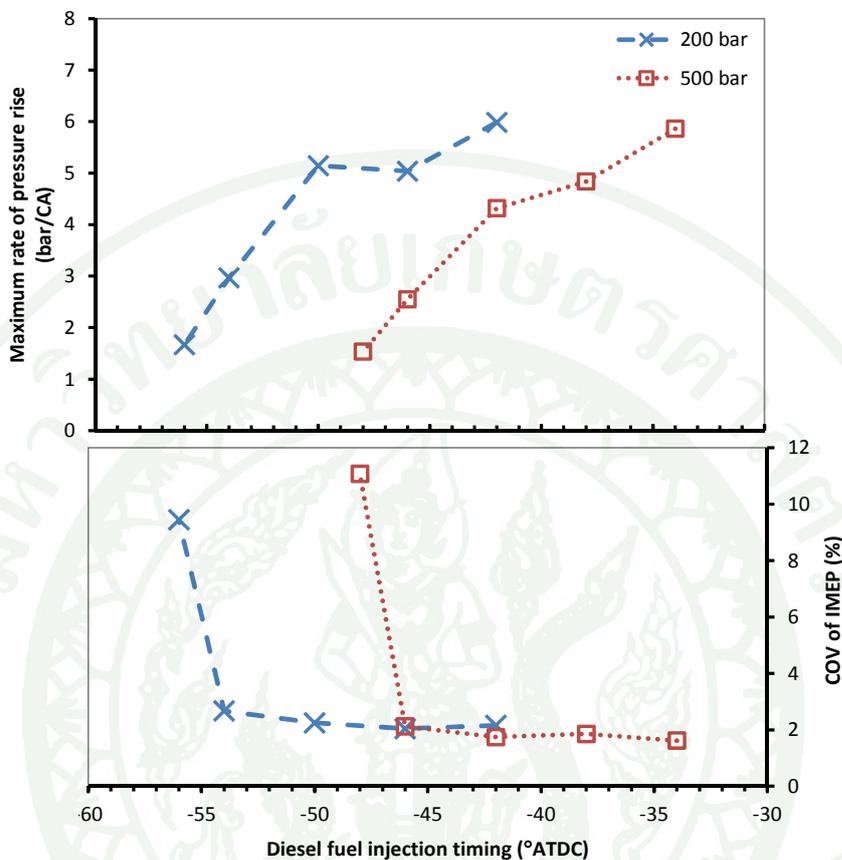


ภาพที่ 36 ความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อน จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบ/นาที ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar

ตารางที่ 5 เปรียบเทียบข้อมูลการเผาไหม้และมลพิษที่ความดันการฉีด 200 และ 500 bar
เมื่อควบคุมปริมาณ NO_x ให้อยู่ในระดับใกล้เคียงกัน

Injection pressure (bar)	200	500
DI timing ($^{\circ}$ ATDC)	-55	-46
Injection duration (ms)	1.005	0.505
Ignition dwell (ms)	4.53	4.08
IMEP (bar)	3.67	3.51
CA10 ($^{\circ}$ ATDC)	-1.57	-1.81
Maximum rate of pressure rise ($\text{bar}/^{\circ}\text{CA}$)	4.3	4.12
COV of IMEP (%)	2.95	1.74
Combustion efficiency (%)	84	88
THC (ppmC)	7314	5437
CH_4 (ppm)	4624	3066
CO (ppm)	1540	1273
NO_x (ppm)	57	56

ช่วงการทำงานของเครื่องยนต์เมื่อเปลี่ยนความดันการฉีดน้ำมันดีเซล



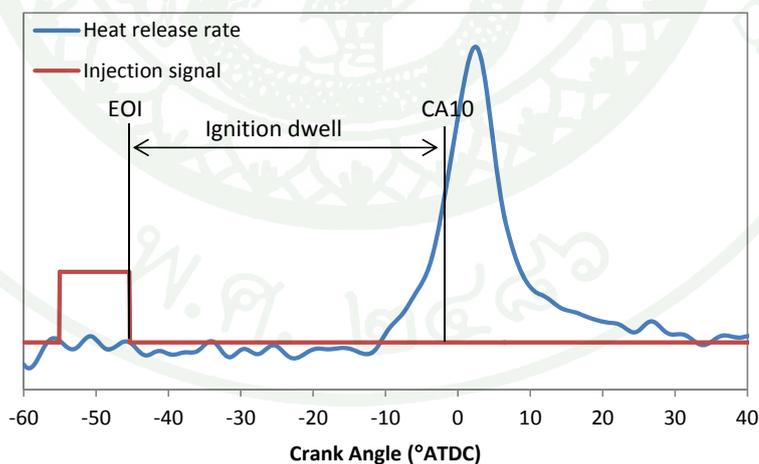
ภาพที่ 37 อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) และสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบังชี้ (COV of IMEP) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 รอบ/นาที ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดในขอบเขตการทำงานของเครื่องที่กำหนด ($dP/d\theta \sim 6 \text{ bar}/^{\circ}\text{CA}$, COV of IMEP $\sim 10\%$) และควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)

เมื่อพิจารณาข้อมูลตำแหน่งมุมการฉีดของเครื่องดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ความดัน 200 และ 500 bar โดยแปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลจากตำแหน่งล่าช้าที่สุดที่ให้ค่าอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) อยู่ที่ประมาณ 6 bar/CA และขยับล่วงหน้าออกมาจนค่าสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบังชี้ (COV of IMEP) เพิ่มขึ้นถึง 10% ดังแสดงในภาพที่ 37 พบว่า เมื่อความดันการฉีดน้ำมันดีเซลเพิ่มขึ้นช่วงของตำแหน่งมุมการ

ฉีดที่เหมาะสมต่อการทำงานของเครื่องยนต์จะขยับเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้น (ล้าช้าขึ้น) โดยเมื่อพิจารณาข้อมูลในภาพที่ 37 ช่วงมุมการฉีดเมื่อฉีดด้วยความดัน 500 bar จะขยับเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากกว่าเมื่อฉีดด้วยความดัน 200 bar อยู่ประมาณ 8°CA และจากพฤติกรรมดังกล่าวจึงมีโอกาสที่จะลดปัญหาเรื่องการฉีดน้ำมันดีเซลไปชนผนังกระบอกสูบซึ่งน้ำมันดีเซลจะเข้าผสมกับฟิล์มน้ำมันเครื่องที่ผนังกระบอกสูบก่อให้เกิดปัญหาน้ำมันเครื่องเงา

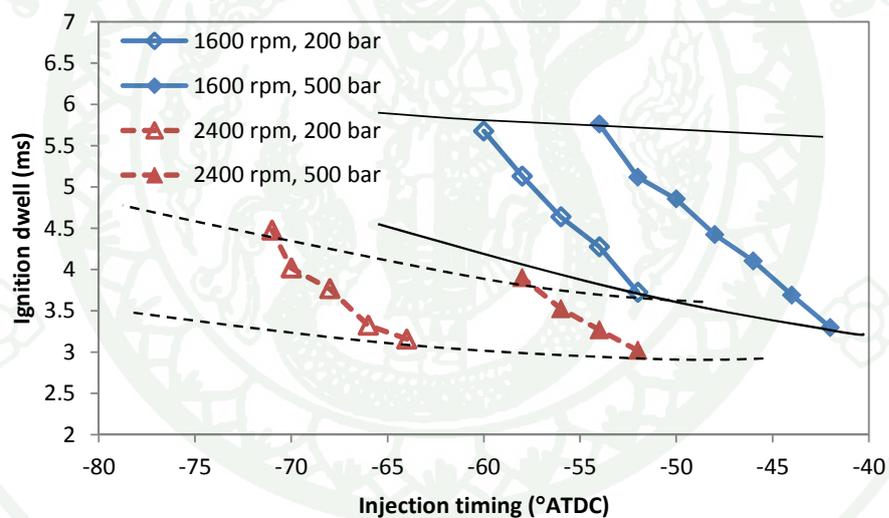
ผลกระทบของความเร็รรอบเครื่องยนต์

ในงานวิจัยนี้ตัวแปร Ignition dwell ได้กำหนดขึ้นมาสำหรับการวิเคราะห์ข้อมูลผลกระทบของความเร็รรอบเครื่องยนต์ โดยกำหนดให้เป็นช่วงระยะเวลาห่างตำแหน่งองศาเพลาคือหัวยิงที่หยุดฉีดน้ำมันดีเซล (End of injection; EOI) จนถึง ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ในรูปของตัวแปร CA10 ดังแสดงในภาพที่ 38 ซึ่งสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรงเข้าสู่กระบอกสูบที่ใช้เทคนิคการฉีดแบบล่วงหน้า ตัวแปรดังกล่าวได้ใช้ในการบอกระยะเวลาผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับอากาศ โดยตัวแปร Ignition dwell มีหน่วยเป็นมิลลิวินาที (ms) ซึ่งทำให้สามารถเปรียบเทียบข้อมูลที่มีความเร็วรอบต่างกันได้ ซึ่งข้อมูลที่จะนำเสนอต่อไปในหัวข้อนี้ได้แสดงผลเป็นกราฟเทียบกับ Ignition dwell



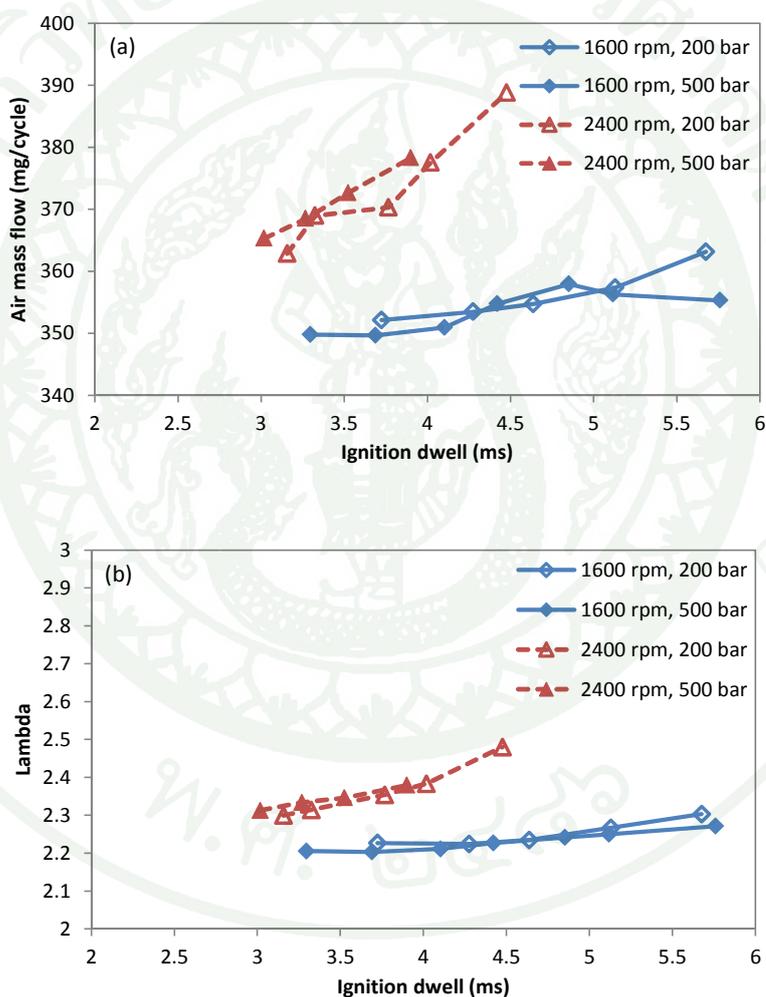
ภาพที่ 38 นิยามของตัวแปร Ignition dwell (ช่วงระยะเวลาตั้งแต่ EOI ถึง CA10 ในหน่วย ms)

ความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งมุมการฉีด (Injection timing) และ Ignition dwell เป็นไปตามภาพที่ 39 กล่าวคือเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดขยับล่วงหน้ามากขึ้นส่งผลต่อระยะเวลา Ignition dwell ที่สูงขึ้น และนอกจากนี้เมื่อพิจารณาช่วงจังหวะมุมการฉีดที่การเผาไหม้ของเครื่องยนต์มีเสถียรภาพและไม่รุนแรงจนเกินไปในแต่ละสภาวะการทดสอบพบว่า เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันที่เหมาะสมจะขยับล่วงหน้ามากกว่า (เส้นข้อมูลสามเหลี่ยมในภาพที่ 39 ขยับล่วงหน้ากว่าเส้นข้อมูลสี่เหลี่ยม) อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าตำแหน่งมุมการฉีดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาทีจะล่วงหน้ามากกว่าที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แต่เมื่อพิจารณาช่วงระยะเวลา Ignition dwell จะเห็นได้ว่า ที่ความเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที Ignition dwell มีแนวโน้มที่สั้นกว่า โดยเส้นประสีดำซึ่งแสดงขอบเขตที่เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ที่ความเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาทีวางตัวต่ำกว่าเส้นทึบสีดำซึ่งเป็นขอบเขตของมุมการฉีดน้ำมันที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที



ภาพที่ 39 ความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งมุมการฉีดและ Ignition dwell จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันมุมการฉีดน้ำมัน โดยควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)

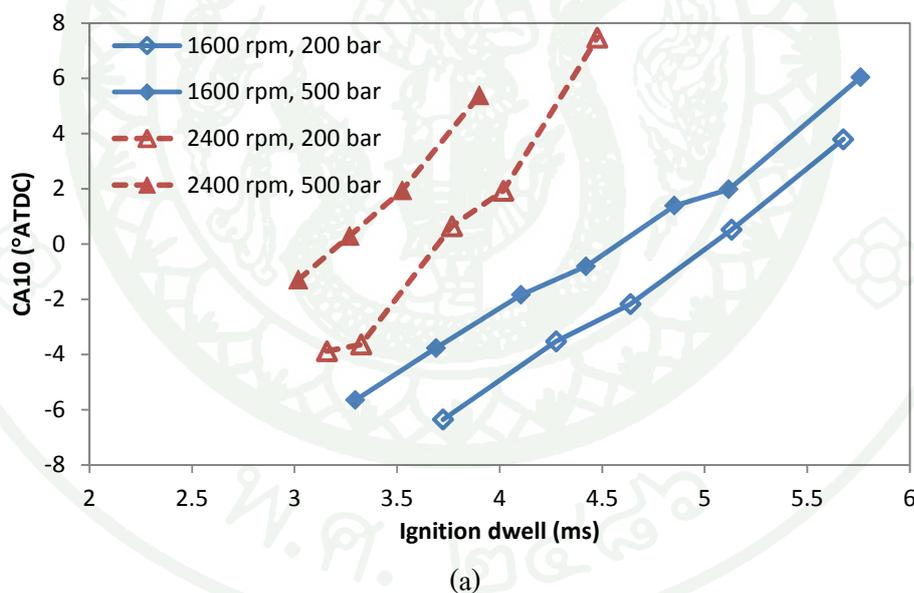
สำหรับการทดสอบผลกระทบของความเร็วยรอบเครื่องยนต์ ปริมาณอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์ไม่คงที่และแปรผันไปตามความเร็วยรอบที่เปลี่ยนไปดังแสดงในภาพที่ 40 โดยที่ความเร็วยรอบเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที มีอัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ประมาณ 355 mg/cycle และที่ความเร็วยรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที มีอัตราการไหลของอากาศประมาณ 373 mg/cycle และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ Ignition dwell เพิ่มขึ้น ซึ่งการเพิ่มขึ้นของอากาศดังกล่าวส่งผลให้ค่า Lambda มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติได้ควบคุมให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) ตลอดการทดสอบ



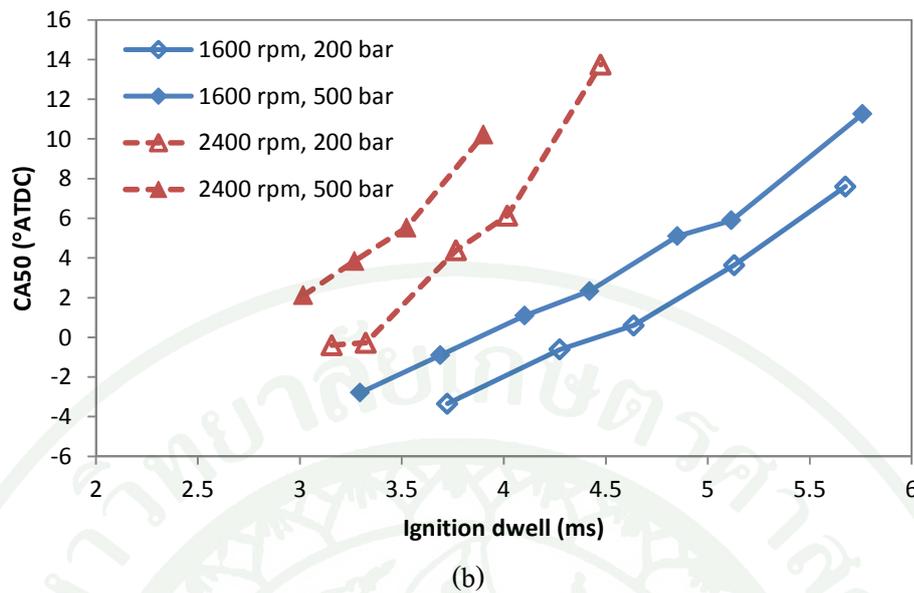
ภาพที่ 40 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วยรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีด 200 และ 500 bar โดยควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ (b) Lambda

การเผาไหม้ของเครื่องยนต์

เมื่อพิจารณาค่าแห่งเริ่มต้นการเผาไหม้ (start of combustion; SOC) ในรูปของตัวแปร CA10 และตำแหน่งการเผาไหม้ (combustion timing) ในรูปของตัวแปร CA50 การเพิ่มขึ้นของช่วงเวลา Ignition dwell ส่งผลให้ CA10 และ CA50 ขยับล่าช้ามากขึ้นสำหรับแต่ละสถานะความดันการฉีดน้ำมันและความเร็วรอบของเครื่องยนต์ดังแสดงในภาพที่ 41a และ 41b ดังที่กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 1.1 ว่า ระยะเวลาในการผสมของน้ำมันดีเซลส่งผลต่อระดับความเป็นเนื้อเดียวกันของส่วนผสม ดังนั้นระดับความเป็นเนื้อเดียวกันที่แตกต่างกันจึงส่งผลต่อจังหวะในการจุดระเบิดด้วยตัวเองที่ต่างกันไป นอกจากนี้จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ (ภาพที่ 41a และ 41b) CA10 และ CA50 มีแนวโน้มที่ล่าช้ามากขึ้นเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น และเมื่อเทียบที่ตำแหน่ง CA10 และ CA50 เท่ากันช่วงระยะเวลา Ignition dwell ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงจะสั้นกว่าเมื่อเทียบกับความเร็วรอบต่ำ ซึ่งให้ผลไปในทิศทางเดียวกันกับการปรับความดันการฉีดให้สูงขึ้น



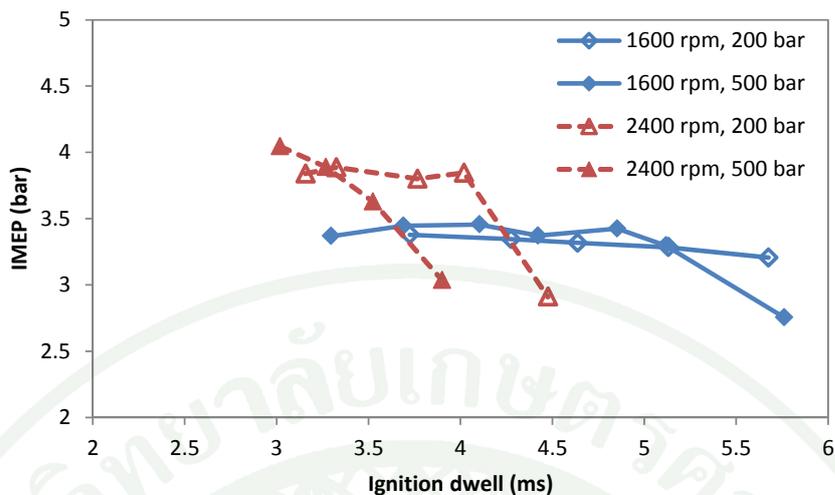
ภาพที่ 41 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีด 200 และ 500 bar โดยควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ในรูปของ CA10 (b) ตำแหน่งการเผาไหม้ในรูปของ CA50



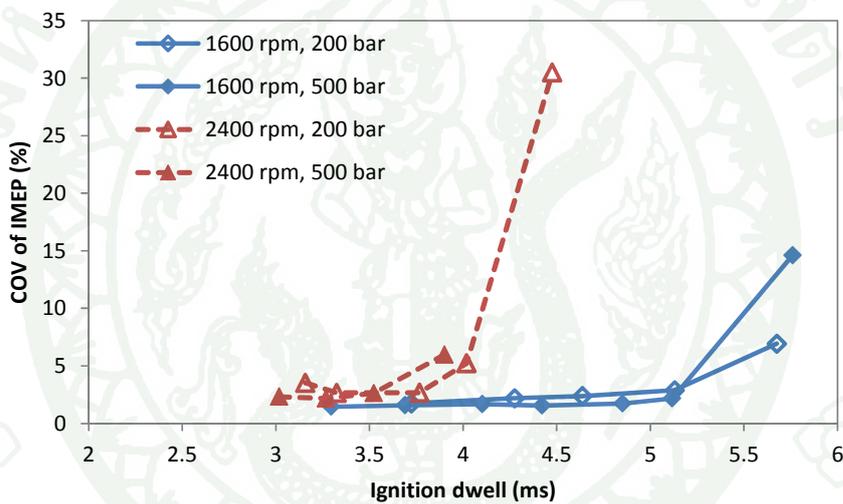
ภาพที่ 41 (ต่อ)

เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มจาก 1600 ไปเป็น 2400 รอบต่อนาที ส่งผลให้ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) เพิ่มขึ้นดังแสดงในภาพที่ 42a โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที IMEP มีค่าประมาณ 3.4 bar และไม่มีการเปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญเมื่อความดันและตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันเปลี่ยนแปลง สำหรับที่ความเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP มีค่าประมาณ 4 bar โดยที่ความดันการฉีด 200 bar ค่า IMEP มีแนวโน้มลดลงและเพิ่มขึ้นเล็กน้อยก่อนที่จะตกลงอย่างมากเนื่องจากการเผาไหม้ที่ไม่มีเสถียรภาพเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้น (Ignition dwell เพิ่มขึ้น) อย่างไรก็ตามที่ความดันการฉีด 500 bar ค่า IMEP มีแนวโน้มลดลงเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้น (Ignition dwell เพิ่มขึ้น)

สำหรับสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP) ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจาก 1600 ไปเป็น 2400 รอบต่อนาทีดังแสดงในภาพที่ 42b และการเผาไหม้ของเครื่องมีเสถียรภาพที่ดีตลอดช่วงการทำงานของเครื่องยนต์จนกระทั่งถึงตำแหน่งมุมการฉีดล่วงหน้ามากที่สุด (Ignition dwell มากที่สุดดังแสดงไว้ในภาพที่ 39) สำหรับแต่ละสภาวะการทดสอบ เสถียรภาพการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ลดลงและส่งผลกระทบต่อค่า COV of IMEP ที่สูงขึ้น



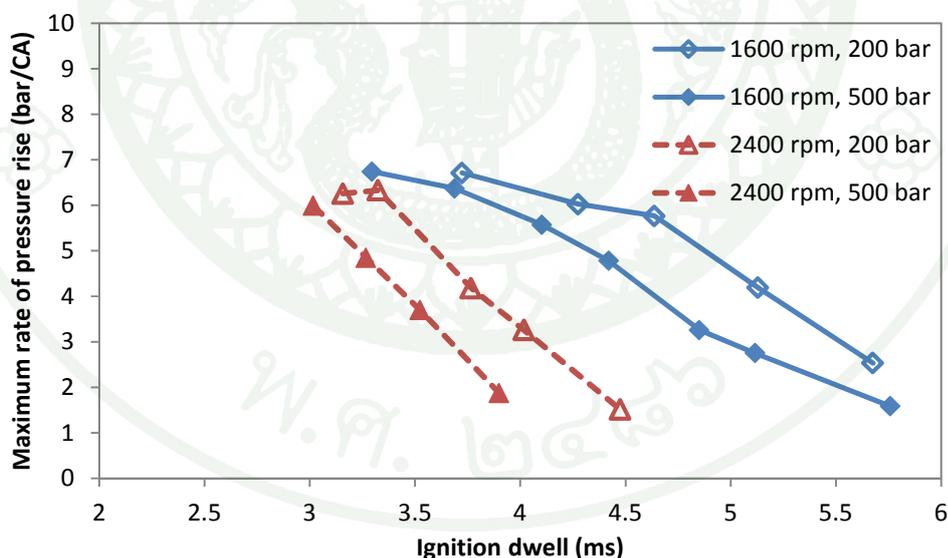
(a)



(b)

ภาพที่ 42 ข้อมูลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) (b) สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP)

อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันภายในกระบอกสูบสูงสุด (Maximum rate of pressure rise) ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม มีแนวโน้มลดลงเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้น (Ignition dwell สูงขึ้น) และความดันการฉีดน้ำมันสูงขึ้นดังที่ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 1.1 นอกจากนี้เมื่อพิจารณาอิทธิพลของความเร็วรอบเครื่องยนต์จากการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ที่ความเร็ว 2400 รอบต่อนาที การลดลงของอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันภายในกระบอกสูบสูงสุดใช้ช่วงเวลา Ignition dwell สั้นกว่าที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที เมื่อพิจารณาที่อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันภายในกระบอกสูบสูงสุดในระดับเดียวกันดังแสดงในภาพที่ 43 ซึ่งจากงานวิจัยของ Wåhlin *et al.* (Wåhlin *et al.*, 2004) ได้กล่าวไว้ว่า การเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ทำให้ก๊าซที่ไหลผ่านพอร์ตไอดี (intake port) มีความเร็วสูงขึ้น ซึ่งความเร็วของก๊าซที่สูงขึ้นนี้เพิ่มความปั่นป่วนภายในกระบอกสูบ และความปั่นป่วนที่เพิ่มขึ้นช่วยทำให้อัตราการผสมของน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบสูงขึ้นเมื่อเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ต่ำกว่า ดังนั้นอัตราการผสมที่เร็วขึ้นเมื่อใช้ความเร็วรอบสูงจึงเป็นปัจจัยหนึ่งที่น่าจะช่วยให้ น้ำมันดีเซลกระจายตัวได้มากขึ้นในเวลาสั้นลง เป็นผลทำให้ส่วนผสมมีความเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้นและลดหย่อมบริเวณที่ส่วนผสมมีความเข้มข้นของเชื้อเพลิงมากกว่าลงได้



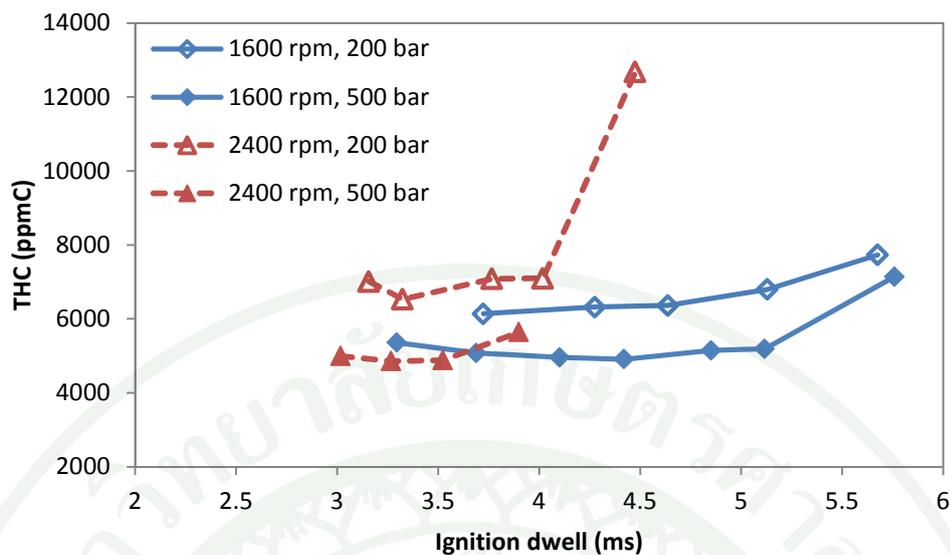
ภาพที่ 43 อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)

มลพิษที่ออกจากเครื่องยนต์ (Engine-out Emissions) และประสิทธิภาพการเผาไหม้

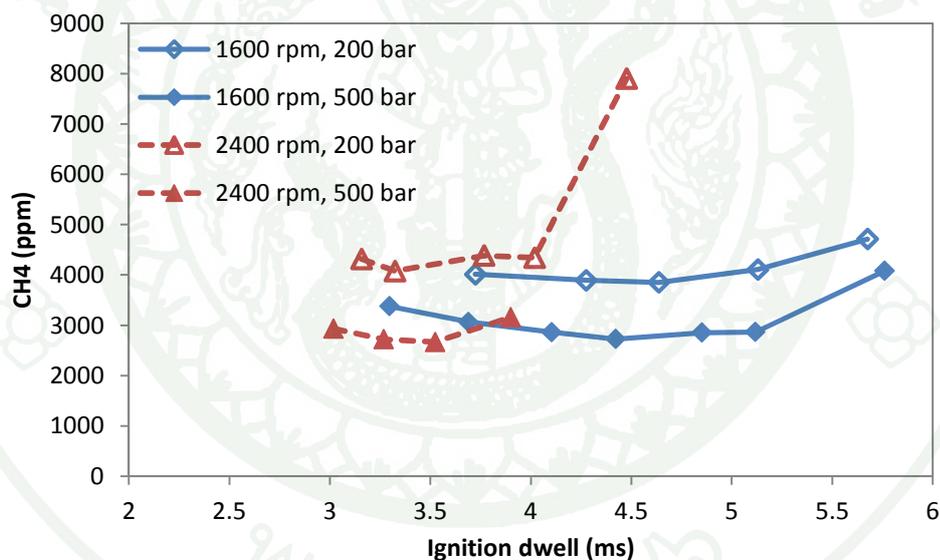
จากภาพที่ 44a และ 44b แสดงปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (THC) และมีเทน (CH_4) ที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ปริมาณ THC และ CH_4 จากทั้งความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน กล่าวคือมีปริมาณลดลงเมื่อความดันการฉีดน้ำมันเพิ่มขึ้น และเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วที่ค่า Ignition dwell มากที่สุดสำหรับแต่ละสภาวะการทดสอบ เนื่องจากการเผาไหม้ที่ขาดเสถียรภาพ อย่างไรก็ตาม THC และ CH_4 ที่สภาวะการทำงานความเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที, ความดันการฉีดน้ำมัน 200 bar มีปริมาณสูงกว่าสภาวะการทำงานที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที, ความดันการฉีดน้ำมัน 200 bar อยู่เล็กน้อย ซึ่งต่างจากที่สภาวะความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที, ความดันการฉีดน้ำมัน 500 bar THC และ CH_4 มีปริมาณอยู่ในระดับที่ใกล้เคียงกัน

สำหรับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) จากภาพที่ 44c ปริมาณ CO ที่ความดันการฉีดน้ำมัน 500 bar มีปริมาณต่ำกว่าที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 bar สำหรับทั้งสองค่าความเร็วรอบเครื่องยนต์ และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ Ignition dwell สูงขึ้น อย่างไรก็ตามปริมาณ CO ที่ความเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที มีค่าสูงกว่าที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที เล็กน้อยเมื่อเทียบกับความดันการฉีดเดียวกัน

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เทคนิคการฉีดแบบล่วงหน้า ระดับความเป็นเนื้อเดียวกันของน้ำมันดีเซลและส่วนผสมภายในกระบอกสูบส่งผลต่อปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ที่เกิดขึ้นระหว่างการเผาไหม้ดังเห็นได้จากภาพที่ 44d NO_x มีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อ Ignition dwell นานขึ้นสำหรับทุกสภาวะการทดสอบ เนื่องจาก Ignition dwell ที่นานขึ้นเพิ่มเวลาในการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบ ทำให้ช่วยลดจุดร้อนที่เป็นต้นเหตุของการเกิด NO_x ได้ ดังที่ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 1.2 นอกจากนี้จากการทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที โดยที่ความเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ใช้เวลา Ignition dwell ที่สั้นกว่าที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที เพื่อที่จะลดปริมาณ NO_x ลงมาให้อยู่ในระดับเดียวกัน ซึ่งสันนิษฐานได้ว่าเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น ความปั่นป่วนภายในกระบอกสูบที่มากขึ้นช่วยเพิ่มอัตราการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและส่วนผสม (อากาศ + ก๊าซธรรมชาติ) ภายในกระบอกสูบ ทั้งนี้ Ignition dwell ยังมีแนวโน้มที่สั้นลงอีกเมื่อความดันการฉีดน้ำมันสูงขึ้น

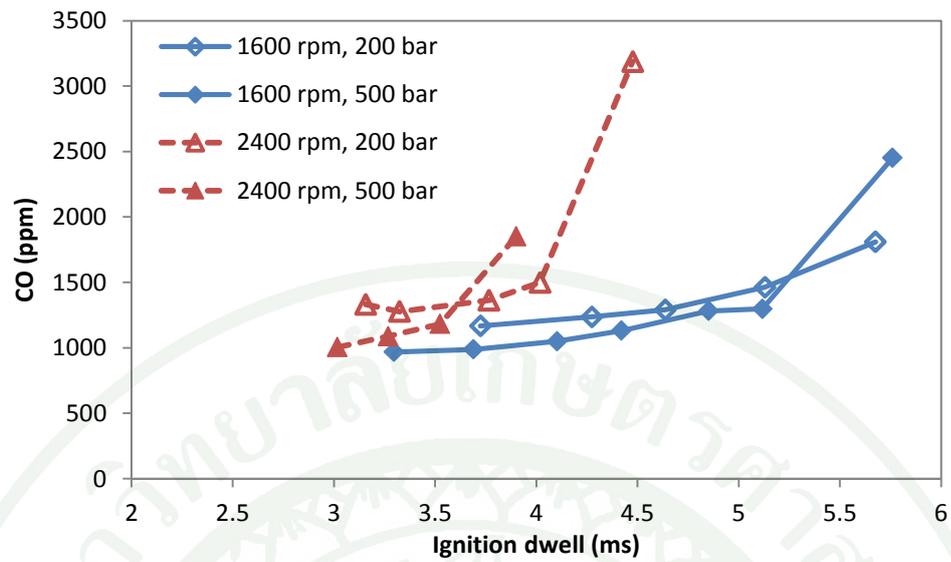


(a)

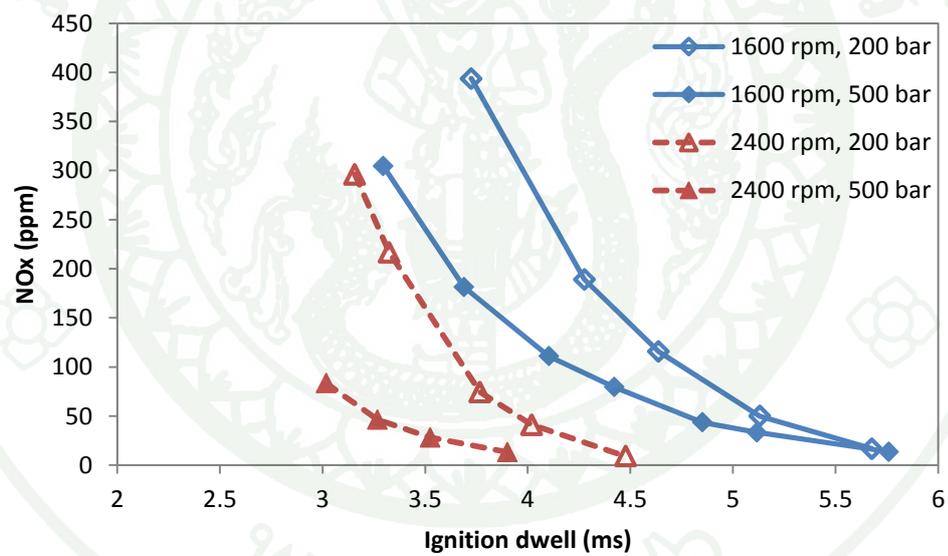


(b)

ภาพที่ 44 ปริมาณมลพิษจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) (a) ไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (total hydrocarbon; THC) (b) มีเทน (CH₄) (c) คาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) (d) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)



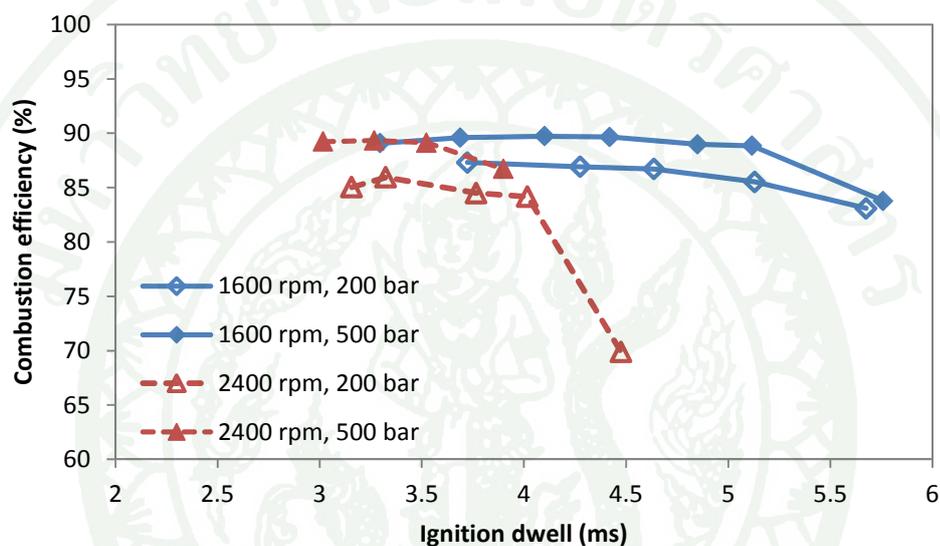
(c)



(d)

ภาพที่ 44 (ต่อ)

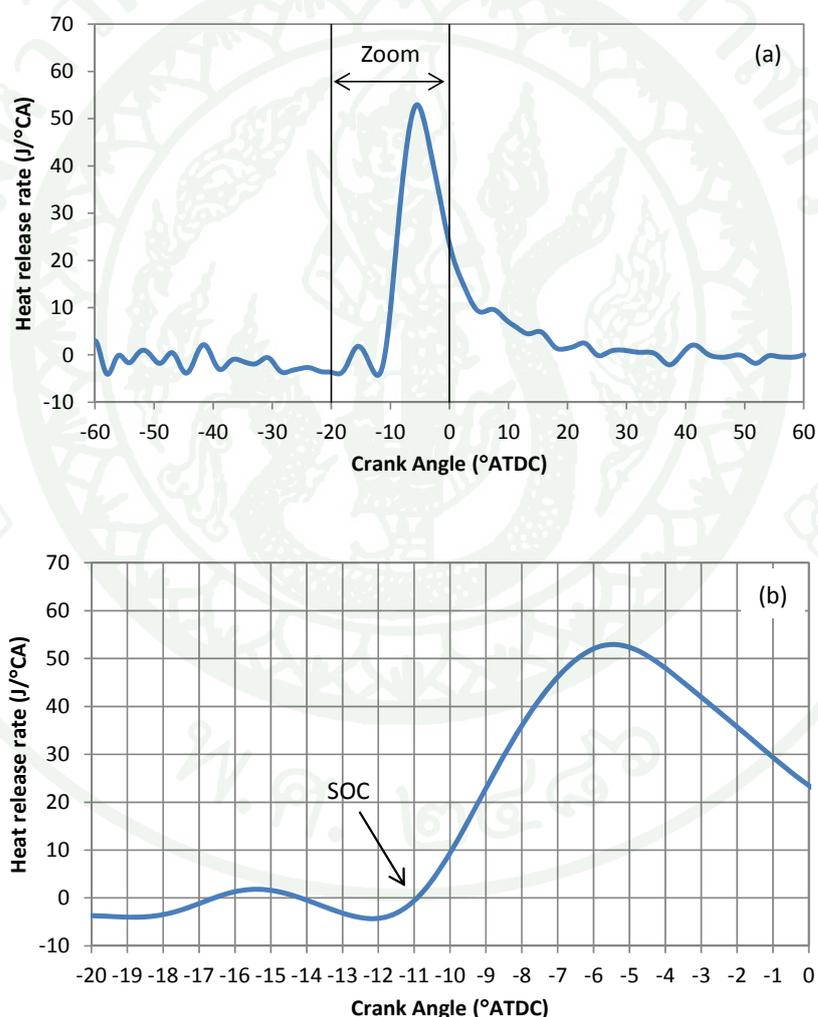
สำหรับประสิทธิภาพการเผาไหม้จากภาพที่ 45 การเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันดีเซลช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้สำหรับทั้งสองความเร็วรอบทดสอบ ซึ่งสอดคล้องกับปริมาณ THC และ CH_4 ที่ลดลงเมื่อความดันการฉีดเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามที่สถานะความเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที, ความดันการฉีด 200 bar ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าต่ำสุดเมื่อเทียบกับสถานะการทำงานอื่น และประสิทธิภาพการเผาไหม้สำหรับทุกสถานะการทดสอบได้ลดต่ำสุดเมื่อเครื่องยนต์ขาดเสถียรภาพในการเผาไหม้



ภาพที่ 45 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ (combustion efficiency) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)

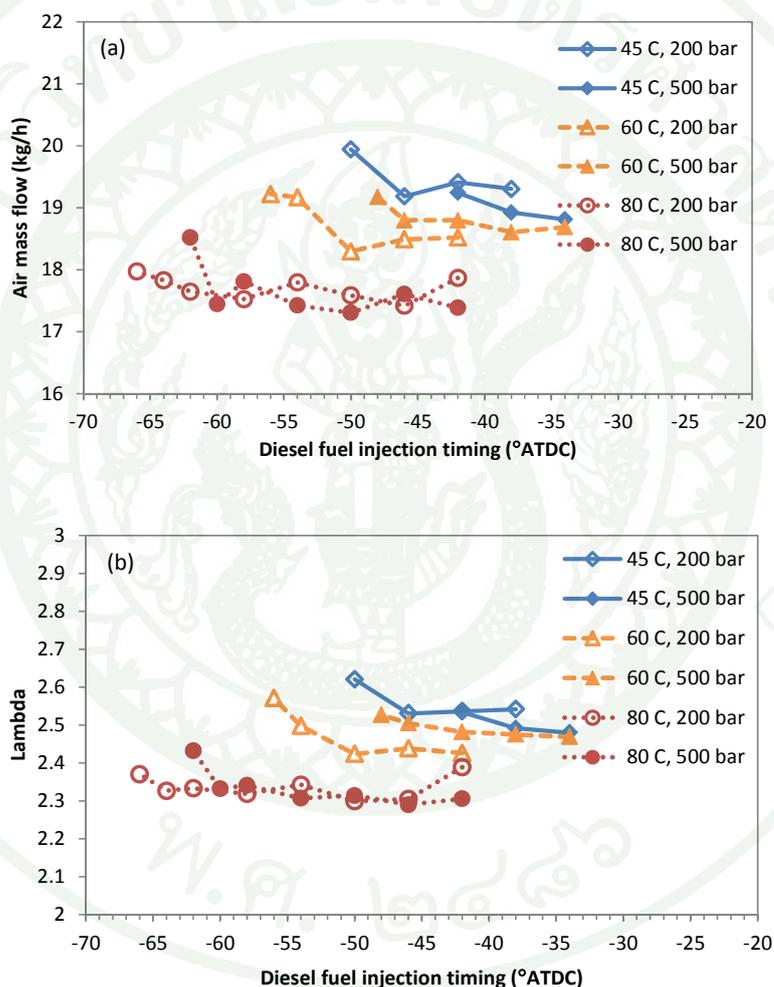
ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศ

สำหรับการวิเคราะห์ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ (start of combustion; SOC) ได้ถูกกำหนดโดยพิจารณาจากกราฟข้อมูลอัตราการปลดปล่อยความร้อนโดยอ้างอิงจากงานวิจัยของ Shibata และ Urushihara (Shibata and Urushihara, 2006) โดยกำหนดให้ตำแหน่งที่กราฟอัตราการปลดปล่อยความร้อนตัดแกน X ก่อนที่จะเกิดการปลดปล่อยความร้อนหลัก (main heat release) เป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ดังแสดงในภาพที่ 46a และ 46b



ภาพที่ 46 การกำหนดตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ (start of combustion) จากอัตราการปลดปล่อยความร้อน (a) อัตราการปลดปล่อยความร้อนตั้งแต่ -60 ถึง 60 °ATDC (b) อัตราการปลดปล่อยความร้อนตั้งแต่ -20 ถึง 0 °ATDC

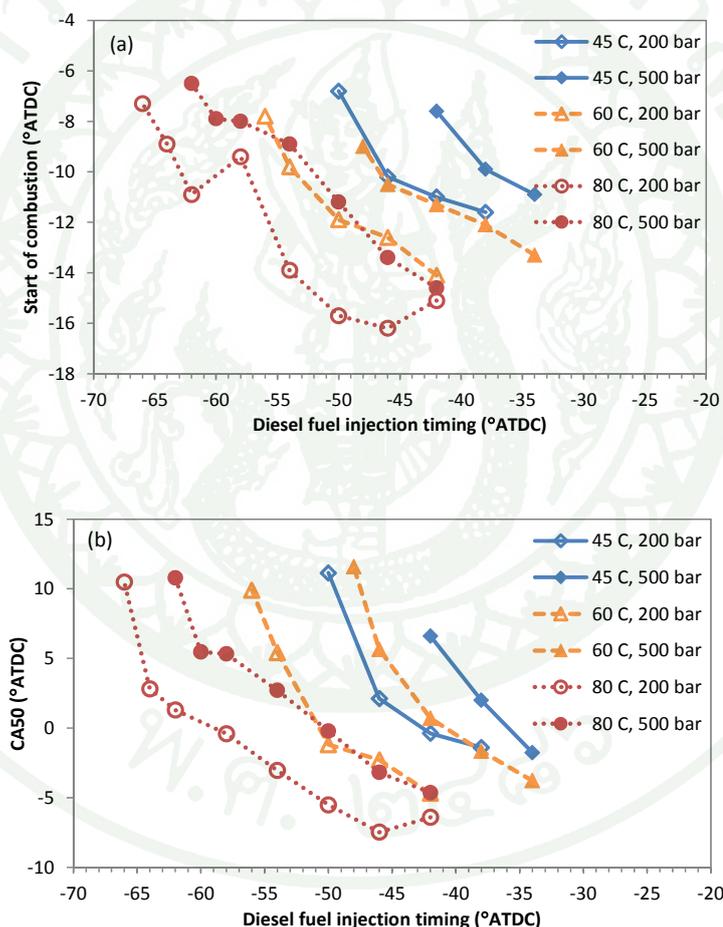
ในการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ อากาศได้ถูกอุ่นและควบคุมอุณหภูมิไว้ที่ 45, 60 และ 80 °C ทำให้อัตราการไหลของอากาศสำหรับแต่ละสภาวะอุณหภูมิไม่เท่ากันดังแสดงในภาพที่ 47a โดยอัตราการไหลของอากาศลดลงเมื่ออากาศถูกอุ่นให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลทำให้ค่า Lambda มีแนวโน้มลดลงเมื่ออากาศมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเนื่องจากปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติได้ถูกควบคุมให้คงที่ตลอดการทดสอบ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle)



ภาพที่ 47 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar ควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติให้คงที่ (Diesel = 3.25 mg/cycle, NG = 9.5 mg/cycle) แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ (b) Lambda

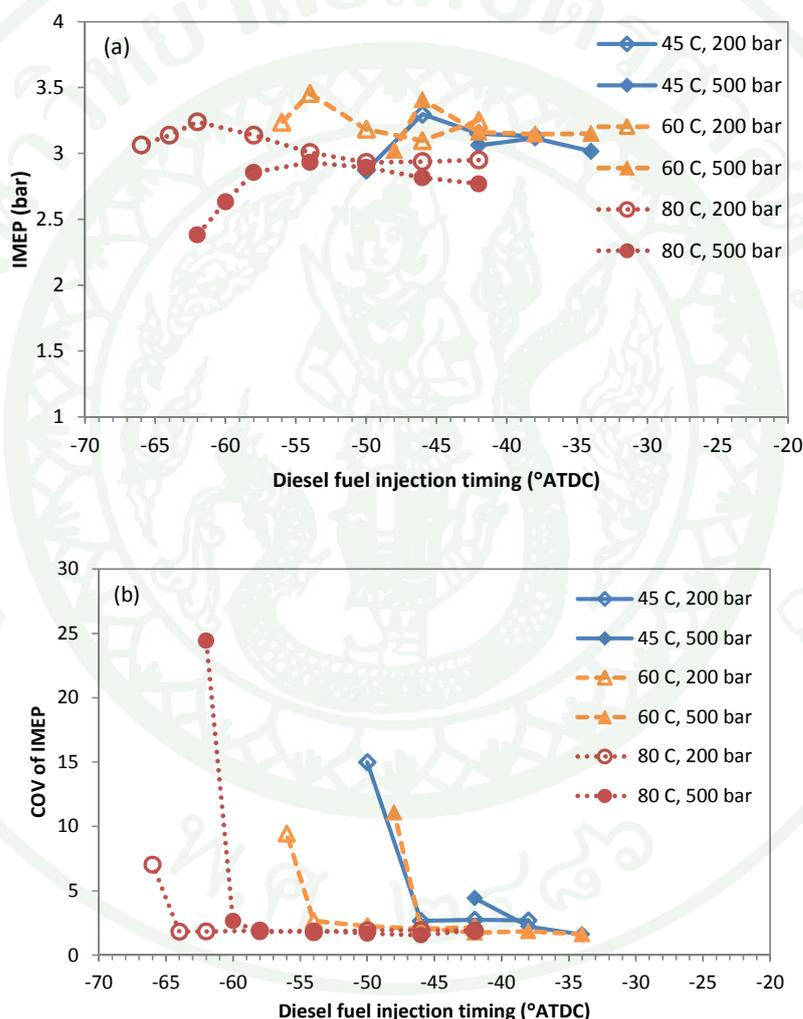
การเผาไหม้ของเครื่องยนต์

เมื่อพิจารณาค่าตำแหน่ง SOC จากภาพที่ 48a พบว่า SOC ชยับล่วงหน้ามากขึ้นเมื่ออุณหภูมิอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิอากาศที่สูงขึ้นทำให้ส่วนผสมที่ถูกอัดมีอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการจุดระเบิดได้เร็วกว่า อย่างไรก็ตามค่าตำแหน่งมุมการฉีดที่ล่วงหน้าและความดันการฉีดที่สูงขึ้นส่งผลต่อตำแหน่ง SOC ที่ล่าช้ามากขึ้น และเมื่อพิจารณาค่าตำแหน่งการเผาไหม้ในรูปของ CA50 ดังภาพที่ 48b CA50 มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับ SOC สำหรับทุกสภาวะการทดสอบ



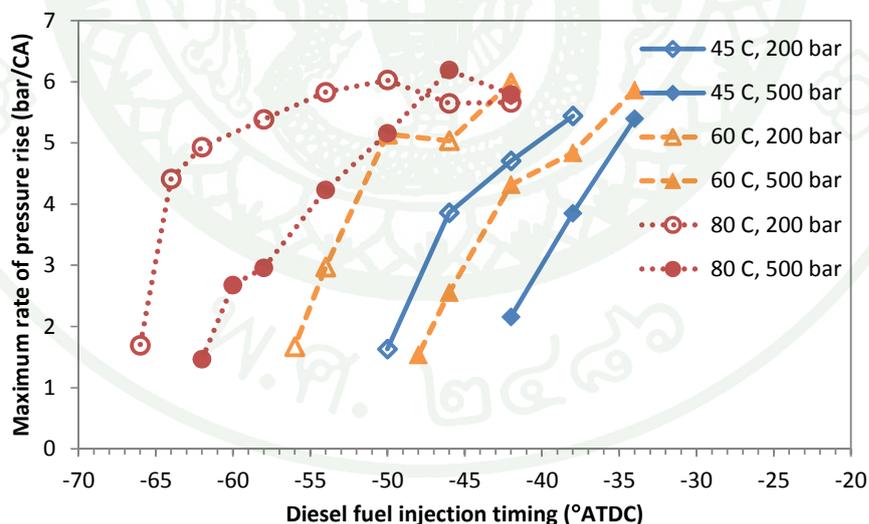
ภาพที่ 48 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที
แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar
แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) ตำแหน่งเริ่มต้น
การเผาไหม้ (start of combustion; SOC) (b) ตำแหน่งการเผาไหม้ในรูปของ CA50

สำหรับความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) ดังแสดงในภาพที่ 49a ค่า IMEP แปรผันอยู่ระหว่าง 2.5 ถึง 3.5 bar โดยเมื่อเพิ่มอุณหภูมิอากาศไปที่ 80 °C ค่า IMEP ลดลงจากอุณหภูมิ 45 และ 60 °C เล็กน้อย นอกจากนี้ IMEP สำหรับทุกสภาวะการทดสอบมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อมุมการฉีดขยับล่วงหน้ามากขึ้นจนกระทั่งเครื่องยนต์ขาดเสถียรภาพในการเผาไหม้ IMEP จึงลดต่ำลง ซึ่งสภาวะดังกล่าวมีค่าสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP) สูงขึ้นดังแสดงในภาพที่ 49b



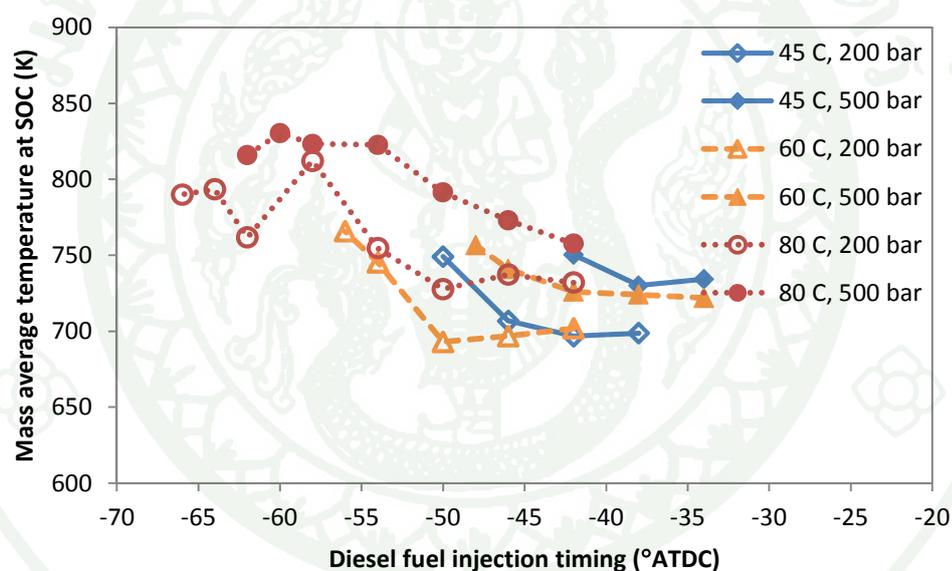
ภาพที่ 49 ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผัน ตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผัน อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) (b) สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP)

เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เทคนิคการฉีดน้ำมันแบบล่วงหน้าสามารถควบคุมความรุนแรงในการเผาไหม้ได้โดยปรับตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันดังที่ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 1.1 (ในส่วนของกราฟวิเคราะห์ผลเกี่ยวกับอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด) อย่างไรก็ตามการเพิ่มอุณหภูมิอากาศให้สูงขึ้นส่งผลต่อความรุนแรงของการเผาไหม้ที่มากขึ้นตามไปด้วยเมื่อพิจารณาที่มุมการฉีดเดียวกันดังแสดงในภาพที่ 50 และสำหรับการทดสอบเครื่องยนต์ในงานวิจัยในนี้ เมื่ออุณหภูมิอากาศเพิ่มสูงขึ้นถึง 80 °C พบว่า ที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 bar การลดความรุนแรงของการเผาไหม้โดยการขยับตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันให้ล่วงหน้ามากขึ้นเพียงอย่างเดียวไม่เพียงพอที่จะเห็นได้จากภาพที่ 50 การขยับมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นเพียงอย่างเดียวไม่สามารถลดอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) ให้ต่ำกว่า 4 bar/CA ได้ (ที่ตำแหน่งล่วงหน้ามากที่สุดมีค่าอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุดต่ำกว่า 2 bar/CA เนื่องจากเครื่องยนต์ขาดเสถียรภาพในการเผาไหม้) ดังนั้นการปรับตำแหน่งมุมการฉีดควบคู่กับการเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันดีเซลจึงเป็นทางออกหนึ่งสำหรับการแก้ปัญหานี้ดังเห็นได้จากภาพที่ 50 ที่สภาวะการทดสอบอุณหภูมิอากาศ 80 °C ความดันการฉีด 500 bar อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุดที่ตำแหน่งมุมการฉีด -58 และ -60 °ATDC มีค่าประมาณ 3 bar/CA โดยเครื่องยนต์ยังมีเสถียรภาพในการเผาไหม้ที่ดี



ภาพที่ 50 อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุด (maximum rate of pressure rise) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C

ภาพที่ 51 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยภายในกระบอกสูบ ณ ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ (mass averaged temperature at SOC; T_{SOC}) ที่สภาวะการทดสอบอุณหภูมิอากาศ 45, 60 และ 80 °C ความดันการฉีด 200 และ 500 bar พบว่า ปัจจัยหลักที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของ T_{SOC} คือตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันดีเซล โดยการขยับตำแหน่งมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นหรือเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันดีเซลส่งผลทำให้ T_{SOC} สูงขึ้น เนื่องจากการปรับตำแหน่งมุมการฉีดที่ให้ล่วงหน้าขึ้นหรือการเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันช่วยให้น้ำมันดีเซลผสมกับส่วนผสมภายในกระบอกสูบได้ดีกว่า ทำให้ส่วนผสมมีความเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้น ดังนั้นค่าอุณหภูมิเฉลี่ยในกระบอกสูบ (T_{SOC}) ที่เหมาะสมต่อการจุดระเบิดจึงมีแนวโน้มที่สูงขึ้น อย่างไรก็ตามจากการทดสอบปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศไปที่ 45, 60 และ 80 °C เมื่อพิจารณาที่มุมการฉีดเดียวกันการเพิ่มอุณหภูมิอากาศมีผลต่อ T_{SOC} ไม่มากนัก



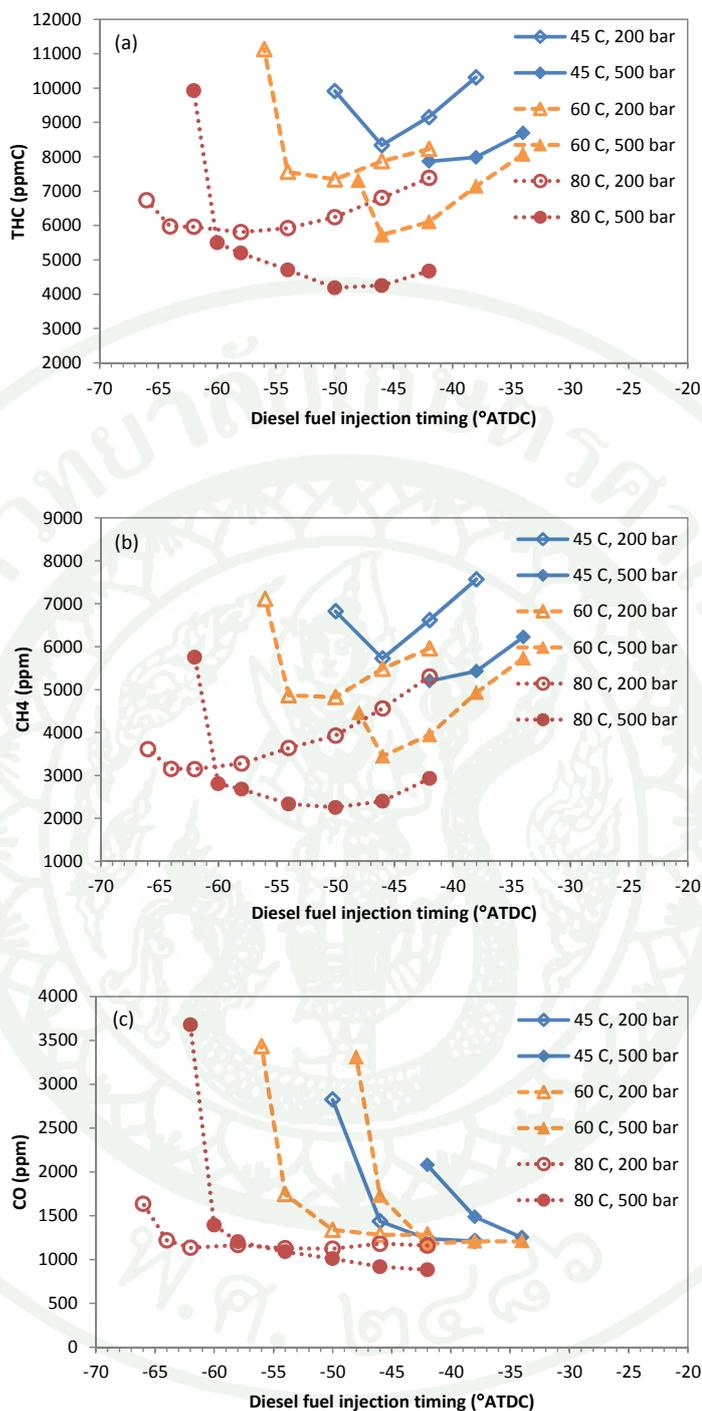
ภาพที่ 51 อุณหภูมิเฉลี่ยภายในกระบอกสูบ ณ ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ คำนวณจากความดันภายในกระบอกสูบที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C

มลพิษที่ออกจากเครื่องยนต์ (Engine-out Emissions) และประสิทธิภาพการเผาไหม้

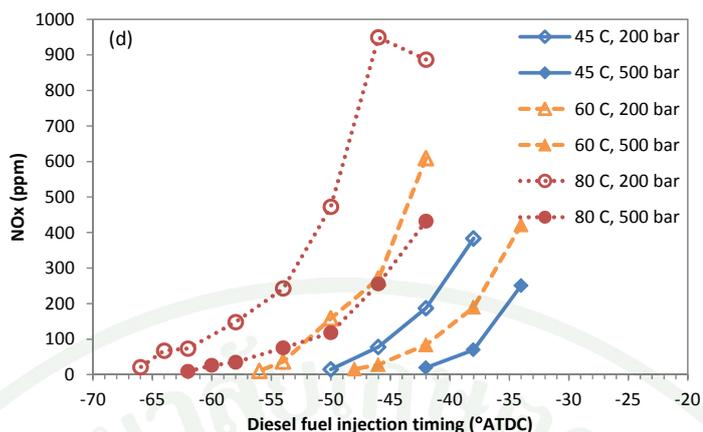
ภาพที่ 52a และ 52b แสดงปริมาณไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (total hydrocarbon; THC) และมีเทน (CH_4) จากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ 45, 60 และ 80 °C ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar โดยปริมาณ THC และ CH_4 มีแนวโน้มที่ลดลงเมื่ออุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิอากาศที่สูงขึ้นเพิ่มความเร็วของอัตราการเกิดปฏิกิริยาและขยายขอบเขตการติดไฟของส่วนผสมให้กว้างขึ้น ช่วยให้เปลวไฟสามารถลามไปยังส่วนผสมที่บางได้ (Abd-Alla *et al.*, 2001; Zhang *et al.*, 2011) อย่างไรก็ตามปริมาณ THC และ CH_4 สำหรับแต่ละอุณหภูมิอากาศจะลดลงได้เล็กน้อยเพียงใดขึ้นอยู่กับการปรับตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันที่เหมาะสม

สำหรับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) จากภาพที่ 52c ปริมาณ CO สำหรับทุกสภาวะการทดสอบมีปริมาณใกล้เคียงกันสำหรับสภาวะการทำงานที่การเผาไหม้มีเสถียรภาพ และเมื่อตำแหน่งมุมการฉีดขั้วลว่งหน้ามากขึ้น ปริมาณ CO มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อมุมการฉีดขั้วเข้าใกล้ตำแหน่งลว่งหน้าที่สุดสำหรับแต่ละสภาวะการทดสอบ

เมื่อพิจารณาที่ตำแหน่งมุมการฉีดเดียวกัน ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) เพิ่มขึ้นเมื่ออากาศเข้าเครื่องยนต์มีอุณหภูมิสูงขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องยนต์ส่งผลต่ออุณหภูมิส่วนผสมขณะอัด และอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงขึ้น ซึ่งอุณหภูมิที่สูงขึ้นนี้ส่งเสริมการเกิดมลพิษ NO_x ดังแสดงในภาพที่ 52d อย่างไรก็ตามปริมาณ NO_x ที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการเพิ่มอุณหภูมิอากาศสามารถควบคุมหรือทำให้ลดลงได้โดยการปรับตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันที่เหมาะสม

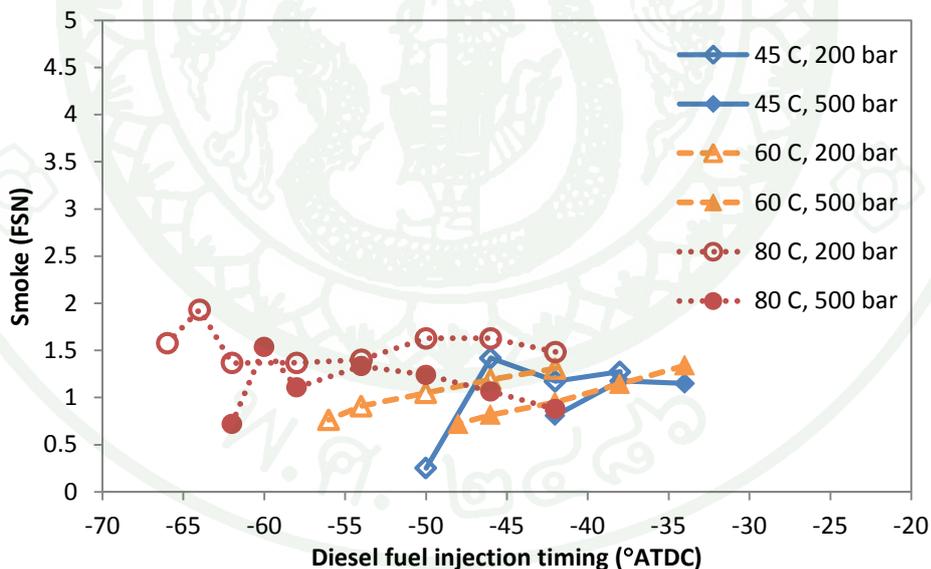


ภาพที่ 52 ปริมาณมลพิษจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C (a) ไฮโดรคาร์บอนโดยรวม (total hydrocarbon; THC) (b) มีเทน (CH₄) (c) คาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) (d) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)



ภาพที่ 52 (ต่อ)

สำหรับปริมาณเขม่าควัน (smoke) ที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมพบว่ามีปริมาณที่น้อยและอยู่ในระดับไม่เกิน 2.0 FSN ดังแสดงในภาพที่ 53 ทั้งนี้เป็นผลมาจากเทคนิคการฉีดน้ำมันแบบล่วงหน้าและก๊าซธรรมชาติที่ถูกผสมกับอากาศมาก่อนแล้ว



ภาพที่ 53 ปริมาณเขม่าควันจากการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แปรผันตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันการฉีดน้ำมัน 200 และ 500 bar แปรผันอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่ 45, 60 และ 80 °C

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

จากการศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม โดยแบ่งหัวข้อในการศึกษาออกเป็น 3 หัวข้อได้แก่ การศึกษาผลกระทบของความดันการฉีดน้ำมันดีเซล, การศึกษาผลกระทบของความเร็วรอบเครื่องยนต์ และการศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องยนต์ โดยจ่ายก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซลให้ได้พลังงานต่อวัฏจักรคงที่ 463.75 J/cycle ที่อัตราส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% ได้ข้อสรุปดังต่อไปนี้

1. ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เทคนิคการฉีดแบบล่วงหน้าตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและส่วนผสมภายในกระบอกสูบคือ ตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันดีเซล โดยตำแหน่งมุมการฉีดเป็นตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อระยะเวลาในการผสม ส่วนความดันการฉีดน้ำมันส่งผลต่อความเร็วการผสม
2. การปรับตำแหน่งมุมการฉีดให้ล่วงหน้าหรือเพิ่มความดันการฉีดน้ำมันดีเซลให้สูงขึ้นสามารถลดความรุนแรงของอัตราการปล่อยพลังงานในช่วงการเผาไหม้, มลพิษไฮโดรคาร์บอน, และออกไซด์ของไนโตรเจนลงได้
3. เมื่อปรับตำแหน่งมุมการฉีดให้ได้มลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนในระดับเดียวกัน มลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มีปริมาณลดลงเมื่อความดันการฉีดน้ำมันเพิ่มขึ้น
4. ความดันการฉีดน้ำมันดีเซลที่สูงขึ้นส่งผลให้ตำแหน่งมุมการฉีดน้ำมันที่เหมาะสมต่อการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมขยับเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้น ซึ่งจากแนวโน้มดังกล่าวจะเห็นได้ว่าการใช้ความดันการฉีดน้ำมันที่สูงขึ้นลดโอกาสที่น้ำมันดีเซลจะถูกฉีดไปชนกับผนังกระบอกสูบ
5. ระยะเวลาในการผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและส่วนผสมภายในกระบอกสูรมีแนวโน้มที่สั้นลง เมื่อความดันการฉีดน้ำมันดีเซลและความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น

6. ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่สูงขึ้นส่งผลต่อตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้, อัตราการปล่อยพลังงานในช่วงการเผาไหม้, และปริมาณมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน ไปในทิศทางเดียวกันกับการเพิ่มความดันการฉีดน้ำมัน

7. อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ที่สูงขึ้นส่งผลทำให้ ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ และ CA50 ขยับล่วงหน้ามากขึ้น นอกจากนี้ยังเพิ่มความรุนแรงของอัตราการปล่อยพลังงานในช่วงการเผาไหม้ขึ้นอีกด้วย

8. การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ทำให้ปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอนลดลง แต่เพิ่มมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน

9. การเพิ่มอุณหภูมิอากาศเพื่อลดปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอน จำเป็นต้องมีการปรับตำแหน่งมุมการฉีดและความดันการฉีดน้ำมันที่เหมาะสมเพื่อให้เครื่องยนต์มีปริมาณมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนอยู่ในระดับที่ยอมรับได้และมีการเผาไหม้ที่ไม่รุนแรงเกินไป

ข้อเสนอแนะ

1. สำหรับเครื่องยนต์ทดสอบที่ใช้ในงานวิจัยนี้ ได้มีการคิดแปลงเพื่อเปลี่ยนระบบจ่ายน้ำมันให้เป็นแบบ common-rail และเนื่องจากด้วยข้อจำกัดในการติดตั้งอุปกรณ์ ท่อจ่ายน้ำมันแรงดันสูงไปสู่รางร่วมได้ใช้ท่ออ่อนทนแรงดัน ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงจำกัดความดันการฉีดน้ำมันไว้ที่ไม่เกิน 500 bar ด้วยเหตุผลในเรื่องของความปลอดภัย จึงมีความน่าสนใจที่จะเพิ่มความดันการฉีดให้สูงขึ้นไปอีก ถ้าเครื่องยนต์ทดสอบมีความพร้อม

2. ในงานวิจัยได้ทำการทดสอบที่ภาระและอัตราส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดค่าเดียว เนื่องจากระยะเวลาในการทดสอบและปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ทดสอบ จึงมีความน่าสนใจที่จะทดลองปรับเปลี่ยนภาระและอัตราส่วนพลังงานที่แตกต่างออกไป

3. จากผลการทดสอบพบว่าปริมาณมลพิษไฮโดรคาร์บอนที่ออกจากเครื่องยนต์ทดสอบมีปริมาณค่อนข้างมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์พาณิชย์ที่นำมาดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่มีการทดสอบควบคู่กันไป สาเหตุหนึ่งน่าจะมาจากเครื่องยนต์ทดสอบที่ใช้ในงานวิจัยนี้ได้มีการเปลี่ยนหัวฉีดน้ำมันดีเซลใหม่ให้เป็นแบบ common - rail ซึ่งลักษณะห้องเผาไหม้เดิมไม่มีความเหมาะสมกับหัวฉีดชนิดนี้

4. จากการทดสอบปรับเปลี่ยนความเร็วรอบเครื่องยนต์พบว่าความปั่นป่วนของส่วนผสมที่มากขึ้นช่วยให้การผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและส่วนผสมภายในกระบอกสูบเร็วขึ้น ดังนั้นจึงมีความน่าสนใจที่จะลองศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนการหมุนวน (swirl ratio) ที่มีต่อการผสมของน้ำมันดีเซล

5. ควรมีการวิเคราะห์ผลกระทบจากการใช้เทคนิคการฉีดน้ำมันแบบล่วงหน้า (early injection) ที่มีผลต่อการเจือจางของน้ำมันเครื่อง (oil dilution) ควบคู่ไปด้วย และมีการประเมินช่วงระยะเวลาที่ควรถ่ายน้ำมันเครื่อง เพื่อรองรับกับการนำหลักการ DDF ไปใช้งานจริงกับเครื่องยนต์ทั่วไปต่อไป

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

มงคล สาลาด. 2552. การศึกษากลยุทธ์การฉีดดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะการทำงานที่ภาระต่ำ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

Abd-Alla, G. H., H. A. Soliman, O. A. Badr and M. F. Abd-Rabbo. 2001. Effect of diluent admissions and intake air temperature in exhaust gas recirculation on the emissions of an indirect injection dual fuel engine. **Energy Conversion and Management** 42: 1033 - 1045.

Abdelghaffar, W. A., K. Karimi and M. R. Heikal. 2007. Fuel Spray Penetration in High Pressure Diesel Engines. **SAE Paper** 2007-01-0066.

Akagawa, H., T. Miyamoto, A. Harada, S. Sasaki, N. Shimazaki, T. Hashizume and K. Tsujimura. 1999. Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion. **SAE Technical Paper Series** 1999-01-0183.

Aroonsrisopon, T. 2006. **Analysis of Stratified Charge Operation and Negative Valve Overlap Operation Using Direct Fuel Injection in Homogeneous Charge Compression Ignition Engines.** Ph.D. Thesis, University of Wisconsin – Madison.

Aroonsrisopon, T., M. Salad, E. Wirojsakunchai, K. Wannatong, S. Siangsanorh and N. Akarapanjavit. 2009. Injection Strategies for Operational Improvement of Diesel Dual Fuel Engines under Low Load Conditions. **SAE Paper** 2009-01-1855.

Chaves, H., M. Knapp, A. Kubitzek, F. Obermeier and T. Schneider. 1995. Experimental Study of Cavitation in the Nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles. **SAE Technical Paper** 950290.

- Delacourt, E., B. Desmet and B. Besson. 2005. Characterisation of Very High Pressure Diesel Sprays Using Digital Imaging Techniques. **Fuel** 84: 859-867.
- Gen, S., H. K. Ng and K. M. Pang. 2011. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion: Implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines. **Applied Energy** 88: 559 – 567.
- Harada, A., N. Shimazaki, S. Sasaki, T. Miyamoto, H. Akagawa and K. Tsujimura. 1998. The Effects of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion Engine. **SAE Technical Paper Series** 980533.
- Heywood, J. B. 1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw – Hill, Singapore.
- Hiroyasu, H. and M. Arai. 1990. Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. **SAE Technical Paper** 900475.
- Iwabuchi, Y., K. Kawai, T. Shoji and Y. Takeda. 1999. Trial of New Concept Diesel Combustion System - Premixed Compression-Ignited Combustion. **SAE Technical Paper Series** 1999-01-0185.
- Karim G. A. 2003. Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power** 125: 827 – 836.
- Karim, G. A., Z. Lui and W. Jones. 1993. Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load. **SAE Technical Paper Series** 932822.
- Keiichi, N., S. Naoki, N. Keiichi and K. Shinji. 1997. Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine. **SAE Technical Paper Series** 970898.

- Kennaird, D. A., C. Crua, J. Lacoste, M. R. Heikal, M. R. Gold and N. S. Jackson. 2002. In-Cylinder Penetration and Break-Up of Diesel Sprays Using a Common-Rail Injection System. **SAE Technical Paper Series** 2002-01-1626.
- Kim, M. Y. and C. S. Lee. 2007. Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine. **Fuel** 86: 2871 – 2880.
- Nandha, K. P. and J. Abraham. 2002. Dependence of Fuel-Air Mixing Characteristics on Injection Timing in an Early-Injection Diesel Engine. **SAE Technical Paper Series** 2002-01-0944.
- Okude, K., K. Mori, S. Shiino and T. Moriya. 2004. Premixed Compression Ignition (PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NO_x and Soot in Diesel Engine. **SAE Paper** 2004-01-1907.
- Shibata, G. and T. Urushihara. 2006. The Interaction Between Fuel Chemicals and HCCI Combustion Characteristics Under Heated Intake Air Conditions. **SAE Technical Paper Series** 2006-01-0207.
- Shimazaki, N., T. Tsurushima and T. Nishimura. 2003. Dual Mode Combustion Concept With Premixed Diesel Combustion by Direct Injection Near Top Dead Center. **SAE Technical Paper Series** 2003-01-0742.
- Srisattayakul, N., K. Wannatong and T. Aroonsrisopon. 2011. Effect of Diesel Injection Parameters on Diesel Dual Fuel Engine Operations with Charge Preheating under Part Load Conditions. **ICOME 2nd**, Krabi.

Srisattayakul, N., M. Phichaisawat, E. Wirojsakunchai, T. Aroonsrisopon and K. Wannatong. 2011. Effect of Diesel Injection Parameters on Part-Load Diesel Dual Fuel Engine Operating Characteristics. **ICAE-7**, Bangkok, 2011.

Stan, C. 1999. **Direct Injection Systems for Spark-Ignition and Compression-Ignition Engines**. Society of Automotive Engineers, Inc., United States of America.

Suzuki, T., T. Kakegawa, K. Hikino and A. Obata. 1997. Development of Diesel Combustion for Commercial Vehicles. **SAE Technical Paper Series** 972685.

Takeda, Y., N. Keiichi and N. Keiichi. 1996. Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection. **SAE Technical Paper Series** 961163.

Walter, B. and B. Gatellier. 2002. Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO_x and Particulate Emissions. **SAE Technical Paper Series** 2002-01-1744.

Wannatong, K., N. Akarapanyavit, S. Siengsanorh, T. Aroonsrisopon and S. Chanchaona. 2009. New Diesel Dual Fuel Concepts: Part Load Improvement. **SAE Paper** 2009-01-1797.

Wåhlin, F. and A. Cronhjort. 2004. Fuel Spray for Premixed Compression Ignited Combustion – Characteristics of Impinging Sprays. **SAE Technical Paper Series** 2004-01-1776.

Wåhlin, F., A. Cronhjort, U. Olofsson and H. E. Ångström. 2004. Effect of Injection Pressure and Engine Speed on Air/Fuel Mixing and Emissions in a Pre-Mixed Compression Ignited (PCI) Engine Using Diesel Fuel. **SAE Technical Paper Series** 2004-01-2989.

Zhang, C., J. Pan, J. Tong and J. Li. 2011. Effects of Intake Temperature and Excessive Air Coefficient on Combustion Characteristics and Emissions of HCCI Combustion. **Procedia Environmental Sciences** 11: 1119 – 1127.





ภาคผนวก



ภาคผนวก ก
คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ

ตารางผนวกที่ ก1 คุณสมบัติของน้ำมันดีเซล (B2)

Properties	Value
Lower heating value, MJ/kg	42.8
Stoichiometric A/F	14.5
Specific gravity	0.83
MW, kg/kmole	170
C (calculated)	12.30
H (calculated)	22.13

ตารางผนวกที่ ก2 คุณสมบัติของก๊าซธรรมชาติ

Properties	Value
Lower heating value, MJ/kg	34.14
Stoichiometric A/F	11.71
Specific gravity	0.77
MW, kg/kmole	22.20
Methane, % by mole	74.89
Ethane, % by mole	5.57
Propane, % by mole	2.10
n-Butane, % by mole	0.39
i-Butane, % by mole	0.48
n-Pentane, % by mole	0.06
i-Pentane, % by mole	0.12
Larger hydrocarbons (> C6), % by mole	0.12
CO ₂ , % by mole	14.30
N ₂ , % by mole	1.97

ที่มา: สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน) (2554)



อุณหภูมิเฉลี่ยมวลรวมภายในกระบอกสูบ (mass average temperature)

การหาอุณหภูมิเฉลี่ยมวลรวมภายในกระบอกสูบที่ตำแหน่งองศาเพลลาข้อเหวี่ยงต่างๆตั้งแต่ วาล์วไอดีปิดจนถึงวาล์วไอดีเปิดได้ใช้กฎของก๊าซอุดมคติซึ่งมีวิธีคำนวณดังต่อไปนี้

จาก

$$PV = mRT$$

$$\frac{PV}{T} = mR$$

กำหนดให้ $mR = \text{Const}$

ดังนั้น

$$\frac{P_{IVC}V_{IVC}}{T_{IVC}} = \text{Const} = \frac{P_{\theta}V_{\theta}}{T_{\theta}}$$

โดย P_{IVC}	คือ	ความดันภายในกระบอกสูบขณะวาล์วไอดีปิด
V_{IVC}	คือ	ปริมาตรกระบอกสูบขณะวาล์วไอดีปิด
T_{IVC}	คือ	อุณหภูมิของส่วนผสมภายในกระบอกสูบขณะวาล์วไอดีปิด
P_{θ}	คือ	ความดันภายในกระบอกสูบที่มุมเพลลาข้อเหวี่ยงใดๆ
V_{θ}	คือ	ปริมาตรกระบอกสูบที่มุมเพลลาข้อเหวี่ยงใดๆ
T_{θ}	คือ	อุณหภูมิของส่วนผสมภายในกระบอกสูบที่มุมเพลลาข้อเหวี่ยงใดๆ

ประสิทธิภาพการเผาไหม้ (Combustion Efficiency)

$$\eta_{comb} \% = \left(1 - \frac{y_{CO} \cdot Q_{HV,CO} + y_{H_2} \cdot Q_{HV,H_2} + y_{HC} \cdot Q_{HV,HC}}{\frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air}} \cdot LHV_{fuel}} \right) \times 100$$

โดย y_i	คือ	อัตราส่วนโดยมวล (mass fraction) ของ species i
$Q_{HV,i}$	คือ	ค่าความร้อนต่ำของ species i
LHV_{fuel}	คือ	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

\dot{m}_{fuel} คือ อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง
 \dot{m}_{air} คือ อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ

การคำนวณหาอัตราส่วนโดยมวล (Calculation of Mass Fractions)

ไอเสียที่สามารถวัดได้จากการทดลอง

(CO) = carbon monoxide, [vol %]

(CO₂) = carbon dioxide, [vol %]

(NO_x) = nitrogen oxides, [vol %]

(THC) = total hydrocarbons, [ppmC1]

(C₃H_{3y}) = $\frac{(THC)}{3 \cdot 10,000} = HC$, [vol %]

การคำนวณปริมาณของน้ำ (H₂O) จากสมดุลแก๊ส - น้ำ (water-gas equilibrium)

$$(H_2O) = \left(\frac{\frac{y \cdot 100}{N} - \frac{3}{2}y \cdot (C_3H_{3y})}{\frac{(CO)}{K_{eq} \cdot (CO_2)} + 1} \right) \quad [\text{vol \%}]$$

โดย N คือ จำนวนคาร์บอน = $\frac{100}{(CO)+(CO_2)+3 \cdot (C_3H_{3y})}$

y คือ อัตราส่วน $\left(\frac{H}{C}\right)$

K_e คือ ค่าคงที่สมดุลแก๊ส - น้ำ = 3.8

ตัวแปรที่ทราบค่า: x_{CO} , x_{CO_2} , x_{H_2O} , x_{HC} , x_{NO} , a

ตัวแปรที่ไม่ทราบค่า: x_{H_2} , x_{N_2} , x_{O_2} , n_p , b

a คือ จำนวน C อะตอมใน HC โมเลกุล

b คือ จำนวน H อะตอมใน HC โมเลกุล

n_p คือ จำนวน โมลรวมของเสีย

n_{O_2} คือ จำนวนของ O₂ โมเลกุลสำหรับการเผาไหม้แบบอากาศพอดี
 (stoichiometric complete combustion)

คำนวณหา x_{H_2} :

$$K_{eq} = \frac{x_{H_2O} \cdot x_{CO}}{x_{CO_2} \cdot x_{H_2}}$$

สมดุล Nitrogen : $\frac{2 \cdot n_{O_2}}{\phi_{emission}} \cdot 3.773 = n_p \cdot (x_{NO} + 2 \cdot x_{N_2})$

สมดุล Oxygen : $\frac{2 \cdot n_{O_2}}{\phi_{emission}} \cdot 3.773 = n_p \cdot (x_{CO} + 2 \cdot x_{CO_2} + 2 \cdot x_{O_2} + x_{NO} + x_{H_2O})$

สมดุล Carbon : $n = n_p \cdot (x_{CO} + x_{CO_2} + 3 \cdot x_{HC})$

สมดุล Hydrogen : $m = n_p \cdot (b \cdot x_{HC} + 2 \cdot x_{H_2O} + 2 \cdot x_{H_2})$

โดย $x_{HC} + x_{CO} + x_{H_2O} + x_{H_2} + x_{N_2} + x_{NO} + x_{CO_2} + x_{O_2} = 1$

อัตราส่วนโดยมวลของ species (mass fractions of species):

$$MW_{mix} = \sum x_i \cdot MW_i$$

$$y_i = x_i \cdot \frac{MW_i}{MW_{mix}}$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal Efficiency)

จาก

$$sfc(g/kW \cdot h) = \frac{\dot{m}_f(g/h)}{P(kW)}$$

และ

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_f Q_{HV}} = \frac{(P n_R / N)}{(\dot{m}_f n_R / N) Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{HV}}$$

ดังนั้น

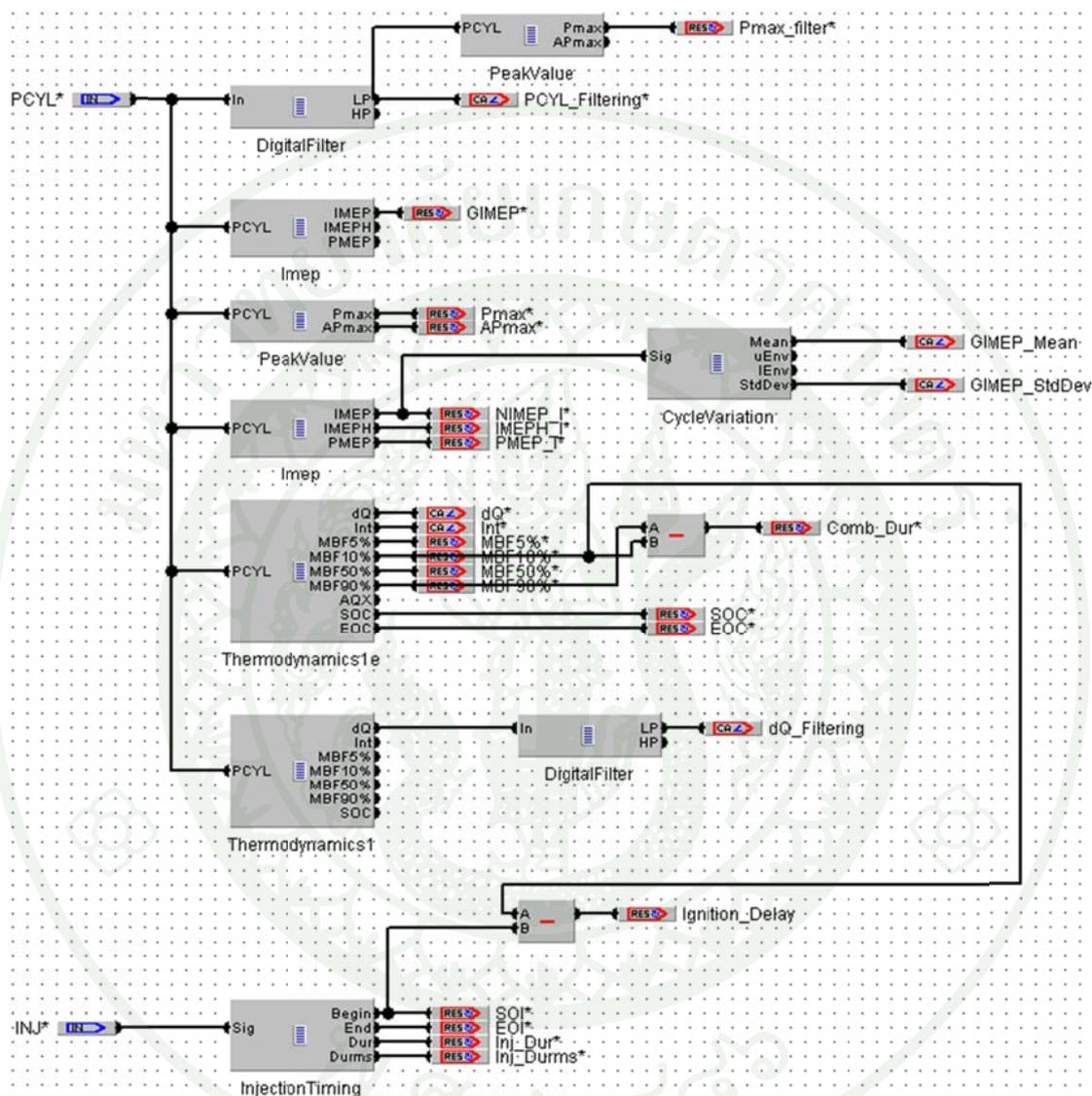
$$\eta_f = \frac{3600}{sfc(g/kW \cdot h) Q_{HV}(MJ/kg)}$$

สำหรับงานวิจัยนี้สนใจกำลังบ่งชี้ (indicated power) ซึ่งคำนวณได้จาก

$$P(kW) = \frac{imep(kW) \times V_d(dm^3) \times N(rev/s)}{n_R \times 10^3}$$

โดย	sfc	คือ	การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (specific fuel consumption)
	P	คือ	กำลัง (Power)
	W_c	คือ	งานต่อวัฏจักร
	$imep$	คือ	ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (indicated mean effective pressure)
	\dot{m}_f	คือ	อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง
	m_f	คือ	มวลเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร
	Q_{HV}	คือ	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง
	N	คือ	ความเร็วรอบเครื่องยนต์
	V_d	คือ	ปริมาตรกระจัด (displaced or swept volume)
	n_R	คือ	จำนวนรอบการหมุนของเพลาข้อเหวี่ยงที่ให้จังหวะกำลัง 1 จังหวะต่อสูบ (สำหรับเครื่องยนต์สองจังหวะ $n_R = 1$ และสำหรับเครื่องยนต์สี่จังหวะ $n_R = 2$)

โปรแกรม calgraf ที่ใช้สำหรับเขียนและกำหนดตัวแปรทางเทอร์โมไดนามิกในการ
วิเคราะห์ข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ



ภาพผนวกที่ ข1 การเขียนโปรแกรมคำนวณข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบโดยโปรแกรม
Calgraf

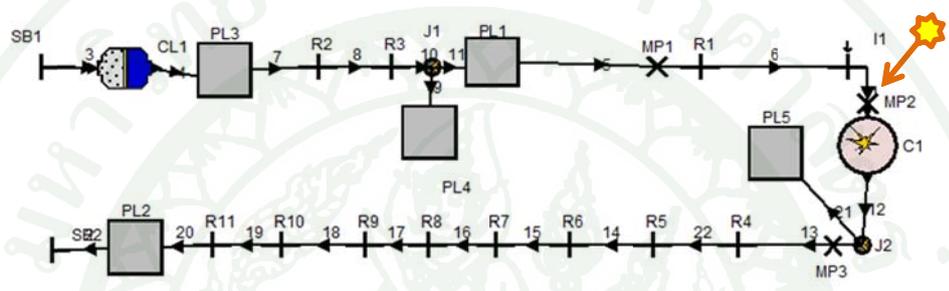


ภาคผนวก ค

การจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ (Engine Cycle Simulation)

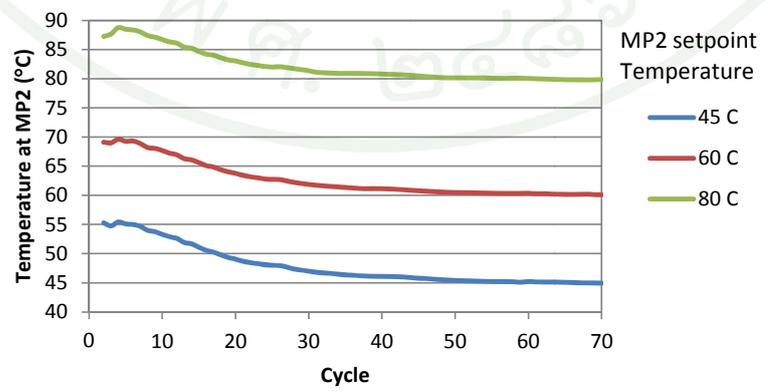
แบบจำลองเครื่องยนต์ทดสอบ (Engine cycle simulation model)

การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์โดยใช้โปรแกรม AVL Boost เป็นการจำลองการทำงาน
 ของเครื่องยนต์ตลอดวัฏจักรการทำงาน ตั้งแต่กระบวนการดูดไอดี (intake) จนถึง
 กระบวนการคายไอเสีย (exhaust) ดังนั้นแบบจำลองเครื่องยนต์จึงประกอบไปด้วยระบบท่อต่างๆที่
 เกี่ยวข้อง สำหรับแบบจำลองเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo Hydra ที่ใช้งานวิจัยนี้มีลักษณะดัง
 แสดงในภาพผนวกที่ ค1



ภาพผนวกที่ ค1 แบบจำลองเครื่องยนต์ Ricardo Hydra ที่ใช้ในโปรแกรม AVL Boost

จากการศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิง
 ร่วม ได้มีการอุ่นอากาศโดยควบคุมอุณหภูมิอากาศที่บริเวณ intake port ให้มีอุณหภูมิเท่ากับ 45, 60
 และ 80 องศาเซลเซียส ซึ่งในการจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ Ricardo Hydra ตำแหน่ง
 Measuring Point 2 (MP2) ดังภาพผนวกที่ ค1 ได้ถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิให้สอดคล้องกับการ
 ทดลองดังแสดงในภาพผนวกที่ ค2



ภาพผนวกที่ ค2 อุณหภูมิตำแหน่ง MP2 ที่ได้จากการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ 70 วัฏจักร

ผลการจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ Ricardo Hydra ที่สภาวะต่างๆ

Burn Utility เป็นส่วนเสริมที่มากับโปรแกรม AVL Boost ใช้สำหรับหา Wiebe function จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบที่ได้จากการทดลอง โดยข้อมูลตำแหน่งองศาเพลาคือเชื้อเพลิงและความดันภายในกระบอกสูบจะต้องบันทึกให้มีนามสกุล *.csv ก่อนที่จะนำไปใช้งาน ซึ่งจากข้อมูลดังกล่าวโปรแกรมจะคำนวณหา ตำแหน่งองศาเพลาคือเชื้อเพลิงที่เริ่มการเผาไหม้ (start of combustion), ระยะเวลาของการเผาไหม้ (combustion duration) และ Shape parameter (m) เพื่อที่จะนำไปใช้เป็นค่าอินพุตใน Case Explorer ผลการคำนวณ Wiebe function ได้แสดงไว้ในตารางผนวกที่ ค1 ส่วนปริมาณไอเสียตกค้างและอุณหภูมิส่วนผสมภายในกระบอกสูบ ณ ตำแหน่งวาล์วไอเสียที่ได้จากการจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์แสดงไว้ในตารางผนวกที่ ค2

ตารางผนวกที่ ค1 ผลการคำนวณจาก Burn Utility ที่สภาวะต่างๆ

MP2 Temperature (°C)	Rail Pressure (bar)	Injection timing (° ATDC)	Start of Combustion (° ATDC)	Combustion Duration (°CA)	Shape parameter (m)
45	200	-38	-14.9	35.3	1.08
		-42	-14.2	30.2	1.53
		-46	-14	30	2.09
		-50	-13.6	40.4	2.32
	500	-34	-14.3	29.4	1.41
		-38	-14.2	28.6	2.34
60	200	-42	-12.8	32.9	2.42
		-42	-16.9	38.2	0.983
		-46	-16.3	31	1.61
		-50	-15.4	29.1	1.84
	500	-54	-12.1	31	2.28
		-56	-12	37.1	2.3
500	-34	-16	33.5	1.16	
	-38	-15.2	29.4	1.66	

ตารางผนวกที่ ค1 (ต่อ)

MP2 Temperature (°C)	Rail Pressure (bar)	Injection timing (° ATDC)	Start of Combustion (° ATDC)	Combustion Duration (°CA)	Shape parameter (m)
60	500	-42	-15	27.8	2.48
		-46	-12.9	32.3	2.35
		-48	-13.6	42.7	2.17
80	200	-42	-18.5	40.7	0.889
		-46	-18.6	37.2	0.962
		-50	-16.3	27.7	1.37
		-54	-14.4	25.3	1.62
		-58	-12.9	23.9	2.03
		-62	-12.3	23.6	2.52
		-64	-10.2	22.6	2.43
	500	-66	-10.7	34.5	2.4
		-42	-15.1	24.4	1.57
		-46	-14.5	21.9	2.17
		-50	-13.5	22.8	2.67
500	-54	-12	23.9	2.92	
	-58	-10.7	25.9	2.83	
	-60	-10.9	26.7	2.73	
	-62	-12.4	37.8	2.58	

ตารางผนวกที่ ค2 ปริมาณไอเสียตกค้างและอุณหภูมิส่วนผสมภายในกระบอกสูบที่ตำแหน่งวาล์ว
ไอดีเปิดที่ได้จากการจำลองวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์

MP2 Temperature (°C)	Rail Pressure (bar)	Injection timing (° ATDC)	Residual Mass (%)	T_IVC (°C)
45	200	-38	4.67	69.70
		-42	4.67	69.70
		-46	4.70	69.75
		-50	4.69	70.17
	500	-34	4.67	69.56
		-38	4.68	69.79
		-42	4.70	70.03
		-46	4.66	83.97
60	200	-46	4.64	84.03
		-50	4.67	84.11
		-54	4.62	84.24
		-56	4.62	84.42
	500	-34	4.65	83.93
		-38	4.67	83.96
		-42	4.68	84.11
		-46	4.66	84.23
		-48	4.62	84.50

ตารางผนวกที่ ค2 (ต่อ)

MP2 Temperature (°C)	Rail Pressure (bar)	Injection timing (° ATDC)	Residual Mass (%)	T_IVC (°C)
80	200	-42	4.96	102.01
		-46	4.99	102.20
		-50	4.96	102.14
		-54	4.98	102.07
		-58	4.98	102.18
		-62	4.97	102.30
		-64	4.92	102.22
	-66	4.85	102.61	
	500	-42	4.98	102.00
		-46	4.97	102.01
		-50	4.99	102.14
		-54	4.92	102.19
		-58	4.88	102.43
		-60	4.91	102.28
-62		4.87	102.71	



ตารางผนวกที่ ๑1 รายละเอียดทางเทคนิคของเครื่องยนต์ 2KD-FTV

Engine Parameter	Type/Value
Model:	TOYOTA 2KD-FTV, Diesel Engine
Number of cylinders:	4 (inline)
Number of valves:	16 (DOHC)
Manifold:	Cross-flow with turbocharger
Fuel system:	Commonrail direct injection
Displacement:	2,494 cc
Bore:	92.0 mm
Stroke:	93.8 mm
Connecting rod:	158.5 mm
Compression ratio	18.5:1
Max power:	75kW at 3,600 rpm
Max torque:	260 N.m at 1,600 – 2,400 rpm
Valve timing:	
Intake valve open	2° BTDC (718° ATDC ^b)
Intake valve close	31° ABDC (211° ATDC ^b)
Exhaust valve open	30° BBDC (510° ATDC ^b)
Exhaust valve close	0° ATDC (0° ATDC ^b)

หมายเหตุ: ^b คือองศาเพลลาข้อเหวี่ยงหลังจากศูนย์ตายบนในจังหวะคายไอเสีย (exhaust TDC)

ตารางผนวกที่ ๓2 แบบจำลองที่ใช้ในการศึกษาพฤติกรรมสเปรย์น้ำมันดีเซล

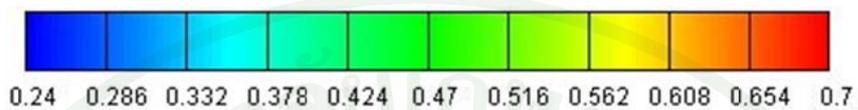
Model	Value/Reference
Turbulent	O_Rourke
Dispersion model	
Particle	Disable
Interaction model	
Wall interaction model	Walljet1
Evaporation model	Dukowicz
	E1 : 1 (Heat transfer parameter; multiplicative factor acting on transfer coefficient)
	E2 : 1 (Mass transfer parameter; multiplicative factor acting on transfer coefficient)
Breakup model	Wave
	C1 : 0.61
	C2 : 15 (C2 influences the characteristic break – up time)
	C3 : 1 (0 = inviscid liquid, 1 = viscid liquid)

ตารางผนวกที่ ๓3 ตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซล

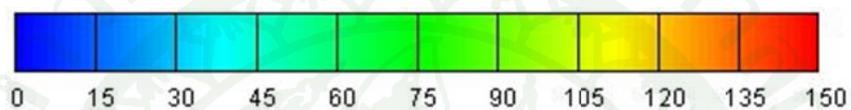
	Input Parameters	Units
Injection timing (SOI)		
SOI = 30 BTDC	690 (TDC = 720)	CA
SOI = 50 BTDC	670 (TDC = 720)	CA
Injection duration		
$P_{inj} = 300$ bar	0.66	ms
Injection mass		
(For 1 Nozzle)	0.565	mg/cycle

ผลการจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ 2KD-FTV โดยเลือกมุมการฉีดน้ำเข้าที่สูงสุด (30 °BTDC) และล่วงหน้าที่สุด (50 °BTDC) จากการทดสอบเครื่องยนต์จริงที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที ความดันยังผลเฉลี่ยบังชี้ (IMEP) ประมาณ 3 bar

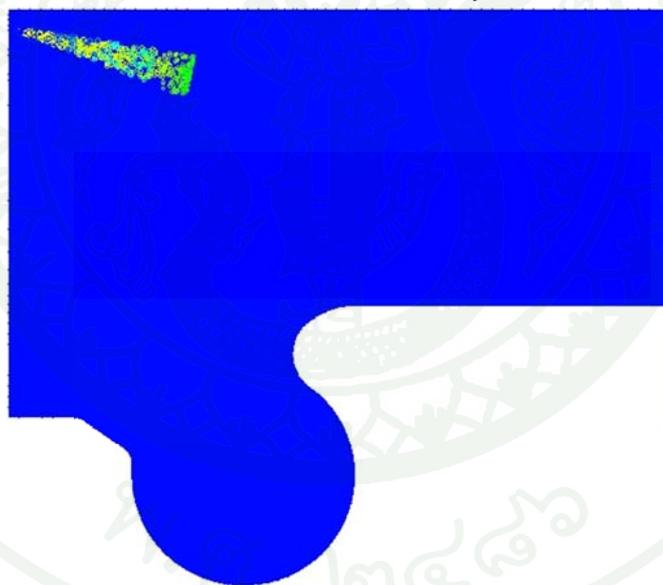
Equivalence Ratio



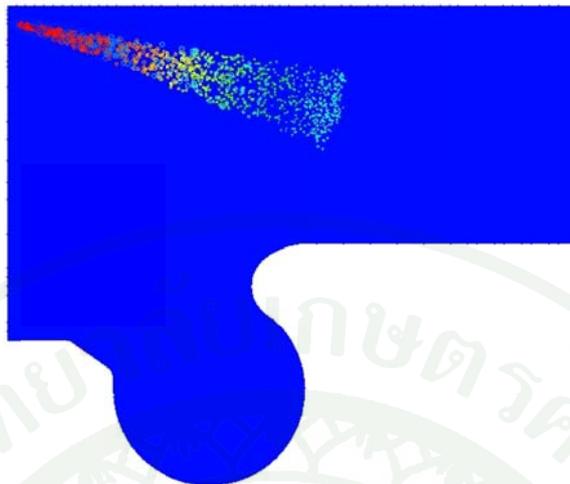
Spray Droplet Velocity



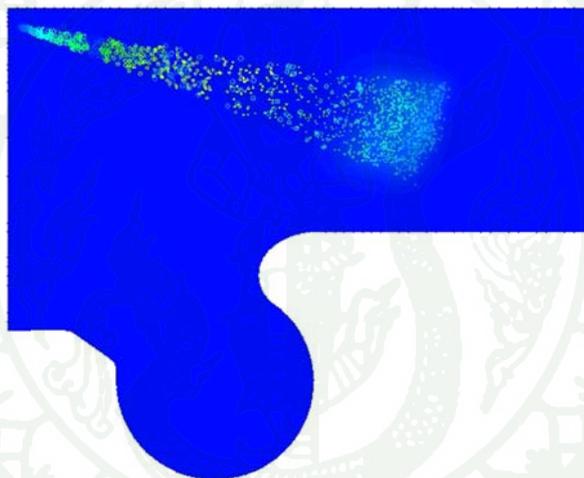
2° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar



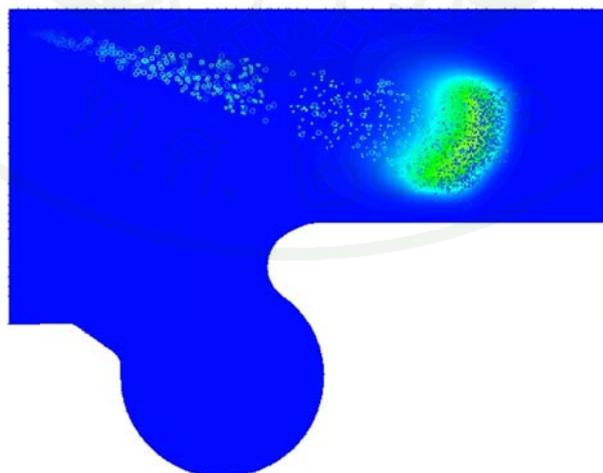
4° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar



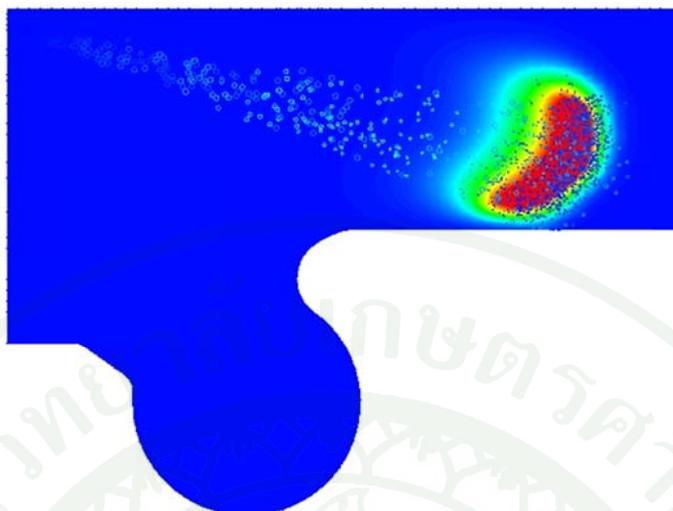
6° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar



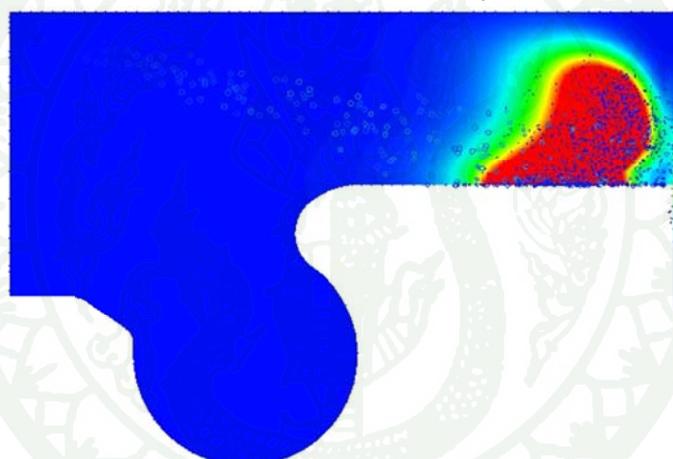
8° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar



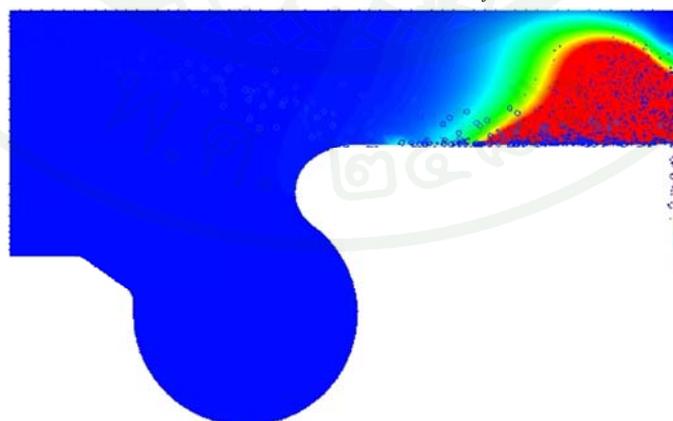
10° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar

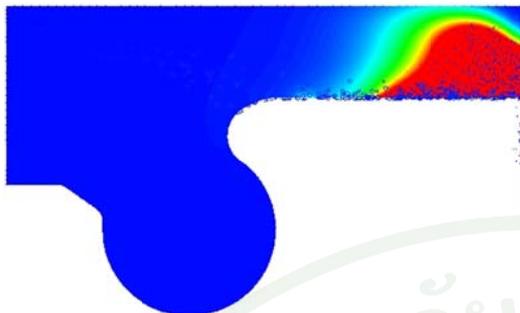
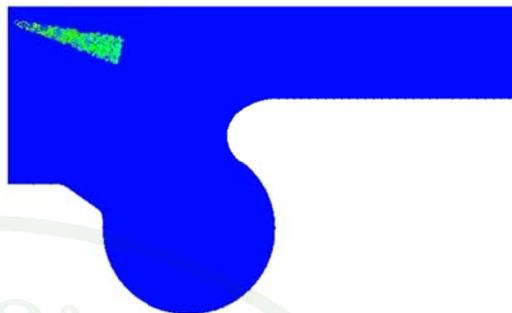
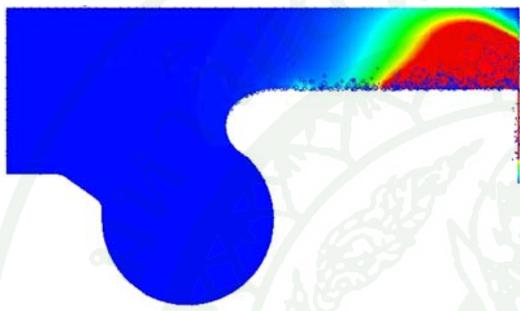
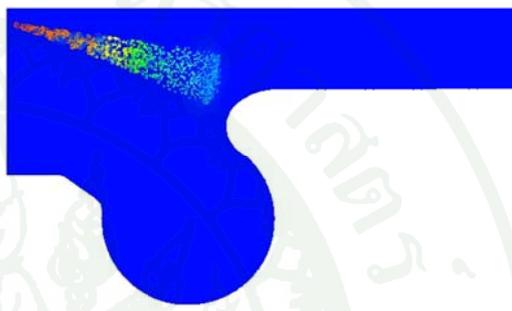
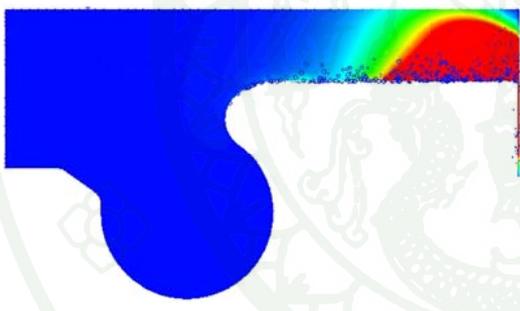
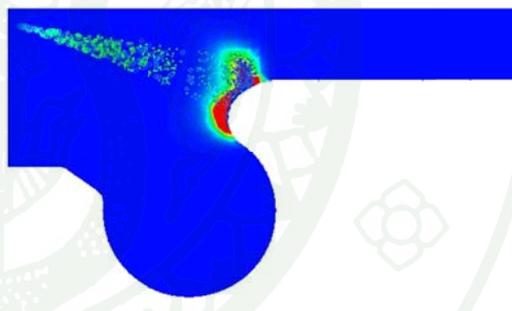
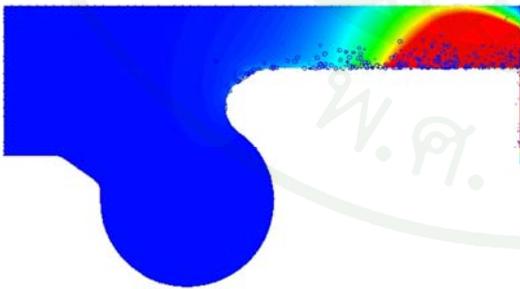
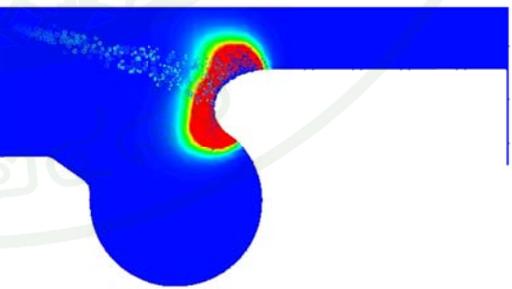
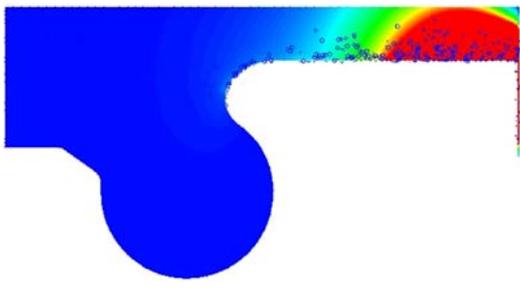
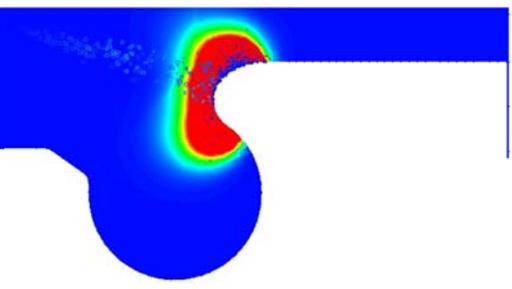


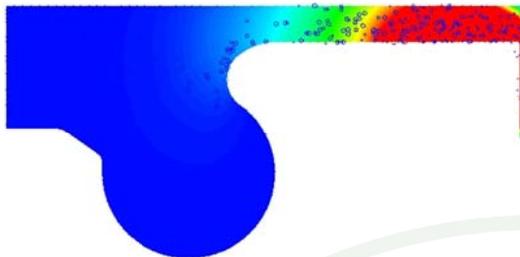
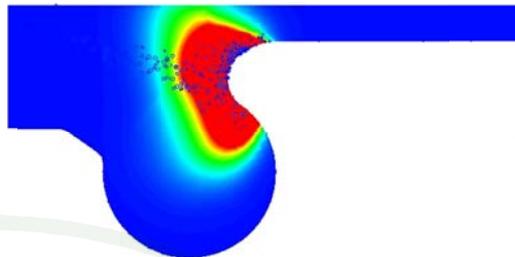
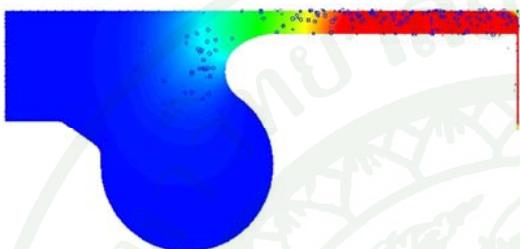
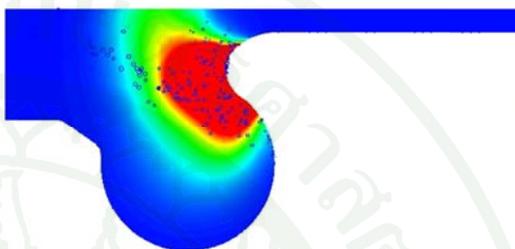
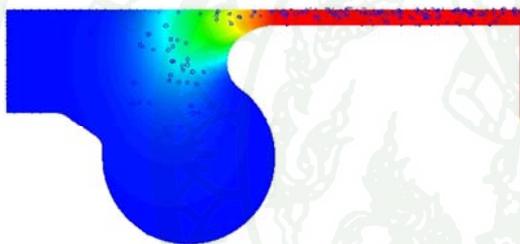
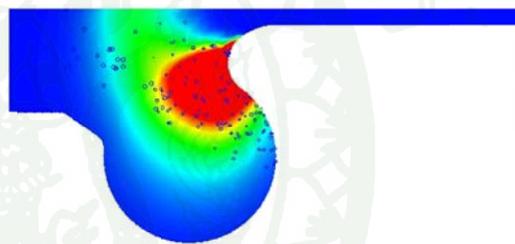
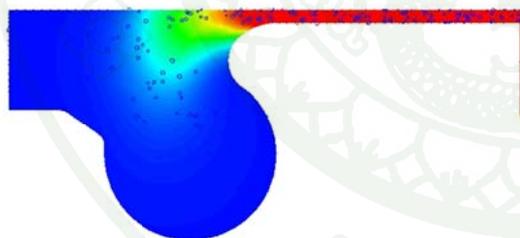
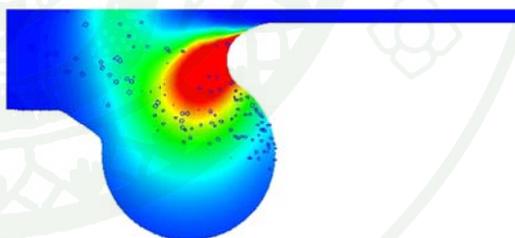
15° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar



20° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar



22° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar**2° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar****24° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar****4° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar****26° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar****6° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar****28° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar****8° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar****30° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar****10° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar**

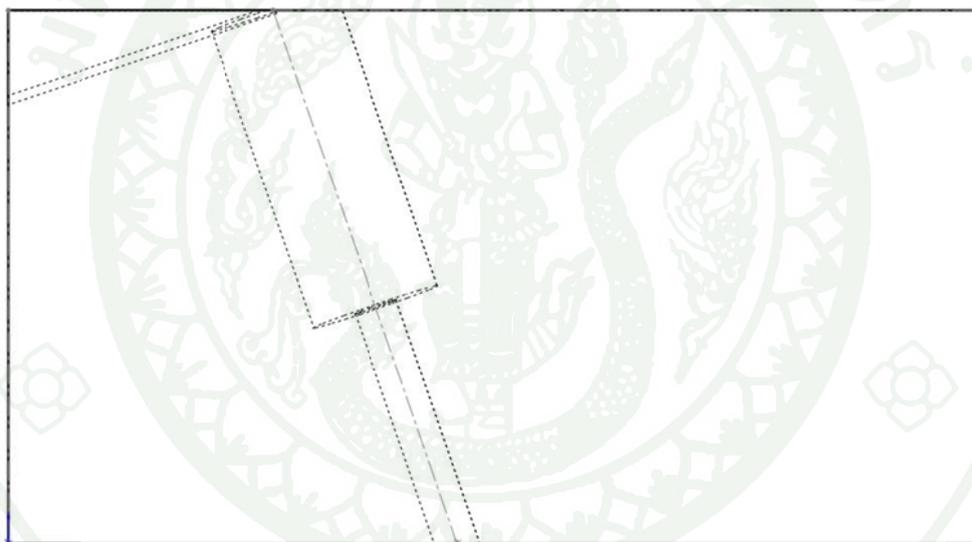
35° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar**15° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar****40° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar****20° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar****45° ASOI, SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar****25° ASOI, SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar****50° ASOI (TDC), SOI = 50 °BTDC, P_{inj} 300 bar****30° ASOI (TDC), SOI = 30 °BTDC, P_{inj} 300 bar**



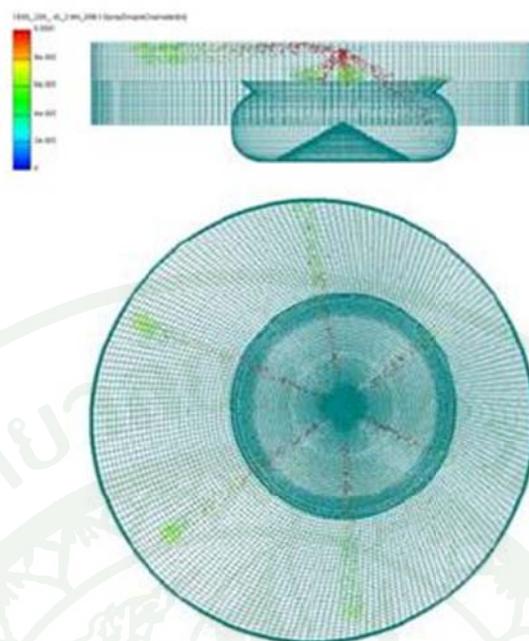
ภาคผนวก จ

ภาพจำลองการฉีดน้ำมันดีเซลในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ Ricardo Hydra

สำหรับเครื่องยนต์ Ricardo – Hydra ที่ใช้ทดสอบในงานวิจัยนี้ได้มีการนำระบบจ่ายน้ำมันแบบ common – rail จากเครื่องยนต์ TOYOTA 2KD – FTV มาติดตั้ง ดังนั้นลักษณะของหัวฉีดและห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จึงไม่เหมาะสมกัน และหัวฉีดได้ตั้งแบบเอียงตัวดังแสดงในภาพผนวกที่ ๑1 เพื่อให้เห็นภาพของน้ำมันดีเซลขณะฉีดจึงได้จำลองการฉีดน้ำมันดีเซลในห้องเผาไหม้โดยใช้โปรแกรม AVL – FIRE โดยจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบ/ต่อนาที ฉีดน้ำมันดีเซล 3.25 mg/cycle ที่มุมการฉีด 40 °BTDC ความดันการฉีด 200 bar อย่างไรก็ตามผู้วิจัยไม่สามารถหาข้อมูลเชิงเทคนิคของหัวฉีดได้ มีเพียงจำนวนรูของหัวฉีด จังหวะการฉีด ระยะเวลาการฉีด และปริมาณการฉีดเท่านั้นที่ทราบ ดังนั้นการจำลองนี้เป็นเพียงการแสดงให้เห็นทิศทางของสเปรย์น้ำมันดีเซลที่พุ่งออกจากหัวฉีดไปกระทบกับฝาสูบ และผนังกระบอกสูบเท่านั้น ซึ่งแสดงในภาพผนวกที่ ๑2



ภาพผนวกที่ ๑1 ภาพจำลองการเอียงตัวของหัวฉีดเมื่อติดตั้งเข้ากับฝาสูบ



ภาพผนวกที่ ๑๒ แบบจำลองแสดงลักษณะสเปรย์น้ำมันดีเซลที่ฉีดในเครื่องยนต์ Ricardo – Hydra

ประวัติการศึกษาและการทำงาน

ชื่อ -นามสกุล	นายณัฐวีร์ ศรีสัตยกุล
วัน เดือน ปี ที่เกิด	14 สิงหาคม 2529
สถานที่เกิด	จังหวัดเชียงราย
ประวัติการศึกษา	วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล) มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตบางเขน
ทุนการศึกษาที่ได้รับ	ได้รับการสนับสนุนอุปกรณ์ สถานที่ และเงินทุนวิจัย จากบริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน) (พ.ศ.2552 – 2554) ได้รับทุนผู้ช่วยสอนจากบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ (พ.ศ. 2552) ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ (พ.ศ. 2554) ได้รับทุนสนับสนุนการตีพิมพ์งานวิจัยระดับนานาชาติ จากบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ (พ.ศ. 2554)