



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญญา

วิศวกรรมเครื่องกล

วิศวกรรมเครื่องกล

สาขา

ภาควิชา

เรื่อง การใช้จังหวะวาล์วไอเสียล่วงหน้าร่วมกับเทคนิคการฉีดดีเซลล่วงหน้าในเครื่องยนต์ 4 สูบ
แบบดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

Use of Exhaust Valve Timing Advance together with Early Diesel Injection Technique
in a Four-cylinder Diesel Dual Fuel Engine

นามผู้วิจัย นายธนันชัย เตพิมลรัตน์

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.

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

การใช้จังหวะวาล์วไอเสียล่วงหน้าร่วมกับเทคนิคการฉีดดีเซลล่วงหน้าในเครื่องยนต์ 4 สูบ
แบบดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

Use of Exhaust Valve Timing Advance together with Early Diesel Injection Technique in
a Four-cylinder Diesel Dual Fuel Engine

โดย

นายชนันชัย เตพิมลรัตน์

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

พ.ศ. 2555

ธนันชัย เติมมิตรรัตน์ 2555: การใช้จังหวะวาล์วไอเสียล่วงหน้าร่วมกับเทคนิคการฉีดดีเซล
ล่วงหน้าในเครื่องยนต์ 4 สูบ แบบดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ปรินญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
(วิศวกรรมเครื่องกล) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ธนศ อรุณศรี โสภณ, Ph.D. 173 หน้า

การทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (Diesel Dual Fuel, DDF) ใช้ก๊าซธรรมชาติ
เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกเพื่อทดแทนการใช้เชื้อเพลิงดีเซล จากรูปแบบการทำงานของเครื่องยนต์
ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมส่งผลให้มลพิษอนุภาคและ NO_x ลดลง เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลเดิม แต่
อย่างไรก็ตาม ปัญหาของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมอย่างหนึ่งคือ ปริมาณไฮโดรคาร์บอน
(โดยเฉพาะมีเทน) ในปริมาณมาก รวมถึงการทำงานที่ไม่สมบูรณ์ในช่วงการทำงานที่ภาระการ
ทำงานต่ำ

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ Toyota 2KD-FTV (เครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ 4
สูบ เทอร์โบชาร์จเจอร์) ให้สามารถทำงานได้ในโหมดดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยการศึกษาครั้งนี้
มุ่งเน้นสนใจการปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย สำหรับพัฒนาการทำงานของ
เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในช่วงการทำงานที่ภาระการทำงานต่ำ ภายใต้สภาวะการทำงานคงที่
ที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm

ผลการทดลองพบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียส่งผลต่อปริมาณไอเสีย
ย้อนกลับเข้าสู่เครื่องยนต์ โดยการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าส่งผลดีต่อการ
ทำงานของเครื่องยนต์ในช่วงภาระการทำงานต่ำ ภายใต้สภาวะนี้พบว่า ปริมาณไฮโดรคาร์บอน
และคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง เมื่อเทียบกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วแบบปกติ แต่ในขณะที่ภาระ
การทำงานของเครื่องยนต์สูงขึ้น การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วล่วงหน้ามากขึ้น อาจนำไปสู่การ
เผาไหม้เกิดอย่างรุนแรงรวมทั้งปริมาณ NO_x สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว

Thananchai Tepimonrat 2012: Use of Exhaust Valve Timing Advance together with Early Diesel Injection Technique in a Four-cylinder Diesel Dual Fuel Engine.
Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering,
Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Assistant Professor
Tanet Aroonsrisopon, Ph.D. 173 pages.

Diesel dual-fuel (DDF) operation is a promising alternative engine operating mode. DDF combustion can achieve lower PM and NO_x emissions compared to conventional diesel engine operations. However, DDF engine operations suffer from high HC (mainly CH₄) emissions and poor engine operating stability, especially under low load conditions.

In the current study, Toyota 2KD-FTV a four-cylinder turbocharged diesel engine has been converted into a dual-fuel engine operating under premixed natural gas and common-rail direct diesel injections. Experiments were performed to investigate use of different exhaust valve timings for improvement of low-load DDF operation. For all engine conditions, run at engine speeds of 1900 and 2400 rpm.

Results showed that different exhaust valve timings changed the fractions of EGR and the charge temperature. Advancing the exhaust valve timing was most beneficial for low-load DDF operations. Under these operations, HC and CO were significantly reduced. As the engine load increased, the exhaust timing advance might lead to excessive combustion rates and high NO_x emissions.

Student's signature

Thesis Advisor's signature

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.ชนเศ อรุณศรีโสภณ ประธานกรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.เอกไท วิโรจน์สกุลชัย กรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้ความรู้และคำปรึกษาเกี่ยวกับ ทฤษฎีและข้อมูลต่างๆ ในด้านการวิจัย ตลอดจนแก้ไขวิทยานิพนธ์จนกระทั่งเสร็จสมบูรณ์ คุณนิโรจน์ อัครปัญญา ดร.กฤษฎา วรรณทอง และคุณชินภัทร เหริญประยูร รวมทั้งพนักงานของ สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. จังหวัดอยุธยาทุกท่านที่ให้คำแนะนำ รวมทั้งเอื้อเฟื้อในการใช้อุปกรณ์ สถานที่ และค่าใช้จ่ายของการทำวิจัย

นอกจากนี้ขอขอบคุณ คุณกิตติพงษ์ เขียวจาสำหรับการพัฒนาโปรแกรมเพื่อควบคุมระบบ การทำงานของเครื่องยนต์ คุณกิตติศักดิ์ คำสินลา คุณอนิรุทธิ์ น้อยเพ็ง คุณณภูมิ ไวกะพันธ์ คุณวัชรินทร์ จันทสุวรรณ คุณณัฐวีร์ ศรีสัตยกุล คุณกาญจนะ ชาวบ้านเกาะ คุณนิติรงค์ พงษ์พาณิชย์ คุณบัณฑิต จิรนนทศักดิ์ คุณเอกวุฒิ ภัทรจารี และพนักงานช่างปตท. สำหรับการติดตั้งและ ดำเนินการทดสอบ นางสาวอรรพรรณ วัฒนพานิชกรณ์ สำหรับงานเอกสารทั้งหมด บริษัท AVL SEA & Australia CO., Ltd. สำหรับคำแนะนำการใช้งานอุปกรณ์ของบริษัท AVL บริษัท HORIBA ABX Diagnostics Thailand Ltd สำหรับคำแนะนำการใช้งานอุปกรณ์ของบริษัท HORIBA และ สุดท้ายขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์สำหรับให้โอกาสได้ศึกษาหาความรู้ตั้งแต่ปริญญาตรี จนถึงปริญญาโท

ท้ายสุดนี้ ข้าพเจ้าขอกล่าวคำขอบพระคุณแด่ บิดาและมารดาของข้าพเจ้า ที่เชื่อมั่นในตัว ข้าพเจ้า และขอบคุณผู้ที่เกี่ยวข้องอีกหลายท่านที่ไม่ได้สามารถกล่าวนามได้ทั้งหมดที่มีส่วนช่วยให้ วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วง

ชนันชัย เตพิมลรัตน์

มีนาคม 2555

สารบัญ

หน้า

สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(3)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(11)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	4
อุปกรณ์และวิธีการ	55
อุปกรณ์	55
วิธีการ	64
ผลและวิจารณ์	77
สรุปและข้อเสนอแนะ	135
สรุป	135
ข้อเสนอแนะ	137
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	138
ภาคผนวก	144
ภาคผนวก ก อุปกรณ์ภายในห้องทดสอบ	145
ภาคผนวก ข คำนวนข้อมูลจากการทดลอง	151
ภาคผนวก ค โค้ดโปรแกรมการหาค่าเฉลี่ยและ Filter ผลความดันภายใน ห้องเผาไหม้ใน VBA Microsoft Excel	157
ภาคผนวก ง สมการความสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อการทำงาน รวมถึงมลพิษที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม	170
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	173

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	แสดงการเปรียบเทียบวิธีการกักเก็บแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้	51
2	รายละเอียดของเครื่องยนต์ทดสอบ TOYOTA 2KD FTV	56
3	รายละเอียดอุปกรณ์และเครื่องมือวัดไอเสียของ HORIBA MEXA 7100 DEGR	59
4	แสดงคุณสมบัติและองค์ประกอบน้ำมันดีเซล (B2)	63
5	แสดงคุณสมบัติและองค์ประกอบก๊าซธรรมชาติ	63
6	แสดงรายละเอียดของดัดแปรที่ใช้ในการทดลอง	67
7	สภาวะการทดสอบผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล	68
8	สภาวะการทดสอบผลกระทบของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อ พลังงานทั้งหมด	69
9	สภาวะการทดสอบผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย	70
10	สภาวะการทดสอบผลกระทบของไอเสียย้อนกลับ	70
11	ตารางการดำเนินงาน	76
 ตารางผนวกที่		
ก1	รายละเอียดของเครื่อง 733S และ 753C	148
ก2	รายละเอียดคุณสมบัติของการทดสอบเชื้อเพลิง	149

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	แสดงช่วงการเกิด Negative temperature coefficient สำหรับการจุดระเบิดของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน	6
2	ลักษณะอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไป	13
3	แสดงผลการคำนวณอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราส่วนสมมูล (a) 0.43 และ (b) 0.77	19
4	ปริมาณมีเทน (methane; CH ₄) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5 โดยฉีดน้ำมันดีเซลด้วยปริมาณ 0.2 kg/h คงที่ตลอดการทดลอง	22
5	ปริมาณมีเทน (methane; CH ₄) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า % ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ในท่อไอดี ตั้งแต่ 0 ถึง 5 %	23
6	ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5 โดยฉีดน้ำมันดีเซล ด้วยปริมาณ 0.2 kg/h คงที่ตลอดการทดลอง	24
7	ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.8 ด้วยปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกัน	25
8	ปริมาณ CO ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.8 สำหรับอุณหภูมิไอดีที่แตกต่างกัน	25
9	ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x) ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.6 เมื่อฉีดด้วยน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรที่แตกต่างกัน	27
10	แสดงกระบวนการกักเก็บ residual gas ไว้ภายในห้องเผาไหม้	41
11	(a) แสดงความดันภายในห้องเผาไหม้เมื่อมีการกักเก็บ residual gas (b) แสดงกราฟ P-V เมื่อมีการกักเก็บ residual gas	43
12	เปรียบเทียบรูปแบบการเปิดปิดวาล์วในเครื่องยนต์ SI และ CAI	44

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
13	ปริมาณการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าควันที่ขึ้นกับ equivalence ratio และอุณหภูมิ	46
14	แสดงความสัมพันธ์ของลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง	47
15	แสดงการกักเก็บ residual gas ในแต่ละวิธี	48
16	แสดงผลจากวิธีการกักเก็บ residual gas ในแบบต่างๆ	49
17	แสดงจังหวะการเปิดปิดวาล์วทั้ง 3 รูปแบบเพื่อกักเก็บ residual gas	50
18	แสดงระบบวาล์วในเครื่องยนต์ 4 สูบ	52
19	แสดงระบบน้ำมันที่ใช้ควบคุมการเปิดปิดวาล์ว	53
20	แสดง valve lift โดยใช้ hydraulic actuator	53
21	แสดงการผสมผสานของการใช้ mechanical exhaust lift กับ hydraulic lift	54
22	แสดงแผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์และอุปกรณ์วัดต่างๆ	55
23	แสดงอุปกรณ์และเครื่องมือวัดไอเสียของ HORIBA MEXA 7100DEGR และวงจรของ สาย Sampling Line	58
24	แสดงการติดตั้งที่ท่อไอเสียของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดของ Opacimeter 439	61
25	มาตรฐานการทดสอบมลพิษ NEDC	65
26	แสดงจำนวนของความดันยังผลเฉลี่ย (a) และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (b) การทดสอบแบบ New European Driving Cycle (NEDC)	65
27	แสดงรูปแบบการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในแต่ละแบบ	66
28	แสดงจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย (STD, ADV19 และ ADV38)	68
29	แสดงแบบจำลองเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม	71
30	เปรียบเทียบความดันภายในห้องเผาไหม้ระหว่างการทดลองกับ AVL BOOST	73
31	แสดงการเปรียบเทียบผลของส่วนต่างๆภายในแบบจำลองเทียบกับการทดลอง	74
32	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.34 kJ/cycle	78

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
33	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle	79
34	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle	79
35	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle	80
36	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle	80
37	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ (a) Start of combustion (CA10) และ (b) Combustion duration (B1090)	81
38	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่ออุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง วาล์วไอดีปิด	81
39	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ (a) IMEP _n และ (b) COV of IMEP	83
40	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ (a) dP/dCA และ (b) isfc	84
41	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ Brake thermal efficiency	85
42	ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์	85
43	ผลกระทบของ Energy ratio ต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle	89
44	ผลกระทบของ Energy ratio ต่ออุณหภูมิจังหวะปิดวาล์วไอดี	89

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
45	ผลกระทบของ Energy ratio ต่อ (a) Start of combustion (CA10) และ (b) Combustion duration (B1090)	90
46	ผลกระทบของ Energy ratio ต่อ (a) COV of IMEP และ (b) dP/dCA	91
47	ผลกระทบของ Energy ratio ต่อ (a) Thermal efficiency และ (b) Brake specific fuel consumption	92
48	ผลกระทบของ Energy ratio ต่ออุณหภูมิไอเสีย ที่ออกมาจากเครื่องยนต์	92
49	ผลกระทบของ Energy ratio ต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษ ที่ออกมาจากเครื่องยนต์	93
50	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) External EGR และ (b) Internal EGR	96
51	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิไอเสีย	97
52	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิในขณะที่ วาล์วไอเสียปิด	98
53	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.34 kJ/cycle	98
54	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle	99
55	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle	99
56	กระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงาน เชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle	100

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
57	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle	100
58	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) start of combustion (CA10) และ (b) combustion duration (B1090)	101
59	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้	102
60	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) IMEP _g และ (b) PMEP	103
61	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) IMEP _n และ (b) COV of IMEP	104
62	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ dP/dCA และ thermal efficiency	104
63	ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์	105
64	ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm IMEP _n ประมาณ 2 – 4 bar	108
65	ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) start of combustion (CA10) และ (b) combustion duration (B1090)	110
66	ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์	111
67	ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อ start of combustion (CA10) และ combustion duration (B1090)	113

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
68	ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของ ก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตรา การปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ความเร็วรอบ 1900 rpm จังหวะการฉีด เชื้อเพลิงดีเซล 30° และ 50° bTDC ตามลำดับ	114
69	ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของ ก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อ (a) IMEP _n และ (b) dP/dCA	115
70	ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานก๊าซ ธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมา จากเครื่องยนต์	116
71	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด กับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตรา การปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ความเร็วรอบ 1900 rpm สัดส่วนพลังงาน ก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 60 - 80% ตามลำดับ	119
72	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด กับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) start of combustion (CA10) และ (b) combustion duration (B1090)	120
73	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด กับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) External EGR และ (b) Internal EGR	121
74	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด กับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ Temperature at IVC	122
75	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด กับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้	122
76	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด กับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) dP/dCA และ (b) Brake thermal efficiency	123

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
77	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับ จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ ออกมาจากเครื่องยนต์	124
78	ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการ ปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm จังหวะการฉีด เชื้อเพลิงดีเซล 35° bTDC สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงาน ทั้งหมด 70%	126
79	ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 35° bTDC สัดส่วนพลังงานก๊าซ ธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70%	126
80	ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่อ (a) Start of combustion (CA10) และ (b) Combustion duration (B1090)	127
81	ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่อ (a) ประสิทธิภาพการเผาไหม้และ (b) ปริมาณ NO _x	128
82	แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ CH ₄	129
83	แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ NO _x	129
84	แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ Thermal Efficiency	130
85	แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ Start of combustion (CA10)	130
86	แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ dP/dCA	131
87	แสดงการเปิดวาล์วไอเสียเพิ่มในช่วงจังหวะดูด (a) วาล์วเปิดที่มุม 400 CA (b) วาล์วเปิดที่ 450 CA	132
88	แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ IEGR	133

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
89	แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ T _{IVC} (K)	133
90	แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ P _{MEP} (bar)	134
91	แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ IMEP _n (bar)	134
ภาพผนวกที่		
ก1	ภาพถ่าย AC Dynamometer	146
ก2	ภาพถ่าย AVL Fuel balance & Fuel temperature control	147

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำอธิบายสัญลักษณ์

%	=	เปอร์เซ็นต์, ร้อยละ
%ER	=	อัตราส่วนร้อยละของพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานที่ใช้ทั้งหมด (%)
%Mass	=	เปอร์เซ็นต์โดยมวล
%vol.	=	เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร
A/F	=	อัตราส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิง
(A/F) _s	=	อัตราส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิงในช่วงเผาไหม้พอดี
ASTM	=	มาตรฐาน American Society for Testing and Materials
aTDC	=	หลังจุดศูนย์ตายบน (องศาเฟลาข้อเหวี่ยง)
B1090	=	ช่วงเวลาการเผาไหม้ 10% ถึง 90%
B2	=	น้ำมันดีเซลที่มีส่วนผสมของ Diesel 98% กับ Biodiesel 2%
Bar	=	หน่วยวัดความดัน (100000 N/m ²)
bTDC	=	ก่อนจุดศูนย์ตายบน (องศาเฟลาข้อเหวี่ยง)
C _p	=	ความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่
C _v	=	ความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่
CAD	=	องศาเฟลาข้อเหวี่ยง
CA10	=	การเผาไหม้ที่ 10%
CA50	=	การเผาไหม้ที่ 50%
°C	=	องศาเซลเซียส
cc	=	ลูกบาศก์เซนติเมตร
CH ₄	=	ก๊าซมีเทน
CLD	=	การวัดแบบ A Chemi-Luminescence Detector
CNG	=	ก๊าซธรรมชาติสามารถอัดตัวได้
CO	=	ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์
CO ₂	=	ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

คำอธิบายสัญลักษณ์

CoV	=	coefficient of variation
CR	=	อัตราส่วนอัด
DDF	=	ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
DISI	=	ระบบ Direct Injection Spark Ignition
$\Delta \dot{m}_D$	=	ปริมาณการใช้ของน้ำมันดีเซล (kg/hr)
ΔP	=	ความดันลด (kPa)
DOC	=	เครื่องฟอกไอเสียแบบ Diesel Oxidation Catalyst
DOHC	=	ระบบเปิด-ปิดวาล์วแบบ Double Over Head Camshaft
DPF	=	เครื่องฟอกไอเสียแบบ Diesel Particulate Filter
E	=	พลังงานการกระตุ้นของปฏิกิริยา (kJ/mol)
ECU	=	อุปกรณ์ Electronic Control Unit
EGR or EEGR	=	ระบบ Exhaust Gas Recirculation
EVC	=	จังหวะวาล์วไอเสียปิด (องศาเพลลาข้อเหวี่ยง)
EVO	=	จังหวะวาล์วไอเสียเปิด (องศาเพลลาข้อเหวี่ยง)
FID	=	การวัดแบบ Flame Ionization Detector
hr	=	ชั่วโมง
H	=	อะตอมของไฮโดรเจน
H/C	=	อัตราส่วนระหว่างอะตอมของไฮโดรเจนต่อคาร์บอน
H ₂	=	ก๊าซไฮโดรเจน
H ₂ O	=	น้ำ
HCCI	=	เครื่องยนต์แบบ Homogeneous Charge Compression Ignition
HFRR	=	การวัดค่าความหนืดของน้ำมันดีเซลด้วยวิธี High Frequency Reciprocating Rig
HHV _D	=	ค่าความร้อนสูงของน้ำมันดีเซล (MJ/kg)
HRR	=	อัตราการสูญเสียความร้อน

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

คำอธิบายสัญลักษณ์

IMEP	=	ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (bar)
IMEP _n	=	ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้สุทธิ
IMEP _g	=	ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้รวม
ISFC	=	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ
IVC	=	จังหวะวาล์วดีเสียบิด
IVO	=	จังหวะวาล์วดีเสียเปิด
J/mol	=	หน่วยวัดพลังงาน (จูลต่อโมล)
K	=	หน่วยวัดอุณหภูมิ (เคลวิน)
kg/hr	=	หน่วยวัดปริมาณ (กิโลกรัมต่อชั่วโมง)
kg/kmol	=	หน่วยวัดปริมาณ (กิโลกรัมต่อกิโลโมล)
kJ/°C	=	หน่วยวัดพลังงาน (จูลต่อองศาเซลเซียส)
kJ/mol	=	หน่วยวัดพลังงาน (กิโลจูลต่อโมล)
kPa	=	หน่วยวัดความดัน (1000 N/m ²)
λ	=	Lambda
LHV _D	=	ค่าความร้อนต่ำของน้ำมันดีเซล (MJ/kg)
LHV _{NG}	=	ค่าความร้อนต่ำของก๊าซธรรมชาติ (MJ/kg)
max.	=	มากที่สุด
$\dot{m}_A$	=	ปริมาณการใช้ของอากาศ (kg/hr)
$\dot{m}_D$	=	ปริมาณการใช้ของน้ำมันดีเซล (kg/hr)
$\dot{m}_G$	=	ปริมาณการใช้ของก๊าซธรรมชาติ (kg/hr)
mg/m ³	=	หน่วยวัดปริมาณมลพิษอนุภาค
min.	=	น้อยที่สุด
MJ/kg	=	หน่วยวัดพลังงาน (มิลลิจูลต่อกิโลกรัม)
mm	=	มิลลิเมตร
MOP	=	ระยะยกและองศาการเปิดสูงสุดของวาล์ว (องศาเพลอาข้อเหวี่ยง)
MPa	=	หน่วยวัดความดัน (1,000,000 N/m ²)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

คำอธิบายสัญลักษณ์

msec	=	หน่วยวัดเวลา (มิลลิวินาที)
MW	=	น้ำหนักของอะตอม
N	=	อะตอมของไนโตรเจน
n	=	ลำดับของการเกิดปฏิกิริยา
N/C	=	อัตราส่วนระหว่างอะตอมของไนโตรเจนต่อคาร์บอน
NDIR	=	การวัดแบบ Nondispersive Infrared
NEDC	=	การทดสอบมลพิษมาตรฐานแบบ New European Driving Cycle
Nm	=	นิวตันเมตร
NO	=	ไนตริกออกไซด์
NO ₂	=	ไนโตรเจนไดออกไซด์
NO _x	=	ไนโตรเจนออกไซด์
NVO or IEGR	=	ระบบ Negative Valve Overlap
O	=	อะตอมของออกซิเจน
O/C	=	อัตราส่วนระหว่างอะตอมของออกซิเจนต่อคาร์บอน
O ₂	=	ก๊าซออกซิเจน
O ₃	=	ก๊าซโอโซน
OEM	=	Original Equipment Manufacturing
OH	=	ก๊าซไฮโดรเจนออกไซด์
P	=	ความดัน (kPa)
PID	=	Proportional Integral Derivative
PM	=	มลพิษอนุภาค
PMCC	=	การวัดค่าจุลภาวไฟของน้ำมันดีเซลด้วยวิธี The Pensky Marateen Closed Cup
PMEP	=	ความดันยังผลเฉลี่ยสูญเสีย
ppm	=	อัตราส่วนในล้านส่วน

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

คำอธิบายสัญลักษณ์

ppmC1	=	อัตราส่วนในล้านส่วนอะตอมของคาร์บอน
PTT.	=	บริษัท ปตท.จำกัด (มหาชน)
R	=	ค่าคงที่ของก๊าซมีค่า 8.314 J/kmol
rpm	=	หน่วยวัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ rpm
S	=	หน่วยวัดเวลา วินาที
SI	=	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ
SEC	=	ค่าสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ
SG	=	ค่าความถ่วงจำเพาะ
SOC	=	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้
SOI	=	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง
SO ₂	=	ก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์
SO ₃	=	สารซัลเฟต
T	=	อุณหภูมิ (°C)
Temp Exh.	=	อุณหภูมิของไอเสีย (°C)
TDC	=	จุดศูนย์ตายบน (องศาเพลาคือ 0°)
THC	=	สารประกอบไฮโดรคาร์บอน
V	=	หน่วยวัดแรงดันทางไฟฟ้า (โวลต์)
W	=	หน่วยวัดกำลังทางไฟฟ้า (วัตต์)

การใช้จังหวะวาล์วไอเสียล่วงหน้าร่วมกับเทคนิคการฉีดดีเซลล่วงหน้า ในเครื่องยนต์ 4 สูบ แบบดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

Use of Exhaust Valve Timing Advance together with Early Diesel Injection Technique in a Four - cylinder Diesel Dual Fuel Engine

คำนำ

เนื่องจากในปัจจุบันปัญหาด้านพลังงานและมลภาวะเป็นปัญหาที่ทั่วโลกให้ความสำคัญ แต่เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในยังคงเป็นเครื่องยนต์หลักที่ถูกใช้อย่างแพร่หลาย ทั้งเชื้อเพลิงที่ถูกนำมาใช้เป็นจำนวนมากและมลพิษที่ถูกปล่อยออกมาจากเครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน จึงเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ การพัฒนาเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในได้มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานและลดมลพิษที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์ รวมทั้งการหาเชื้อเพลิงทางเลือกมาใช้แทนน้ำมันดีเซลและน้ำมันเบนซิน ซึ่งเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกชนิดหนึ่ง ที่ถูกนำมาใช้ในเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในทั้งเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (เครื่องยนต์เบนซิน) และเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (เครื่องยนต์ดีเซล)

การใช้ก๊าซธรรมชาติในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมีข้อได้เปรียบมากกว่าการใช้ก๊าซธรรมชาติในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ คือเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดไม่จำเป็นต้องมีการดัดแปลงเครื่องยนต์ เพียงแค่นำระบบก๊าซธรรมชาติเข้ามาติดตั้งเท่านั้น เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้ก๊าซธรรมชาติร่วมด้วยถูกเรียกว่าเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (Diesel dual fuel, DDF) คือ เครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงหลักเป็นก๊าซธรรมชาติที่มีค่าออกเทน (RON) สูงถึง 120 ซึ่งจะถูกอัดพร้อมกับอากาศเพื่อให้มีอุณหภูมิและความดันที่สูงขึ้น จากนั้นเมื่อถึงจังหวะที่เหมาะสมน้ำมันดีเซลจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ด้วยปริมาณเพียงเล็กน้อยเพื่อจุดระเบิดและเริ่มต้นการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ข้อได้เปรียบของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มีเหนือเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติชนิดอื่นคือ มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูง เนื่องจากการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลทำเพียงแค่ติดตั้งระบบจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไป โดยยังคงค่าอัตราส่วนการอัดเอาไว้เท่าเดิม จากรูปแบบการเผาไหม้ดังกล่าวส่งผลให้ปริมาณ NO_x และมลพิษอนุภาคลดลง เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป แต่อย่างไรก็ตาม ปริมาณก๊าซมีเทน

(CH₄) มีปริมาณสูงเมื่อออกมาจากเครื่องยนต์ การลดปริมาณของก๊าซมีเทนที่ออกมาจากเครื่องยนต์ จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์เครื่องฟอกไอเสียเชิงเร่งปฏิกิริยา (Catalytic Converter) ช่วย อย่างไรก็ตาม ก๊าซมีเทนเป็นก๊าซที่มีเสถียรภาพสูงมาก การออกซิไดซ์ก๊าซมีเทนด้วยสารเร่งปฏิกิริยาในเครื่องฟอกไอเสียเชิงเร่งปฏิกิริยาจะเกิดขึ้นได้ที่อุณหภูมิสูง (สูงกว่าอุณหภูมิของปฏิกิริยาออกซิเดชันของไฮโดรคาร์บอนตัวอื่นๆ) ดังนั้นเพื่อให้มลพิษออกมาจากเครื่องยนต์น้อยที่สุดรวมทั้งเร่งการทำงานของเครื่องฟอกไอเสียเชิงเร่งปฏิกิริยาให้เต็มประสิทธิภาพ จึงมีการวิจัยพัฒนาปรับปรุงรูปแบบการเผาไหม้ให้เหมาะสมต่อการใช้งาน โดยรูปแบบการปรับจั่นการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล การปรับจั่นหะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย เป็นหนึ่งในกลยุทธ์ที่ถูกนำมาพัฒนาปรับปรุงการทำงานของเครื่องยนต์

งานวิจัยมุ่งเน้นศึกษาปัจจัยและผลกระทบของจั่นหะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล จั่นหะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย รวมถึงการใช้ไอเสียย้อนกลับ เพื่อปรับปรุงพัฒนากระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม รวมทั้งเพื่อเอื้ออำนวยให้การทำงานของเครื่องฟอกไอเสียเชิงเร่งปฏิกิริยามีประสิทธิภาพสูงสุด

วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาพฤติกรรมการทำงานรวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
2. เพื่อศึกษาปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อกระบวนการเผาไหม้รวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า
3. เพื่อพัฒนาการทำงานรวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล และสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด ร่วมกับการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย
4. เพื่อศึกษารูปแบบการกักเก็บแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้ ด้วยวิธีอื่น นอกจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า

ขอบเขตงานวิจัย

1. ศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm ที่ภาระการทำงาน $IMEP_n$ ประมาณ 2, 3 และ 4 bar
2. ปัจจัยหลักที่ใช้ในการศึกษา คือ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย

การตรวจเอกสาร

ชนิดและคุณลักษณะของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน

การจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-ignition) ของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนมีความซับซ้อนขององค์ประกอบทางเคมี เนื่องจากมีองค์ประกอบทางเคมี (Chemical species) และสารตั้งต้น (Reaction) เป็นจำนวนมาก นอกจากนี้ การควบคุมอัตราการเกิดปฏิกิริยายังขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ความดัน และส่วนประกอบต่างๆ ของสารประกอบ จึงทำให้คุณลักษณะของการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-ignition) มีความแตกต่างกันออกไป โดยเนื้อหาในส่วนนี้ อธิบายถึงกระบวนการ Auto-ignition chemistry ของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน

1. ประเภทของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน

โดยทั่วไปน้ำมันดีเซลและน้ำมันเบนซินประกอบด้วยสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่มีความแตกต่างกันในด้าน โครงสร้างและขนาดของโมเลกุล ซึ่งส่งผลต่อการเกิด Auto-ignition ที่แตกต่างกันของเชื้อเพลิง ในทางเคมีแล้ว สารประกอบไฮโดรคาร์บอนประกอบด้วยคาร์บอนและไฮโดรเจนอะตอม ดังนั้นโครงสร้างและขนาดของโมเลกุลจึงมีความสำคัญต่อกระบวนการเกิด Auto-ignition โดยประเภทของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนสามารถแบ่งได้ 2 ประเภทคือ 1.) Saturated คือสารประกอบที่จับกันด้วยพันธะเดี่ยว เช่น Paraffins, Naphthenes เป็นต้น 2.) Unsaturated คือสารประกอบที่จับกันด้วยพันธะคู่หรือพันธะสาม เช่น Olefins, Aromatic เป็นต้น ความแตกต่างกันของทั้งสองประเภทคือ Unsaturated ไฮโดรคาร์บอนมีความเสถียรน้อยกว่าเมื่อเทียบกับ Saturated ไฮโดรคาร์บอน ส่งผลให้ Unsaturated ไฮโดรคาร์บอน สามารถทำปฏิกิริยาได้อย่างรวดเร็วและเกิดเป็นสารประกอบตัวใหม่ได้ง่าย (Owen *et al.*, 1995; Obert *et al.*, 1973)

Paraffins หรือ Aliphatic hydrocarbons เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนชนิดอิ่มตัว คือไม่สามารถเติมไฮโดรเจนลงไปโครงสร้างได้อีก สูตรโครงสร้างโดยทั่วไปคือ C_nH_{2n+2} เมื่อ n คือ จำนวนคาร์บอนอะตอม ตัวอย่างของ Paraffins คือ CH_4 ซึ่งเป็นส่วนประกอบหลักของก๊าซธรรมชาติ การจับยึดระหว่างอะตอมของคาร์บอนและไฮโดรเจนสามารถแบ่งได้สองแบบคือ ห่วงโซ่ตรง (Straight chain) และห่วงโซ่สาขา (Branched chain) ในกรณีการจับยึดเป็นแบบห่วงโซ่ตรง การเรียกชื่อจะนำหน้าด้วย n (normal) ส่วนห่วงโซ่สาขานำหน้าด้วย i (iso) ย่อมาจาก isomer การจับยึดในลักษณะที่แตกต่างกัน ส่งผลต่อกระบวนการเกิด Auto-ignition ที่แตกต่างกัน โดยการ

จัดรูปแบบห่วงโซ่สาขาจะมีค่าด้านการจุดระเบิดเองได้สูงกว่าการจัดรูปแบบห่วงโซ่ตรง (Turns, 2000)

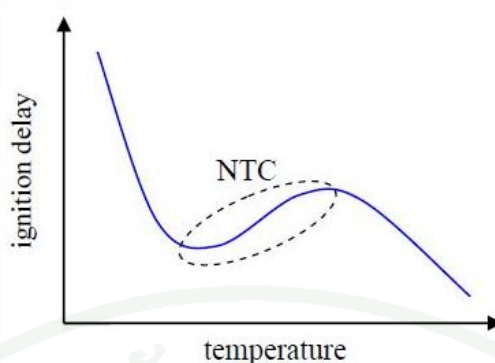
Olefins หรือ อัลคีน (Alkenes) เป็นสารประกอบชนิดชนิดไม่อิ่มตัว มีการจับยึดกับแบบพันธะคู่ สูตรโครงสร้างโดยทั่วไปคือ C_nH_{2n}

Naphthenes เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนชนิดอิ่มตัว เนื่องจากเป็นพันธะเดี่ยว มีโครงสร้างเป็นวง โดย Naphthenes พบได้จากผลิตภัณฑ์ทางปิโตรเคมี จึงมีวงแหวนคาร์บอน 5-6 อะตอม สำหรับ One-ring Naphthenes มีสูตรโดยทั่วไปคือ C_nH_{2n} (Owen *et al.*, 1995; Obert *et al.*, 1973)

Aromatics เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนชนิดไม่อิ่มตัว มีลักษณะโครงสร้างเป็นวงแหวน จับยึดแบบพันธะเดี่ยวสลับพันธะคู่ วงแหวนของสารประกอบอะโรมาติกประกอบด้วยอะตอมของคาร์บอนจำนวน 6 อะตอม สูตรโครงสร้างโมเลกุลสำหรับสารประกอบ อะโรมาติกหนึ่งวงแหวนคือ C_nH_{2n-6} เมื่อ n คือจำนวนอะตอมของคาร์บอน

2. Negative Temperature Coefficient (NTC)

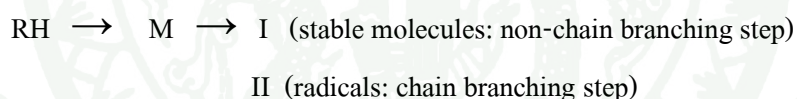
คำว่า Negative temperature coefficient (NTC) พบในการศึกษา Low-temperature auto-ignition ที่ใช้ Static reactors (Leppard *et al.*, 1990) ในการทดลอง ทำการใส่เชื้อเพลิงและตัว Oxidizer เข้าไปใน Heated reaction vessel และรอจนถึงเวลาที่เชื้อเพลิงจุดระเบิดด้วยตัวเอง ระยะเวลาช่วงนี้เรียกว่า Ignition delay (เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิและความดันเริ่มต้น) ในบริเวณที่เกิด NTC คือจุดที่อุณหภูมิเพิ่มขึ้นพร้อมกับ Ignition delay ที่เพิ่มขึ้น (แทนที่ Ignition delay จะสั้นลง) ซึ่งเกิดจากเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนบางตัวแสดงพฤติกรรมที่ Low temperature ดังแสดงในภาพที่ 1



ภาพที่ 1 แสดงช่วงการเกิด Negative temperature coefficient สำหรับการจุดระเบิดของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน

ที่มา: Aroonsrisopon (2006)

Semenov (1996) กล่าวว่าพฤติกรรมการเกิด NTC เกิดจาก Hypothesizing unstable โดย Glassmas (1996) ได้อธิบายขยายความไว้ดังนี้



Intermediates (M) เมื่อทำปฏิกิริยาแล้วสามารถแบ่งออกได้สองทางคือ 1.) Stable molecules: non-chain branching step 2.) Radicals: chain branching step ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่เข้าทำปฏิกิริยา (อัตราการเกิด Cool flames และ Two-state ignition) จากการทดลองพบว่า Cool flames สามารถเกิดได้มากที่สุดถึง 5 ลูก (Glassman *et al.*, 1996)

ในกระบวนการทาง Thermodynamics ได้อธิบายกระบวนการเผาไหม้ของการเกิด Auto-ignition ไว้ 3 รูปแบบคือ 1.) Single state heat release (เกิดเฉพาะ Hot flames หรือ Main combustion ไม่มีการเกิด Cool flames) 2.) Two state heat release (เกิด Cool flames แล้วตามด้วย Hot flames) 3.) Multi state heat release (Cool flames, Blue flames และ Hot flames) ในกรณี Multi state heat release สามารถพบ Blue flames ได้ในระหว่างช่วงการเกิด Cool flames กับ Hot flames แต่ในขณะที่ช่วง Low temperature oxidation การเกิด Blue flames จะเกิดขึ้นควบ

เกี่ยวกับ Hot flames จึงทำให้สังเกตการเกิด Blue flames ได้ไม่เด่นชัด ดังนั้นในช่วงนี้ Blue flames จึงไม่ได้ถูกนำมาพิจารณา (Heywood *et al.*, 1988; Lewis *et al.*, 1987)

Yamaya (2004) ทำการทดลองหาช่วงที่เกิด NTC โดยใช้ Premixed mixture ของ nbutane และ Air ($\lambda = 3.33$) อัตราส่วนอัด 16.4:1 ทำงานที่ความเร็วรอบ 600 rpm จากการทดลองพบว่าบริเวณที่เกิด NTC พบที่อุณหภูมิบริเวณ TDC ประมาณ 864-879 K

3. Chemical kinetic model

หัวข้อนี้ กล่าวถึง Reaction mechanisms ของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่มีคาร์บอนอะตอมมากกว่า 4 ตัว โดยเน้นที่ Paraffin (พันธะเดี่ยว C - C)

3.1 Low Temperature Oxidation

ปฏิกิริยาเริ่มแรกคือ Paraffin fuel (RH) กับ H_2 อะตอมแตกตัวออกจากกันโดยมี O_2 เป็นตัวทำปฏิกิริยา ทำให้ได้ Alkyl radical ($R\cdot$) และ Hydroperoxy radical ($HO_2\cdot$) ในขั้นนี้เรียกว่า Chain initiation ซึ่งเป็นปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นซ้ำๆ (Glassman *et al.*, 1996)



จากสมการที่ (1) พบว่ามี Radical pool ($R\cdot$) เกิดขึ้น โดย Glassman (1996) ได้อธิบายไว้ว่า Radical pool ที่ถูกสร้างขึ้นมีความสำคัญต่อกระบวนการต่อไป คือกระบวนการที่ Radical X เข้าทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิงโดยมีรูปสมการทั่วไปดังนี้



Radical X สามารถแบ่งออกได้ 2 รูปแบบ คือ $OH\cdot$ กับ $HO_2\cdot$ ดังนี้



ทั้งสมการที่ (3) และ (4) เป็นปฏิกิริยาที่ดำเนินไปควบคู่กันโดยที่ $\text{OH}\cdot$ เป็น Reaction แบบ Highly exothermic จากนั้นเมื่อ $\text{R}\cdot$ เกิดขึ้น ปฏิกิริยาดำเนินต่อไปโดยมี O_2 มาจับกับ $\text{R}\cdot$ ทำให้เกิด Olefin และ $\text{HO}_2\cdot$ ดังสมการที่ (5) นอกจากนี้ อีกทางคือ O_2 ที่มี Radical มาจับ เมื่อไปทำปฏิกิริยาจะได้ $\text{RO}_2(+\text{M})$ ดังสมการที่ (6)



จากสมการที่ (6) เป็น Reaction ที่มีความสำคัญมากในช่วง Low-temperature oxidation และจากทั้งสมการที่ (5) และ (6) นำไปสู่การเกิดช่วง NTC ของเชื้อเพลิง (Glassman *et al.*, 1996) ยิ่งไปกว่านั้น ทั้งสองสมการดังกล่าวเป็นตัวแปรหลักในการเปลี่ยนช่วงอุณหภูมิจาก Low-temperature oxidation ไปสู่ Intermediate temperature oxidation (Zhao *et al.*, 2003) นอกจากนี้การก่อตัวของ Alkylperoxy radical ($\text{RO}_2\cdot$) ในสมการที่ (6) เกิดรวดเร็วกว่าการก่อตัวของ Olefin ในสมการที่ (5) ที่ทุกๆ อุณหภูมิ แต่อย่างไรก็ตาม ถ้าอุณหภูมิเกิน 500 K ที่ความดันบรรยากาศ (700 K ที่ 10 atm) ปฏิกิริยา (6) จะวิ่งกลับทางทำให้ Olefin มีการก่อตัวเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้อัตราการใช้เชื้อเพลิงลดลง เนื่องจาก Olefin ที่ได้จากปฏิกิริยาเพิ่มมากขึ้น

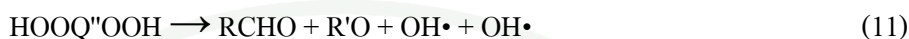
จากสมการที่ (6) $\text{RO}_2\cdot$ ดำเนินการต่อเป็น Isomerization ซึ่งเป็นผลให้เกิด Hydroperoxyalkyl radical ($\text{QOOH}\cdot$) มีโครงสร้างโมเลกุลเปลี่ยน แต่สูตรทางเคมียังเหมือนเดิม (เกิดจาก Third body มากกระทำ)



พื้นฐานการแตกตัวของ $\cdot\text{QOOH}$ สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 รูปแบบ คือ 1.) สลายตัวได้ Smaller olefin ($\text{R}'\cdot$), Carbonyl species, $\text{OH}\cdot$ 2.) สลายตัวได้ Cyclic ether, $\text{OH}\cdot$



จากสมการที่ (8) เมื่อ $\bullet\text{QOOH}$ รวมตัวกับ O_2 ก่อให้เกิด $\bullet\text{OOQOOH}$ โดยอะตอมของ H ภายในแตกตัวก่อให้เกิด HOOQ"OOH หลังจากนั้น HOOQ"OOH แตกตัวเป็น Aldehyde (RCHO) และ $\text{OH}\bullet$ radicals 2 ตัว ดังสมการที่ (11)



3.2 Intermediate Temperature Oxidation

ขณะที่อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น $\text{HO}_2\bullet$ ดังสมการที่ (5) แตกตัวแล้วนำ H ออกมาจากเชื้อเพลิงจนกลายเป็น hydrogen peroxide (H_2O_2) ดังสมการที่ (12)



การแตกตัวของ H_2O_2 เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วที่อุณหภูมิประมาณ 900-1000 K ดังนั้นที่จุดนี้จึงถูกใช้อ้างอิงเป็นจุดเริ่มต้นก่อนที่อุณหภูมิสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว (H_2O_2 มีจำนวนมากขึ้นในช่วง Low-temperature oxidation จนกระทั่งอุณหภูมิขึ้นไปถึงจุดสลายตัว ทำให้เกิด OH radical อย่างรวดเร็วและพร้อมที่จะจุดระเบิดต่อไป) (Chevalier *et al.*, 1992)



Benson (1986) เรียกสมการที่ (13) ว่า Hot ignition ($\text{OH}\bullet$ เกิดอย่างรวดเร็วทำให้พร้อมในการจุดระเบิด) การเพิ่มขึ้นของ H_2O_2 ก่อนที่ Reaction rate จะเพิ่มขึ้น กระบวนการจะดำเนินการไปพร้อมๆ กับการเพิ่มขึ้นของ QOOH ในช่วง Low-temperature oxidation ดังนั้น ในช่วง Intermediate temperature oxidation ตัว HO_2 จะมีความเหมือนกับ RO_2 ในช่วง Low-temperature และ H_2O_2 ก็สลายตัวคล้ายกับ HOOQ"OOH ช่วง Intermediate temperature ซึ่งเกิดที่อุณหภูมิไม่สูงแต่ความดันสูง ดังนั้นช่วงอุณหภูมิที่พบ NTC จึงแคบลง แต่ถ้าความดันเพิ่มมากขึ้นอีก ส่งผลให้ช่วงที่เกิด NTC หายไปในที่สุด นอกจากนี้ที่ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิมากกว่า 800 K พบว่า Oxidation ของ paraffin เปลี่ยนแปลงอย่างเห็นได้ชัด โดยที่ Alkyl radical แตกตัวเป็น Small hydrocarbon radical และ Olefin ที่เรียกว่า C – C bond scission ซึ่ง Thermal decomposition ของ Radical คือ B – scission (Zhao *et al.*, 2003)

3.3 High Temperature Oxidation

การ Oxidation ของไฮโดรคาร์บอนในช่วง High-temperature oxidation เป็นช่วงที่ง่ายในการทำความเข้าใจได้มากที่สุด โดยสามารถแบ่งได้เป็น 3 ขั้นตอนหลักๆดังนี้

3.3.1 เมื่อ $RH\cdot$ ถูกเปลี่ยนไปเป็น Small hydrocarbon, H_2O และพลังงานที่ปล่อยออกมาเพียงเล็กน้อย

3.3.2 Intermediate hydrocarbon ถูกเปลี่ยนเป็น CO และ H_2O

3.3.3 CO oxidation เป็นช่วงที่ปล่อยพลังงานออกมามากที่สุด

พลังงานจาก CO oxidation คิดเป็นครึ่งหนึ่งของพลังงานทั้งหมดที่ถูกปลดปล่อยออกมาในกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งทั้ง 3 กระบวนการแสดงดังสมการที่ (14)



จุดที่อุณหภูมิมีการเปลี่ยนแปลงไปสู่ช่วง High-temperature oxidation (950 K 1 atm) ปฏิกิริยาเริ่มแรกของ Paraffin ถูกดึง H อะตอมออกโดยมี Radical เข้ามาทำปฏิกิริยา ทำให้เกิด Alkyl radical ภายใต้กระบวนการ B – scission ต่อมา H อะตอม ถูกดึงออกจาก Intermediate hydrocarbon และก่อตัวเป็นโมเลกุลขนาดเล็กที่มีมวลน้อย เช่น Formaldehyde (CH_2O), Formyl radicals (CHO) เป็นต้น ส่วนขั้นสุดท้ายของกระบวนการคือ CO oxidation (Zhao *et al.*, 2003)

กระบวนการที่สำคัญของ Chain-carrying ใน High temperature oxidation คือ OH , H , O ซึ่งเป็นตัวเร่งปฏิกิริยาทำให้เกิด Oxidation เร็วขึ้น (Zhao *et al.*, 2003)



$\text{HO}_2\cdot$ ที่เกิดขึ้นมีความเสถียรมาก โดยตัวมันถูกถ่ายเทไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ทำให้สิ้นสุดปฏิกิริยา นอกจากนี้ ในช่วงการเปลี่ยนแปลงจาก Intermediate temperature oxidation ไปสู่ High temperature oxidation สามารถอธิบายได้ด้วยสมการ Branching reaction (15) ซึ่งมีความโดดเด่นกว่าสมการที่ (18)

ขั้นสุดท้ายคือ CO oxidation พลังงานที่ถูกปล่อยออกมาคิดเป็น 45-50% ของพลังงานเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน



สมการที่ (19) เป็นปฏิกิริยาหลักที่ CO เปลี่ยนไปเป็น CO_2 ส่วนสมการที่ (20) และ (21) ไม่มีความเด่นชัดมากนัก หมายเหตุ $\text{OH}\cdot$ จะทำปฏิกิริยาได้ดีกับไฮโดรคาร์บอนมากกว่า CO ดังนั้นจะเห็นได้ว่าการใช้เชื้อเพลิงหนาทำให้ CO ออกมามาก (Zhao *et al.*, 2003)

หลักการเผาไหม้ของเครื่องยนต์โดยทั่วไป

ปัจจุบันเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในสามารถแยกออกได้หลายประเภท เช่น เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด เป็นต้น ในแต่ละเครื่องยนต์มีหลักการเผาไหม้ที่แตกต่างกัน ซึ่งส่งผลต่อกำลังที่ได้ออกมาและมลพิษที่แตกต่างกันออกไป

1. เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI Engine)

โดยทั่วไปแล้วเชื้อเพลิงกับอากาศถูกผสมกันที่ระบบไอดีก่อนถูกดูดเข้าสู่ห้องเผาไหม้แล้วผสมกับแก๊สตกค้าง (Residual gas) จากนั้นส่วนผสมทั้งหมดนี้ถูกอัดเมื่อถึงปลายจังหวะอัด ที่เชื้อหัวเทียนเกิดการเหนี่ยวนำให้เกิดความต่างศักย์สูง ทำให้เกิดการกระโดดข้ามของประจุไฟฟ้า ก่อให้เกิดการจุดติดของเชื้อเพลิงที่ผสมกับอากาศเป็นลูกไฟ (Flame kernel) ลูกไฟนี้ขยายขนาดลามไปเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลือจนถึงผนังห้องเผาไหม้แล้วดับไป สำหรับกระบวนการเผาไหม้แต่ละวัฏจักรของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟนั้น มีการแปรผันวัฏจักรต่อวัฏจักรมาก เนื่องจากการเตรียมส่วนผสมของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟเป็นแบบผสมมาก่อน (Premixed

charge) เป็นผลให้การเผาไหม้ของแต่ละวัฏจักรขึ้นอยู่กับความเร็วที่เคลื่อนที่และส่วนผสมบริเวณเชื้อหัว เทียนขณะที่ประจุไฟฟ้าถูกปล่อยออกมา นอกจากนี้การเตรียมส่วนผสมแบบผสมมาก่อนยังมีผลต่อ อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ไม่สามารถมีค่าสูงได้มากนัก ซึ่ง โดยทั่วไปจะอยู่ในช่วง 8 ถึง 12 เพื่อหลีกเลี่ยงการชิงจุดระเบิด แต่ทั้งนี้ก็ยังขึ้นอยู่กับค่า ออกเทน (Octane) ของเชื้อเพลิงที่สามารถต้านการชิงจุดระเบิดได้มากน้อยเพียงใด

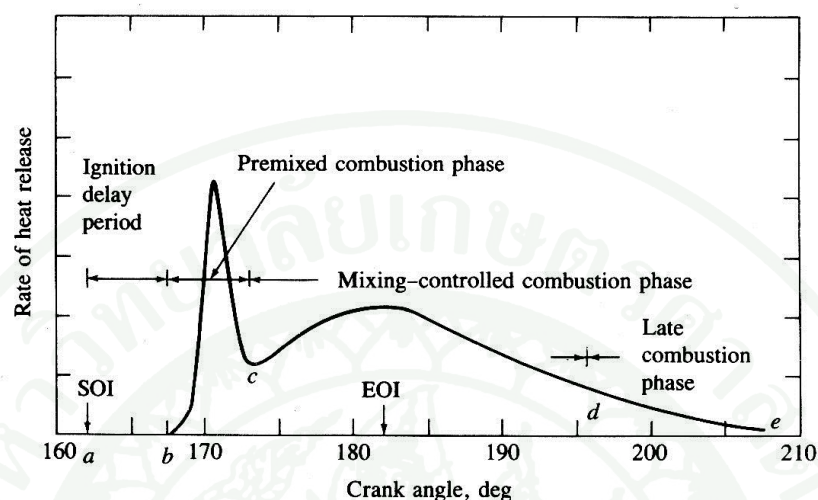
อัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศ เป็นปัจจัยหลักที่ส่งผลกระทบต่อลักษณะ การทำงานของเครื่องยนต์ เมื่อใช้อัตราส่วนสมมูลพอดี ทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้น ส่งผลให้เกิดการก่อตัวของ NO_x โดยที่ NO_x เป็นผลรวมระหว่างไนตริกออกไซด์ (NO) กับ ไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO_2) โดยทั่วไปพบว่าอัตราส่วนของ NO_2 ต่อ NO มีค่าน้อยมาก การก่อตัว ของ NO เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วที่อุณหภูมิสูง นอกจากนี้ในการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้ส่วนผสมเป็น เนื้อเดียวกัน ทำให้ส่วนผสมบางส่วนแทรกตัวเข้าไปอยู่ในบริเวณ Crevice volumes เกิดการถ่ายเท ความร้อนไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ก่อให้เกิด CO และ HC มาก ส่งผลให้ Combustion efficiency ตกลง และมี PM ขนาดเล็ก

นอกจากนี้ จากความต้องการปริมาณเชื้อเพลิงที่ประมาณสารผสมพอดี จึงต้องปรับ ปรุงการเปิดวาล์วลิ้นเร่ง เพื่อควบคุมภาระการทำงาน ทำให้สูญเสียงานในการปั๊ม (Pumping losses) อันเป็นสาเหตุหลักที่จำกัดประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ปัจจุบัน จึงใช้หลักการควบคุมจังหวะการเปิดปิดและระยะยกของวาล์วให้สัมพันธ์กับความต้องการของ เครื่องยนต์เพื่อลด Pumping losses ที่เกิดขึ้น (Heywood *et al*, 1988; Turns *et al*, 2000)

2. เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (CI Engine)

เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด หรือที่เรียกกันโดยทั่วไปว่าเครื่องยนต์ดีเซล เป็น เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงสำหรับการเผาไหม้ โดยการอัดอากาศให้มีอุณหภูมิสูงกว่า อุณหภูมิจุดติดของน้ำมันดีเซล จากนั้นน้ำมันดีเซลถูกฉีดออกจากหัวฉีดที่มีขนาดเล็กด้วยความเร็วสูง เพื่อให้น้ำมันดีเซลแตกตัวเป็นละอองฝอย เมื่อละอองน้ำมันดีเซลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิและ ความดันสูงจะระเหยและผสมกับอากาศ ไอน้ำมันที่ระเหยและผสมกับอากาศนี้ เกิดการเผาไหม้ขึ้น ซึ่งก่อนที่การเผาไหม้นั้นจะมีช่วงความล่าช้าในการจุดระเบิดอยู่ช่วงเวลานึงนับตั้งแต่เริ่มฉีด น้ำมันจนถึงเริ่มต้นเผาไหม้ โดยเรียกช่วงดังกล่าวว่า “Ignition Delay” จากนั้นการเผาไหม้ก็จะ ต่อเนื่องไปยังน้ำมันส่วนที่ฉีดตามมา สำหรับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลนั้นสามารถแบ่ง

ออกเป็นสามช่วงคือ Premixed phase หรือ Rapid combustion phase, Mixing-controlled combustion phase และ Late combustion phase ดังแสดงในภาพที่ 2



ภาพที่ 2 ลักษณะอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไป

ที่มา: Heywood (1988)

Premixed phase หรือ Rapid combustion phase เป็นช่วงของการเผาไหม้ที่เกิดจากไอน้ำมันดีเซลที่ผสมกับอากาศในส่วนผสมที่เหมาะสมต่อการเผาไหม้ การผสมนี้เกิดขึ้นในระหว่างที่เกิดความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay period) ซึ่งการเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว ทำให้มีอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rates) สูงในช่วงนี้ ปัจจัยที่ควบคุมอัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงนี้คือ Ignition delay ถ้าระยะเวลาของ Ignition delay นาน ปริมาณของส่วนผสมที่พร้อมเผาไหม้ก็มากขึ้นตามไปด้วย ทำให้เกิดการจุดระเบิดอย่างรุนแรง เกิดเสียงจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ซึ่งถ้าห้องเผาไหม้ไม่ได้ถูกออกแบบให้แข็งแรงเพียงพอก็อาจเกิดความเสียหายได้

Mixing-controlled combustion phase หลังจากส่วนผสมแบบผสมมาก่อน (Premixed charge) ที่เกิดในช่วง Ignition delay ถูกเผาไหม้จนหมด อัตราการเผาไหม้ถูกควบคุมด้วยอัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ซึ่งอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rates) ในช่วงนี้จะค่อยๆ ดำเนินไปและมีช่วงที่กว้างกว่า Premixed phase

Late combustion phase สำหรับอัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-release rates) ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ ดำเนินไปอย่างช้าๆ ในจังหวะขยายตัว (Expansion stroke) ซึ่งพลังงานที่ปลดปล่อยออกมาในช่วงนี้ ได้มาจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงบางส่วนที่ยังไม่เผาไหม้ และเขม่าหรือผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมหนา ซึ่งเป็นผลให้การเผาไหม้โดยรวมของเครื่องยนต์สมบูรณ์มากขึ้น

การทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลควบคุมโดยใช้การปรับปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงจึงไม่จำเป็นต้องใช้วาล์วลิ้นเร่ง นอกจากนี้ลักษณะที่สำคัญอีกประการคือ เครื่องยนต์ดีเซลใช้อัตราส่วนอัดสูงกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ทำให้มีประสิทธิภาพการทำงานที่เหนือกว่า แต่ปัญหาหลักของเครื่องยนต์ดีเซลคือ การปล่อยไอเสียมีปริมาณมลพิษทางอากาศสูงและยากต่อการควบคุมเมื่อเทียบกับไอเสียจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ มลพิษหลักจากเครื่องยนต์ดีเซลคือ NO_x และเขม่าควันดำ (Soot) ซึ่งเป็นสารมลพิษอนุภาคขนาดใหญ่ การฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายจังหวะอัด ทำให้การกระจายตัวของเชื้อเพลิงเป็นไปอย่างไม่สม่ำเสมอและมีบางบริเวณเกิดสารผสมหนา เช่น บริเวณแกนในของสเปรย์น้ำมันดีเซล เป็นแหล่งที่เกิดการก่อตัวของมลพิษอนุภาคและนำไปสู่การเกิดเขม่าควันดำ นอกจากนี้ แก๊สที่เผาไหม้แล้วจากบริเวณที่เกิดสารผสมหนา เมื่อปะทะเข้ากับออกซิเจนที่อุณหภูมิสูงเพียงพอสำหรับการทำปฏิกิริยาออกซิเดชัน ก่อให้เกิด NO_x ซึ่งทั่วไปไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลมีปริมาณ CO ไม่สูงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ไม่ติดตั้งอุปกรณ์ลดมลพิษ (หรือไอเสียขณะที่ยังไม่ไหลผ่านแคทาไลติกคอนเวอร์เตอร์แบบสามทาง) เนื่องจากเครื่องยนต์ดีเซลทำงานโดยใช้ส่วนผสมที่มีอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศที่บาง (Heywood, 1988; Turns *et al.*, 2000)

3. เครื่องยนต์ที่มีส่วนผสมเป็นเนื้อเดียวกันและจุดระเบิดด้วยการอัด (HCCI)

HCCI เป็นการเผาไหม้ลูกผสมระหว่างการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ SI และเครื่องยนต์ดีเซล โดยนำเชื้อเพลิงกับอากาศผสมกันล่วงหน้าให้ได้สารผสมที่บาง ซึ่งอาจเป็นการผสมกันภายนอกก่อนเข้าห้องเผาไหม้ หรือผสมกันในห้องเผาไหม้ในช่วงจังหวะดูดหรือในช่วงจังหวะอัด โดยในระหว่างจังหวะอัด สารผสมจะมีความดันและอุณหภูมิสูงจนกระทั่งเกิดการจุดระเบิดขึ้นเองพร้อมกันจากหลายๆ ตำแหน่งในห้องเผาไหม้ โดยทั่วไปมักควบคุมจังหวะการเผาไหม้เริ่มต้นขึ้นในช่วงปลายจังหวะอัดเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด

การใช้สารผสมที่บางและเกือบจะเป็นเนื้อเดียวกันก่อนจังหวะการเผาไหม้ ช่วยในการลด NO_x และ Soot ลงจนเหลือในปริมาณที่น้อยมาก การใช้อัตราส่วนการอัดสูงได้นั้นทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI มีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซล นอกจากนี้หากควบคุมเครื่องยนต์ให้อยู่สภาวะการทำงานของ HCCI ที่เหมาะสมจะส่งผลให้มีค่าความแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร (Cycle-to-cycle variation) น้อยกว่าการเผาไหม้แบบทั่วไปทำให้เครื่องยนต์เดินเรียบขึ้น อย่างไรก็ตาม อุปสรรคและข้อจำกัดหลักๆ ของ HCCI ได้แก่

ประการแรก การควบคุมการจุดระเบิดโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อเริ่มสตาร์ทขณะเครื่องเย็น (Cold start) หรือการทำงานของเครื่องยนต์ในสภาวะที่แปรผัน (Transient operation) เนื่องจาก HCCI เป็นการจุดระเบิดเองของสารผสมกระบวนการจุดระเบิดโดยรวมจึงถูกควบคุมด้วยจลนพลศาสตร์ทางเคมี (Chemical kinetics) ซึ่งขึ้นกับเวลาและการแปรเปลี่ยนสภาวะทางอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamic state histories) ของสารผสม ทำให้ยุ่งยากในการควบคุมจังหวะการเผาไหม้

ประการที่สอง ช่วงของการทำงานซึ่งจำกัดที่ภาระการทำงานต่ำจนถึงปานกลาง ทำให้เครื่องยนต์ HCCI มีค่าอัตราส่วนกำลังต่อน้ำหนัก (Power density) ต่ำ สาเหตุหลักมาจากการจุดระเบิดเองจากหลายๆ ตำแหน่งในห้องเผาไหม้พร้อมกันทำให้การเผาไหม้ปล่อยพลังงานเคมีในอัตราที่สูง ส่งผลให้มีอัตราการเผาไหม้ที่รวดเร็ว เมื่อเพิ่มภาระการทำงานสูงขึ้น (เพิ่มปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิง) อาจทำให้เกิดเสียงดังและเสียงต่อการน็อกของเครื่องยนต์ ในทางกลับกันที่ภาระการทำงานต่ำมาก (เช่น ที่รอบเดินเบา) หากใช้ปริมาณเชื้อเพลิงในสารผสมที่บางเกินไปอาจทำให้ยากต่อการออกซิเดชันอย่างสมบูรณ์ ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ต่ำ เสถียรภาพของการทำงานของเครื่องยนต์แย่ลง หรืออาจไม่เกิดการเผาไหม้

ประการที่สาม การปล่อยมลพิษ HC และ CO ในปริมาณที่สูง เนื่องจากการใช้สารผสมที่ผสมกันล่วงหน้าทำให้ในระหว่างกระบวนการอัดมีสารผสมบางส่วนถูกอัดเข้าไปตามซอกต่างๆ ในห้องเผาไหม้ และมีสารผสมบางส่วนอยู่ในบริเวณชั้นขีดผิว (Boundary layer regions) ซึ่งมีอุณหภูมิเย็นและชะลอหรือยับยั้งการเกิดปฏิกิริยาเคมี (Onishi *et al.*, 1979; Aroonsrisopon *et al.*, 2002; Dec *et al.*, 2006 and Dahl *et al.*, 2009)

เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (Diesel Dual Fuel Engine)

จากการศึกษาหลักการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ชนิดต่างๆ ทำให้ทราบถึงข้อดีและข้อเสียของแต่ละเครื่องยนต์ โดยเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมเป็นเครื่องยนต์ที่มีการผสมผสานระหว่างการทำงานแบบ HCCI คือมีการผสมเชื้อเพลิง (ก๊าซธรรมชาติ) และอากาศจนใกล้เคียงความเป็นเนื้อเดียวกันและใช้การจุดระเบิดด้วยการอัดแบบเครื่องยนต์ดีเซล จะเห็นได้ว่าการจุดระเบิดใช้การจุดระเบิดเองของเชื้อเพลิง โดยใช้อัตราส่วนอัดเดิมของเครื่องยนต์ ทำให้ประสิทธิภาพที่ได้ออกมาใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซล และที่สำคัญการเปลี่ยนเครื่องยนต์ดีเซลมาเป็นระบบเชื้อเพลิงร่วม ไม่ต้องการดัดแปลงเครื่องยนต์ มีเพียงการติดตั้งระบบเชื้อเพลิงร่วมเข้าไปเท่านั้น เมื่อพิจารณากระบวนการอัดไอดี (อากาศ) ของเครื่องยนต์ดีเซลเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (อากาศผสมก๊าซธรรมชาติ) ที่มีอัตราส่วนการอัดเท่ากัน พบว่าเครื่องยนต์ดีเซลมีอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทาง Thermodynamics ของไอดีเมื่อมีการผสมเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไป ทำให้อัตราส่วนค่าความจุความร้อน (Specific heat ratio) ของส่วนผสมลดลง ดังนั้น เมื่อมีปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ผสมในอากาศมากขึ้น (Equivalence ratio สูงขึ้น) อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ที่ปลายจังหวะอัดจะลดต่ำลง

หลักการทำงานเบื้องต้นเริ่มจาก จังหวะดูด ก๊าซธรรมชาติถูกจ่ายเข้ามาผสมกับอากาศในท่อร่วมไอดีและไหลเข้าไปในห้องเผาไหม้ โดยสารผสมใกล้เคียงความเป็นเนื้อเดียวกัน เมื่อส่วนผสมถูกอัดจนมีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นในบริเวณใกล้ TDC ในช่วงนี้จะเกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและอากาศ ทำให้เกิดผลิตภัณฑ์จำพวก Intermediate species เช่น Radicals, Formaldehyde เป็นต้น ซึ่งกระบวนการและผลิตภัณฑ์ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ส่งผลกระทบต่อเนื่องและมีความสำคัญต่อกระบวนการการจุดระเบิดของน้ำมันดีเซลและการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นตามมา ต่อมาเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นไปใกล้ TDC น้ำมันดีเซลถูกฉีดด้วยแรงดันสูงทำให้น้ำมันดีเซลแตกออกเป็นฝอยละเอียดและพุ่งเป็นลำรูปทรงกรวยเข้าสู่ห้องเผาไหม้ การพุ่งของลำสเปรย์ก่อให้เกิดโมเมนตัมคู่กับก๊าซผสมที่อยู่รอบข้างเข้ามาผสมกับฝอยละอองน้ำมันดีเซลที่บริเวณขอบริมของลำสเปรย์ จากนั้นบริเวณที่พบ Jet break up เป็นบริเวณที่เกิด Flammable region โดยที่การผสมระหว่างฝอยละอองดีเซลและก๊าซผสมจะมากน้อยเพียงใดนั้น ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของสเปรย์ ปริมาณการฉีดและความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซภายในห้องเผาไหม้ เมื่อสภาวะต่างๆ พร้อมแล้ว ทำให้เกิดการจุดระเบิดที่ Flammable region (เป็นบริเวณที่มีอัตราการเกิดปฏิกิริยารวมระหว่างดีเซลและก๊าซผสมมากที่สุด) หลังจากผ่านช่วงหน่วงการจุดระเบิด และเกิดการจุดระเบิดตามมา สามารถแบ่งรูปแบบการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นสองแบบคือ

1. Premixed burn เป็นการเผาไหม้แบบที่เปลวไฟลามไปตามส่วนผสมที่เป็น Flammable region ซึ่งได้ผสมกันอยู่ก่อนแล้ว

2. Diffusion เป็นการเผาไหม้แบบที่เชื้อเพลิงและ Oxidizer ยังแยกกันอยู่ ปล่อยให้ของดีเซลเกิดการระเหยและผสมกับอากาศที่ถูกโมเมนตัมของลำสเปรย์ดูดให้เคลื่อนที่เข้ามา ลักษณะการเผาไหม้แบบนี้เกิดที่บริเวณแกนกลางของลำสเปรย์ ที่มีส่วนผสมหนาแน่นกว่าที่จะเกิดการลุกไหม้แบบ Premixed burn ได้ในทันที

ซึ่งการแบ่งบริเวณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาสามารถแบ่งได้ 5 บริเวณ ดังนี้

1. Unburned pilot zone ได้แก่ บริเวณแกนกลาง (Core) ของลำสเปรย์ เป็นบริเวณที่มีส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศเกินกว่าที่จะสามารถเกิดการลุกไหม้ได้ในทันที เนื่องจากเป็นบริเวณที่อับอากาศมากที่สุดและมีความเป็นฝอยละอองต่ำที่สุด

2. Diffusion burned zone ได้แก่ บริเวณที่อยู่ถัดออกมาจากแกนกลางของลำสเปรย์ (Unburned pilot zone) ซึ่งน้ำมันดีเซลมีโอกาสสัมผัสกับอากาศได้มากขึ้นเป็นบริเวณที่เกิดการเผาไหม้แบบ Diffusion เหมือนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป และคาดว่าจะมีอัตราส่วนผสมมวลใกล้เคียงค่า Stoichiometric โดยทิศทางการเผาไหม้จะเคลื่อนที่เข้าสู่แกนกลางของลำสเปรย์ กล่าวคือ ฝอยละอองน้ำมันดีเซลระเหยออกมาเป็นไอผสมกับอากาศที่กำลังเคลื่อนที่เข้าสู่แกนกลางของลำสเปรย์ เป็นการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศนั่นเอง (Mixing control)

3. Propagation burned zone ได้แก่ บริเวณรอบนอกที่อยู่ถัดออกมาจากบริเวณ Diffusion burned zone เป็นบริเวณที่เกิดการผสมกันระหว่างฝอยละอองของน้ำมันดีเซลกับก๊าซผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงก๊าซ เกิดการก่อตัวเป็น Flammable region เป็นบริเวณที่เริ่มเกิดการจุดระเบิดเป็นครั้งแรกแล้วเกิดการลามของเปลวไฟไปในปริมาตรของ Flammable region ที่ห่างจากแกนกลางของสเปรย์ออกไป ลักษณะการเผาไหม้เป็นแบบ Premixed burn คือ เชื้อเพลิงและอากาศได้ผสมกันอยู่ก่อนการเผาไหม้แล้ว

4. Unburned gaseous fuel zone ได้แก่ บริเวณที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้หรือเปลวไฟยังลามออกมาไม่ถึง เป็นบริเวณรอบนอกที่เหลื้ทั้งหมดถัดจาก Propagation burned zone (ที่เปลวไฟได้ลามผ่านไปแล้ว) ซึ่งทันทีที่ Charge ที่อยู่ในบริเวณ Unburned gaseous zone เคลื่อนที่เข้าสู่ Burn zone จะเกิดการปลดปล่อยพลังงานออกมาทันทีที่บริเวณขอบรอยต่อระหว่างสองบริเวณดังกล่าว

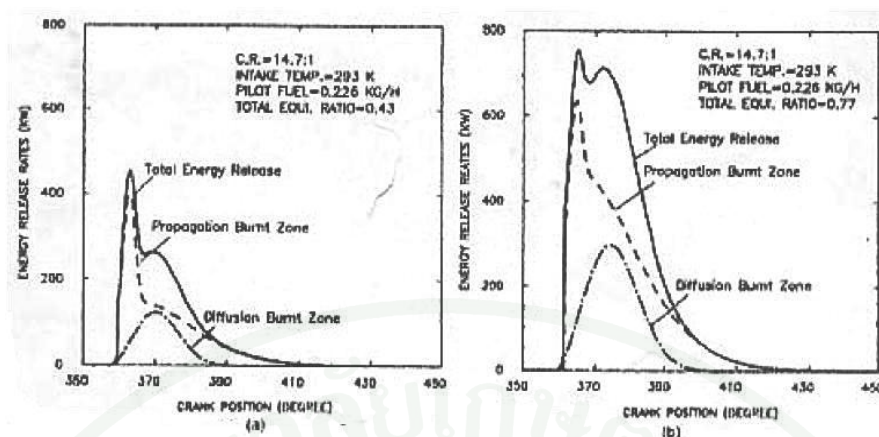
5. Reacting zone ในการเผาไหม้โดยทั่วไปแล้ว บริเวณรอยต่อระหว่าง Unburn zone และ Burn zone (บริเวณขอบริมของ Flame front) หรือที่เรียกว่า Reacting zone นั้นจะเกิดปฏิกิริยาอย่างรวดเร็ว จนสามารถที่จะตั้งสมมติฐานได้ว่าพลังงานจากการเผาไหม้ถูกปลดปล่อยออกมาทันทีที่ขอบริมนั้นๆ เกิดเป็นผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ในทันทีที่ Charge ได้เคลื่อนผ่านขอบริมดังกล่าว ถือว่าไม่มีมวล ($m=0$) อยู่ในบริเวณขอบริมของพื้นที่ทั้งสอง สามารถละพื้นที่ Reacting zone ไว้ไม่ต้องนำมาพิจารณาในการคำนวณ

จากลักษณะข้างต้น สารผสมระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศที่กระจายตัวอยู่ทั่วไปภายในห้องเผาไหม้ในแต่ละพื้นที่จึงมีการเผาไหม้ที่ต่างกัน โดยอัตราการเผาไหม้แต่ละพื้นที่ขึ้นอยู่กับปัจจัยที่ต่างกัน ดังนี้

1. อัตราการเผาไหม้บริเวณ Diffusion burned zone อัตราการเผาไหม้ของก๊าซผสมภายในบริเวณนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลโดยตรง

2. อัตราการเผาไหม้ในบริเวณ Flammable region เกิดการเผาไหม้แบบ Premixed burn ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของสเปรย์และความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซ เป็นต้น

3. อัตราการเผาไหม้บริเวณรอบนอก ขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซและขนาดปริมาตรของ Flammable zone หากมีปริมาณก๊าซมากก็จะได้ Flammable zone ที่ขยายกว้างมากขึ้น สามารถแปลงก๊าซผสมใน Unburned zone ให้เข้ามาอยู่ใน Burned zone ได้มากขึ้น ซึ่งทำให้การลามของเปลวไฟดีขึ้น การเพิ่มความเข้มข้นของก๊าซจึงมีผลโดยตรงต่อขนาดของ Flammable zone แต่หากความเข้มข้นก๊าซมากเกินไป จะทำให้เกิด Knock จากการ Auto-ignition ของเชื้อเพลิงก๊าซ ที่อยู่รอบนอกก่อน Flame front จากแหล่งจุดระเบิดจะลามไปถึงได้เช่นกัน



ภาพที่ 3 แสดงผลการคำนวณอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราส่วนสมมูล (a) 0.43 และ (b) 0.77

ที่มา: Karim *et al.* (1987)

จากภาพที่ 3 Karim กล่าวว่า การปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมสามารถแบ่งออกได้สองช่วงคือ

ช่วงที่หนึ่ง (ยอดกราฟแรกของเส้น Total energy release) เป็นการปลดปล่อยพลังงานจากการจุดระเบิดในบริเวณ Flammable region ซึ่งเป็นการเผาไหม้แบบ Premixed burn พลังงานที่ปลดปล่อยออกมาส่วนใหญ่มาจากน้ำมันดีเซลและอีกเล็กน้อยจากก๊าซผสมที่อยู่บริเวณขอบรอบน้ำมันดีเซล

ช่วงที่สอง (ยอดกราฟที่สองของเส้น Total energy release) อัตราการปลดปล่อยพลังงานในจังหวะถัดมาเกิดจากการเผาไหม้แบบ Diffusion burn ในบริเวณ Diffusion burned zone

อัตราการปลดปล่อยพลังงานและช่วงระยะเวลาที่เกิดการปลดปล่อยพลังงานนั้นจะสูงหรือต่ำขึ้นอยู่กับปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเป็นสำคัญ โดยที่การต่ำอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีลักษณะคล้ายกับอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในเครื่องยนต์ดีเซล พลังงานที่ปลดปล่อยออกมาส่วนใหญ่มาจาก Pilot diesel กล่าวคือบริเวณ Flammable region ถูกจำกัดไว้เพียงรอบขอบของ Pilot diesel ความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซยังต่ำส่วนผสมที่อยู่ห่างออกไปค่อนข้างบาง และเมื่อพิจารณาที่การสูงอัตราการปลดปล่อยพลังงานจาก

การเผาไหม้ ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมต่างจากเครื่องยนต์ดีเซล พบว่ายอดแหลมที่สอง (เส้นทึบ) สูงขึ้นมากและใกล้เคียงกับยอดที่หนึ่ง เนื่องจากความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น ขนาด ปริมาตรของ Flammable region เพิ่มขึ้น ขยายกว้างออกไปจากรอบขอบริมของ Diesel pilot มากขึ้นพลังงานที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น

จากลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม พบว่าในการทำงานใช้ส่วนผสม ที่ค่อนข้างบาง จึงทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดต่ำลง ทำให้การก่อตัวของ NO_x ลดลงตามไปด้วย ซึ่งเป็นข้อดีที่คล้ายกับเครื่องยนต์ HCCI แต่อย่างไรก็ตาม ยังคงเกิด Soot อยู่บ้าง เนื่องจากเชื้อเพลิง ดีเซลยังคงมีบริเวณที่เป็น Diffusion burned zone ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์

มลพิษที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

มลพิษหลักที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมประกอบด้วย สารประกอบ ไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ (Unburned hydrocarbons; HC) ซึ่งโดยส่วนใหญ่มาจากเชื้อเพลิงก๊าซที่ไม่ถูกเผา, คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO), คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2), ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) และเขม่า (Particulate matter; PM)

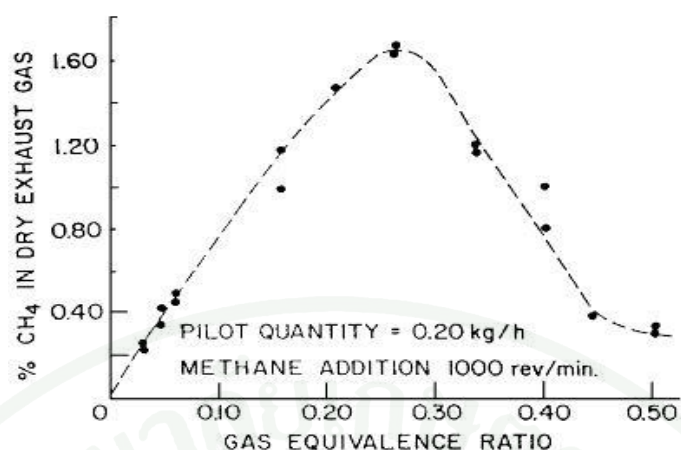
Hydrocarbons (HC) เป็นมลพิษที่เกิดจากสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ หรือ เผาไหม้บางส่วน โดย HC ที่สถานะของแข็ง เป็นส่วนประกอบของ Particulate matter การเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นจะแตกต่างกับการเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วย ประกายไฟ โดยในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ การเกิด HC เกิดขึ้นจากสารผสมบางส่วน ไหลเข้าไปในซอกระหว่างลูกสูบ แหวนลูกสูบ และผนังห้องเผาไหม้ในจังหวะการอัด ซึ่งแก๊สที่อยู่ในซอกนี้ส่วนใหญ่จะไม่ถูกเผาไหม้ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ เนื่องจากทางเข้าของซอก เหล่านี้แคบเกินกว่าที่เปลวไฟสามารถเข้าไปได้ หลังจากนั้นแก๊สที่อยู่ในซอกดังกล่าวจะไหลออกจากซอกในช่วงหลังของกระบวนการขยายตัวและในช่วงกระบวนการคาย (ส่วนใหญ่ของแก๊สนี้ เป็นส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่ยังไม่เผาไหม้) แต่ในกรณีการเกิด HC ของเครื่องยนต์จุดระเบิด ด้วยการอัด เกิดขึ้นจากการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ ทั้ง Air-fuel ratio ที่ต่างกัน ซึ่งการเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นสามารถเกิดขึ้นได้จากสอง สาเหตุหลัก ได้แก่ สาเหตุแรกสารผสมบางเกินไปที่จะเกิดการเผาไหม้ เนื่องจากลักษณะการจุด ระเบิดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด เชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ณ ตำแหน่งลูกสูบ เคลื่อนที่เข้าใกล้ศูนย์ตายบน ซึ่งส่งผลให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศไม่สม่ำเสมอ ทำ

ให้ภายในห้องเผาไหม้บางส่วนมีสารผสมหนา และบางส่วนมีสารผสมบาง ซึ่งการเผาไหม้จะเกิดขึ้นบริเวณที่มีสารผสมหนา แล้วบางส่วนที่เป็นสารผสมบางนั้นอาจถูกเจือจางด้วยอากาศ จนทำให้สารผสมบางเกินไป เปลวไฟที่แพร่ขยายมาถึงไม่สามารถเผาไหม้ได้ (Flame Quenching) จึงส่งผลให้เกิด HC ขึ้น สาเหตุที่สองเกิดจากระบบการฉีดเชื้อเพลิง ที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงสิ้นสุดลง อาจมีเชื้อเพลิงบางส่วนเข้าไปในรูของหัวฉีด ส่งผลให้การระเหยตัวของเชื้อเพลิงช้าลง และประสิทธิภาพในการผสมกับอากาศลดลง (Heywood *et al.*, 1988) จากลักษณะการเกิด HC ของทั้งสองเครื่องยนต์ สามารถนำมาอธิบายการเกิด HC ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมได้เช่นกัน กล่าวคือการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีความคล้ายคลึงกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและการทำงานที่ใช้ส่วนผสมบางเหมือนเครื่องยนต์ดีเซล ส่งผลให้ลักษณะการเกิด HC ใกล้เคียงกันคือ เกิดจากสารผสมระหว่างอากาศและก๊าซธรรมชาติเข้าไปอยู่ตามซอกระหว่างลูกสูบ แหวนลูกสูบ และผนังกระบอกสูบในช่วงจังหวะอัด ทำให้สารผสมเหล่านี้ไม่เกิดการเผาไหม้รวมถึงบริเวณที่ส่วนผสมบางจนเปลวไฟไม่สามารถลามไปได้

ก๊าซมีเทน (CH_4) เป็นก๊าซที่หากถูกปล่อยสู่บรรยากาศสามารถก่อให้เกิดภาวะเรือนกระจก โดยมีความรุนแรงของการทำให้เกิดภาวะเรือนกระจกมากกว่า CO_2 สูงถึง 23 เท่า (Wuebbles and Hayhoe, 2002; Huttunen *et al.*, 2003 และ Graham *et al.*, 2008) การทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมได้นำ CH_4 ในสถานะก๊าซผสมเข้าไปแบบ Premixed Charge เมื่อ CH_4 ทำปฏิกิริยากับ O_2 อย่างสมบูรณ์ในห้องเผาไหม้จะเปลี่ยนแปลงเป็น ไฮโดรเจน (H_2), คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO), คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) และ น้ำ (H_2O) ที่อุณหภูมิมากกว่า 1000 K ดังสมการที่ (22), (23), (24), และ (25) (Hoang *et al.*, 2005)



การเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ในห้องเผาไหม้ การไม่จุดระเบิด การต้านการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ และการผสมเชื้อเพลิงกับน้ำมันหล่อลื่นที่ผนังห้องเผาไหม้ เป็นสาเหตุหลักในการเกิดมลพิษของ CH_4 (Korakianitis *et al.*, 2010) นอกจากนี้ Karim ได้อธิบายรายละเอียดเกี่ยวกับการก่อตัวของ CH_4 ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมดังนี้

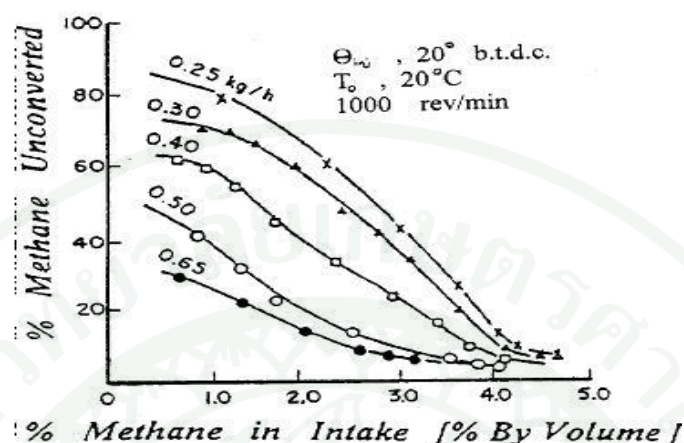


ภาพที่ 4 ปริมาณมีเทน (methane; CH₄) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ค่า equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ตั้งแต่ 0 ถึง 0.5 โดยฉีดน้ำมันดีเซลด้วยปริมาณ 0.2 kg/h คงที่ตลอดการทดลอง

ที่มา: Karim *et al.* (1987)

จากภาพที่ 4 พบว่าปริมาณมีเทนในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีปริมาณที่เพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซ (มีเทน) ที่เข้าสู่เครื่องยนต์ จนเมื่อความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซมีค่ามากพอที่จะทำให้เกิดการลามของเปลวไฟได้ มีเทนในไอเสียจะลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่อ Equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ เมื่อทดลองเปลี่ยนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลที่ค่า Equivalence ratio ของเชื้อเพลิงก๊าซต่างๆ พบว่า ที่ภาระต่ำ (Gas equivalence ratio น้อยๆ) เมื่อฉีดน้ำมันดีเซลด้วยปริมาณที่มากขึ้น ปริมาณของมีเทนในไอเสียลดลง ในทางกลับกันที่ภาระสูง (Gas equivalence ratio มากขึ้น) สามารถลดปริมาณน้ำมันดีเซลลงได้โดยไม่ทำให้มีเทนในไอเสียเพิ่มขึ้นมากนัก ดังแสดงในภาพที่ 5 เนื่องจากที่ภาระต่ำเชื้อเพลิงก๊าซที่เผาไหม้โดยส่วนใหญ่จะเป็นส่วนที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่สเปรย์น้ำมันดีเซลขณะฉีดออกมาและเกิดการเผาไหม้ไปพร้อมๆ กันกับน้ำมันดีเซลที่จุดระเบิดด้วยตัวเอง นอกจากนี้เชื้อเพลิงก๊าซบางส่วนที่อยู่ใกล้เคียงกับบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงเพียงพอและเชื้อเพลิงก๊าซบริเวณนั้นมีความเข้มข้นมากพอที่จะเกิดการเผาไหม้ไปด้วย สำหรับเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่ห่างออกไปจากบริเวณที่เกิดการเผาไหม้นี้มีโอกาสน้อยมากที่เปลวไฟจะลามมาถึง จึงทำให้เกิดเป็นมลพิษในรูปของ Unburned hydrocarbons สำหรับที่สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระสูงนั้น เปลวไฟจากบริเวณที่เกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเองของน้ำมันดีเซลจะลามไปยังเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่ห่างออกไปได้ เนื่องจากที่ภาระสูง Gas equivalence

ratio จะมีค่าสูงพอที่เปลวไฟจะสามารถลามไปได้ ดังนั้นการเพิ่มปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรที่ภาระต่ำจึงเป็นการเพิ่มบริเวณที่เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง เป็นผลให้เชื้อเพลิงก๊าซถูกเผาไหม้มากขึ้น

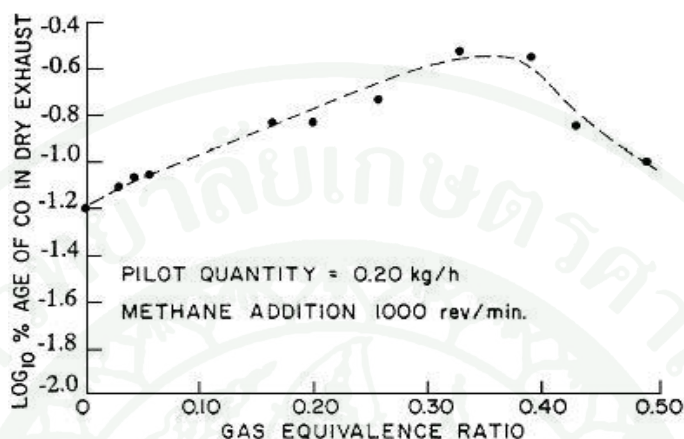


ภาพที่ 5 ปริมาณมีเทน (methane; CH_4) ที่ไม่เผาไหม้ในไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ค่า % ของเชื้อเพลิงก๊าซ (methane) ในท่อไอดี ตั้งแต่ 0 ถึง 5 %

ที่มา: Karim *et al.* (1987)

Carbon monoxide (CO) เกิดขึ้นระหว่างกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งการเกิด CO เป็นผลมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ การเกิด CO ขึ้นอยู่กับ Air-fuel ratio และ mixing เป็นหลัก โดยเกิดขึ้นเมื่อสารผสมหนา ทำให้มีออกซิเจนไม่เพียงพอที่จะเผาไหม้คาร์บอนทั้งหมดในเชื้อเพลิงให้เป็น CO_2 และเกิดขึ้นในแก๊สที่เผาไหม้แล้วซึ่งมีอุณหภูมิสูงแม้ว่าจะเป็นการเผาไหม้สารผสมที่บางก็ตาม โดยเกิดขึ้นจากการแตกตัวของ CO_2 เป็นหลัก หลังจากนั้นในจังหวะขยายตัว กระบวนการออกซิเดชันของ CO ก็จะหยุดลงเมื่ออุณหภูมิของแก๊สที่เผาไหม้แล้วต่ำลง โดยปกติแล้วกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นจะใช้สารผสมบางจึงทำให้ปัญหาการเกิด CO นั้นไม่ใช่ปัญหาหลักในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ซึ่งการเกิด CO ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นจะเกิดขึ้นจากการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ (การเผาไหม้เกิดขึ้นบริเวณที่เป็นสารผสมหนา) นอกจากนี้ เครื่องยนต์ Direct Injection การผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงไม่ค่อยดี ทำให้มีบางบริเวณในห้องเผาไหม้มีส่วนผสมหนา นำไปสู่การก่อตัวของ CO และอีกปัจจัยหลักจากการผสมล่วงหน้าคือผลของ Quenching effect ของปฏิกิริยาเคมีทำให้จุดดังกล่าวมีอุณหภูมิต่ำไม่เพียงพอสำหรับการเปลี่ยน CO ไปเป็น CO_2 เรียกกระบวนการนี้ว่า CO-CO_2 Oxidation ซึ่งต้องมีอุณหภูมิมากกว่า 1500 K จะเห็นได้ว่าถ้าส่วนผสมหนาหรือบางเกินไปก็ทำให้

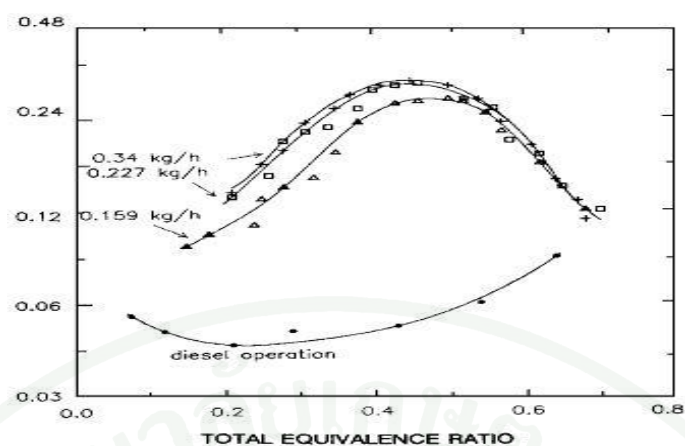
เกิด CO ได้ (Heywood *et al.*, 1988) Karim กล่าวว่าเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ ซึ่งมีส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศที่บางจนวกกับน้ำมันดีเซลที่ฉีดมีปริมาณน้อยส่งผลให้มีการบอนมอนอกไซด์บางส่วนออกมากับไอเสียดังแสดงในภาพที่ 6



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

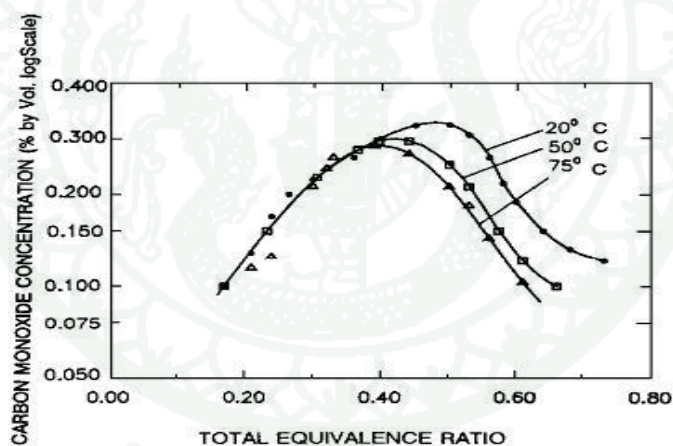
ที่มา: Karim *et al.* (1987)

คาร์บอนมอนอกไซด์ที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมโดยส่วนใหญ่ เป็นส่วนที่เกิดจากเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่ใกล้กับบริเวณที่น้ำมันดีเซลเกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเอง ดังนั้น ปริมาณของคาร์บอนมอนอกไซด์จะขึ้นอยู่กับขนาดของบริเวณดังกล่าว ดังแสดงในภาพที่ 7 เมื่อพิจารณาที่ Equivalence ratio เท่ากัน การใช้น้ำมันดีเซลที่มากกว่ามีแนวโน้มที่จะเพิ่มปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ นอกจากนี้การเพิ่มอุณหภูมิไอดีก่อนเข้ากระบอกสูบเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยเร่งปฏิกิริยาออกซิเดชันของคาร์บอนมอนอกไซด์ให้ดำเนินไปอย่างสมบูรณ์ในเวลาที่ยำกักได้ดังแสดงในภาพที่ 8



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

ที่มา: Karim *et al.* (1987)



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

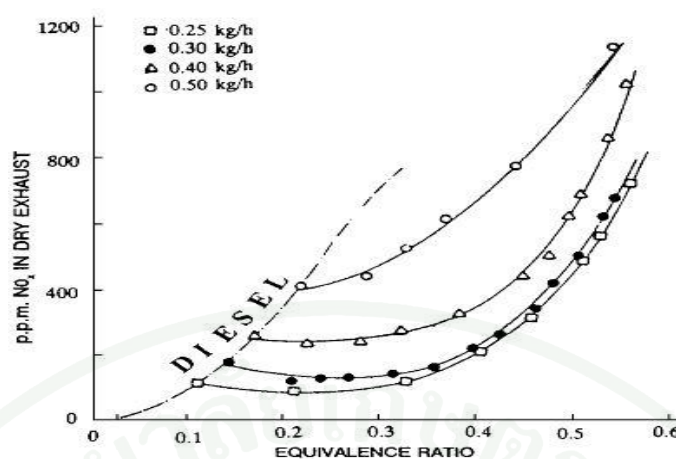
ที่มา: Karim *et al.* (1987)

ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ประกอบไปด้วยก๊าซ 2 ชนิดคือ ไนตริกออกไซด์ (NO) เป็นก๊าซไม่มีสีและกลิ่น ละลายน้ำได้บ้างเล็กน้อย และไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO_2) มีสภาพเป็นก๊าซที่อุณหภูมิปกติ การเกิด NO_x ในเครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน เกิดขึ้นจากกระบวนการออกซิเดชันของ

ก๊าซไนโตรเจนภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งในจังหวะอัดเครื่องยนต์มีอุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้สูง ทำให้เกิดปริมาณ NO_x เพิ่มขึ้น และในจังหวะขยายตัวอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดลงอย่างรวดเร็วทำให้ NO_x ไม่สามารถแตกตัวเป็น N_2 และ O_2 ได้ ดังสมการที่ (26), (27), และ (28) ปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นนี้มีอุณหภูมิเป็นองค์ประกอบสำคัญที่สุด โดยต้องมีอุณหภูมิสูงกว่า 1800 K (Heywood, 1988)



Karim กล่าวว่า การเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ ขนาดของบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ ปริมาณออกซิเจนที่เพียงพอและเวลาที่เพียงพอสำหรับการเกิดปฏิกิริยา สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมกัน ออกไซด์ของไนโตรเจนโดยส่วนใหญ่เกิดจากบริเวณที่น้ำมันดีเซลเกิดการเผาไหม้ซึ่งเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงและระยะเวลาที่ปฏิกิริยายาวนานพอ นอกจากนี้ ออกไซด์ของไนโตรเจนบางส่วนยังสามารถเกิดขึ้นจากส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่อยู่ใกล้กับบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลได้อีกเช่นกัน ดังนั้น ปริมาณของน้ำมันดีเซลที่ฉีดต่อวัฏจักรเป็นตัวแปรหนึ่งที่มีผลต่อการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจน เพราะปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรเป็นตัวกำหนดขนาดของบริเวณที่จะเกิดการลุกไหม้ด้วยตัวเอง จากภาพที่ 9 จะเห็นได้ว่าทั้งปริมาณน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรและ Equivalence ratio โดยรวม มีผลต่อปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนที่ออกมาจากไอเสีย เมื่อเปรียบเทียบปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมกับดีเซลพบว่าการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมมีปริมาณที่ต่ำกว่า เนื่องจากลักษณะการเผาไหม้แบบผสมมาก่อนที่ให้อุณหภูมิการเผาไหม้ต่ำกว่า



ภาพที่ 9 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ในไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
ที่ค่า total equivalence ratio ตั้งแต่ 0 ถึง 0.6 เมื่อนักด้วยน้ำมันดีเซลต่อวัฏจักรที่แตกต่างกัน

ที่มา: Karim *et al.* (1987)

มลพิษอนุภาค (Particulates Matter, PM) มีองค์ประกอบหลักคือ เขม่า (Soot), Soluble Organic Fraction (SOF), สารซัลเฟต (SO₃) และขี้เถ้า (Ash) ซึ่งเป็นปัญหาสำคัญของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด โดยปัญหาส่วนใหญ่เกิดจากฝุ่นละอองที่เรียกว่าเขม่า Particle มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่า 0.1 ไมโครเมตร (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเขม่า Agglomerate 100 ไมโครเมตร, Particle 0.1–1 ไมโครเมตรและ Spherule 10–50 นาโนเมตร) (Stanmore *et al.*, 2001) ซึ่งสามารถเข้าไปสู่ทางเดินของระบบทางเดินหายใจและปอดได้เป็นอย่างดี จึงอาจก่อให้เกิดความผิดปกติของระบบทางเดินหายใจได้ เนื่องจากในเขม่ามีสารหลายชนิดที่เป็นสารก่อมะเร็ง (Lewis; Coughlin, 1973 and Soto *et al.*, 2008) โดยเขม่าเกิดจากกระบวนการผสมหนาและมีอุณหภูมิในช่วง 1,000 ถึง 2,800 K ดังสมการที่ (29) (Heywood *et al.*, 1988)



สภาวะการเกิดเขม่ามี 2 สภาวะคือ สภาวะแรก เรียกว่า Particle Formation เกิดจากการจัดเรียงตัวของโมเลกุลเชื้อเพลิงจากสภาวะก๊าซกลายเป็นสภาวะของแข็งขนาดเล็กโดยกระบวนการออกซิเดชัน (Oxidation) หรือไพโรไลซิส (Pyrolysis) ในรูปของไฮโดรคาร์บอนอะตอมหรือไฮโดรคาร์บอนอโรมาติก และสภาวะที่สอง เรียกว่า Particle growth ซึ่งประกอบไปด้วยกระบวนการ Surface growth, Coagulation และ Aggregation โดยกระบวนการ Surface growth

เป็นกระบวนการของก๊าซซึ่งล้อมรอบโมเลกุลเชื้อเพลิงรวมตัวกันทำให้มีขนาดใหญ่ขึ้นกลายเป็นอนุภาคนาโนเล็ก ต่อมากระบวนการ Coagulation เป็นกระบวนการชนกันของอนุภาคนาโนเล็กทำให้จำนวนอนุภาคนาโนเล็กลดลงแต่เขม่าปริมาณเท่าเดิม สุดท้ายคือกระบวนการ Aggregation เป็นกระบวนการรวมตัวกันของอนุภาคนาโนเล็ก กลายเป็นอนุภาคนาโนใหญ่ โดยขนาดและน้ำหนักของอนุภาคนาโนใหญ่ ขึ้นอยู่กับจำนวนอะตอมของไฮโดรคาร์บอน โดยอะตอมของไฮโดรคาร์บอนมีการจับตัวจำนวนมากจะทำให้อนุภาคนาโนใหญ่และมีน้ำหนักมากขึ้น (Heywood, 1988; Tao *et al.*, 2007 and Eastwood, 2008)

จุดเด่นของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่มักพูดถึงกันมากคือ เรื่องของเขม่าควันที่น้อยกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไป เนื่องจากแหล่งพลังงานหลักของเครื่องยนต์ประเภทนี้คือพลังงานจากเชื้อเพลิงก๊าซ ซึ่งเชื้อเพลิงก๊าซนี้ถูกเผาไหม้แบบผสมมาก่อน ดังนั้นเมื่อเกิดการเผาไหม้จึงให้เขม่าควันที่น้อย

ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

การทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม มีลักษณะการเผาไหม้ที่ผสมผสานในหลายลักษณะการเผาไหม้เข้าด้วยกัน ซึ่งมีความคล้ายคลึงกับเครื่องยนต์ HCCI โดยเครื่องยนต์ DDF มีการนำก๊าซธรรมชาติมาใช้โดยการผสมกับอากาศจนใกล้เคียงส่วนผสมที่เป็นเนื้อเดียวกันและใช้การฉีดน้ำมันดีเซลเข้าไปในห้องเผาไหม้ในจังหวะอัด โดยองศาที่เชื้อเพลิงดีเซลถูกฉีดจะอยู่ล่วงหน้าก่อน TDC ซึ่งการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลในลักษณะดังกล่าว มีความคล้ายคลึงกับการทำงานของเครื่องยนต์ PCCI ดังนั้น จะเห็นได้ว่า กระบวนการเผาไหม้มีความซับซ้อนในการควบคุมจังหวะการจุดระเบิดอย่างมาก จึงได้มีการศึกษาปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม เช่น อุณหภูมิไอดี, อัตราส่วนอัด, การใช้ไอเสียย้อนกลับ เป็นต้น

1. ผลกระทบของอุณหภูมิไอดี

การควบคุมอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ถูกใช้ในการควบคุมจังหวะการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ชนิดต่างๆ เช่น เครื่องยนต์ HCCI, PCCI และ DDF เป็นต้น ผลจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ส่งผลกระทบโดยตรงต่อคุณลักษณะการทำงานรวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ ซึ่งจากหลายงานวิจัยแสดงให้เห็นว่า การเพิ่มอุณหภูมิอากาศให้สูงขึ้น ส่งผลให้จังหวะการจุดระเบิดเกิดล่วงหน้ามากขึ้น รวมทั้งอัตราการเผาไหม้ที่

รุนแรงขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม การเพิ่มอุณหภูมิอากาศที่มากเกินไป ส่งผลให้จังหวะการจุดระเบิดเกิด ล้าเข้าไปในช่วงจังหวะอัดมากเกินไป ทำให้สูญเสียงาน ณ ช่วงดังกล่าว (Negative work) เป็นผลให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มมากขึ้น และจากความหนาแน่นของอากาศที่ลดลงเมื่อเพิ่มอุณหภูมิ ทำให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรลดลง ส่งผลต่อค่าความดันยังผลเฉลี่ยที่ต่ำลง บ่งบอกถึงงานที่ได้ลดลงตามไปด้วย ยิ่งไปกว่านั้น การจุดระเบิดที่รุนแรงขึ้น อุณหภูมิจากการเผาไหม้สูงขึ้น เป็นสาเหตุให้ NO_x ก่อตัวได้อย่างรวดเร็ว ในทางตรงกันข้าม ถ้าลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำให้จังหวะการจุดระเบิดล่าช้าลง

จากหลายงานวิจัยเสนอไว้ว่า อุณหภูมิไอดีที่ทำให้การเผาไหม้เกิดได้อย่างสมบูรณ์ควรมีค่ามากกว่า 1500 K (Sjoberg *et al.*, 2003; Yamasaki *et al.*, 2003 and Jun *et al.*, 2004) ซึ่งมาจากการต้องการของปฏิกิริยา CO-CO_2 oxidation และจากงานวิจัยของ Zheng (2003) ได้กล่าวว่า อุณหภูมิการเผาไหม้ไม่ใช่ปัจจัยหลักที่ทำให้เกิดไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ แต่ปัจจัยที่สำคัญคือ pre-ignition reaction ที่เกิดในห้องเผาไหม้ (Internal EGR) ก่อนการเกิด First-stage ของการ Auto-ignition โดยตัว Pre-ignition ช่วยสนับสนุน Chemical oxidation ซึ่งช่วยในการลดลงของไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ได้

2. ผลกระทบของอัตราส่วนสมมูลระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง

Equivalence ratio ส่งผลกระทบโดยตรงต่อการเผาไหม้และการปลดปล่อยพลังงาน ความร้อน บริเวณที่เชื้อเพลิงมีอยู่มากเมื่อเทียบกับอากาศ ทำให้เกิดการ Oxidation ได้ดีและการเผาไหม้เกิดอย่างรวดเร็ว เป็นผลมาจากการ Premixed ของส่วนผสมที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหนาแน่นกว่าปกติ การใช้ส่วนผสมหนาทำให้ค่าเกรมม่าลดลง ดังนั้นอุณหภูมิของส่วนผสมหลังการอัดตัวแล้วจึงลดต่ำลง ส่งผลให้เกิด Ignition delay มากขึ้น (Milovanovic *et al.*, 2001) การที่ Ignition delay ยาวนานขึ้น ทำให้เชื้อเพลิงและอากาศถูกผสมเป็นเนื้อเดียวกัน การจุดระเบิดเกิดขึ้นพร้อมๆ กันในเวลาอันรวดเร็ว ส่งผลให้อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว และอาจเกิด Engine knock ได้ ซึ่งส่งผลเสียต่อเครื่องยนต์ ในอีกด้านหนึ่ง ถ้าส่วนผสมบาง ทำให้การเผาไหม้เกิดได้เร็วกว่าส่วนผสมหนา แต่ Rate of energy release ช้าลง ทำให้ระยะเวลาการเผาไหม้ยาวนานขึ้น

สำหรับการทำงานของเครื่องยนต์ การจ่ายเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับภาระการทำงานของเครื่องยนต์ การเพิ่มภาระการทำงาน ทำให้ต้องจ่ายเชื้อเพลิงมากขึ้น อาจทำให้เกิด NO_x ได้ โดย NO_x ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิระหว่างการเผาไหม้ และการเปลี่ยนแปลงของ Equivalence ratio ซึ่งจะส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของ Combustion efficiency (เกิดจากการเปลี่ยนแปลงของ Combustion duration, Wall temperature, อุณหภูมิและส่วนประกอบของ Residual) (Heywood *et al.*, 1988)

3. ผลกระทบของประเภทเชื้อเพลิงและสารเติมแต่ง

การเกิด Auto-ignition ของเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับ ส่วนประกอบ, ขนาดโมเลกุล และโครงสร้าง ซึ่งการผสมเชื้อเพลิงที่มีคุณลักษณะการ Auto-ignition ที่แตกต่างกัน สามารถเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพการเผาไหม้ได้ การใช้เชื้อเพลิงที่มีค่าด้านทานการเกิด Auto-ignition ต่ำๆ ผสมเข้าไปจะช่วยสนับสนุนการ Auto-ignition ของส่วนผสม ตัวอย่างเช่น DME เป็นเชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทนต่ำ ซึ่งมักถูกผสมเข้าไปในเชื้อเพลิงตัวอื่นๆ อาทิ CH_4 ทำให้เชื้อเพลิงผสมสามารถพัฒนาการเผาไหม้ได้ โดยการขยายช่วงการทำงานและลดมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ (โดยเฉพาะในช่วงภาระการทำงานต่ำ) ดังนั้น ทำให้ Combustion efficiency เพิ่มขึ้น (Kalghatgi *et al.*, 2006) นอกจากนี้การใส่ Chemical compound ลงในส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงสามารถยับยั้งหรือสนับสนุนปฏิกิริยาในช่วงที่เกิด First-stage ignition ซึ่งส่งผลกระทบต่อช่วง Main-ignition ต่อไป

Christensen and Johansson (1999) ศึกษาการใช้ Water injection เพื่อใช้เพิ่ม Ignition delay ของการเผาไหม้และลด Rate of heat release ผลที่ได้คือ Water injection ทำให้การเผาไหม้แยกลง Combustion efficiency ต่ำลง (ไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้น)

Yamaya (2004) ศึกษาผลของการใส่ Formaldehyde (CH_2O) ไปในส่วนผสมระหว่าง n-butane/air mixture (Equivalence ratio = 0.3) พบว่า CH_2O สามารถเป็นได้ทั้งตัวยับยั้งหรือสนับสนุนการเกิดปฏิกิริยาการจุดระเบิด โดยขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของส่วนผสมที่ถูกอัด ซึ่งในบริเวณที่ n-butane/air แสดงพฤติกรรม Cool flame การใส่ CH_2O เข้าไปในส่วนผสม ทำให้ปฏิกิริยาเคมีลดลง ส่งผลให้ Start of combustion (SOC) ช้าลงประมาณ 10 องศา แต่ในขณะที่อุณหภูมิไอดีเพิ่มขึ้นทำให้ช่วง Low temperature oxidation แคลง ดังนั้นการใส่ CH_2O เข้าไปในส่วนผสม ส่งผลต่อ Ignition delay ของการเผาไหม้และทำให้ช่วงการเกิด Cool flame จางหายไป จะเห็นได้ว่าในกรณีนี้ การใส่ CH_2O ช่วยสนับสนุนการเกิดปฏิกิริยาของส่วนผสม โดยที่จุด Start of combustion เกิดเร็วขึ้นประมาณ 2 องศา

Acves (2003) ใช้ Computational เพื่อศึกษาการใช้ Additions (Radical และ Stable species) บน Iso-octane ในเครื่องยนต์ HCCI โดยตัว Additives ถูกผสมเข้าไปประมาณ 10 ppm ในแต่ละเงื่อนไขการทดลอง (ที่ความดันต่อร่วมไอดี 1 Bar, อุณหภูมิไอดี 410 K, อัตราส่วนอัด 16:1, equivalence ratio 0.3, ความเร็วรอบ 1800 รอบ/นาที) พบว่าการใช้ O_2 (Ozone) เป็นตัว Additive ทำให้เกิด Start of combustion เร็วขึ้นประมาณ 10.6 องศา นอกจากนี้ Additives ตัวอื่นๆที่น่าสนใจคือ NO ทำให้เกิด Start of combustion เร็วขึ้นประมาณ 4.3 องศา และ H_2O_2 ประมาณ 1.1 องศา ส่วน H_2 , NH_3 , CO_2 ไม่ส่งผลต่อ Start of combustion ดังนั้นจากการศึกษาสามารถอธิบายได้ว่าผลรวมของส่วนประกอบใน Exhaust residual ที่ถูกกักเก็บอยู่ใน Cycle ก่อนหน้า ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมเผาไหม้ และเพื่อให้เข้าใจหลักการ Auto-ignition มากขึ้นโดยเฉพาะ n-heptane และ iso-octane โดย Eng (2002) ได้อธิบายผลที่ได้จากการใส่ PO_x , CO, H_2 ลงไปบริเวณต่อร่วมไอดี พบว่า PO_x จะไปยับยั้งช่วง Low temperature energy release ของ n-heptane แต่จะไปสนับสนุน กระบวนการเกิด Auto-ignition ของ iso-octane

4. ผลกระทบของอัตราส่วนอัด

การปรับเปลี่ยนอัตราส่วนอัดส่งผลกระทบโดยตรงต่ออุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้ การเพิ่มอัตราส่วนอัด ทำให้อุณหภูมิและความดันสูงขึ้นในช่วงจังหวะอัด ส่งผลให้กระบวนการเผาไหม้เริ่มเกิดได้ง่ายและรวดเร็วกว่าค่าอัตราส่วนอัดที่ต่ำ ยิ่งไปกว่านั้น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในเป็นฟังก์ชันที่ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนอัด กล่าวคือ เมื่อเพิ่มอัตราส่วนอัด ส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น

Christensen (1999) ศึกษาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนอัดและอุณหภูมิไอดีสำหรับการควบคุม Combustion timing ผลที่ได้คือ การลดลงของ Thermal efficiency และ Combustion efficiency (เกิดไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มากขึ้น) ที่อัตราส่วนอัดสูงเกินไป เนื่องจากอัตราส่วนอัดสูงขึ้น ทำให้ความดันในห้องเผาไหม้มีค่ามากขึ้น ดังนั้นส่วนผสมต่างๆ ระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศจึงถูกอัดเข้าไปในบริเวณ Crevice volume (เป็นแหล่งกำเนิดหลักของไฮโดรคาร์บอน) ได้มากขึ้น ทำให้ส่วนผสมดังกล่าวที่ถูกอัดลงไปไม่เกิดการเผาไหม้และถูกดันออกมาในจังหวะขยายตัว (Christensen *et al.*, 2001)

Haraldsson (2002) ได้อธิบายเพิ่มเติมไว้ว่า การใช้อัตราส่วนอัดที่สูงขึ้นทดแทนการใช้ อุณหภูมิไอดีที่สูง ส่งผลให้คาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้น เนื่องจากจังหวะการขยายตัวอย่างรวดเร็ว ของห้องเผาไหม้ ทำให้ระยะเวลาที่ใช้ในการทำปฏิกิริยาไม่เพียงพอ (CO-CO_2 oxidation) ส่งผลให้ ปฏิกิริยาเกิดไม่สมบูรณ์

5. ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับ

ไอเสียย้อนกลับ (EGR) ใช้ในการควบคุม NO_x ในเครื่องยนต์ SI และ CI (Heywood *et al.*, 1988) แต่สำหรับการเผาไหม้แบบ HCCI และ DDF ใช้ EGR ในการควบคุมจังหวะการจุดระเบิด (เกิดจากการเปลี่ยนแปลง thermal และคุณลักษณะการจุดระเบิดของส่วนผสม) โดยแบ่งการใช้ EGR ได้ 2 วิธี คือ 1.) Internal EGR 2.) External EGR โดยที่ Internal EGR คือการนำแก๊สตกค้าง (Residual gas) จากวัฏจักรก่อนหน้านี้ของเครื่องยนต์มากักเก็บไว้ใช้ในวัฏจักรต่อไป โดยการควบคุม จากองศาการเปิดปิดวาล์ว

External EGR (Cool EGR) คือการนำไอเสียย้อนกลับมาผสมกับอากาศก่อนเข้าไปใน ห้องเผาไหม้ ถึงแม้ว่าการใช้ External EGR จะมีข้อดีคือ ง่ายต่อการนำมาใช้งาน (ไม่ต้องมีการปรับ องศาการเปิดปิดวาล์ว) แต่มีข้อเสียที่ Thermal energy ถูกจำกัดด้วย Heat loss ในระบบไอเสีย ย้อนกลับ ทำให้อุณหภูมิหลังการผสมของส่วนผสมแล้วน้อยกว่าเมื่อเทียบกับ Internal EGR นอกจากนี้ ในส่วนของ Thermal energy และ Inert gas ใน EGR สามารถใช้ลด Chemical reactivity ในส่วนผสม ดังนั้น การปรับใช้งาน External EGR แบบเย็นสามารถเพิ่ม Ignition delay และลด Rate of heat release ได้ นอกจากนี้ Zhao (2001) ยังได้มีศึกษาผลกระทบจากการใช้ EGR ดังนี้

1. ถ้านำแก๊สที่ถูกเผาไหม้แล้วมาผสมกับอากาศหรือเชื้อเพลิงกับอากาศแล้วทำให้ อุณหภูมิไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงขึ้น เกิดเนื่องจากผลกระทบที่เรียกว่า Charge heating effect

2. การเข้าไปแทนที่ของแก๊สที่ถูกเผาไหม้แล้ว (O_2 ภายในห้องเผาไหม้ลดลง) เรียกว่า Dilution effect

3. แก๊สที่ถูกเผาไหม้แล้วมีปริมาณมากในห้องเผาไหม้ ทำให้ค่า Total heat capacity สูงขึ้นเนื่องจากมีค่า Specific heat capacity ของ CO_2 , H_2O ในปริมาณที่สูง เรียกผลกระทบนี้ว่า Heat capacity effect

4. แก๊สเผาไหม้แล้วเข้าไปมีส่วนร่วมใน Chemical reaction นำไปสู่กระบวนการเกิด Auto-ignition จนถึงกระบวนการเผาไหม้ เรียกผลกระทบนี้ว่า Chemical effect

ผลกระทบต่างๆ ที่เกิดจากการใช้ EGR ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงต่อลักษณะการเผาไหม้ เช่น Auto-ignition, Combustion duration, Rate of pressure rise เป็นต้น โดยได้แสดงรายละเอียด ดังนี้

ผลกระทบต่อกระบวนการเกิด Auto-ignition เกิดจาก Heat capacity effect เป็นหลัก โดย EGR ทำให้กระบวนการเกิด Auto-ignition ช้าลง เนื่องจากการที่ H_2O และ CO_2 ในแก๊สที่ถูกเผาไหม้แล้วเข้าไปแทนที่ O_2 ทำให้ค่าแกรมม่าของส่วนผสมลดลง ดังนั้น เมื่อส่วนผสมถูกอัดตัวจนถึงจุดสิ้นสุดกระบวนการอัด ทำให้อุณหภูมิหลังการอัดลดลง ส่งผลต่อความล่าช้าในกระบวนการเกิด Auto-ignition และทำให้ Start of combustion เกิดช้าลง แต่เมื่อเปรียบเทียบกับผลของ Chemical effect และ Dilution effect แทบไม่ส่งผลกระทบต่อ Start of combustion เนื่องจากในความเป็นจริง การแตกตัวของ H_2O และ CO_2 ไม่ได้เข้าไปแทนที่จุดที่มีอุณหภูมิต่ำก่อนการ Start of combustion ถึงแม้ว่า O_2 บางส่วนจะถูกแทนที่ด้วยแก๊สที่ถูกเผาไหม้ไปแล้ว (Dilution effect) แต่ก็ทำให้ส่วนผสมบางส่วนเท่านั้นที่เกิดส่วนผสมบาง ดังนั้น ยังคงมี O_2 เพียงพอในการเกิด Oxidation ได้

ผลกระทบต่อ Combustion duration ที่เพิ่มขึ้น เกิดจากการใช้ EGR มากขึ้น ทำให้การเผาไหม้เกิดไม่สมบูรณ์ เนื่องจาก Dilution effect และ Heat capacity effect ซึ่งทำให้กระบวนการเผาไหม้ล่าช้าลง จากการไปลด O_2 (Dilution effect) และการที่อุณหภูมิของการเผาไหม้ต่ำ (เพราะ Heat capacity gas ที่สูงของ H_2O , CO_2) ในทางตรงกันข้ามผลของ Chemical effect กลับทำให้ Combustion duration สั้นลง

ผลกระทบต่อ Rate of pressure rise พบว่า แก๊สที่เผาไหม้แล้วซึ่งมีอุณหภูมิต่ำ จะไปลด Heat release rate เนื่องจากผลของ Heat capacity effect

ในทางปฏิบัติการใช้ EGR สามารถใช้ในรูปแบบคือ External EGR (Hot EGR) โดยจะใช้เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของส่วนผสม โดยไม่จำเป็นต้องใช้แหล่งความร้อนจากภายนอก จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิเริ่มต้นที่เพิ่มขึ้นเกิดจาก Heating effect ของ Hot burned gas ทำให้ Lambda ลดลง เพราะ Hot burned gas ไปแทนที่อากาศ ดังนั้น ขอบเขตความเข้มข้นของ Hot burned gas จึงถูกจำกัดไว้โดยถ้าเป็น Low concentration จะเกิด Misfire เนื่องจากไม่มี Heating effect มากพอในการเกิด Auto-ignition แต่สำหรับส่วนที่เป็น High concentration จะเกิด Incomplete combustion เนื่องจาก Dilution มากเกินไป นอกจากนี้ยังพบว่า Hot burned gas ได้รวม Heating effect และทุกๆ ผลกระทบจาก Cool burned gas ไว้โดยแสดงให้เห็นว่า ทุกผลกระทบทำให้ Start of combustion เกิดเร็วขึ้น ซึ่ง Heating effect ส่งผลต่อ Ignition timing ได้เด่นชัดกว่าทุกๆ ปัจจัย ดังนั้น สามารถสรุปโดยรวมคือ ทุกๆ ปัจจัยที่เกิดจาก Hot burned gas ทำให้ Start of combustion เกิดเร็วขึ้นเนื่องจาก Heating effect ในทางตรงกันข้าม Cool burned gas จะหน่วงการเกิด Auto-ignition เนื่องจากอุณหภูมิหลังการอัดลดลง เนื่องจากผลกระทบของ Heat capacity effect (กระบวนการเกิด Auto-ignition ได้รับอิทธิพลมาจาก Heating effect แต่ Combustion duration ได้รับอิทธิพลจาก Dilution และ Heat capacity effect) อย่างไรก็ตาม ผลที่สำคัญอีกประการ สำหรับการใช้เชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทนสูงๆ เช่น Gasoline, Alcohol และ CH_4 เป็นต้น การใช้ Hot burned gas จะช่วยสนับสนุนการเกิด Auto-ignition และช่วยพัฒนาการทำงานของเครื่องยนต์ในช่วงภาระการทำงานต่ำ แต่ในขณะที่ใช้เชื้อเพลิงที่จุดระเบิดง่าย เช่น Diesel และ DME เป็นต้น การใช้ Cool burned gas จะช่วยเพิ่ม Ignition delay ลด Rate of heat release และทำให้สามารถทำงานได้ที่ภาระการทำงานสูงขึ้น

6. ผลกระทบของกลยุทธ์การฉีดเชื้อเพลิงดีเซล

กลยุทธ์การฉีดเชื้อเพลิงดีเซล เป็นเทคนิคที่สามารถใช้ร่วมกับวิธีอื่นได้ เพื่อช่วยควบคุมกระบวนการเผาไหม้ โดยผลกระทบหลักของวิธีการฉีดเชื้อเพลิงแบ่งได้ 2 ข้อ คือ 1.) Equivalence ratio distribution ด้วยการปรับ Fuel concentration 2.) Temperature distribution ด้วย Evaporative cooling ซึ่งทั้ง 2 ปัจจัยส่งผลกระทบต่อ Combustion timing และ Combustion duration

การใช้ Port fuel injection จะสร้างความเป็นเนื้อเดียวกันของเชื้อเพลิงกับอากาศ ส่วน Direction fuel injection จะทำให้ส่วนผสมเป็นแบบ Stratification จากหลายงานวิจัยพบว่าการใช้ Port fuel injection ไม่มีศักยภาพในการเปลี่ยนแปลง Combustion phasing และมีข้อจำกัดของการทำงานที่ขึ้นกับอัตราส่วนอัดกับผลของ Fuel vaporization ซึ่งส่งผลกระทบต่อค่าแกรมมาของส่วนผสม (คล้ายคลึงกับการใช้ Early injection ในระหว่าง Intake stroke ทำให้เกิด HC มาก ดังนั้น Combustion efficiency ลดลง)

จากหลายงานวิจัย ทำการศึกษาการใช้ Direct fuel injection ที่ Lean limit เพื่อพัฒนา Combustion stability, Fuel consumption, Combustion efficiency เมื่อเทียบกับ Port fuel injection โดยการปรับรูปแบบส่วนผสมให้มีความเหมาะสม จะช่วยลด Rate of heat release จากการเผาไหม้ ทำให้ Combustion duration ยาวนานขึ้น และการปรับ Mixture stratification โดยการเปลี่ยน Injection timing ยังช่วยลด NO_x ที่เกิดจาก Hot spots ในห้องเผาไหม้ (Hot spots เกิดจากการเผาไหม้ ในบริเวณที่มีส่วนผสมหนา) นอกจากนี้ สำหรับการปรับ late injection ยังช่วยให้ HC, CO และ PM ลดลง โดย Hilditch ได้อธิบายเพิ่มเติมเกี่ยวกับที่มาของแหล่งกำเนิด HC ใน Direct fuel injection ซึ่งได้เสนอไว้ว่า บริเวณที่เป็น Lean quenching และ Liquid film layer เป็นแหล่งที่มาของ HC อีกทางหนึ่ง นอกจากที่เกิดใน Crevice volume ในห้องเผาไหม้

7. ผลกระทบปริมาณสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล

ผลกระทบจากปริมาณการผสมระหว่างก๊าซธรรมชาติกับดีเซล โดยปริมาณการใช้ ส่งผลกระทบกับเครื่องยนต์ในด้านต่างๆ ทั้งการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ มลพิษที่เกิดขึ้น รวมทั้งสมรรถนะของเครื่องยนต์ ซึ่งปัญหาหลักเป็นด้านมลพิษเมื่อมีการผสมของก๊าซธรรมชาติในปริมาณมากขึ้น ทำให้เกิดมีเทนในปริมาณที่เพิ่มขึ้น

Papagiannakis and Hountalas (2002) ทำการศึกษาทดลองหาผลกระทบของปริมาณก๊าซธรรมชาติต่อสมรรถนะและไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลแบบ Direct-Injection ที่ดัดแปลงเป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม มีการจ่ายก๊าซเข้าไปแทนน้ำมันดีเซล พบว่าเครื่องยนต์ยังคงให้กำลังออกมาเหมือนกับการใช้ดีเซลปกติที่ภาระและรอบการทำงานต่างๆ โดยอัตราส่วนการจ่ายก๊าซคิดโดยมวล พบว่าปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ ขึ้นอยู่กับอัตราการจ่ายก๊าซ ที่ภาระเครื่องยนต์ต่ำ ปริมาณไฮโดรคาร์บอนสูง เนื่องจากอุณหภูมิไอติดำและอัตราการเผาไหม้ช้าทำให้เหลือก๊าซที่ยังเผาไหม้ไม่หมด สำหรับที่ภาระสูง ปริมาณไฮโดรคาร์บอนลดลง แต่ก็ยังสูงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป

8. ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์ว

ผลกระทบที่เกิดจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วเป็นตัวแปรที่มีความสำคัญอีกตัว ที่ช่วยในการทำงานของเครื่องยนต์ให้มีประสิทธิภาพมากขึ้น การปล่อยมลพิษออกมาน้อยลง ในอดีตการทำงานของเครื่องยนต์สามารถทำงานได้ดีในช่วงแคบ เพราะว่าการทำงานของ Valve ได้

ปรับไว้ใช้งานในช่วงการทำงานเดียว ทำให้เมื่อเครื่องยนต์ทำงานในช่วงที่ต่างออกไป จึงมีการทำงานที่ไม่เหมาะสม ในปัจจุบันได้มีการพัฒนาการทำงานของวาล์วให้มีความเหมาะสมในทุกช่วงการทำงาน เช่น ระบบ VVT-I, VTEC เป็นต้น โดยหลักการทำงานของทั้งสองแบบมีความแตกต่างกันแต่เพื่อจุดประสงค์เดียวกันคือเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานทุกช่วงการทำงานของเครื่องยนต์

การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วที่เหมาะสม สามารถช่วยในเรื่องการกักเก็บแก๊สตกค้าง (Residual gas) ในวัฏจักรก่อนหน้ามาใช้ในวัฏจักรต่อไป ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรและอุณหภูมิเปลี่ยนแปลง พบว่า Residual gas จะเพิ่มอุณหภูมิของส่วนผสม ทำให้สามารถเกิด Auto-ignition ได้อย่างรวดเร็ว สำหรับการควบคุมลักษณะการปรับเปลี่ยนรูปแบบจังหวะการเปิดปิดวาล์วสามารถทำได้หลายรูปแบบ เช่น 1.) การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย 2.) การปรับระยะยกทั้งวาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย 3.) ปรับทั้งสองกรณีไปพร้อมกัน (Babajimopoulos *et al.*, 2002)

Kitae (2006) ศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ HCCI เชื้อเพลิงที่ใช้คือ LPG และ Gasoline ตัวแปรที่นำมาพิจารณาคือจังหวะการเปิดปิดวาล์วและสารเติมแต่ง DME ในการทดลองทำการฉีดเชื้อเพลิง LPG ไปที่ท่อร่วมไอดี ขณะที่ DME ฉีดเข้าห้องเผาไหม้โดยตรงในจังหวะอัดของเครื่องยนต์ เพื่อเป็นตัวช่วยในการจุดระเบิด ผลจากจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีและจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง ทำให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของมลพิษที่ปล่อยออกมาและลักษณะการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ จากการทดลองสรุปได้ดังนี้ ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มของ Combustible Charge อย่างไรก็ตาม การปรับให้จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีช้าลง ทำให้ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ลดลง เนื่องจากการลดลงของ Volumetric Efficiency (Residual gas ภายในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้น)

Jinyoung (2004) ศึกษาผลกระทบที่เกิดจาก Exhaust throttling และ Residual gas ในเครื่องยนต์ SI วัตถุประสงค์หลักของงานคือ แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับเปลี่ยน Exhaust throttling, Valve timing และภาระการทำงาน การศึกษาได้ทำการปรับให้ Intake valve timing เปิดปิดได้อย่างอิสระและควบคุม Exhaust valve close ให้คงที่ จากนั้นทำการติดตั้ง Exhaust throttling ที่ Exhaust manifold เพื่อสร้าง Back pressure โดยผลที่ได้จากการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้ ข้อแรก Residual gas fraction มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจาก Exhaust throttling ทำให้ Exhaust pressure เพิ่มขึ้น โดยเฉพาะในช่วง Valve overlap ที่ภาระการทำงานสูง ข้อสอง ค่า Exhaust gas temperature มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจาก Exhaust throttling ลดการถ่ายเทความร้อนภายในระบบไอเสีย แสดงให้เห็นได้ว่า

Exhaust throttling มีความสำคัญในช่วง Valve overlap ข้อสาม NO_x ลดลงอย่างเห็นได้ชัดเมื่อค่าของ Residual gas fraction มีค่ามากในช่วง Valve overlap

Stanislav (2004) ศึกษาผลกระทบของ Exhaust valve timing บนเครื่องยนต์ SI การศึกษาทำการปรับ Early EVO เทียบกับ Standard EVO ผลที่ได้คือ Early EVO สามารถทำให้ Exhaust gas temperature เพิ่มขึ้นและ Catalyst light-off time ลดลง แต่ทำให้ปริมาณ HC มีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้นจากปริมาณมลพิษที่เพิ่มขึ้น จึงมีการปรับรูปแบบการทดลองใหม่ โดยทำการปรับจังหวะของ Early EVO ร่วมกับ Early EVC จากการทดลองพบว่านอกจาก Exhaust gas temperature ที่เพิ่มขึ้นและ Catalyst light-off time ลดลงแล้ว การปรับให้ Early EVC ยังส่งผลให้ปริมาณ HC ถูกกักเก็บไว้ใช้ในการเผาไหม้วัฏจักรต่อไป

ประเภทของวาล์วแปรผัน

ปัจจุบันผู้ผลิตรถยนต์ต่างคิดค้นวิจัยการทำงานของเครื่องยนต์ให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุดในทุกช่วงของการทำงาน ทั้งการพัฒนาด้านระบบจ่ายเชื้อเพลิงที่เป็นแบบหัวฉีดรวมทั้งระบบวาล์วต่างๆที่ได้รับการพัฒนาให้มีสมรรถนะที่ดี เครื่องยนต์ทำงานได้เต็มประสิทธิภาพ โดยที่ระบบวาล์วแบบต่างๆ ที่ได้ถูกคิดค้นออกมาคือ VTEC, VVT-I, VIS, MIVEC, VTCS และอีกหลายระบบเป็นต้น

VTEC (variable valve timing and lift electronic control) เป็นระบบที่คิดค้นโดย HONDA ที่ช่วยปรับระยะยกและองศาการทำงานของวาล์วตามรอบเครื่องยนต์และทาง HONDA ได้พัฒนาระบบต่อไปโดยใช้ชื่อว่า i-VTEC ซึ่งได้มีการผสมผสานระบบควบคุมจังหวะการเปิด-ปิดวาล์วแบบแปรผัน (Variable timing control) ที่คอยปรับมุม Camshaft ผังไอดีให้สอดคล้องกับการทำงานของระบบ VTEC ควบคุมจังหวะการทำงานและระยะยกของวาล์วกล้าวต่างๆ คือระบบ i-VTEC ก็คือระบบ VTEC รวมกับ VTC นั่นเอง สำหรับระบบ VTEC ในช่วงรอบเดินเบาตัว Camshaft รอบต่ำที่ออกแบบมาเพื่อให้ได้แรงบิดสูงสุดจะมาเป็นตัวควบคุมจังหวะและระยะยกของกระเดื่องวาล์วไอดี สองตัวจนกระทั่งเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นกระเดื่องวาล์วทั้งสองตัวจะล็อกเข้ากับกระเดื่องวาล์วตัวที่สามและกระดุ้นซึ่งอยู่ตรงกลาง โดยมีสลักที่ทำงานด้วยระบบไฮดรอลิก และควบคุมการทำงานด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์เป็นตัวยึด หลังจากนั้นกระเดื่องวาล์วตัวที่สามซึ่งเคลื่อนไหวตามรูปทรงของ Camshaft ที่ออกแบบมาให้เกิดแรงบิดสูงในช่วงความเร็วรอบสูงก็จะมาเป็นตัวควบคุมจังหวะและระยะยกของวาล์วแทน สำหรับระบบ VTEC ในรุ่นใหม่ๆ จะมีการปรับปรุงระบบการทำงานด้านระบบควบคุมระยะยกและระยะเวลาเปิด-ปิดวาล์วโดยกระเดื่องกวาล์วไอดีแบบลูกกลิ้งสองตัวต่อ

วาล์วไอดีหนึ่งคู่ ในช่วงการทำงานที่ความเร็วรอบต่ำตัวที่เปิดน้อยจะเกิดเป็นช่องแคบอากาศที่ไหลผ่านจึงเกิดการรีดตัวเพิ่มความเร็วในการไหล เป็นการแก้ปัญหาเรื่องแรงเฉื่อยของไอดีที่รอบต่ำ และเช่นเดียวกันเมื่อวาล์วเปิดช่องกว้างขึ้นไอดีก็สามารถไหลเข้าได้มากขึ้น นอกจากนี้ด้วยการเปิดที่ไม่เหมือนกันส่งผลให้เกิดกระแสที่หมุนวนในห้องเผาไหม้ ช่วยให้ส่วนผสมสามารถเข้ากันได้ดีขึ้น จนกระทั่งความเร็วรอบสูงขึ้นระบบ VTEC จะเปลี่ยนไปใช้มุม camshaft ที่ยกวาล์วได้สูงและนานขึ้นเพื่อให้ได้พลังงานมากขึ้น

ระบบ VTC (Variable timing control) จะควบคุมจังหวะการเปิด-ปิดวาล์วแบบแปรผันโดยการปรับมุมเพลาลูกเบี้ยว ซึ่งที่ส่วนหัวของ Camshaft ไอดีจะมีตัวปรับการขยับของเพลาลูกเบี้ยวทำให้การทำงานเปลี่ยนไปคือ VTC actuator ที่ควบคุมโดย ECU ระบบ VTC นั้น

VVT-I เป็นระบบที่ TOYOTA เป็นผู้คิดค้นมาเพื่อใช้ควบคุมเวลาในการเปิดปิดวาล์วให้มีความแตกต่างกันในช่วงรอบต่ำและสูง เพื่อความเหมาะสมในการทำงาน ซึ่งโครงสร้างของระบบ VVT-I ที่อยู่ส่วนหัวของ Camshaft ไอดีจะประกอบด้วยเสื้อ Housing driven จากเฟืองไทมิ่ง และ Vane coupled ช่องทางน้ำมันเครื่องที่จะส่งแรงดันน้ำมันให้กับระบบโดยผ่านทางช่องใน Camshaft ในการปรับองศาการทำงานของ Camshaft ตัว VVT-I controller จะปรับแรงดันน้ำมันเครื่องโดยการจัดสรรทางเดินของน้ำมัน และด้านวาล์วควบคุมน้ำมันจะคอยควบคุมตำแหน่งของ Spool valve ให้สอดคล้องกับคำสั่งที่มาจาก ECU เพื่อกำหนดแรงดันน้ำมันที่จะจ่ายออกไปสำหรับการควบคุมการทำงานแบ่งได้ดังนี้คือถ้าเปิดวาล์วล่วงหน้า เมื่อ ECU ส่งสัญญาณให้เปิด วาล์วล่วงหน้าไปยังวาล์วควบคุมน้ำมัน และปิดช่องทางน้ำมันไปยังด้านเปิดล่วงหน้าในห้อง Vane chamber เพื่อหมุน Camshaft ไปในทิศทางเปิดล่วงหน้า ส่วนถ้าเป็นการหน่วงการเปิดวาล์วก็จะจ่ายน้ำมันไปอีกด้านของการเปิดวาล์วล่วงหน้า และเพื่อให้การทำงานเป็นไปอย่างเหมาะสมตัว ECU จะคำนวณตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์, ปริมาณอากาศ, ตำแหน่งลิ้นเร่ง และอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นให้เป็นสัดส่วนกันเพื่อจังหวะในการเปิด-ปิดวาล์วที่ถูกต้อง

MIVEC (Mitsubishi innovative timing electronic control system) เป็นระบบที่คิดค้นโดย Mitsubishi ที่สามารถปรับเปลี่ยนได้ทั้งระยะยกและองศาการเปิด-ปิดวาล์วให้เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์ โดยในช่วงรอบต่ำวาล์วไอดียกตัวน้อยเพื่อให้ช่องทางเข้าห้องเผาไหม้น้อยทำให้เกิดแรงรีดของอากาศให้ไหลเข้าห้องเผาไหม้เร็วขึ้นแล้วยังทำให้เกิดการหมุนวนที่รุนแรงทำให้เกิดการผสมกันดีในห้องเผาไหม้ และเมื่อรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นวาล์วไอดีจะยกตัวสูงขึ้นไปเพื่อให้อากาศสามารถเข้าได้มากและสะดวกส่งผลที่ดีต่อกำลังเครื่องยนต์ที่ได้รับ

VIS/VTCS เป็นระบบที่คิดค้นโดย Mazda ในช่วงรอบต่ำจะมีระบบที่ทำงานคือ VIS และ VTCS โดยระบบ VIS (Variable intake air system) เป็นระบบประจุไอดีแบบแปรผันคือการลดและเพิ่มขนาดของท่อไอดีซึ่งมีหลักการทำงานคือ กล้อง PCM จะสั่งการให้โซลินอยด์ Valve VIS ทำงานโดยใช้แรงดึงดูดอากาศดึงให้วาล์วแปรผันอากาศไอดีอยู่ในสภาวะปิด ทำให้ท่อร่วมไอดีมีความยาวจากวาล์วไอดีถึงห้องชดเชยอากาศมากขึ้น เกิดเป็นผลต่อแรงเฉื่อยของไอดีทำให้ไอดีสามารถเคลื่อนตัวได้เร็วขึ้น และเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้นตัวกล้อง PCM จะสั่งให้โซลินอยด์ VIS หยุดการทำงาน ทำให้วาล์วแปรผันประจุไอดีเปิด ที่ในสภาวะนี้ความยาวของท่อร่วมไอดีแต่ละสูบจะต่อเข้าไปกับห้องชดเชยอากาศโดยตรงทำให้ระยะการเดินทางของไอดีสั้นลงส่งผลให้อากาศและเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้ได้รวดเร็วขึ้น และนอกจากนี้ยังมีกรเพิ่มระบบรีดอากาศแปรผัน VTCS จะมีการใช้สูญญากาศในท่อร่วมไอดี ไปดูด Actuator valve รีดอากาศแปรผันให้ปิด ทำให้ช่องทางเข้าปากท่อไอดีที่จะเข้าพอร์ตไอดีมีขนาดเล็กลงอากาศที่ผ่านจุดนี้จึงเกิดการรีดตัวทำให้อัตราการไหลเร็วขึ้นทำให้สามารถทำงานที่รอบต่ำได้ดีขึ้น

ระบบ Valve ของ AUDI

Audi ใช้วาล์ว 5 ตัวแบ่งเป็นไอดีสามตัวไอเสียสองตัวโดยที่ไอดีจะมีขนาดเล็กเพื่อให้ไอดีสามารถรีดตัวได้มากทำให้มีความเร็วเพิ่มขึ้นช่วยให้ทำงานได้ดีในรอบต่ำ นอกจากนี้ยังมีการใช้ท่อไอดีแบบแปรผัน (Inlet manifold changeover system) ซึ่งแบ่งทางเดินของไอดีเป็น 2 จังหวะ โดยในรอบต่ำจะมีการปิดท่อทางเดินด้านในของท่อไอดี ทำให้ไอดีต้องวิ่งไกลกว่าปกติด้วยระยะทางตั้งหลักที่ไกลจะไปเพิ่มความเร็วในการไหลส่งผลให้การทำงานของเครื่องยนต์ดีขึ้น

VANOS เป็นระบบที่คิดค้นโดย BMW โดยปัจจุบันระบบได้ถูกพัฒนาให้มีการทำงานทั้งฝั่งไอดีและไอเสียเรียกว่า Double VANOS (Variable Nockenwellen steuerung) โดยแท่ง Camshaft ทั้งคู่จะมีชุดเฟืองประกอบอยู่ในชุดพูลเลย์ด้านหน้า เมื่อเครื่องยนต์ทำงานถึงรอบที่กำหนดไว้ตัวโซลินอยด์วาล์วที่ควบคุมโดยระบบอิเล็กทรอนิกส์จะเปิดให้แรงดันน้ำมันเครื่องเข้ามาดันขั้วชุดเฟืองทำให้ห้องสกรูการทำงานของ Camshaft เปลี่ยนไปและด้วยการทำงานที่ลงตัวทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้ดี และยังมาพร้อมกับระบบ Valvetronic ซึ่งใช้มอเตอร์ไฟฟ้าควบคุมระยะยกของการเปิด-ปิดวาล์ว

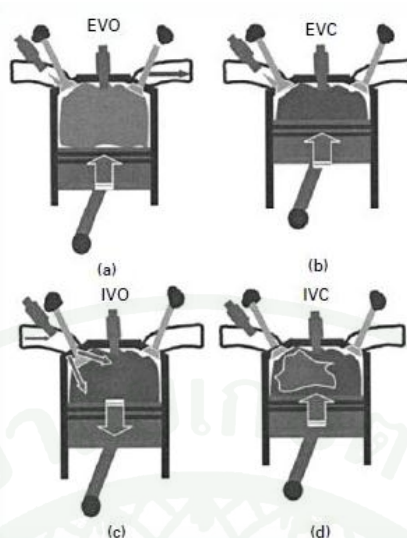
จากรูปแบบลักษณะการปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดของทั้งวาล์วไอดีและไอเสีย ส่งผลกระทบต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

เนื่องจากหลักการเผาไหม้ของเครื่องยนต์มีลักษณะการผสมผสานระหว่างเครื่องยนต์ HCCI และเครื่องยนต์ PCCI ซึ่งทั้งสองเครื่องยนต์ดังกล่าวควบคุมพฤติกรรมเผาไหม้โดย Chemical kinetic โดยอาศัยอุณหภูมิและส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้เป็นหลัก จากเหตุผลดังกล่าวเครื่องยนต์ประเภทนี้จึงได้มีการทำวิจัยเกี่ยวกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีไอดีเสียต่อคุณลักษณะการทำงานและมลพิษที่ออกมา

จากพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมดังกล่าว พบว่าการปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดของวาล์วไอดีเสียส่งผลกระทบต่อการทำงานและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์อย่างมาก เนื่องจากปริมาณของไอดีเสียตกค้างในห้องเผาไหม้ที่มากขึ้นส่งผลให้อุณหภูมิในจังหวะลูกสูบอัดตัวมีค่าสูงตามไปด้วย ด้วยเหตุผลดังกล่าวงานวิจัยครั้งนี้จึงเน้นศึกษาผลกระทบที่เกิดจากการปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดของวาล์วไอดีเสียเป็นหลัก

กลยุทธการฉีดเชื้อเพลิงร่วมกับแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้

การใช้แก๊สตกค้าง (Residual gas) ช่วยในการเผาไหม้ โดยแก๊สตกค้างจากวัฏจักรก่อนหน้านี้ถูกกักเก็บไว้โดยการปิดวาล์วไอดีเสียก่อนปกติ ภาพที่ 10 แสดง Burned gas หรือแก๊สตกค้างที่ถูกอัดในจังหวะสุดท้ายของจังหวะคาย (Exhaust stroke) และดำเนินการไปถึงช่วงจังหวะดูด (Induction stroke) วาล์วไอดีจะเปิดช้ากว่าปกติ ทำให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงและอากาศที่ใช้ในเครื่องยนต์แบบ Port fuel หรือ อากาศอย่างเดียวในเครื่องยนต์แบบ Direct injection เข้าไปในห้องเผาไหม้ที่มีการกักเก็บแก๊สตกค้างของวัฏจักรก่อนหน้านี้ไว้อยู่ ดังนั้นส่วนผสมต่างๆ จะไปรวมกับแก๊สตกค้างทำให้เกิดการถ่ายเท Thermal energy ระหว่างส่วนผสม ส่งผลให้เมื่อวาล์วไอดีปิดลง ส่วนผสมถูกอัดตัวจนมีอุณหภูมิสูงขึ้น จึงเกิดการ Auto-ignition ของเชื้อเพลิงกับอากาศและเกิดการเผาไหม้ที่บริเวณใกล้ TDC จากภาพที่ 11 แสดงช่วงบริเวณการเปิดปิดวาล์วที่มีผลต่อการกักเก็บแก๊สตกค้างไว้ในห้องเผาไหม้ พบว่าที่ Exhaust TDC เกิดความดันสูงขึ้น เนื่องจากเป็นช่วงบริเวณของแก๊สตกค้างที่ถูกอัดตัว ดังนั้นการเปิดวาล์วไอดีจึงต้องเปิดช้ากว่าปกติ เพื่อป้องกันไม่ให้แก๊สตกค้างไหลกลับเข้าไปในท่อร่วมไอดี



ภาพที่ 10 แสดงกระบวนการกักเก็บ residual gas ไว้ภายในห้องเผาไหม้

ที่มา: Zhao (2007)

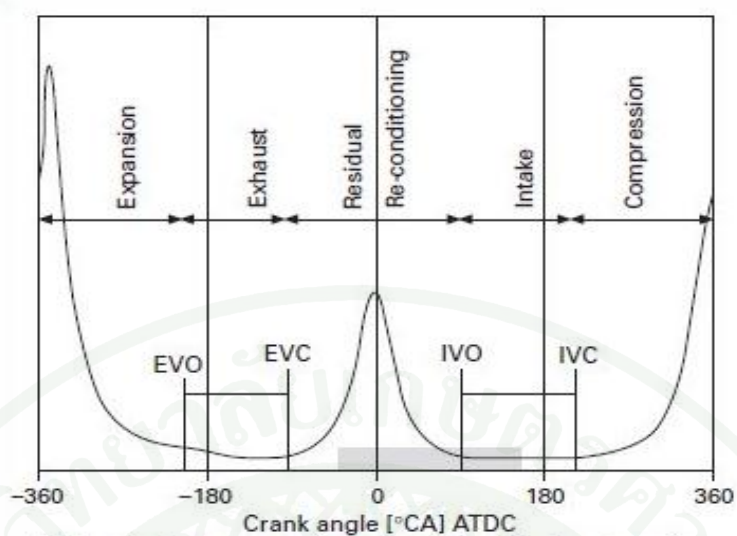
ภาพที่ 12 แสดงระยะยกวาล์วของเครื่องยนต์ SI และ CAI โดยปกติวาล์วไอดีจะเปิดใกล้จุดสิ้นสุดกระบวนการ Exhaust stroke เพื่อให้เกิดงานสูงสุดและวาล์วไอดีจะปิดก่อนเพื่อกักเก็บแก๊สตกค้างไว้ในห้องเผาไหม้ ส่วนวาล์วไอดีจะปิดตามปกติแต่จะเปิดช้าลง ดังที่ได้แสดงไว้ตามเส้นปะ นอกจากนี้การใช้ Valve lift curve ในแบบ CAI จำเป็นต้องใช้ Flexible variable valve actuator หรือ Camless system แต่อย่างไรก็ตาม Flexible variable valve actuator ใช้หลักการ Electro-magnetic ในการควบคุมวาล์วหรือใช้ Electro-hydraulic ซึ่งมีความซับซ้อนและมีราคาแพง แต่ก็มีข้อดีคือสามารถปรับรูปแบบ Valve lift curve ให้ได้การทำงานแบบ CAI (ระยะยกวาล์วไอดีและวาล์วไอดีจะเปิดน้อย เพื่อกักเก็บแก๊สตกค้างไว้ในห้องเผาไหม้) (Koopman *et al.*, 2001 and Law *et al.*, 2000)

ข้อเสียของการทำงานในรูปแบบนี้ สำหรับเครื่องยนต์ SI คือภาระการทำงานของเครื่องยนต์จะถูกควบคุมได้ด้วย Exhaust camshaft phasing คือในขณะที่ภาระการทำงานลดลงวาล์วไอดีจะปิดเร็วเกินไป ทำให้มีแก๊สตกค้างมากภายในห้องเผาไหม้ (วาล์วไอดีต้องเปิดช้า เพื่อกักเก็บแก๊สตกค้างไหลกลับไปที่ท่อร่วมไอดี) ดังนั้น เมื่อแก๊สตกค้างมีปริมาณมากขึ้น ทำให้อากาศที่เข้าไปในห้องเผาไหม้น้อยลง ส่งผลให้เชื้อเพลิงเพียงบางส่วนเท่านั้นที่สามารถเผาไหม้ได้ ซึ่งโดยเมื่อเทียบกับการทำงานของวาล์วไอดีแบบปกติ วาล์วไอดีจะปิดช้ากว่าการทำงานแบบ CAI

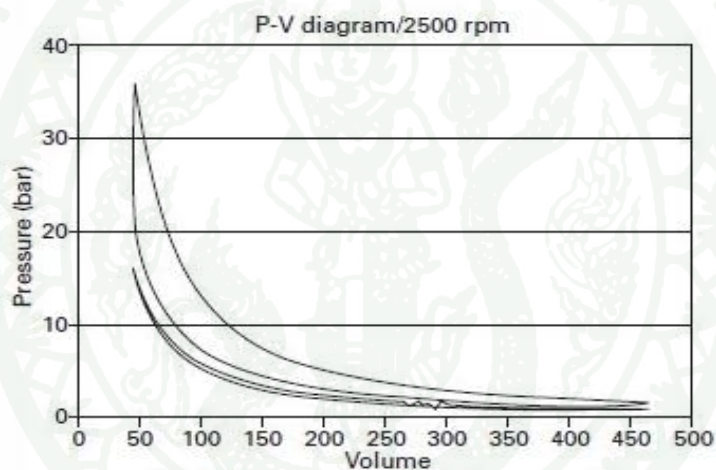
ส่งผลให้ปริมาณแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้ลดลง ทำให้อากาศสามารถเข้าไปในห้องเผาไหม้ได้มาก ส่งผลให้ได้งานออกมามาก ส่วนข้อเสียอีกประการสำหรับการปิดวาล์วไอดีเร็วขึ้นคือ ทำให้เกิดช่วง NVO แก๊สตกค้างถูก Re-compressed และ Re-expanded ส่งผลให้เกิด Heat loss จากแก๊สตกค้างไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ เป็นเหตุให้เกิด Pumping loss ดังภาพที่ 11(b)

นอกจากนี้ การใช้ Mechanical variable camshaft ไม่มีความอิสระในการควบคุมจังหวะการเปิดปิดวาล์ว เนื่องจากเมื่อเปลี่ยนจังหวะการปิดวาล์วไอดี ทำให้จังหวะการเปิดวาล์วไอดีเปลี่ยนตามไปด้วย โดยที่วาล์วไอดีก็เป็นเช่นเดียวกันคือ ถ้าจังหวะการปิดวาล์วไอดีเปลี่ยนไป ทำให้จังหวะการเปิดของวาล์วไอดีเปลี่ยนตามไปด้วย ดังนั้นจากจังหวะการปิดวาล์วไอดีก่อนปกติ ที่ภาระการทำงานต่ำ จะเกิด Lower expansion work เนื่องจากผลของการเปิดวาล์วไอดีก่อนในช่วงจังหวะขยายตัว ในระหว่างนั้น การเปิดวาล์วไอดีช้ากว่าปกติในช่วงภาระการทำงานต่ำ นำไปสู่การเกิด Lower effective compression ratio เนื่องจากการปิดของวาล์วไอดีเข้าไปอยู่ในช่วงจังหวะอัด (Compression stroke) มากเกินไป เพราะฉะนั้น จากการลดลงของทั้ง Expansion work และ Effective compression ratio ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดลง นอกจากนี้ ในกรณีที่ภาระการทำงานสูงขึ้น การปิดวาล์วไอดีที่ใกล้ TDC ทำให้ได้ Effective compression ratio ที่สูง แล้วจังหวะการเปิดและปิดของวาล์วไอดีเกิดก่อนทำให้เสี่ยงต่อการเกิด Knock ของเครื่องยนต์ได้

นอกจากนี้ ผลของการเปิดของวาล์วไอดีเร็วเกินไป (เมื่อความดันภายในห้องเผาไหม้มากกว่าความดันในท่อร่วมไอดี) ทำให้เกิดการไหลย้อนกลับจากห้องเผาไหม้ไปที่ท่อร่วมไอดี แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ลงมาจาก TDC ทำให้ส่วนผสมยังคงไหลกลับเข้ามาสู่ห้องเผาไหม้ได้ดังเดิม (แก๊สที่ไหลกลับเข้ามาเกิด heat loss ในผนังท่อร่วมไอดี) ถ้าการเปิดของวาล์วไอดีช้าเกินไป (เมื่อความดันภายในห้องเผาไหม้น้อยกว่าความดันในท่อร่วมไอดี) จะไม่เกิดการไหลย้อนกลับ แต่เท่าที่การเปิดวาล์วไอดีช้า ทำให้การปิดวาล์วไอดีช้าไปด้วย อาจทำให้แก๊สบางส่วนไหลกลับเข้าไปในท่อร่วมไอดีได้ในจังหวะ Compression stroke แต่แก๊สส่วนนี้ยังคงรอการไหลกลับเข้ามาในวัฏจักรถัดไป ดังนั้น การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วให้มีความสัมพันธ์กัน ทำให้สามารถควบคุมส่วนผสมให้เป็นไปตามต้องการได้และได้จังหวะการ Auto-ignition ที่ถูกต้องและเหมาะสม



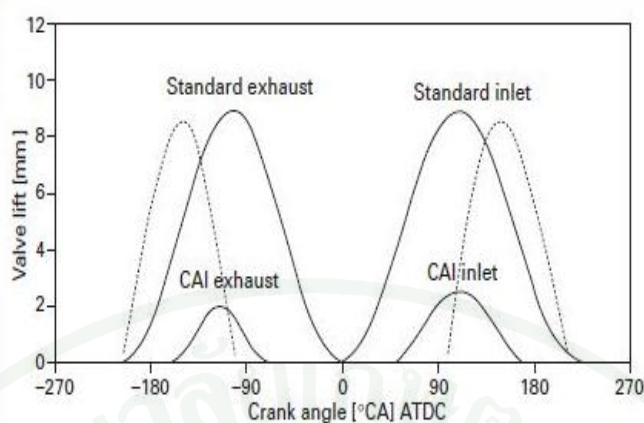
(a) In-cylinder pressure diagram with residual gas trapping



(b) P-V diagram with residual gas trapping

ภาพที่ 11 (a) แสดงความดันภายในห้องเผาไหม้เมื่อมีการกักเก็บ residual gas (b) แสดงกราฟ P-V เมื่อมีการกักเก็บ residual gas

ที่มา: Zhao (2007)



ภาพที่ 12 เปรียบเทียบรูปแบบการเปิดปิดวาล์วในเครื่องยนต์ SI และ CAI

ที่มา: Zhao (2007)

จากที่กล่าวมาข้างต้น พบว่ารูปแบบการทำงานของเครื่องยนต์ขึ้นอยู่กับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีและวาล์วไอเสียเป็นหลัก นอกจากนี้ พฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ที่แตกต่างกันในแต่ละรอบและภาระการทำงาน (ขณะที่ภาระการทำงานหรือความเร็วรอบเพิ่มขึ้นทำให้ Start of combustion เกิดเร็วขึ้น และ Combustion duration สั้นลง ส่งผลให้ Rate of heat release เกิดอย่างรวดเร็วในเวลาอันสั้นเป็นผลให้อัตราการกินน้ำมันเชื้อเพลิงมากขึ้น (การเผาไหม้เกิดในจังหวะ Compression stroke มากเกินไป) ในขณะที่ภาระการทำงานต่ำ การเผาไหม้เกิดช้าและมีการเผาไหม้เพียงบางส่วน เป็นผลให้เครื่องยนต์เกิดความแปรปรวน) ดังนั้น เพื่อหาวิธีการควบคุมการเผาไหม้ให้มีความเหมาะสมในทุกๆ สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ จากหลายงานวิจัยได้แสดงให้เห็นว่าการใช้ direct fuel injection สามารถควบคุมกระบวนการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ได้เป็นอย่างดี จากภาพที่ 11(a) แสดง 3 ส่วนที่สำคัญในการทำงานของเครื่องยนต์เมื่อมีการใช้งานในช่วง NVO คือ Residual gas trapping, Residual re-conditioning และ Combustion ในแต่ละส่วนส่งผลกระทบต่อกัน เริ่มจาก Residual trapping phase ถูกควบคุมโดยจังหวะการปิดของวาล์วไอเสียซึ่งมวลของแก๊สตกค้างถูกจำกัดไว้ แต่อุณหภูมิและความดันเกิดการเปลี่ยนแปลงในช่วง Re-conditioning โดยการ Re-compression, Re-expansion และผลจากการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในแก๊สตกค้าง ในช่วงต่อมาคือจุดสิ้นสุดของช่วง Re-conditioning วาล์วไอดีจะเริ่มเปิด โดยที่อุณหภูมิและความดันของแก๊สตกค้างยังคงส่งผลต่ออัตราการไหลของไอดี เนื่องจากการ Dilution (residual/total volume ratio) และอุณหภูมิของไอดีเมื่อผสมกับแก๊สตกค้าง ดังนั้น จากพฤติกรรมของแก๊สตกค้าง

ในช่วงการทำงานต่างๆ ของเครื่องยนต์ สามารถนำมาพัฒนาหรือใช้งานร่วมกับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเพื่อให้เกิดประโยชน์สูงสุด

การวิเคราะห์จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงสามารถอธิบายได้ 2 รูปแบบคือ 1.) ฉีดเชื้อเพลิงระหว่าง NVO 2.) การฉีดเชื้อเพลิงในช่วงจังหวะดูดและอัด

1. การฉีดเชื้อเพลิงในช่วง NVO

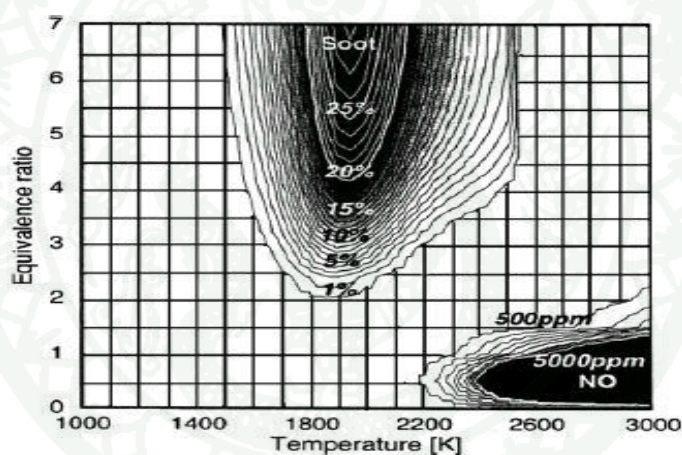
Williand (1998) ได้อธิบายการใช้ Direct fuel injection ระหว่างช่วง NVO เพื่อควบคุมกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งการฉีดเชื้อเพลิงในช่วงดังกล่าวสามารถเพิ่มขีดจำกัดในการทำงานของเครื่องยนต์ได้ แต่ส่งผลกระทบต่อ Pumping losses ที่เพิ่มขึ้นในช่วง Re-compression และ Re-expansion

Koopmans (2003) ทำการทดลองศึกษาบนเครื่องยนต์ Gasoline และพบว่า การปรับมุมของ Pilot fuel ส่งผลกระทบต่อ Combustion phasing และ Heat release ในช่วง NVO ที่เกิดขึ้นเนื่องจาก Pilot fuel injection และความเข้มข้นของ O_2 ใน Residual gas นอกจากนี้ ยังได้แสดง Intermediate species ที่จุดเริ่ม Compression stroke ซึ่งผลแสดงให้เห็นว่าที่ Lean กับการใช้ Pilot fuel ที่มากกว่า 20% เมื่อเทียบกับ Main fuel ตัว Intermediate species มีผลน้อยมากต่อการเผาไหม้ภายใต้เงื่อนไขนี้ อุณหภูมิของแก๊สที่ IVC จะสูงเป็นผลให้อุณหภูมิเป็นปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อการเผาไหม้ นอกจากนี้ Urushihara (2003) อธิบายการใช้ Direct fuel injection ระหว่างช่วง NVO เพื่อเพิ่มช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI โดยปราศจากการเพิ่มขึ้นของ NO_x ซึ่งข้อสงสัยของการใช้ Direct fuel injection ในช่วง Compression stroke คือส่วนผสมจะเป็น Stratification สามารถขยายช่วงการทำงานได้แต่ก็ทำให้เกิด NO_x เพิ่มขึ้น ส่วนข้อดีที่พบอีกอย่างสำหรับการฉีดที่ NVO คือสามารถลดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลงได้

2. การฉีดเชื้อเพลิงในช่วงจังหวะดูดและจังหวะอัด

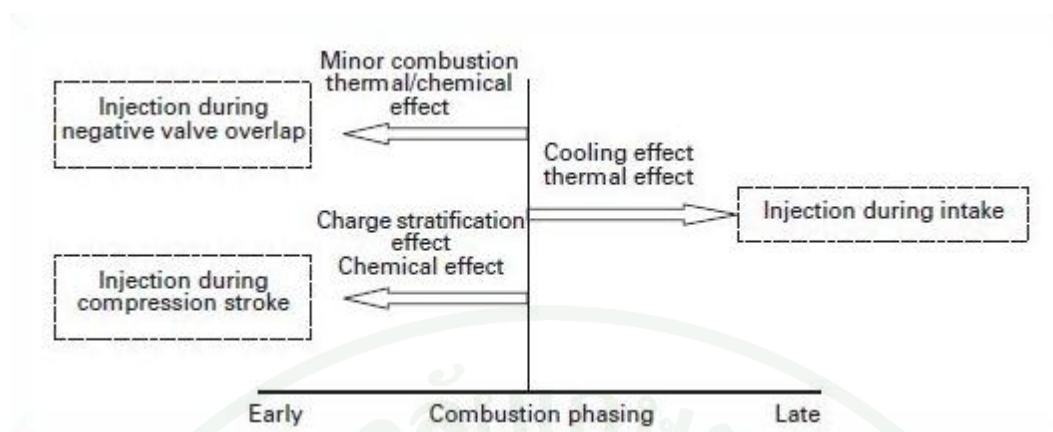
สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ (Direct Injection) เทคนิคหนึ่งที่ถูกนำมาใช้เพื่อลดมลพิษที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ประเภทออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าคือ การฉีดน้ำมันแบบ Early injection ด้วยเทคนิคการฉีดน้ำมันแบบ Early injection น้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในจังหวะอัด ซึ่งน้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดเข้าไปจะยังไม่เกิดการลุกไหม้ น้ำมันดีเซล

จะระเหยและเข้าผสมกับส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ (ก๊าซธรรมชาติ + อากาศ) ระหว่างการผสมนี้ อุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้จะสูงขึ้นเรื่อยๆ เนื่องจากการอัด จนกระทั่งถึงสภาวะที่เหมาะสมต่อการจุดระเบิด น้ำมันดีเซลก็จะเกิดการลุกไหม้ (Auto-ignition) และเผาไหม้ก๊าซธรรมชาติไปด้วย ลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจะเป็นแบบผสมมาก่อน (Pre-mixed combustion) จุดเด่นของการเผาไหม้แบบผสมมาก่อนนี้คือ เป็นการเผาไหม้ที่สร้างมลพิษประเภทออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าควันน้อย เมื่อพิจารณาบริเวณการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าควันจากกราฟ Equivalence ratio – อุณหภูมิ ดังแสดงในภาพที่ 13 ออกไซด์ของไนโตรเจนจะเกิดขึ้นในสภาวะ Equivalence ratio ต่ำอุณหภูมิสูง แต่สำหรับเขม่าควันจะเกิดในสภาวะ Equivalence ratio สูงอุณหภูมิปานกลาง เพื่อที่จะลดการเกิดมลพิษทั้งสองจะต้องควบคุมทั้งอุณหภูมิการเผาไหม้และ Equivalence ratio ไม่ให้สูงเกินไป ด้วยเทคนิคการฉีดแบบผสมมาก่อนน้ำมันดีเซลจะผสมส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ทำให้ได้ส่วนผสมที่บางก่อนเกิดการเผาไหม้และมีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำลง



ภาพที่ 13 ปริมาณการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนและเขม่าควันที่ขึ้นกับ equivalence ratio และ อุณหภูมิ

ที่มา: Gan *et al.* (2011)



ภาพที่ 14 แสดงความสัมพันธ์ของลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง

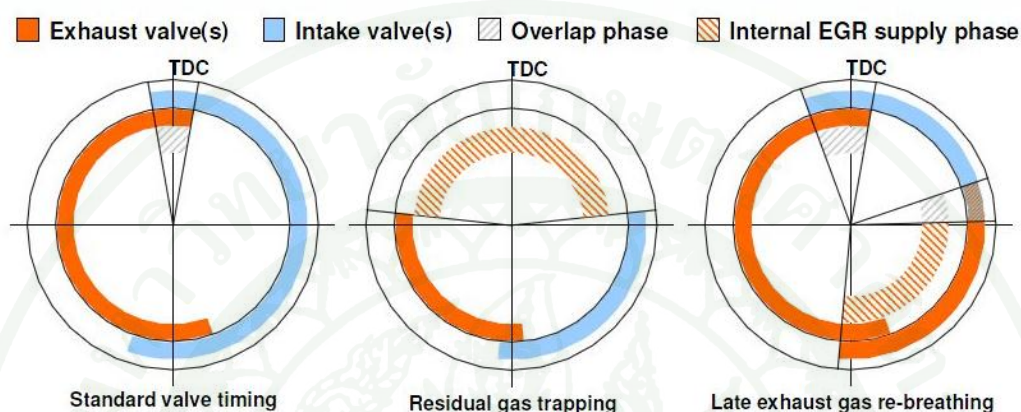
ที่มา: Hua Zhao (2007)

ภาพที่ 14 เป็นการสรุปภาพรวมของ Thermal/chemical effect ที่ส่งผลกระทบต่อ Combustion phasing โดยขึ้นอยู่กับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง (การฉีดเชื้อเพลิงในช่วง NVO ได้รับผลกระทบมาจาก Thermal/chemical effect, การฉีดเชื้อเพลิงในช่วง Intake stroke ได้รับผลกระทบมาจาก Cooling effect, การฉีดเชื้อเพลิงในช่วง Compression stroke ได้รับผลกระทบมาจาก Fuel stratification effect) การฉีดเชื้อเพลิงในช่วง NVO แสดงให้เห็นว่า Heat release และ Thermal effect ส่งผลกระทบต่อ Main combustion ให้เกิดเร็วขึ้น โดยที่ Chemical effect มีบทบาทรองลงมาในการช่วยสนับสนุนการเกิด First stage of ignition ในระหว่าง Compression stroke อย่างไรก็ตาม การฉีดเชื้อเพลิงในช่วง NVO สามารถลด Main combustion ลงได้ ถ้าอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ระหว่างช่วง Re-compression ลดลงเนื่องจากผลของ Charge cooling แต่สำหรับการฉีดเชื้อเพลิงในช่วง Compression stroke นำไปสู่การเผาไหม้ได้ก่อนเนื่องจากผลของ Stratification ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงในช่วง Intake stroke จะชะลอ Main combustion เนื่องจากผลของ Cooling effect

กลยุทธ์การควบคุม Internal EGR

การควบคุม Auto-ignition โดยปราศจากการใช้แหล่งพลังงานจากภายนอก ตัว Internal EGR (Residual gas) จึงเป็นทางเลือกที่มีความเหมาะสมในการนำมาใช้งาน ในหัวข้อนี้สนใจศึกษา Internal residual gas จากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วด้วยวิธีที่มีความแตกต่างกันคือ Residual trapping method และ Re-breathing method โดย Re-breathing method เป็นวิธีที่สามารถลด

Pumping losses การทำงานโดยทั่วไปเหมือนปกติแต่ใช้การไหลกลับเข้ามาของแก๊สตกค้างจากภายนอกเพื่อเข้าไปใช้งานในช่วงจังหวะดูด (Intake stroke) ในขณะที่วิธี Residual trapping method จะกักแก๊สตกค้างไว้ในห้องเผาไหม้ โดยที่แก๊สตกค้างจะถูกอัดระหว่างช่วง Gas exchange cycle ทำให้เกิด Pumping losses

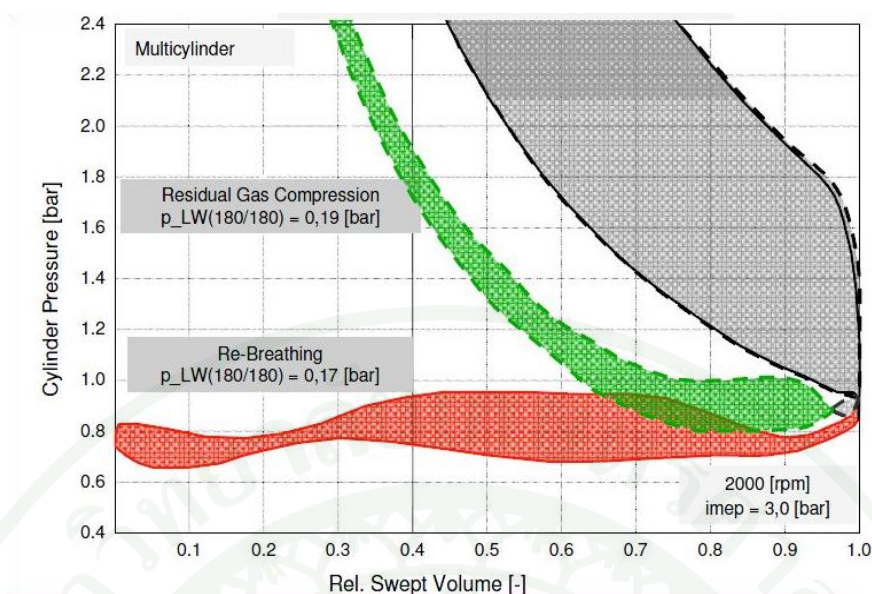


ภาพที่ 15 แสดงการกักเก็บ residual gas ในแต่ละวิธี

ที่มา: Zhao (2007)

Trapping method (Residual gas compression) ทำได้โดยการลดระยะยกของทั้งวาล์วไอดีกับวาล์วไอดีเสีย และปรับจังหวะการเปิดปิด การปิดวาล์วไอดีล่วงหน้าร่วมกับการเปิดวาล์วไอดีช้าลง โดยที่จังหวะของวาล์วจะเป็นตัวควบคุมปริมาณของ residual gas ที่ถูกกักเก็บไว้ในห้องเผาไหม้ นอกจากนี้ จังหวะการปิดของวาล์วไอดียังส่งผลต่อค่าอัตราส่วนอัด (Compression ratio) ที่เกิดขึ้นจริงในเครื่องยนต์รวมทั้ง Pressure wave ในท่อร่วมไอดีด้วย

Re-breathing method เป็นการเปิดวาล์วไอดีเสียเพิ่มในระหว่างจังหวะดูด (Intake stroke) โดยที่ระยะเวลาในการเปิดของวาล์วไอดีเสีย ส่งผลกระทบต่อแก๊สตกค้างในห้องเผาไหม้และอัตราส่วนอัด (Compression ratio) ที่เกิดขึ้น นอกจากนี้ พบว่าการเปิดวาล์วไอดีในระยะเวลาอันสั้น ทำให้อากาศและแก๊สที่ไหลเข้ามาในห้องเผาไหม้เกิดการกระจายตัวได้ดีในห้องเผาไหม้ระหว่างช่วงจังหวะดูด (Intake stroke)

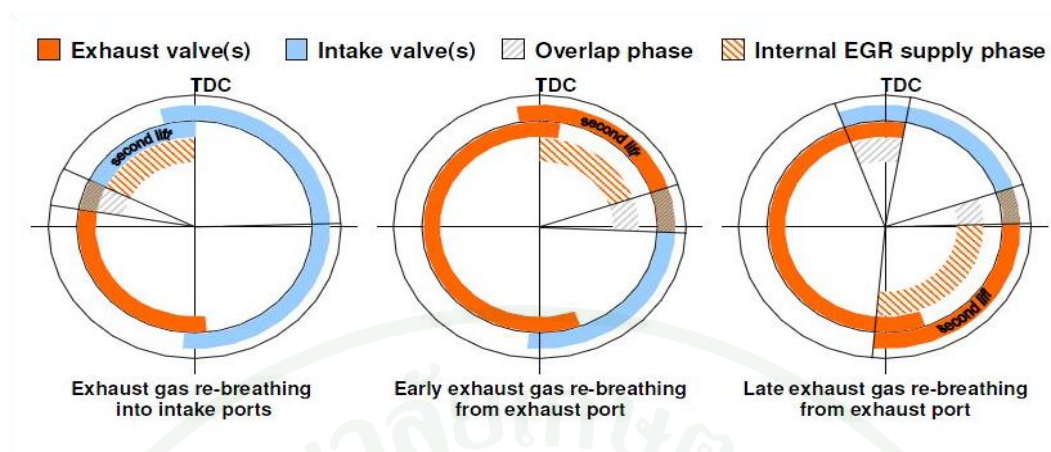


ภาพที่ 16 แสดงผลจากวิธีการกักเก็บ residual gas ในแบบต่างๆ

ที่มา: Zhao (2007)

ในการพัฒนาประสิทธิภาพเพื่อให้ได้งานออกมามากที่สุด จำเป็นต้องหลีกเลี่ยงการเกิด Pumping losses ดังนั้น จึงได้มีการคิดค้นวิธีการกักเก็บแก๊สตกค้างที่ทำให้ช่วง Gas exchange มีประสิทธิภาพดีที่สุด ภาพที่ 16 แสดงวิธีการกักเก็บแก๊สตกค้างด้วยวิธีต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อช่วง Gas exchange โดยการสูญเสียที่เกิดขึ้นสำหรับวิธี Trapping method ในช่วง Gas exchange phase คือ Thermal losses ที่มาจากผนังห้องเผาไหม้และ Blow-by losses ในแก๊สตกค้างช่วง Re-compression แต่ในขณะที่วิธี Re-breathing method การสูญเสียมาจากการไหลของไอเสียและ Gas dynamics ในท่อร่วมไอดีและไอเสีย ดังนั้นจากทั้ง 2 วิธีพบว่าค่าที่สูญเสียมีค่าใกล้เคียงกันในจุดการทดลองนี้ แต่อย่างไรก็ตาม สำหรับที่ภาระการทำงานต่ำ วิธี Trapping method ได้รับผลที่ดีกว่าวิธี Re-breathing method ส่วนที่ภาระการทำงานสูง วิธี Re-breathing method แสดงให้เห็นค่า Pumping losses ที่น้อยกว่าวิธี Trapping method

ส่วนนี้อธิบายวิธีการ Re-breathing method (ใช้ในการกักเก็บ Hot residual gas ที่ความดันต่ำในช่วง Gas exchange) โดยในเบื้องต้นสามารถแบ่งออกได้ 3 วิธีการ ซึ่งทุกวิธีการมีเป้าหมายเหมือนกันคือการนำแก๊สไอเสียจากท่อต่างๆกลับมาใช้ในวัฏจักรถัดไป ทั้ง 3 วิธีจะควบคุมการไหลของแก๊สไอเสียโดยการเปิดวาล์วไอดีหรือวาล์วไอเสียอีกรอบ เพื่อความเข้าใจภาพที่ 17 จะอธิบายวิธีการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วของทั้ง 3 วิธี



ภาพที่ 17 แสดงจังหวะการเปิดปิดวาล์วทั้ง 3 รูปแบบเพื่อกักเก็บ residual gas

ที่มา: Zhao (2007)

1. ภาพแรกซ้าย ใช้การไหลกลับเข้าไปในท่อร่วมไอดีโดยการเปิดวาล์วไอดีก่อน TDC ในช่วงจังหวะขยายตัว (Expansion stroke) ซึ่งองศาและระยะเวลาในการเปิดวาล์วจะเป็นตัวควบคุมปริมาณแก๊สตกค้างที่ไหลกลับเข้าไปในท่อไอดี จากนั้นเมื่อถึงช่วงจังหวะดูด (Intake stroke) ทำให้แก๊สไอเสียภายในท่อร่วมไอดีถูกดูดไหลกลับเข้ามาในห้องเผาไหม้

2. ภาพกลาง ใช้การเปิดวาล์วไอเสียในช่วงต้นของจังหวะดูด (Intake stroke) ทำให้แก๊สไอเสียไหลกลับเข้ามาในห้องเผาไหม้และผสมกับอากาศ

3. ภาพขวา ใช้การเปิดวาล์วไอเสียในช่วงปลายจังหวะดูด (Intake stroke) หลังจาก that อากาศได้เข้ามาในห้องเผาไหม้ส่วนหนึ่งแล้ว ซึ่งแก๊สตกค้างได้ไหลมาจากท่อร่วมไอเสีย โดยปริมาณที่เข้ามาในห้องเผาไหม้ก็ขึ้นอยู่กับระยะเวลาและจังหวะในการเปิดวาล์วไอเสีย

ทั้งข้อดีและข้อเสียของแต่ละวิธีได้แสดงไว้ในตารางที่ 1 โดยมีการเปรียบเทียบผลของ Pumping losses, ความดันและอุณหภูมิที่จุดเริ่มต้นจังหวะอัด (Compression stroke), Dilution, การควบคุมให้ได้อัตราส่วนอัด (Compression ratio) ซึ่งสมมติฐานที่ใช้ในการเปรียบเทียบจะให้ปริมาณอากาศที่เข้าห้องเผาไหม้ในแต่ละกรณีเท่ากัน

ตารางที่ 1 แสดงการเปรียบเทียบวิธีการกักเก็บแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้

	PL	T comp	P comp	Dilution	Cr control
(Method 1) Backflow intake	O	O	O	O	O
(Method 2) Early re-breathing	O	+	O	O	O
(Method 3) Late re-breathing	O	++	+(+)	O(+)	+
PL	pumping losses				
T comp	temperature at start of compression				
P comp	in cylinder pressure at start of compression				
Dilution	charge dilution				
CR control	control of the virtual compression ratio				

1. ในทุกๆ วิธีแสดงให้เห็นถึงค่า Pumping losses ที่น้อย

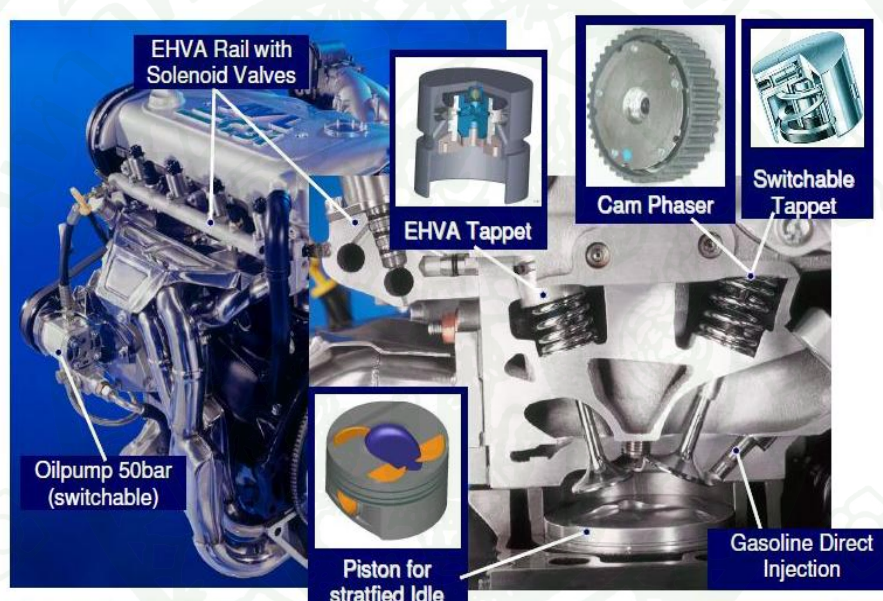
2. จุดที่มีความแตกต่างกันมากในแต่ละวิธีคืออุณหภูมิที่จุดสิ้นสุดจังหวะดูด (Intake stroke) หรือที่จุดเริ่มต้นจังหวะอัด (Compression stroke) โดยวิธีที่ 1 จะใช้การไหลกลับเข้ามาของแก๊สตกค้างจากท่อรวมไอดี ซึ่งมีอุณหภูมิที่ต่ำและมีระยะเวลาให้แก๊สตกค้างได้ถ่ายเทความร้อนทำให้แก๊สตกค้างมีอุณหภูมิลดลงก่อนไหลกลับเข้ามาสู่ห้องเผาไหม้ วิธีที่ 2 ก็เช่นกันคือ การไหลกลับเข้ามาของแก๊สตกค้างเกิดขึ้นตั้งแต่จุดเริ่มต้นจังหวะดูด (Intake stroke) ทำให้อุณหภูมิของแก๊สตกค้างลดต่ำลงก่อนที่จะถึงจังหวะอัด (Compression stroke) ดังนั้นมีเพียง วิธีที่ 3 เท่านั้นที่แก๊สตกค้างยังคงอุณหภูมิที่สูงอยู่ก่อนเริ่มจังหวะอัด (Compression stroke)

3. ในเรื่องความดันก่อนถึงจังหวะอัด (Compression stroke) พบว่าวิธีที่ 3 ส่งผลดีกว่าวิธีอื่นๆ เพราะในระบบนี้ตัว Back-pressure จะเป็นตัวกำหนดการเปลี่ยนแปลงความดันภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งแสดงจุดดีในด้าน EGR rate, ความดันและอุณหภูมิที่จุดเริ่มจังหวะอัด (Compression stroke) แต่มีข้อเสียที่เกิด Pumping losses เนื่องจาก Back-pressure ที่สูง ดังนั้นการจะใช้วิธีนี้จึงต้องปรับแต่งระบบโดยใช้ Exhaust blow down

4. พบว่า Overall dilution ไม่ได้มีความแตกต่างกันมากระหว่างทั้ง 3 วิธี เพราะวิธีที่ 3 ถูกชดเชยโดยอุณหภูมิของไอเสียย้อนกลับที่สูงทำให้มีความหนาแน่นของแก๊สตกค้างต่ำลง

5. ในวิธีที่ 3 สามารถควบคุมการเผาไหม้ได้เป็นอย่างดี เนื่องจากทั้งมวล EGR และ อัตราส่วนอัด (Compression ratio) ที่เกิดขึ้นจริง ถูกควบคุมโดย Second exhaust lift

การใช้งาน Internal EGR (Residual gas) จำเป็นต้องมีการปรับเปลี่ยนระบบของ Valve train system ซึ่งปัจจุบันได้มีการผสมผสานระหว่าง Two-state valve lift profile ที่ทำงานสัมพันธ์กับ ระบบปกติ (ระบบวาล์วแบ่งได้คือ Variable mechanical valve train system และ Electro-hydraulic หรือ Electro-magnetic valve train system) และสามารถทำงานได้ทุกๆ วิธีการนำแก๊สตกค้าง กลับมาใช้ใหม่ (Residual gas trapping method และ Re-breathing method)

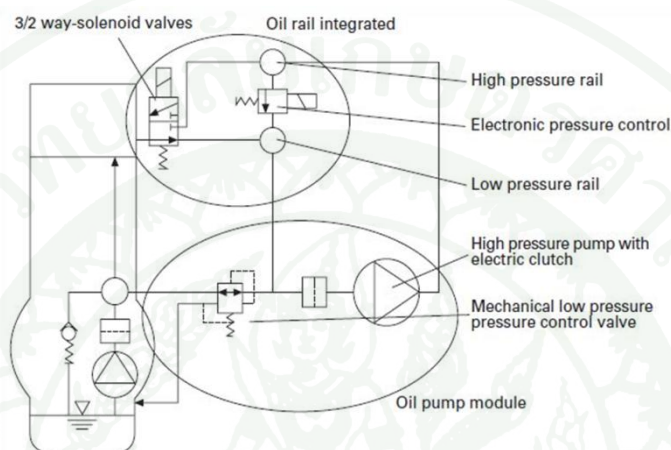


ภาพที่ 18 แสดงระบบวาล์วในเครื่องยนต์ 4 สูบ

ที่มา: Zhao (2007)

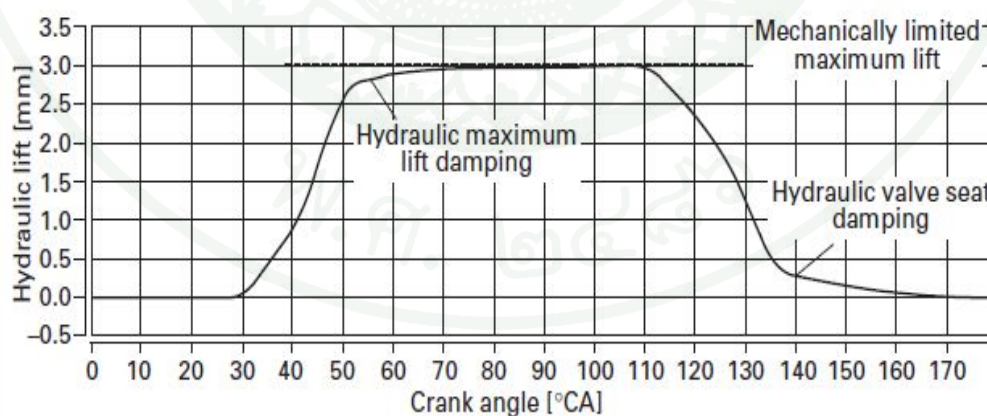
ภาพที่ 18 แสดงระบบวาล์วในเครื่องยนต์ 4 สูบ โดยที่ฝังไอดีตัว Cam phaser และ Switchable tappets จะต่ออยู่ด้วยกันและสามารถปรับตัวได้ โดยส่วนประกอบหลักของระบบ Electro-hydraulic valve actuation (EHVA) สำหรับวาล์วไอเสีย/กระบอกสูบ จะใช้ Hydraulic pump ประมาณ 50 bar (ที่แรงน้ำมันความดันสูง ประกอบด้วย 3/2-way solenoid valve ต่อ 1 สูบ) ภาพที่ 19 แสดงแบบของระบบน้ำมันโดยที่ High pressure pump ถูกควบคุมโดย ECU ดังนั้นจะเห็นได้ว่า วัตถุประสงค์หลักของระบบที่กล่าวมาก็คือ สามารถทำให้วาล์วไอเสียกลับมาเปิดได้อีกรอบ, ปรับ

ระยะยกของวาล์วได้ (ปรับโดย Mechanical part), ปรับเปลี่ยนช่วงการเปิดของ Second exhaust ได้ และทุกๆ ส่วนของการปรับเปลี่ยนวาล์วไอเสียจะเป็นอิสระต่อกันในแต่ละกระบอกสูบ ในภาพที่ 20 แสดงระยะยกของวาล์วโดยใช้ Hydraulic actuator ที่ลดระยะยกของวาล์วลงมาเหลือประมาณ 3 มม ซึ่งมากเพียงพอที่จะทำให้แก๊สไอเสียสามารถ Re-breathing ได้ สำหรับการผสมผสานระหว่าง Mechanical exhaust lift แบบทั่วไป กับ Hydraulic actuator ได้แสดงไว้ดังภาพที่ 21



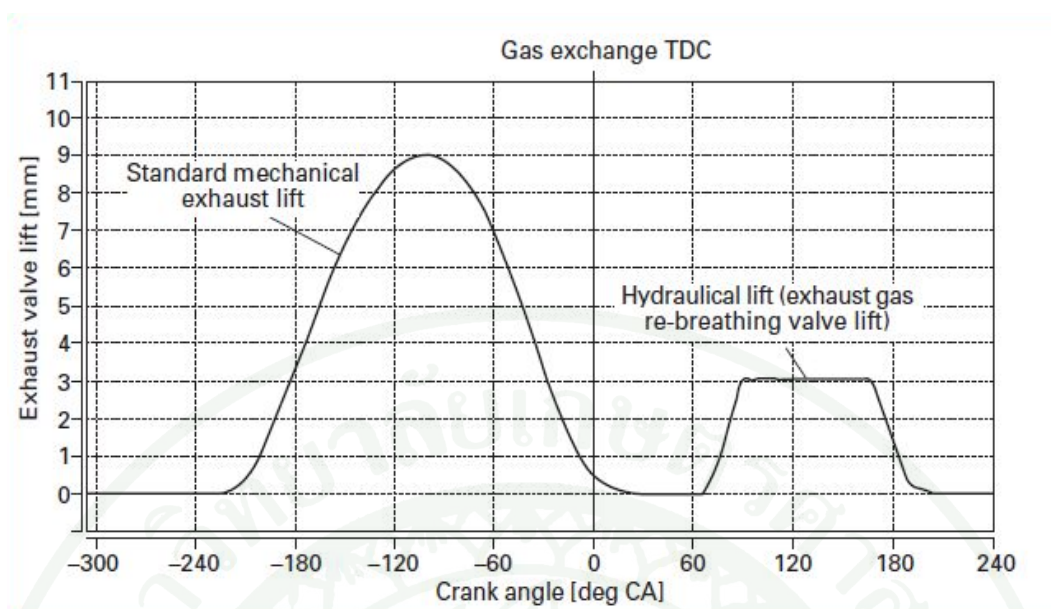
ภาพที่ 19 แสดงระบบน้ำมันที่ใช้ควบคุมการเปิดปิดวาล์ว

ที่มา: Zhao (2007)



ภาพที่ 20 การแสดง valve lift โดยใช้ hydraulic actuator

ที่มา: Hua Zhao (2007)



ภาพที่ 21 แสดงการผสมผสานของการใช้ mechanical exhaust lift กับ hydraulic lift

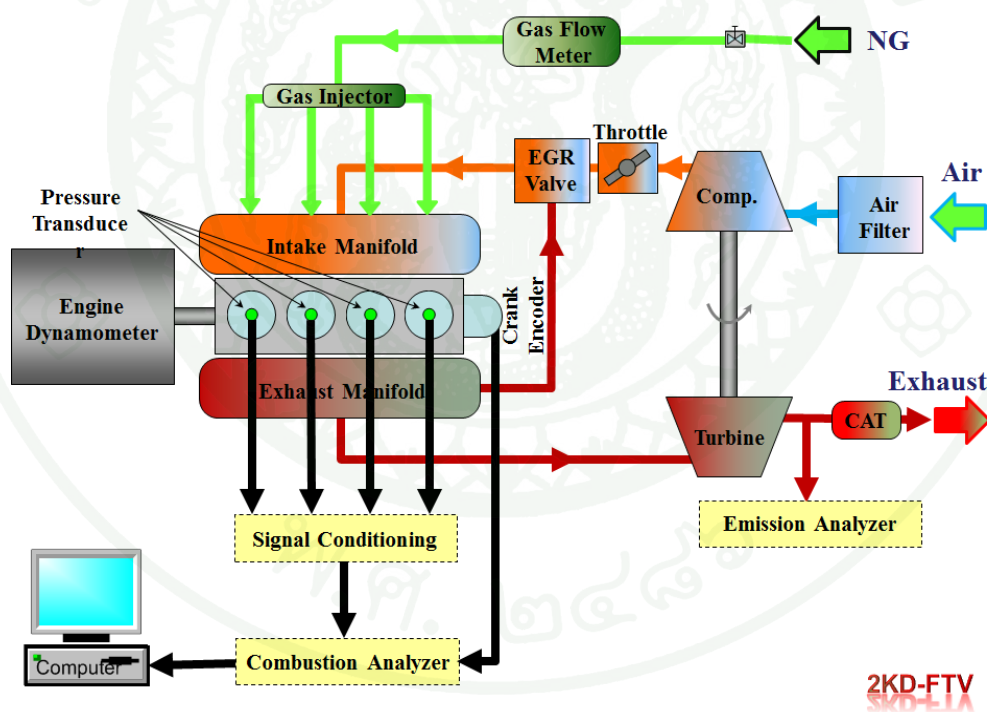
ที่มา: Zhao (2007)

อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

งานวิจัยนี้ ศึกษาพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม เนื้อหาโดยส่วนใหญ่ของการศึกษาเป็นผลที่ได้มาจากการทดลองในห้องปฏิบัติการเครื่องยนต์ ทดสอบที่สถาบันวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยี ปตท. (วังน้อย) และเพื่อให้งานที่ได้มีความสมบูรณ์มากขึ้น ทางผู้วิจัยได้สร้างแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ เพื่ออธิบายหรือทำนายพฤติกรรมอื่นๆ ที่ไม่สามารถบันทึกได้จากการทดลองจริง โดยรายละเอียดอุปกรณ์และวิธีการ แสดงดังต่อไปนี้

ภาพที่ 22 แสดงแผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบและอุปกรณ์เครื่องมือวัดต่างๆที่ใช้ภายในห้องทดสอบเครื่องยนต์



ภาพที่ 22 แสดงแผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์และอุปกรณ์เครื่องมือวัดต่างๆ

เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

เครื่องยนต์ TOYOTA 2KD-FTV เป็นเครื่องยนต์ 4 สูบ จุกะเปิดด้วยการอัด อัตราส่วนอัด 18.5 ระบบจ่ายน้ำมันดีเซลแบบปั๊ม Common rail ที่สามารถควบคุมแรงดัน ตำแหน่งเวลาการฉีดเชื้อเพลิง (Injection timing) ระยะเวลาการฉีด (Injection duration) เป็นต้น ระบบเปิดปิดวาล์วเป็นแบบ Double overhead camshaft รายละเอียดต่างๆ ของเครื่องยนต์ แสดงไว้ดังตารางที่ 2 ในงานวิจัยได้ทำการติดตั้งระบบจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไปเพื่อดัดแปลงเครื่องยนต์ให้ทำงานในระบบเชื้อเพลิงร่วม โดยติดตั้งหัวฉีดก๊าซธรรมชาติเข้ากับท่อร่วมไอดีที่ระยะประมาณ 25 เซนติเมตร ก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้

ตารางที่ 2 รายละเอียดของเครื่องยนต์ทดสอบ TOYOTA 2KD FTV

Detail	Value
# Cylinders	4 cylinders, inline
Manifold	Cross-flow with turbocharger
Displaced volume	2,494 cc
Stroke	93.8 mm
Bore	92 mm
Connecting rod	158.5 mm
Compression ratio	18.5:1
Fuel system	Common-rail injection (diesel)
# Injector holes	6 holes per 1 diesel injector
Number of valves	16 valves (DOHC)
Exhaust valve open	30° bBDC (+150° after firing TDC)
Exhaust valve close	0° bTDC (+360° after firing TDC)
Inlet valve open	2° bTDC (+358° after firing TDC)
Inlet valve close	31° aBDC (-149° after firing TDC)

ไดนาโมมิเตอร์และหน่วยควบคุม Dynamometer and Control Unit

ไดนาโมมิเตอร์ (AVL Schneider Electric Power Drives) และหน่วยควบคุมเครื่องยนต์ทดสอบถูกติดตั้งเข้ากับไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสตรง (DC Dynamometer) กำลังขับไม่เกิน 220 kW

ที่สามารถเป็นได้ทั้งมอเตอร์และเจนเนอเรเตอร์ได้ในตัว กล่าวคือจะทำหน้าที่เป็นมอเตอร์ไฟฟ้า กระแสตรงในขณะที่สตาร์ทและเครื่องยนต์ทำงานแบบ Motoring ด้วยหลักการผ่านกระแสไฟฟ้า เข้าไปในขดลวดซึ่งอยู่ภายใต้สนามแม่เหล็ก ทำให้เกิดแรงกระทำขึ้นบนขดลวดและทำให้ขดลวด นั้นเคลื่อนที่ เครื่องยนต์ที่ถูกติดตั้งบนแกนเดียวกันกับขดลวดก็หมุนตาม ในทางกลับกันไดนาโม มิเตอร์จะทำหน้าที่เป็นเจนเนอเรเตอร์ เมื่อต้องการใช้เป็นภาระของเครื่องยต์ ด้วยหลักการ เครื่องยนต์ส่งกำลังไปขับขดลวดตัวนำตัดกับสนามแม่เหล็กเหนี่ยวนำให้เกิดแรงดันไฟฟ้า กระแสตรงขึ้นแล้วต่อเข้ากับอุปกรณ์คอนเวอร์เตอร์เพื่อแปลงเป็นไฟฟ้ากระแสสลับ 3 เฟส ส่งกลับ เข้าสู่แหล่งจ่ายต่อไป

ระบบหล่อเย็น

ระบบหล่อเย็นของเครื่องยนต์ทดสอบเป็นแบบวงจรปิด น้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องยนต์ จะถูกส่งเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ที่มีน้ำหล่อเย็นจากภายนอกอุณหภูมิ 30-40 °C มาเป็นตัวแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นได้ไหลเข้าสู่เครื่องยนต์โดยผ่านฮีตเตอร์เพื่อ ควบคุมอุณหภูมิน้ำให้เข้าเครื่องยนต์ที่ 85 °C เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ดังนั้นระบบจะติดตั้งเทอร์ โมคัปเปิลเพื่อส่งค่าไปเป็น Feedback control ให้กับ PID และแสดงผลไปยังหน่วยควบคุม

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันดีเซล

อุปกรณ์ที่ใช้วัดอัตราการไหลของน้ำมันดีเซลให้กับเครื่องยนต์คือ AVL 733 ที่ผลิตโดย บริษัท เอวีแอล ออโตโมทีฟ เป็นเครื่องมือที่มีความแม่นยำสูงโดยอาศัยพื้นฐานตามหลักการของ แรงโน้มถ่วง ปริมาณของอัตราการไหลเชื้อเพลิงอ่านค่าได้โดยตรงจากน้ำหนักที่ลดลงของ vessel ที่ จับค่าโดย capacitive sensor เทียบกับมวลมาตรฐาน

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ

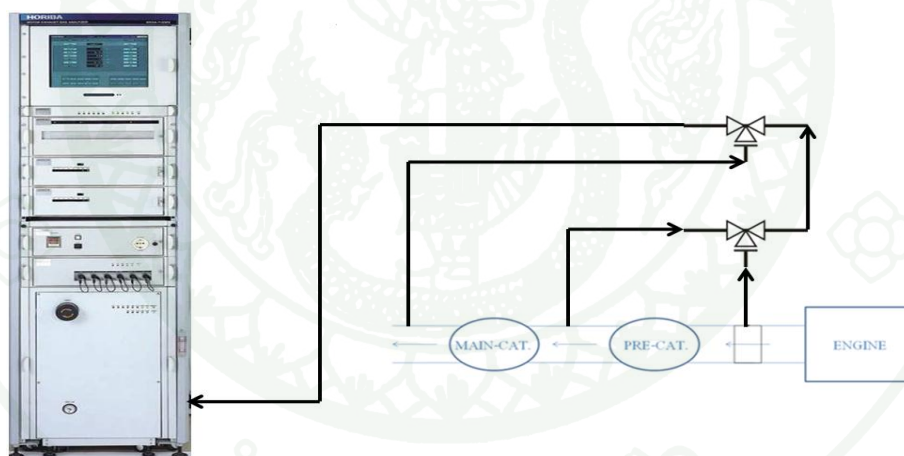
การวัดปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติให้กับเครื่องยนต์ ในงานวิจัยนี้คือ Micro Motion Compressed Natural Gas meters รุ่น CFM010M ซึ่งเป็นรุ่นที่เหมาะสมกับการวัดในช่วง อัตราการไหลต่ำๆ สามารถวัดอัตราการไหลได้สูงสุด 108 kg/h ผลิตโดยบริษัท EMERSON Process Management โดยเครื่องมือวัดที่ใช้ ใช้วัดการไหลเชิงมวล และความหนาแน่นของก๊าซธรรมชาติ โดยตรง จึงสามารถอ่านค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรและอุณหภูมิได้ ความแม่นยำของการวัดเป็น

ฟังก์ชันของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล ที่เป็นอิสระจากอุณหภูมิการทำงาน ความดัน และ ส่วนประกอบของสาร อย่างไรก็ตาม ความดันตกคร่อมของของไหลที่ผ่านเซนเซอร์จะขึ้นอยู่กับ พารามิเตอร์ทั้งสาม เมื่อก๊าซธรรมชาติไหลผ่านเซนเซอร์

เครื่องมือวิเคราะห์มลพิษไอเสีย Exhaust Gas Emissions Analysis

1. Exhaust gas dilution system

อุปกรณ์และเครื่องมือวัดไอเสียของ HORIBA MEXA 7100 DEGR แสดงไว้ดังภาพที่ 23 (สามารถวัดจากไอเสียโดยตรงหรือแบบ CVS-diluted จากไอเสีย) เป็นอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่เหมาะสมในการวัดมลพิษหลักของไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ซึ่งมี NO_x CO THC และ CH₄ เนื่องจากสามารถวัดได้ทั้ง THC, CO, CO₂, O₂, NO/ NO_x, HC, N₂O, SO₂, CH₄, และ EGR-CO₂ โดยรายละเอียดของเครื่องวัดมลพิษแสดงไว้ในตารางที่ 3



ภาพที่ 23 แสดงอุปกรณ์และเครื่องมือวัดไอเสียของ HORIBA MEXA 7100DEGR และวงจรของ สาย Sampling Line

ที่มา: Horiba (2011)

ตารางที่ 3 รายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดไอเสียของ HORIBA MEXA 7100 DEGR

Measurement	CO		CO ₂		NO/NO _x	
Components	min (ppm)	max (%vol.)	min (ppm)	max (%vol.)	min (ppm)	max (ppm)
Range	0-100	0-12	0-5000	0-20	0-10	0-10000
Principle	NDIR		NDIR		CLD	
Sample Line			One line for raw exhaust gas without dilution (direct measurement line)			
Sample Gas Flow			Approximation 15 L/min			
Response Time of Analyzers T10-90	less than 0.9 s		less than 0.8 s		less than 0.9 s	
Noise	within +1.0% FS		within +1.0% FS		within +1.5% FS (range under 20 ppm), within +1.0% FS (range over 20 ppm)	

Measurement	THC		O ₂		CH ₄	
Components	min (ppmC)	max (ppmC)	min (%vol.)	max (%vol.)	min (ppmC)	max (ppmC)
Range	0-10	0-50000	0-5	0-25	0-10	0-50000
Principle	FID		MPD		FID	
Sample Line	One line for raw exhaust gas without dilution (direct measurement line)					
Sample Gas Flow	Approximation 15 L/min					
Response Time of Analyzers T10-90	less than 0.4 s		less than 0.75 s		less than 0.4 s	
Noise	within +1.0% FS		within +1.0% FS for zero		within +1.0% FS	

Nondispersive Infrared analyzer (NDIR) ใช้สำหรับวัดค่าคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) และคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ใช้หลักการที่ว่า รังสีอินฟราเรด (Infrared) จะถูกดูดกลืนโดยสารต่างชนิดกันได้ไม่เท่ากัน ดังนั้นสารต่างชนิดกันจะดูดกลืนรังสีอินฟราเรดที่ความยาวคลื่นต่างกัน

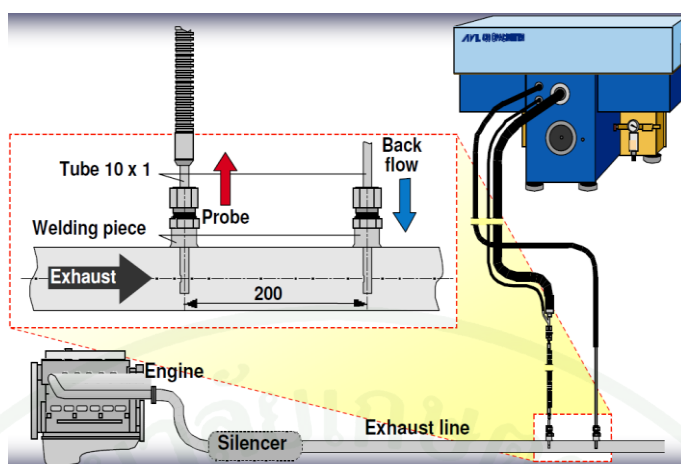
Flame Ionization Detector (FID) เป็นเครื่องมือวัดความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ (Unburned hydrocarbon) โดยใช้หลักการเผาไฮโดรเจนบริสุทธิ์กับอากาศ เปลวไฟที่ได้จะมีการแตกตัวน้อยมาก แต่ถ้ามีโมเลกุลของไฮโดรคาร์บอนรวมเข้าไปเพียงเล็กน้อย การแตกตัวจะเพิ่มขึ้นอย่างมหาศาล ซึ่งจะเป็นสัดส่วนกับจำนวนคาร์บอนอะตอมในโมเลกุล

Chemiluminescent analyzer (CLA) เป็นเครื่องวิเคราะห์ NO_x โดยใช้การลดความดันและใช้ Silicon photo diode เป็นตัวจับแสงที่เกิดจากปฏิกิริยาเคมี (Chemiluminescent reaction) เพื่อตรวจวัดไนตริกออกไซด์ (NO) บนพื้นฐานของการเกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่าง NO กับ โอโซน (O_3) ทำให้เกิดไนโตรเจนออกไซด์ (NO_2) และออกซิเจน (O_2) ประมาณ 10% ของโมเลกุล NO_2 ที่เกิดขึ้นครั้งแรกจะอยู่ในสถานะตื่นตัว (Excited state) ซึ่งจะเปลี่ยนมาอยู่ในสถานะเสถียร (Ground state) โดยการปล่อยแสงออกมา ซึ่งความเข้มของแสงที่เกิดขึ้นจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับปริมาณของ NO แสงที่เกิดขึ้นนี้ถูกตรวจวัดโดย Photo diode สำหรับการหาค่า NO_x จะเหมือนกับการหาค่า NO แตกต่างกันเพียงก่อนที่ก๊าซตัวอย่างจะผ่านเข้าไปในห้องเกิดปฏิกิริยา จะผ่านไปใน Converter ซึ่ง NO_x จะถูกเปลี่ยนเป็น NO

สารมลพิษจากไอเสียที่ได้จากการทำงานของเครื่องยนต์ DDF จะถูกดูดผ่านชุด Heated filter และ Heated line ที่รักษาอุณหภูมิไว้ที่ 190°C เพื่อกักอนุภาคต่างๆ และป้องกันไอเสียที่ดูดเข้ากลั่นตัวเป็นหยดน้ำ

2. Particular matter measurement

Opacimeter 439 เป็นอุปกรณ์และเครื่องมือวัดมลพิษอนุภาคโดยวัดความหนาแน่นของแสงตามวิธีการของ Beer-Lambert ซึ่งสามารถหาปริมาณของมลพิษอนุภาคโดยใช้ความสัมพันธ์ของ Opacity และ FSN [AVL (2005)] นอกจากนี้ Opacimeter 439 เหมาะสมในการวัดมลพิษอนุภาคของไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม เนื่องจากสามารถวัดได้ทั้ง Black smoke (C), Blue smoke (HC) และ White smoke (H_2O) ได้ แสดงไว้ดังภาพที่ 24



ภาพที่ 24 แสดงการติดตั้งที่ท่อไอเสียของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดของ Opacimeter 439

ที่มา: AVL (2011)

อุปกรณ์บันทึกค่าความดันภายในห้องเผาไหม้ (Pressure Measurement Apparatus)

อุปกรณ์วัดตำแหน่งการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง (Angle encoder) ผลิตจากบริษัท Kistler Model 2614A อุปกรณ์นี้มีหน้าที่หามุมการเคลื่อนที่ของเพลาช้อเหวี่ยงเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้และความดันในท่อไอเสียที่ตำแหน่งองศาการหมุนของมุมเพลาช้อเหวี่ยงต่างๆ ช่วงการใช้งานอยู่ในช่วง 0 ถึง 20000 rpm อุปกรณ์นี้จะใช้ร่วมกับ Pulse multiplier ซึ่งเป็นอุปกรณ์ทรานสดิวเซอร์ของอุปกรณ์วัดตำแหน่งการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง ผลิตจากบริษัท Kistler Model Type 2614A4 ก่อนที่จะส่งสัญญาณที่มีความละเอียดถึง 3600x0.1 ไปยังอุปกรณ์เก็บข้อมูล (High speed data acquisition)

อุปกรณ์วัดความดันภายในห้องเผาไหม้แบบควอตซ์ (Quartz piezoelectric pressure transducer) ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงกระทำบนผลึกควอตซ์ ประจุที่ปล่อยออกมาจะมีการแปรค่าตามแรงกระทำ ผลิตจากบริษัท Kistler Type 6061B ช่วงการใช้งานอยู่ในช่วง 0 – 250 bar linearity $< \pm 0.5\%$ Full Scale Span และอุปกรณ์ต่อพ่วง BNC pos.-Microdot 10-32 neg

อุปกรณ์ขยายสัญญาณไฟฟ้า (Charge amplifier) นำมาใช้ร่วมกับอุปกรณ์วัดความดันภายในห้องเผาไหม้แบบควอตซ์ ผลิตจากบริษัท Kistler Model 5011 ช่วงในการวัด $\pm 10 - 999,000$ pC ความถี่ใช้งาน 1 Hz - 200 kHz สร้างสัญญาณได้ 8-Stage Low Pass Filter สามารถเลือกค่า Time

constants ได้ 3 ค่า อุปกรณ์ขยายสัญญาณไฟฟ้านี้มีหน้าที่รับประจุไฟฟ้าจากอุปกรณ์วัดความดันภายในห้องเผาไหม้ แล้วแปลงและขยายสัญญาณออกเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้าขนาด 0–10 โวลต์เพื่อส่งสัญญาณไปยังอุปกรณ์เก็บข้อมูล (High speed data acquisition)

อุปกรณ์เก็บข้อมูล (High speed data acquisition) ทำหน้าที่จัดเก็บข้อมูลสัญญาณต่างๆ และวิเคราะห์ผลการเผาไหม้จากการทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะต่างๆ ไปพร้อมกัน ผลิตภัณฑ์ DEWETRON Model DEWE-52 PCI-3216 เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูล (High speed data acquisition) ซึ่งทำงานร่วมกับโปรแกรม Dewesoft เวอร์ชัน 6.6.5 สามารถรับสัญญาณได้ทั้งแบบ Charge และแบบ Analog ในช่วง $\pm 10V$ โดยข้อมูลที่ผ่านการวิเคราะห์ของโปรแกรมประกอบด้วย ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ (Peak pressure), ตำแหน่งที่เกิดความดันสูงสุดภายในห้องเผาไหม้ (Location of peak pressure), อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ต่อสาเปลาข้อเหวี่ยงสูงสุด (Maximum rate of pressure rise), ความดันยังผลเฉลี่ย (Mean effective pressure), ตำแหน่ง 10%, 50% และ 90% ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง (Crank angle locations with 10%, 50% and 90% of total apparent heat release (CA10, CA50, and CA90)) โดยทั่วไปจะนิยามการเผาไหม้ไปแล้ว 50% ด้วย CA50 สำหรับ 10% ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจะให้นิยามเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of combustion, SOC) ส่วนค่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนระหว่าง 10% - 90% ให้นิยามเป็นช่วงระยะเวลาเริ่มต้นและสิ้นสุดกระบวนการเผาไหม้ (Combustion duration, B1090)

แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์

งานวิจัยนี้ได้ทำการสร้างแบบจำลองของเครื่องยนต์ TOYOTA 2KD-FTV โดยใช้โปรแกรม AVL BOOST ซึ่งใช้ในการจำลองกระบวนการทำงานของเครื่องยนต์ โปรแกรม AVL BOOST ใช้ได้ทั้งการจำลองแบบ Steady-state และ Transient สำหรับวิเคราะห์การทำงานในรอบและภาระการทำงานต่างๆ ของเครื่องยนต์ นอกจากนี้โปรแกรมสามารถวิเคราะห์ Dynamics of pressure, Mass flow และ Energy losses ใน Ducts, Plenum, Mufflers และท่อร่วมไอดีไอเสีย เป็นต้น

คุณสมบัติของเชื้อเพลิง

ตารางที่ 4 แสดงคุณสมบัติและองค์ประกอบน้ำมันดีเซล (B2)

Detail	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
Cetane number (average)	55

ตารางที่ 5 แสดงคุณสมบัติและองค์ประกอบก๊าซธรรมชาติ

Detail	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

วิธีการ

หัวข้อนี้อธิบายเกี่ยวกับการออกแบบวิธีการทดลอง รวมถึงขั้นตอนการสร้างแบบจำลอง เพื่อนำมาใช้ในการอธิบายผลที่เกิดขึ้นจากปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซล เชื้อเพลิงร่วม

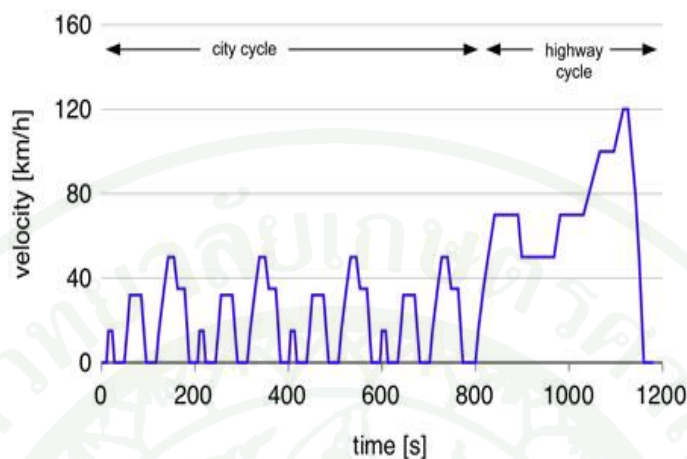
การติดตั้งและเตรียมเครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์ TOYOTA 2KD-FTV เป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด 4 สูบ 4 จังหวะ ระบบวาล์วแบบ DOHC (Double overhead camshaft) ที่สามารถแยกการทำงานของจังหวะการเปิด ปิดวาล์วไอดีและไอเสียออกจากกันได้ นอกจากนี้เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานในระบบ เชื้อเพลิงร่วมได้ จึงต้องติดตั้งระบบก๊าซธรรมชาติเข้าไป โดยการติดตั้งประกอบด้วย ชุดหัวฉีดและ เรกูเลเตอร์ลดแรงดัน (หม้อต้ม) ที่ใช้น้ำหล่อเย็นจากเครื่องยนต์ที่มีอุณหภูมิ 85°C ไหลผ่าน เพื่อให้ ความร้อนเพื่อป้องกันไม่ให้ก๊าซที่ถูกลดแรงดันแข็งตัวทำให้ท่อจ่ายก๊าซอุดตัน โดยที่ตัวหม้อต้มมี โซลินอยด์ไฟฟ้าสำหรับตัดการจ่ายก๊าซด้วย ก่อนที่ก๊าซธรรมชาติจะไหลเข้าสู่หม้อต้มนั้นจะถูกลด แรงดันในขั้นแรกก่อน กล่าวคือก๊าซธรรมชาติจากแหล่งจ่ายที่มีความดัน 200 bar ถูกลดแรงดันด้วย ตัวควบคุมแรงดันแบบไดอะแฟรมให้เหลือ 30 bar ก่อนที่จะไหลผ่านอุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Micro motion) เพื่อความแม่นยำของการวัดอัตราการไหลเชิงมวลและเข้าสู่หม้อต้มต่อไป สำหรับ หัวฉีดก๊าซถูกติดตั้งให้ฉีดก๊าซเข้าท่อร่วมไอดีเพื่อผสมกับอากาศที่ 25 เซนติเมตร ก่อนเข้าสู่ห้องเผา ไหม้ การควบคุมปริมาณการจ่ายก๊าซเป็นแบบการสั่งยกหัวฉีดในลักษณะ Duty cycle ที่ใช้ โปรแกรมคอมพิวเตอร์ LABVIEW ควบคุมเช่นเดียวกับระบบการจ่ายน้ำมันดีเซล

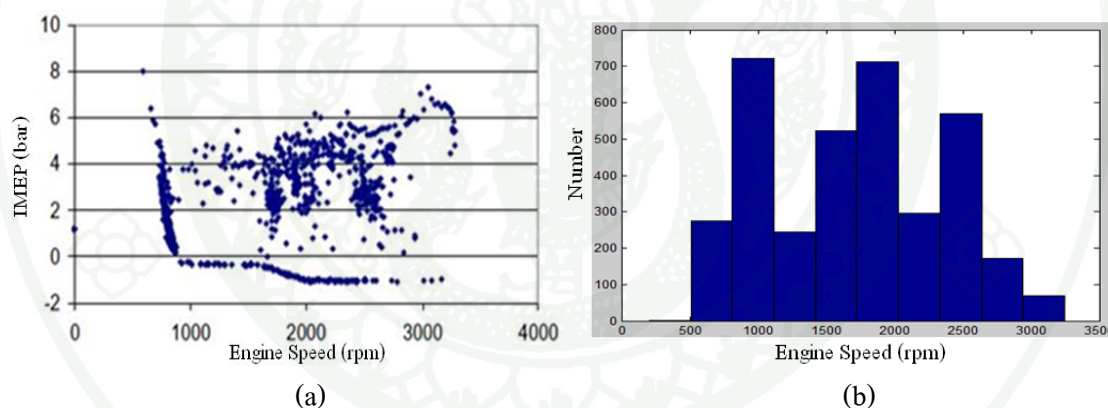
ออกแบบสถานะและเงื่อนไขในการทดสอบ

การทดสอบมลพิษมาตรฐานแบบ New European Driving Cycle (NEDC) แสดงดังภาพที่ 25 เป็นมาตรฐานการวัดปริมาณไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน ซึ่งมีทั้งหมด 13 cycle ต่อ 1 รอบการทดสอบ โดยข้อมูลการทดสอบนำมาจากทดสอบของรถยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม บน Chassis dynamometer จากสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. ดังนั้นทางผู้วิจัยจึงนำเอาผลการ ทดสอบดังกล่าวมาวิเคราะห์หาจุดที่มีการใช้งานมากที่สุด เพื่อนำมาเป็นสถานะที่ใช้ในการทดลอง ครั้งนี้ เนื่องจากต้องการให้งานวิจัยที่ได้ออกมาชิ้น สามารถเอามาใช้ในจุดที่เกิดประโยชน์ต่องาน จริงมากที่สุด จากผลการวิเคราะห์พบว่าที่ความดันยังผลเฉลี่ย (IMEP) ส่วนใหญ่ใช้อยู่ประมาณ

2 – 5 bar ดังแสดงในภาพที่ 26(a) และเลือกความเร็วรอบที่ 1900 และ 2400 rpm เนื่องจากเป็นช่วงความเร็วรอบที่มีการใช้งานมากที่สุด ดังแสดงในภาพที่ 26(b)



ภาพที่ 25 มาตรฐานการทดสอบมลพิษ NEDC

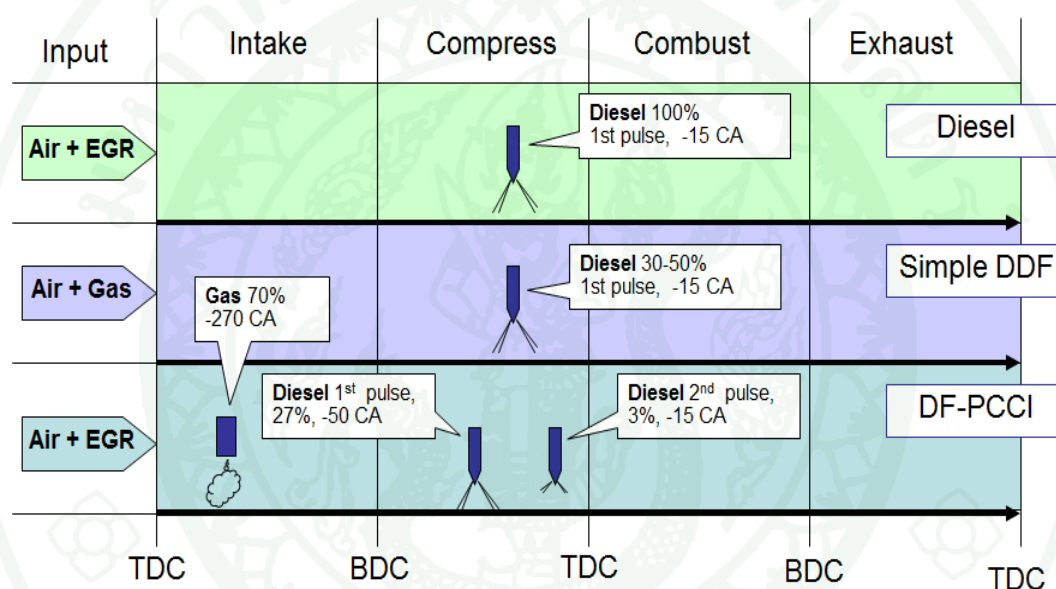


ภาพที่ 26 แสดงจำนวนของความดันยังผลเฉลี่ย (a) และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (b) การทดสอบแบบ New European Driving Cycle (NEDC)

ในการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีอยู่หลายปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์ เช่น อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น อุณหภูมิอากาศ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิง ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง Lambda ไอเสียย้อนกลับ สัดส่วนก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย เป็นต้น จากปัจจัยต่างๆ ที่กล่าวมา ในงานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นศึกษาจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล Lambda ไอเสียย้อนกลับ สัดส่วนก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย เนื่องจากปัจจัยเหล่านี้มีผลต่อ Internal EGR ที่ส่งผลต่อพฤติกรรมเผาไหม้ของ

เครื่องยนต์รวมทั้งพัฒนารูปแบบการเผาไหม้ให้มีความเหมาะสมมากขึ้น ดังนั้นผู้วิจัยจึงให้ความสำคัญกับปัจจัยดังกล่าวต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

ก่อนเริ่มการทดสอบ จำเป็นต้องหาจุดที่เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ จากงานวิจัยของ Wannatong *et al.* (2009) พบว่าการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม จำเป็นต้องมีการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทำงานแบบใหม่ กล่าวคือ ต้องมีการเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล วาล์วปีกผีเสื้อ EGR และอื่นๆ เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้และมีประสิทธิภาพดีที่สุด ลักษณะรูปแบบการเปลี่ยนแปลงแล้วได้ประสิทธิภาพที่ดี แสดงไว้ดังภาพที่ 27



ภาพที่ 27 แสดงรูปแบบการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในแต่ละแบบ

จากภาพที่ 27 แสดงรูปแบบการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซล เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมแบบไม่มีการปรับเปลี่ยน (Simple DDF) และเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมแบบมีการปรับเปลี่ยนการทำงาน (DF-PCCI) พบว่ารูปแบบการทำงานของ DF-PCCI ให้ผลดีที่สุดทั้งประสิทธิภาพและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ ดังนั้นจากผลดังกล่าวทำให้ผู้วิจัยได้แนวทางในการปรับพารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้ คือ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลจะปรับเปลี่ยนจากจังหวะดีเซลเดิมมาเป็นจังหวะการฉีดแบบ Early injection และควบคุมจังหวะการจ่ายก๊าซธรรมชาติที่ 270 CA

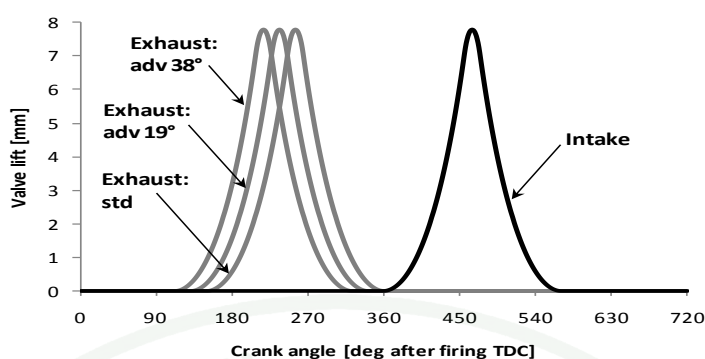
Engine conditions

การทดลองสามารถแยกตัวแปรออกได้ 2 ประเภทคือ ตัวแปรคงที่และตัวแปรปรับเปลี่ยน โดยตัวแปรคงที่คือตัวแปรที่ควบคุมไม่ให้มีการเปลี่ยนแปลงตลอดการทดสอบ เช่น อัตราส่วนอัด, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ เป็นต้น ส่วนตัวแปรปรับเปลี่ยนคือตัวแปรที่สนใจเพื่อศึกษาหาผลกระทบหลังจากการเปลี่ยนค่าตัวแปรดังกล่าว ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรปรับเปลี่ยนคือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์, จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, สัดส่วนพลังงานเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย เป็นต้น ตารางที่ 6 แสดงรายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

ตารางที่ 6 แสดงรายละเอียดของตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

Detail	Value
Compression ratio	18.5
Coolant temperature (°C)	85
Engine speed (rpm)	1900 and 2400
Intake temperature (°C)	30
Lambda	1.4, 1.7, 2, 2.3, 2.6, and 2.9
Diesel injection timing (bTDC)	25, 30, 35, 40, 45 and 50
Energy ratio (%)	60, 70 and 80
Exhaust valve timing advance (°CA)	0, 19 and 38

จุดมุ่งหมายของการทดลองคือหาผลกระทบที่เกิดจากการปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, สัดส่วนพลังงานเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล, Lambda, ไอเสียย้อนกลับ และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย (แสดงดังภาพที่ 28) โดยรายละเอียดของการทดลองในการหาผลกระทบแต่ละตัวแปรได้แสดงรายละเอียดไว้ดังต่อไปนี้



ภาพที่ 28 แสดงจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย (STD, ADV19 และ ADV38)

1. ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล

วัตถุประสงค์ในหัวข้อนี้ถูกออกแบบมาเพื่อหาผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงรวมถึงมลพิษที่ออกมา ในการทดลองจะปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลจาก 25 – 50 bTDC ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm ทำการควบคุมตัวแปรอื่นๆ ให้คงที่ตลอดการทดสอบ โดยรายละเอียดแสดงไว้ดังตารางที่ 7

ตารางที่ 7 สภาวะการทดสอบผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล

Detail	Value
Engine speed (rpm)	1900 and 2400
IMEPn (bar)	2, 3 and 4
Coolant temperature (°C)	85
Intake temperature (°C)	30
Rail pressure (MPa)	Depends on the conditions
Energy ratio (%)	70
Exhaust valve timing advance (°CA)	Standard
Lambda	1.6
EGR (%)	Depends on the conditions
Diesel injection timing (bTDC)	25, 30, 35, 40, 45 and 50

2. ผลกระทบของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด

วัตถุประสงค์ในหัวข้อนี้ถูกออกแบบมาเพื่อหาผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมรวมถึงมลพิษที่ออกมา ในการทดลองจะปรับเปลี่ยนสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดจาก 60 – 80% ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1900 rpm ทำการควบคุมตัวแปรอื่นๆ ให้คงที่ตลอดการทดสอบ โดยรายละเอียดแสดงไว้ดังตารางที่ 8

ตารางที่ 8 สภาวะการทดสอบผลกระทบของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด

Detail	Value
Engine speed (rpm)	1900
IMEPn (bar)	3
Coolant temperature (°C)	85
Intake temperature (°C)	30
Rail pressure (MPa)	42.7
Energy ratio (%)	60, 70 and 80
Exhaust valve timing advance (°CA)	Standard
Lambda	1.6
EGR (%)	Depends on the conditions
Diesel injection timing (bTDC)	25, 30, 35, 40, 45 and 50

3. ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย

วัตถุประสงค์ในหัวข้อนี้ถูกออกแบบมาเพื่อหาผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมรวมถึงมลพิษที่ออกมา ในการทดลองจะปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าจาก 0 – 38 °CA ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm ทำการควบคุมตัวแปรอื่นๆ ให้คงที่ตลอดการทดสอบ โดยรายละเอียดแสดงไว้ดังตารางที่ 9

ตารางที่ 9 สภาวะการทดสอบผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดี

Detail	Value
Engine speed (rpm)	1900 and 2400
IMEPn (bar)	2, 3 and 4
Coolant temperature (°C)	85
Intake temperature (°C)	30
Rail pressure (MPa)	Depends on the conditions
Energy ratio (%)	70
Exhaust valve timing advance (°CA)	Standard, Adv 19° and Adv 38°
Lambda	1.6
EGR (%)	Depends on the conditions
Diesel injection timing (bTDC)	25, 30, 35, 40, 45 and 50

4. ผลกระทบของไอดีย้อนกลับ

วัตถุประสงค์ในหัวข้อนี้ถูกออกแบบมาเพื่อหาผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงไอดีย้อนกลับต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมรวมถึงมลพิษที่ออกมาในการทดลองจะปรับเปลี่ยนไอดีย้อนกลับจาก 20 – 60% ทดสอบที่ความเร็วรอบ 1900 rpm ทำการควบคุมตัวแปรอื่นๆ ให้คงที่ตลอดการทดสอบ โดยรายละเอียดแสดงไว้ดังตารางที่ 10

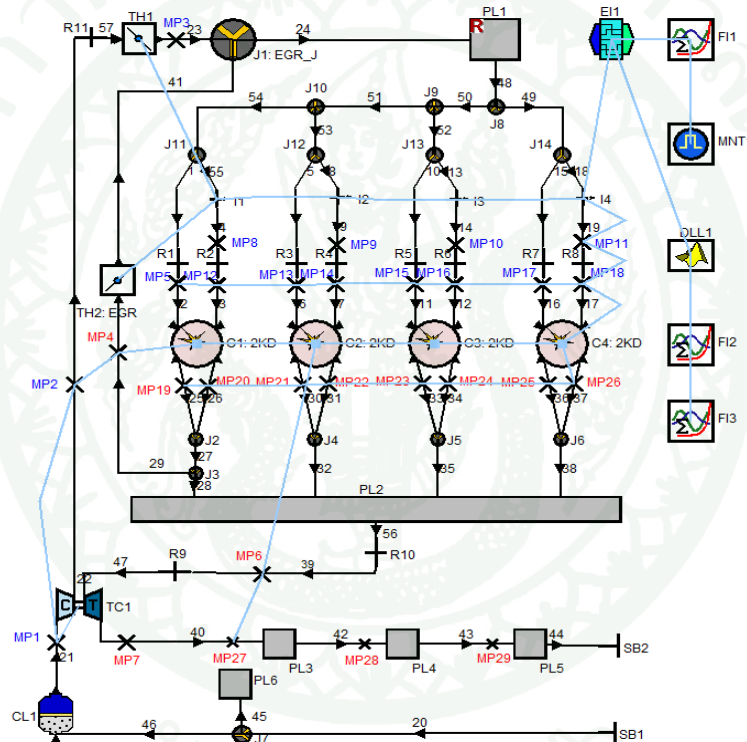
ตารางที่ 10 สภาวะการทดสอบผลกระทบของไอดีย้อนกลับ

Detail	Value
Engine speed (rpm)	1900
IMEPn (bar)	3
Coolant temperature (°C)	85
Intake temperature (°C)	30
Rail pressure (MPa)	42.7
Energy ratio (%)	70
Exhaust valve timing advance (°CA)	Adv 19°
Lambda	1.6
Diesel injection timing (bTDC)	35

Engine model

แบบจำลองของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมสร้างโดยใช้โปรแกรม AVL-BOOST ซึ่งเป็นโปรแกรมออกแบบที่ใช้สำหรับการทำงานทั้ง Steady-state และ Transient simulation เพื่อวิเคราะห์ช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ นอกจากนี้โปรแกรมนี้ยังสามารถวิเคราะห์ Dynamic of pressure wave, อัตราการไหลรวมถึง Energy losses ในท่อต่างๆ ของเครื่องยนต์ได้

ขั้นตอนการสร้างแบบจำลองเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม



ภาพที่ 29 แสดงแบบจำลองเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

1. จำลองอุปกรณ์ต่างๆ ของเครื่องดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมถูกดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซล 2KD-FTV โดยมีการติดตั้งอุปกรณ์การจ่ายก๊าซธรรมชาติเพิ่มเติมเข้าไปที่ท่อร่วมไอดี สำหรับส่วนประกอบหลักๆ ของเครื่องยนต์ประกอบด้วย กระบอกสูบ, ท่อร่วมไอดี, ท่อร่วมไอเสีย, Turbo compressor, วาล์วปีกผีเสื้อ และวาล์วไอเสียย้อนกลับ เป็นต้น โดยรายละเอียดแสดงดังภาพที่ 29

2. Combustion model

ส่วนที่มีความสำคัญมากในเครื่องยนต์คือห้องเผาไหม้ ซึ่งจะเป็นตัวกำหนดว่ากำลังหรืองานที่ได้ออกมาเป็นอย่างไร ในการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีรูปแบบการเผาไหม้ที่แตกต่างกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ส่งผลให้ยากต่อการระบุรูปแบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ดังนั้นทางผู้วิจัยได้นำโปรแกรม AVL-BURN มาใช้เพื่อหา Combustion model โดย AVL-BURN เป็นโปรแกรมย่อยใน AVL-BOOST มีหน้าที่ในการคำนวณหา Combustion model (Vibe function) ซึ่งขั้นตอนในการหา Vibe function คือ นำข้อมูลความดันภายในห้องเผาไหม้ที่ได้จากการทดลองมาเข้าโปรแกรม AVL-BURN จากนั้นโปรแกรมจะคำนวณค่า Vibe function ออกมา หลังจากได้ Vibe function จาก AVL-BURN แล้ว จึงนำค่าดังกล่าวไปใช้เป็น Combustion model ในแบบจำลองเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม การคำนวณของ AVL-BURN ใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งสมมติฐานที่กำหนดขึ้นมีดังนี้

2.1 คุณสมบัติของก๊าซในห้องเผาไหม้มีค่าเท่ากันตลอดห้องเผาไหม้ (สารผสมเป็นเนื้อเดียวกัน)

2.2 อัตราส่วนค่าความร้อนจำเพาะของส่วนผสม มีค่าคงที่ $\gamma = 1.33$

2.3 การถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ กำหนดให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเท่ากันตลอดห้องเผาไหม้

2.4 กำหนดให้มีอุณหภูมิเท่ากันตลอดทุกพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน

2.5 ผลกระทบของการเผาไหม้กำหนดให้มีค่าเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อน

2.6 ไม่มีการแยกตัวออก (Dissociation) ของก๊าซที่เผาไหม้

$$\frac{\delta Q}{d\theta} = \left(\frac{1}{\gamma-1}\right)V \frac{dp}{d\theta} + \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)p \frac{dV}{d\theta} \quad (30)$$

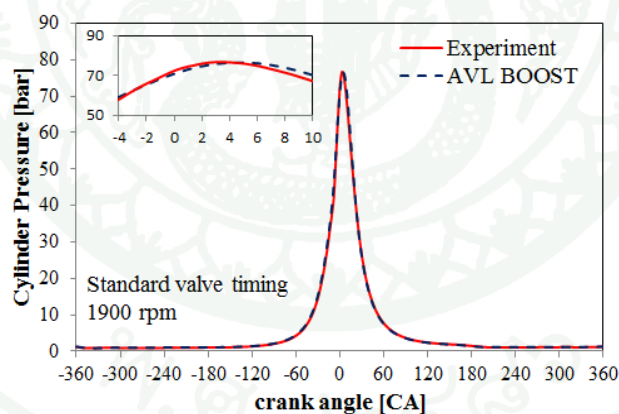
อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์ เป็นการปลดปล่อยพลังงานในระหว่างองศาเพลาช้อเหวี่ยง เมื่อทราบตำแหน่งการจุดระเบิด สามารถหาการถ่ายเทความร้อน ณ มุมองศาเพลาช้อเหวี่ยงนั้นได้ และเมื่อทราบการถ่ายเทความร้อนรวมในวัฏจักรนั้น ทำให้สามารถคำนวณหา

เปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อน ณ เวลาใดๆ ได้ ซึ่งอัตราส่วนของมวลที่เผาไหม้ไปแล้วจะมีค่าเท่ากับเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนดังสมการที่ (31)

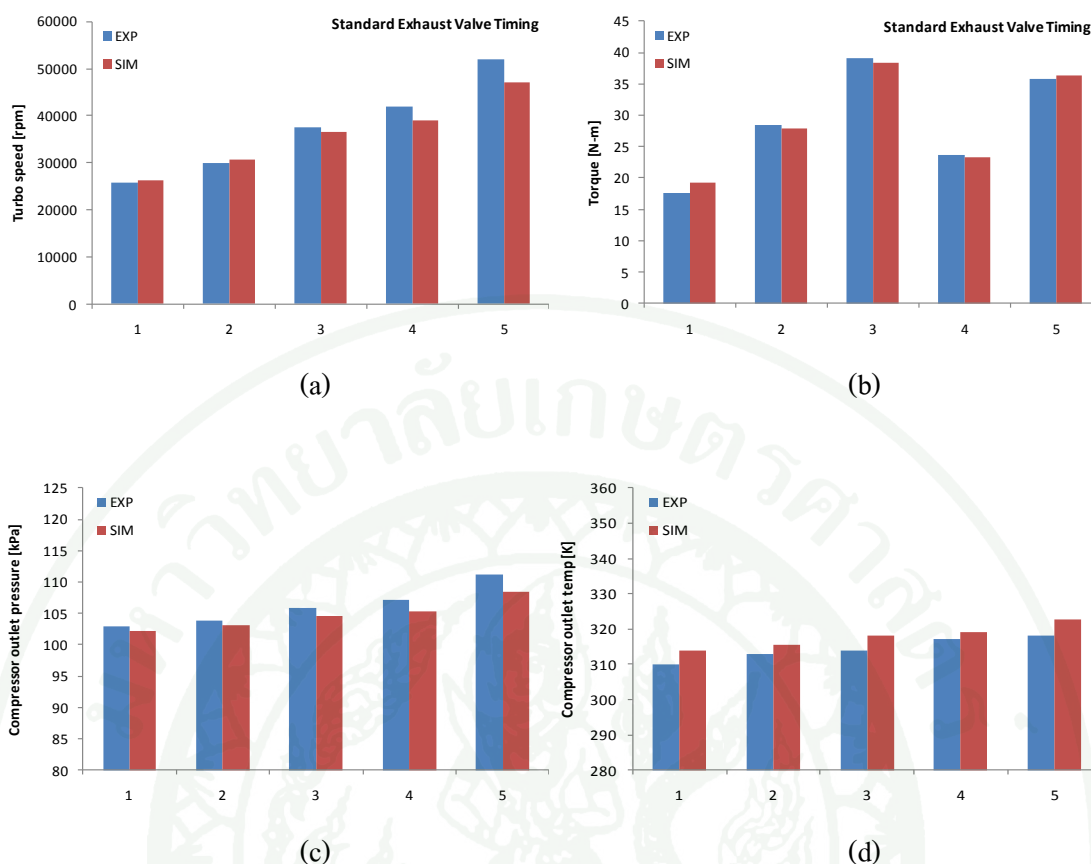
$$x_b = \frac{m_{b,\theta}}{m_{b,total}} = \frac{\int_{i=\theta_s}^{\theta} \frac{\delta Q}{\delta \theta_i}}{\int_{i=\theta_s}^{EC} \frac{\delta Q}{\delta \theta_i}} \quad (31)$$

3. Model validation

ภาพที่ 30 แสดงการเปรียบเทียบผลความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm ระหว่างผลที่ได้จากการทดลองกับผลจากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ นอกจากนี้ภาพที่ 31 ยังแสดงการเปรียบเทียบผลของส่วนต่างๆ ภายในแบบจำลองเทียบกับการทดลอง พบว่า AVL-BOOST model สามารถทำนายค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้และส่วนอื่นๆ ได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองได้เป็นอย่างดี แต่อย่างไรก็ตาม ยังมีความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากการทำนายผลจากการถ่ายเทความร้อนและ Blow-by gas แต่เป็นความคลาดเคลื่อนเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ดังนั้นทางผู้วิจัยจึงสามารถนำแบบจำลองไปใช้งานเพื่อเป็นแนวทางในการวิเคราะห์บนสภาวะอื่นๆ ต่อไป



ภาพที่ 30 เปรียบเทียบความดันภายในห้องเผาไหม้ระหว่างการทดลองกับ AVL BOOST



ภาพที่ 31 แสดงการเปรียบเทียบผลของส่วนต่างๆ ภายในแบบจำลองเทียบกับการทดลอง

วิเคราะห์ผล

1. นำผลการวัดข้อมูลผลความดันภายในห้องเผาไหม้มาแสดง พร้อมทั้งนำไปคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ VBA Microsoft Excel หาอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ โดยเริ่มต้นจังหวะการอัดไปจนถึงสิ้นสุดจังหวะขยายตัว จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อกำหนดตำแหน่งการจุดระเบิด และตำแหน่งสิ้นสุดการเผาไหม้ จากแผนภาพลอการิทึมของความดันและปริมาตรกระบอกสูบ ทำให้ได้ผลความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ มุมเพลวข้อเหวี่ยงที่อัตราการเผาไหม้เกิดขึ้น 10% และช่วงองศาเพลวข้อเหวี่ยงที่อัตราการปลดปล่อยความร้อนของการเผาไหม้ 10 ถึง 90% ผลความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) และสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP) ความดันสูงสุดในกระบอกสูบ (Maximum pressure) และอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันภายในห้องเผาไหม้ (Pressure rise rate) เพื่อวิเคราะห์ผลการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจากตัวแปรที่ทำการศึกษา

2. นำผลจากการทดสอบที่เก็บมาจากเซ็นเซอร์ทั้งความดันและอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ มาร่วมในการวิเคราะห์ รวมทั้งปริมาณความเข้มข้นของสารมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์โดยประกอบด้วย ไฮโดรคาร์บอน (THC) มีเทน (CH₄) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) และ คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)
3. วิเคราะห์ผลที่ได้จาก AVL BOOST model เช่น Internal EGR อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ เป็นต้น



สรุปและวิจารณ์

ตารางที่ 11 ตารางการดำเนินงาน

ชื่อโครงการ การใช้จังหวะวาล์วไอเสียล่วงหน้าร่วมกับเทคนิคการฉีดดีเซลล่วงหน้าในเครื่องยนต์ 4 สูบ แบบดีเซลเชื้อเพลิงร่วม Use of Exhaust Valve Timing Advance together with Early Diesel Injection Technique in a Four - cylinder Diesel Dual Fuel Engine											
อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ธนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D. ผู้ช่วยศาสตราจารย์เอกไท วิโรจน์สกุลชัย, Ph.D.						ผู้จัดทำ: นายธนันชัย เตพิมลรัตน์					
สถานที่ดำเนินโครงการ: มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์และสถาบันวิจัย เทคโนโลยี ปตท. อำเภอน้อมน้อย พระนครศรีอยุธยา						เริ่มโครงการ : 1 มิถุนายน 2552 สิ้นสุดโครงการ : 28 กุมภาพันธ์ 2555					
ขั้นตอนการ ดำเนินงาน	ม.ย.	พ.ค.	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.
	52	53	53	53	53	53	53	53	53	55	55
1. ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้อง ตรวจสอบเอกสาร											
2. จัดทำ ห้องทดลองและ ศึกษาวิธีการใช้											
3. ทำการทดลอง และเก็บข้อมูล											
4. วิเคราะห์ข้อมูล											
5. จัดทำรูปเล่ม วิทยานิพนธ์											

ผลและวิจารณ์

หัวข้อหลักของการศึกษาในงานวิจัยนี้ เน้นไปที่ผลกระทบของการปรับจังหวะการเปิดปิด วาล์วไอเสียต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ซึ่งการศึกษาได้มุ่งเน้นที่ การพัฒนาและปรับปรุงการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมในสภาวะการทำงานต่างๆ ดังนั้นปัจจัยอื่นๆ นอกเหนือจากจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียจึงเข้ามามีส่วนร่วมในการปรับปรุง การทำงานของเครื่องยนต์ด้วย นั่นคือ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติ ต่อพลังงานทั้งหมด, ไอเสียย้อนกลับ และอัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศ ซึ่งผลที่นำมา เสนอในงานนี้ได้มาจากการทดลองและแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ เพื่อช่วยให้สามารถอธิบาย รายละเอียดต่างๆ ได้อย่างครบถ้วนและยังบอกถึงแนวทางในการศึกษารูปแบบอื่นๆ ต่อไป โดยการ นำเสนอผลการวิเคราะห์ได้แยกความสัมพันธ์ของแต่ละปัจจัยออกจากกัน เพื่อง่ายต่อการทำความเข้าใจในปัจจัยนั้นๆ โดยลำดับการนำเสนอและการวิเคราะห์ข้อมูลแบ่งได้ ดังต่อไปนี้

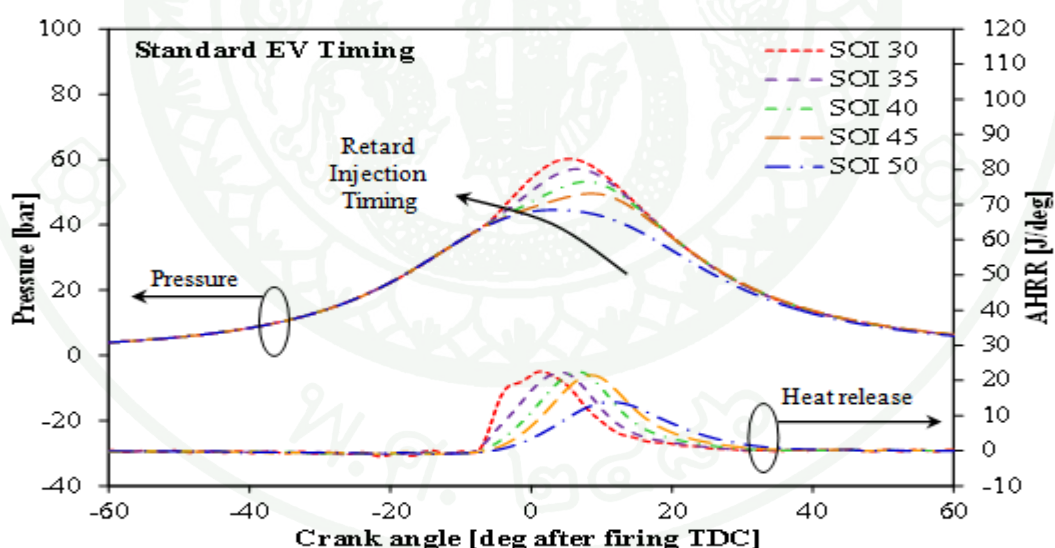
1. ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
2. ผลกระทบของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด (Energy ratio) ต่อ คุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
3. ผลกระทบของจังหวะการเปิดของวาล์วไอเสียต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
4. ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการเปิดของวาล์วไอเสียกับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล
5. ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการเปิดของวาล์วไอเสียกับสัดส่วนพลังงานก๊าซ ธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด
6. แสดงตัวอย่างผลที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงของไอเสียย้อนกลับเพียงอย่างเดียว (Residual gas คงที่)
7. ภาพรวมของผลกระทบต่างๆ ต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

8. เปรียบเทียบแนวทางการพัฒนารูปแบบการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย เพื่อักเก็บแก๊สไอเสียภายในห้องเผาไหม้

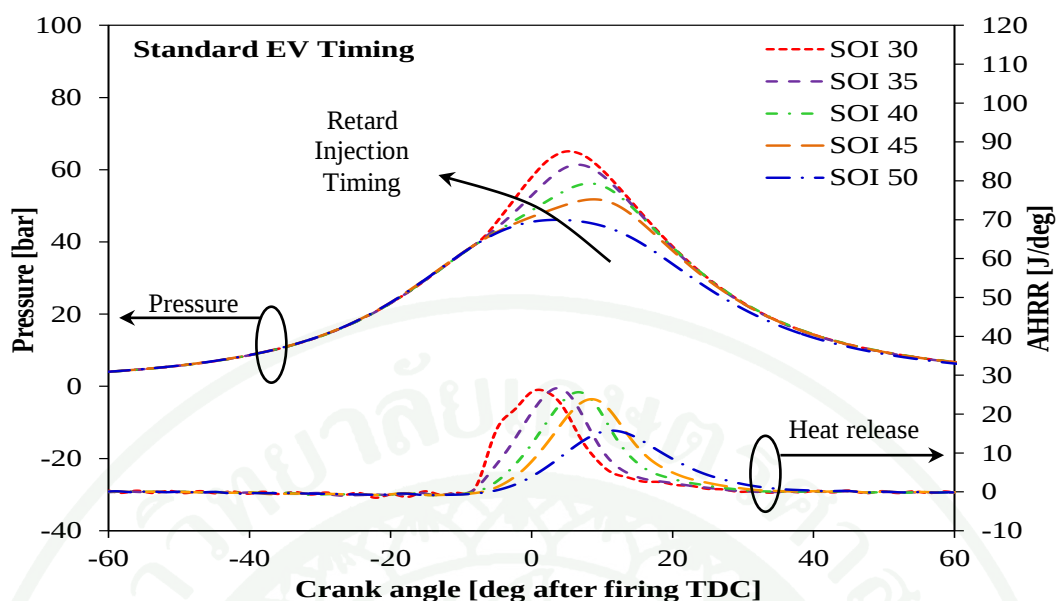
ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

รูปแบบการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ใช้จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้าก่อนศูนย์ตายบนมากกว่าเครื่องยนต์ดีเซล เพื่อเป็นตัวช่วยในการจุดระเบิดระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติกับอากาศ ดังนั้นการศึกษาในส่วนนี้ได้อธิบายถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นจากการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์และมลพิษที่ออกมา โดยในการทดลองได้ทำการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลให้ล่วงหน้าจาก 30° จนถึง 50° ก่อนศูนย์ตายบน (bTDC) และควบคุมปัจจัยต่างๆ ดังนี้ อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ประมาณ 30°C , สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70% และ Lambda 1.3

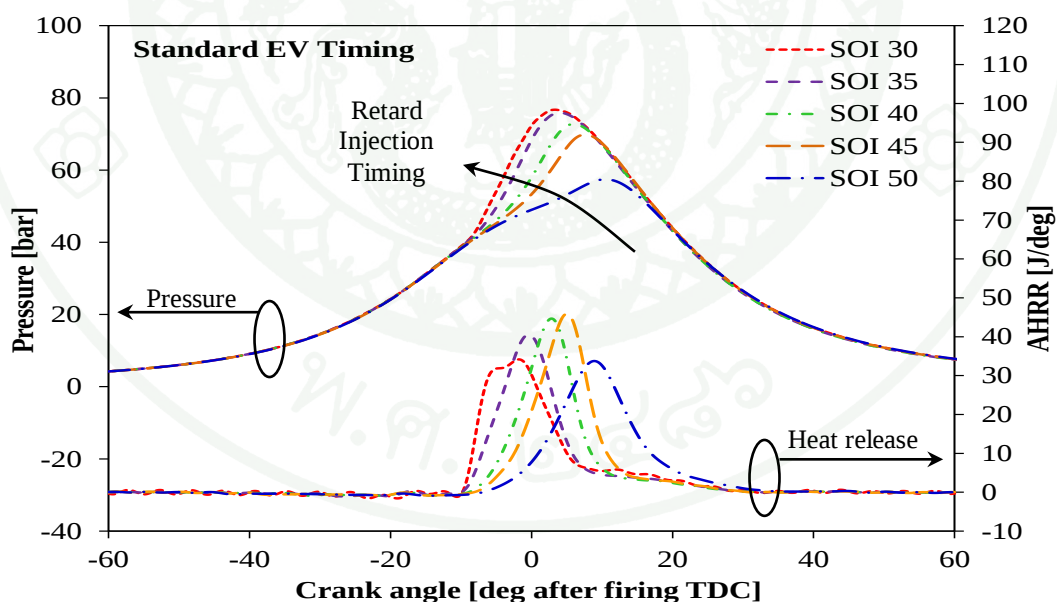
1. ผลกระทบต่อคุณลักษณะการเผาไหม้และการทำงานของเครื่องยนต์



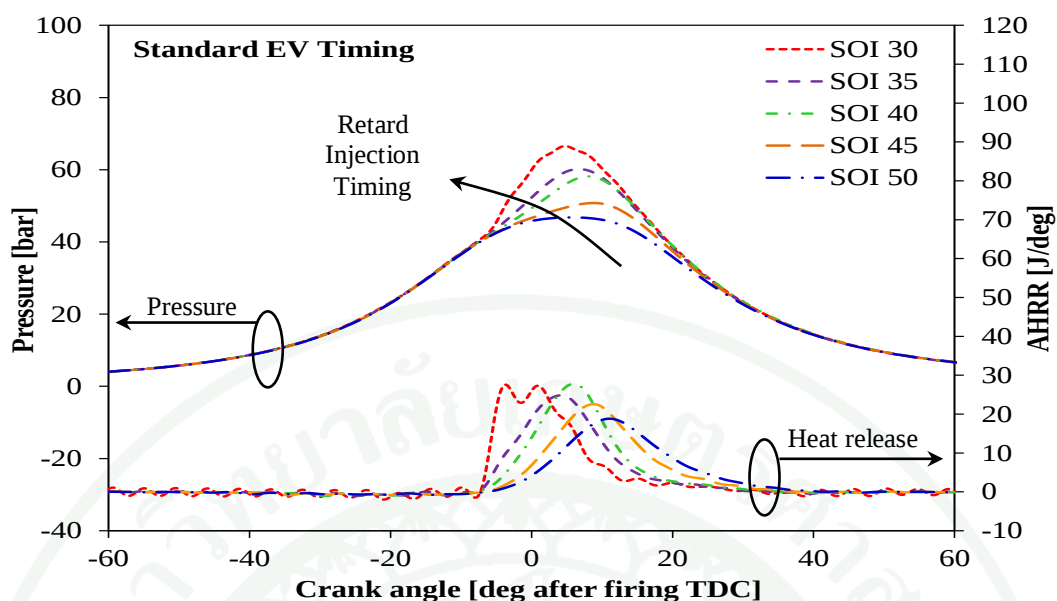
ภาพที่ 32 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.34 kJ/cycle



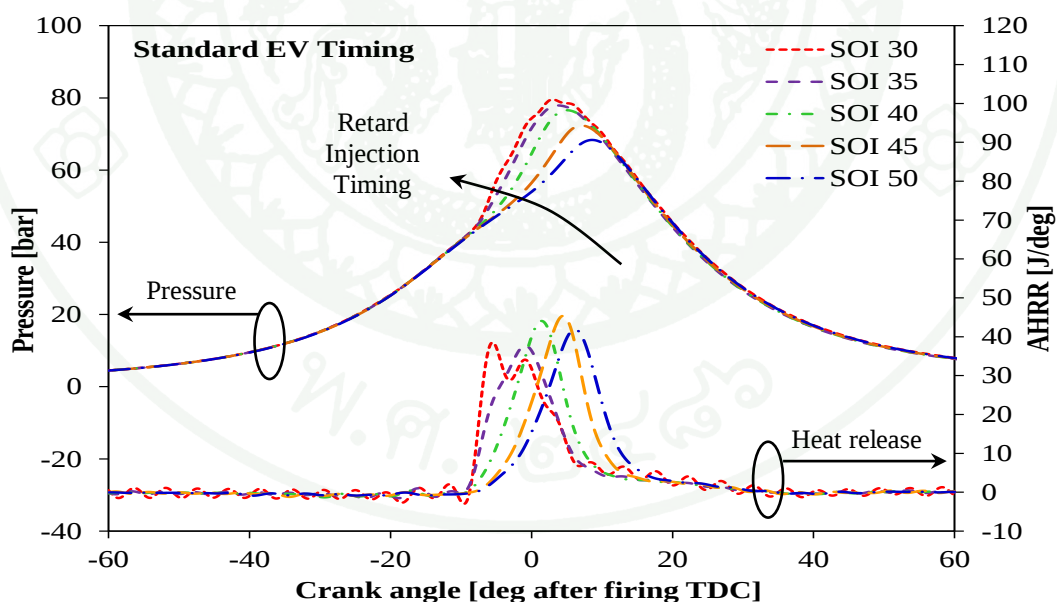
ภาพที่ 33 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้และ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle



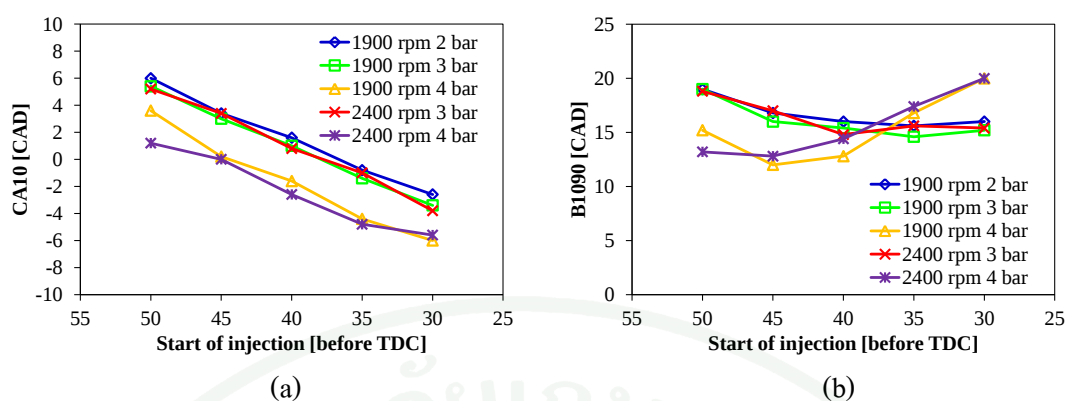
ภาพที่ 34 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้และ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle



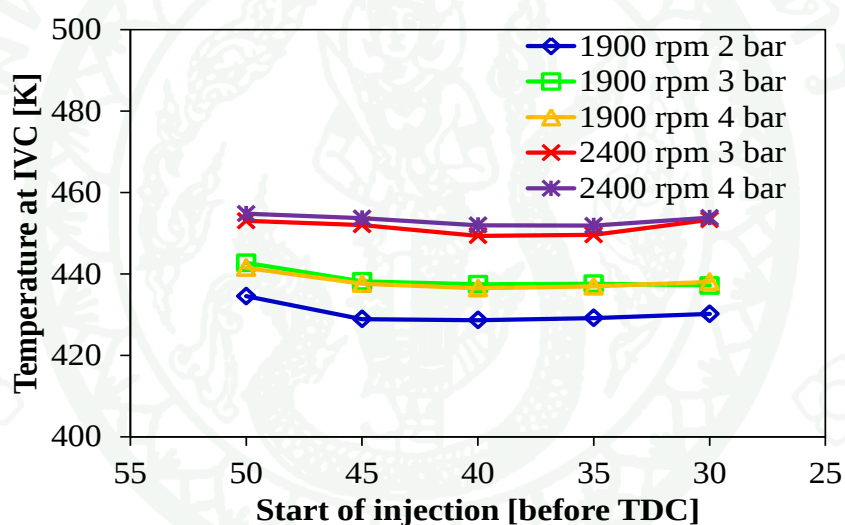
ภาพที่ 35 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้และ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle



ภาพที่ 36 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ ความดันภายในห้องเผาไหม้และ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle



ภาพที่ 37 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ (a) Start of combustion (CA10) และ (b) Combustion duration (B1090)



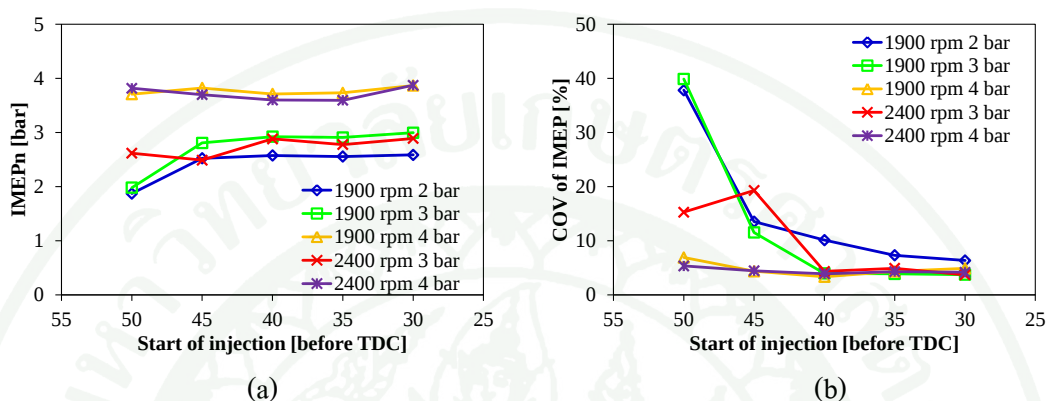
ภาพที่ 38 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่ออุณหภูมิ ณ ตำแหน่งวาล์วไอดีปิด

การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลส่งผลกระทบต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ดังแสดงในภาพที่ 32 – 36 จากผลการทดลองพบว่าเมื่อปรับมุมการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 30° จนถึง 50° bTDC ส่งผลให้กราฟความดันภายในห้องเผาไหม้มีค่าลดลงที่ทุกความเร็วรอบและภาระการทำงานของเครื่องยนต์ แต่ในขณะที่อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนไม่ได้ลดลงตามจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียวแต่ยังขึ้นอยู่กับภาระการทำงานของเครื่องยนต์ในขณะนั้นด้วย กล่าวโดยละเอียดได้ดังนี้ จากภาพที่ 32, 33 และ 35 แสดงภาพความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm ภาระการทำงานที่ IMEP_n ประมาณ 2 – 3 bar พบว่าเมื่อปรับ

จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 30° จนถึง 50° bTDC มีผลทำให้ความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนลดลงอย่างเห็นได้ชัด เนื่องจากจังหวะดังกล่าว ความดันและอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ยังสูงไม่เพียงพอต่อการทำให้เชื้อเพลิงดีเซลเกิดการระเหยและแตกตัวไปผสมกับเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและอากาศ ทำให้เชื้อเพลิงส่วนที่ยังไม่ระเหยและแตกตัวเข้าไปผสมกับส่วนผสมภายในห้องเผาไหม้ ส่งผลให้ปลายจังหวะอัดมีความดันและอุณหภูมิต่ำลงกว่าปกติ จึงทำให้การเผาไหม้เกิดล่าช้าและยาวนานขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 37(a) และ 37(b) นอกจากนี้ การทำงานช่วงดังกล่าวเป็นช่วงภาระการทำงานต่ำ ทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ (แสดงอุณหภูมิในจังหวะวาล์วไอดีปิดไว้ดังภาพที่ 38) สูงไม่เพียงพอที่จะทำให้ส่วนผสมบางส่วนระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและอากาศเกิดการ Auto-ignition ได้ภายในห้องเผาไหม้ จึงทำให้กระบวนการเผาไหม้เกิดไม่สมบูรณ์ หรือส่วนผสมเกิด Misfire ขึ้นได้ แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระการทำงานสูงขึ้นที่ IMEP ประมาณ 4 bar ดังแสดงในภาพที่ 34 และ 36 พบว่าการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้าจาก 30° จนถึง 45° bTDC ส่งผลให้การเผาไหม้เกิดล่าช้าขึ้นดังแสดงในภาพที่ 37(a) แต่พลังงานสูงสุดที่ปล่อยออกมามีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้น ทำให้เชื้อเพลิงดีเซลสามารถกระจายตัวและเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติกับอากาศ จนใกล้เคียงความเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้น รวมทั้งภาระการทำงานดังกล่าวอยู่ในช่วงภาระงานปานกลางทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงเพียงพอต่อการเกิด Auto-ignition ของเชื้อเพลิง ดังนั้นเมื่อการเผาไหม้เริ่มขึ้น จึงเป็นการจุดระเบิดหลายๆ จุดพร้อมกันภายในห้องเผาไหม้ ดังแสดงให้เห็นในส่วนของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่สูงชันขึ้นอย่างรวดเร็ว อีกทั้งระยะเวลาการเผาไหม้สั้นลง แสดงไว้ดังภาพที่ 37(b) แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากเกินไปคือที่ 50° bTDC ทำให้ความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนลดลง เนื่องจากที่สภาวะการฉีดเชื้อเพลิงดังกล่าวมีความดันและอุณหภูมิไม่เหมาะสมต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง

นอกจากนี้ ผลจากการทดลองในทุกรอบและภาระการทำงานของเครื่องยนต์สามารถสังเกตได้ว่าที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 30° bTDC กราฟความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าสูงขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนเกิดช่วงการเผาไหม้ขึ้น 2 ช่วง ซึ่งมีความคล้ายกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลคือ ช่วง Premixed Combustion Phase ณ ช่วงนี้เป็นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่ได้ผสมกับอากาศเป็นส่วนผสมที่อยู่ในขีดจำกัดของการเผาไหม้ในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ซึ่งเมื่อเกิดการเผาไหม้ก็จะเผาไหม้เกือบพร้อมกัน ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาของเพลอาซ็องเหวียง และเป็นผลให้อัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงนี้สูง ช่วงต่อมาคือ Mixing Controlled Combustion Phase เมื่อ

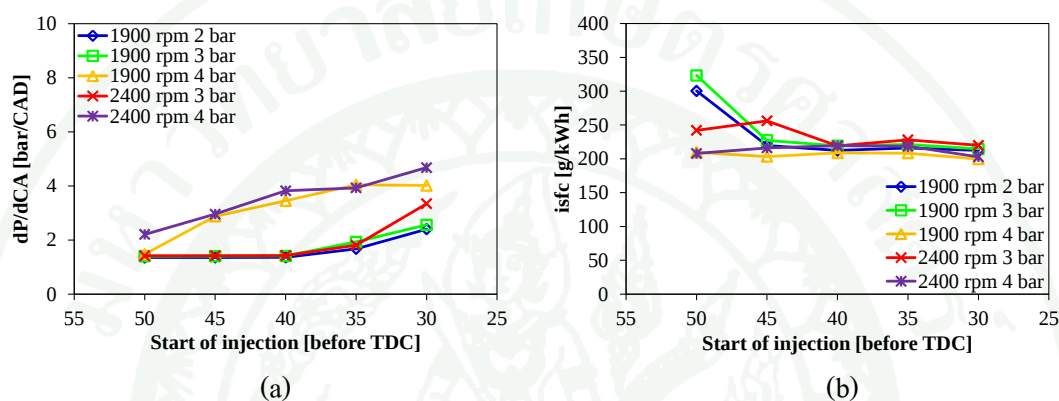
เชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมด้วยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ) อัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงนี้อาจไปถึงค่าสูงสุดค่าที่สอง หรืออาจไม่ถึงก็ได้ แต่จะลดลงเมื่อกระบวนการเผาไหม้ดำเนินต่อไป



ภาพที่ 39 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ (a) IMEP_n และ (b) COV of IMEP

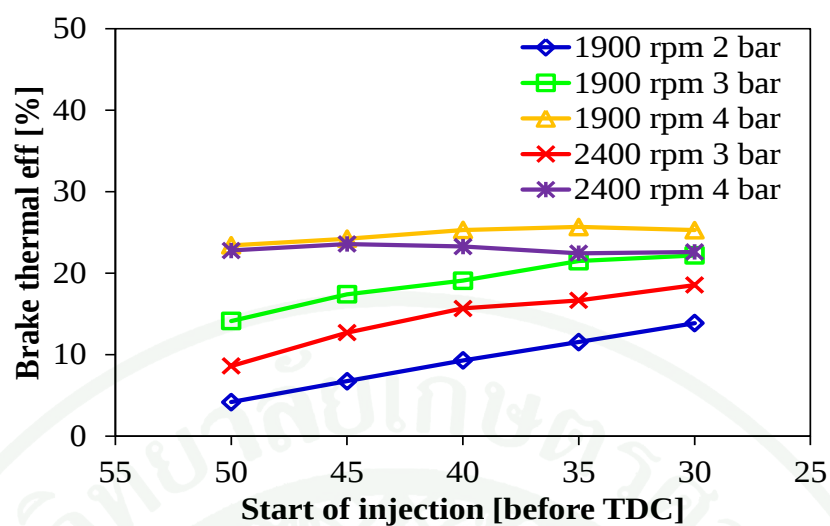
จากความดันภายในห้องเผาไหม้สามารถนำมาคำนวณหาความดันยังผลเฉลี่ยและค่าความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยได้ โดยแสดงไว้ดังภาพที่ 39 จากผลการทดลองพบว่าการเปลี่ยนแปลงของค่า IMEP_n และ COV of IMEP_n เมื่อปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลนั้นขึ้นอยู่กับภาระการทำงานของเครื่องยนต์เป็นหลัก ที่สภาวะ IMEP_n ประมาณ 4 bar การปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 30° จนถึง 50° bTDC ส่งผลกระทบน้อยมากต่อการเปลี่ยนแปลงของทั้ง IMEP_n และ COV of IMEP_n แต่ที่สภาวะ IMEP_n ประมาณ 2 – 3 bar การปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 40° จนถึง 50° bTDC ทำให้ IMEP_n ลดลงอย่างเห็นได้ชัดและ COV of IMEP_n มีค่าเพิ่มขึ้น หมายความว่าการทำงานในแต่ละวัฏจักรของการเผาไหม้เกิดความแปรปรวนของงานที่ได้อย่างมาก สำหรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 30° จนถึง 35° bTDC แทบไม่ส่งผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงของ IMEP_n และ COV of IMEP_n ด้วยผลที่เกิดขึ้นดังกล่าวอาจสรุปได้ 2 ประเด็นใหญ่คือ 1.) การเปลี่ยนแปลงที่ขึ้นอยู่กับภาระการทำงานของเครื่องยนต์ เมื่อสภาวะ IMEP_n ประมาณ 4 bar ค่าความดันและอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงเพียงพอต่อการเกิด Auto – ignition ของเชื้อเพลิง ทำให้การเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นส่งผลกระทบน้อยมากต่องานที่ได้ออกมา 2.) การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากเกินไป ทำให้เชื้อเพลิงที่ฉีดออกไปอยู่ในสภาวะที่ไม่เหมาะสมภายในห้องเผาไหม้ ดังนั้นเชื้อเพลิงหรือส่วนผสมทั้งหมดจึงยากต่อการเกิด Auto – ignition การเผาไหม้ลด

ความรุนแรงลงหรือบางวัฏจักรไม่เกิดการเผาไหม้ โดยสังเกตจากค่า COV of IMEP_n ที่สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว ด้วยเหตุผลหลักดังกล่าวจึงทำให้บางกรณีเกิดการจุดระเบิดที่รุนแรงหรือบางกรณีไม่เกิดการจุดระเบิด ซึ่งตัว dP/dCA (แสดงในภาพที่ 40(a)) เป็นอีกตัวแปรที่สามารถบ่งบอกถึงความรุนแรงในการจุดระเบิดภายในห้องเผาไหม้ ผลที่ได้ดังกล่าวจึงสอดคล้องกับตัวแปรที่ได้กล่าวไว้ตอนต้นแล้ว คือเมื่อการเผาไหม้เกิดรุนแรงขึ้นทำให้ความดันในห้องเผาไหม้สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว (สังเกตได้จากค่าความชันของความดันต่อองศาเพลวข้อเหวี่ยง)



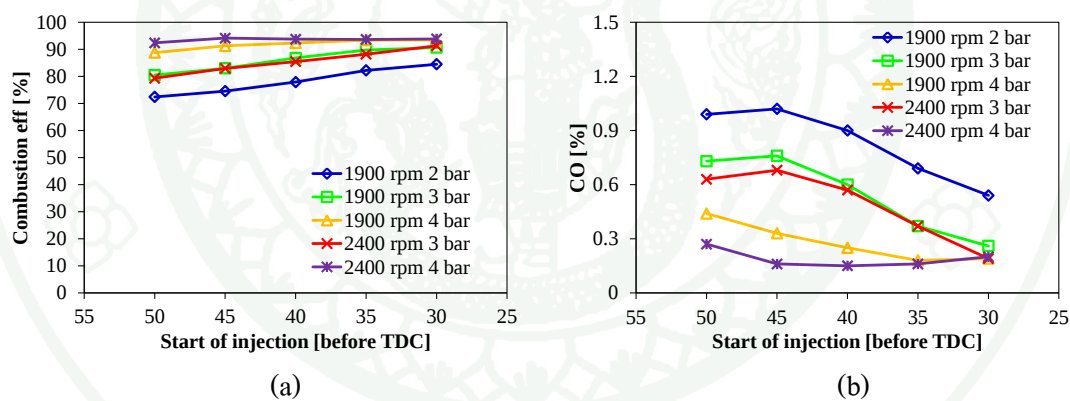
ภาพที่ 40 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ (a) dP/dCA และ (b) isfc

ภาพที่ 40(b) แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (isfc) ของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm IMEP_n 2 – 4 bar จากกราฟพบว่า การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้าจาก 30° จนถึง 40° bTDC แทบไม่ส่งผลกระทบต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เนื่องจากเชื้อเพลิงเกิดการเผาไหม้และให้งานออกมาค่อนข้างคงที่ในแต่ละจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล (สามารถสังเกตได้จากค่า IMEP_n ค่อนข้างคงที่ ณ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลดังกล่าว) แต่ที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้าจาก 45° จนถึง 50° bTDC ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากกำลังหรืองานที่ได้ออกมาจากเครื่องยนต์ลดลงเมื่อเทียบกับพลังงานเชื้อเพลิงที่ใช้ไป บ่งบอกถึง Thermal efficiency ที่ต่ำลงของเครื่องยนต์ โดย Thermal efficiency แสดงดังภาพที่ 41

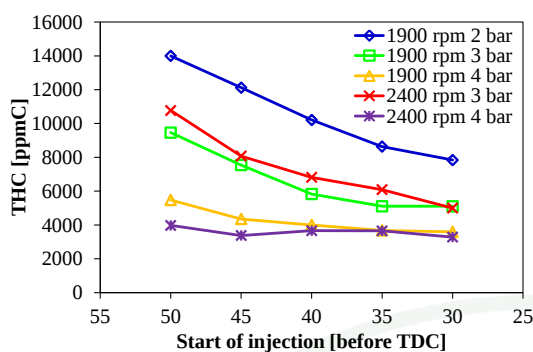


ภาพที่ 41 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อ Brake thermal efficiency

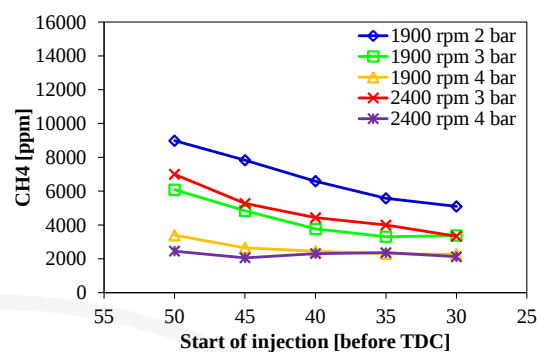
2. ผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์



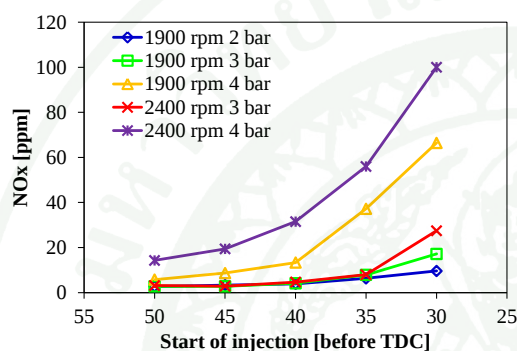
ภาพที่ 42 ผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์



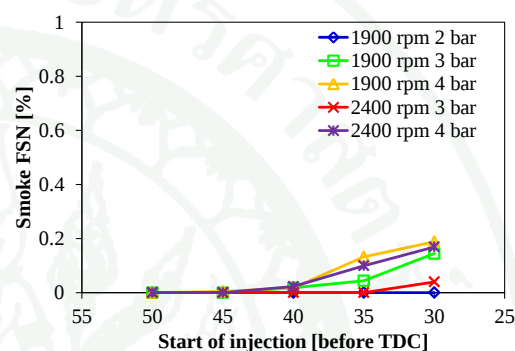
(c)



(d)



(e)



(f)

ภาพที่ 42 (ต่อ)

การปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลส่งผลกระทบต่อการทำงานของประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงพฤติกรรม การเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้รวมถึง ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์ ดังนั้นผลที่เกิดขึ้นเหล่านี้เป็นตัวนำไปสู่การเปลี่ยนแปลง ของประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมา จากผลการทดลองพบว่าที่ทุกๆ ความเร็วรอบ และภาระการทำงานของเครื่องยนต์ ให้ผลที่มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงดำเนินไปในทิศทางเดียวกัน แต่ค่าที่มีการเปลี่ยนแปลงมากหรือน้อยนั้นขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานนั้นๆ ดังนั้นในการนำเสนอ ข้อมูลในส่วนนี้จึงได้อธิบายในภาพรวมของผลกระทบการปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล

ประสิทธิภาพการเผาไหม้เป็นตัวบ่งบอกถึงความสมบูรณ์ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง โดย ประสิทธิภาพการเผาไหม้แสดงดังภาพที่ 42(a) จากกราฟพบว่าการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง ดีเซลส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล ล่วงหน้าจาก 30° จนถึง 50° bTDC ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงในทุกกรณี เนื่องจากการ

เผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของเครื่องยนต์ ทำให้มลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์มากขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 42(b-f) ที่ภาพ 42(b) แสดงปริมาณ CO ที่เพิ่มขึ้นเมื่อฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้าจาก 30° จนถึง 50° bTDC เนื่องจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์และปัจจัยหลักจากการผสมล่วงหน้าของเชื้อเพลิงทำให้เกิด Quenching effect ของปฏิกิริยาเคมีทำให้จุดดังกล่าวมีอุณหภูมิต่ำลงไม่เพียงพอสำหรับการเปลี่ยน CO ไปเป็น CO₂ ได้ เรียกกระบวนการนี้ว่า CO-CO₂ oxidation ซึ่งต้องมีอุณหภูมิมากกว่า 1500 K จะเห็นได้ว่าถ้าส่วนผสมหรือบางเกินไปก็ทำให้เกิด CO ได้ (Heywood, 1988). ภาพต่อมาแสดงปริมาณความเข้มข้นรวมของไฮโดรคาร์บอน (THC) และ มีเทน (CH₄) ที่ออกมาจากไอเสียจากการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ซึ่งไฮโดรคาร์บอนส่วนใหญ่ที่ออกมาคือมีเทนที่เป็นองค์ประกอบหลักในก๊าซธรรมชาติ โดยสังเกตเห็นว่าความแตกต่างระหว่างค่าสารมลพิษทั้งสองใกล้เคียงกันในทุกสภาวะทดสอบ ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงของไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ก็คือผลการเปลี่ยนแปลงของมีเทนนั่นเอง การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้าจาก 30° จนถึง 50° bTDC ทำให้ปริมาณของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนและมีเทนมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นทำให้เชื้อเพลิงดีเซลบางส่วนรวมทั้งเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกผสมมาก่อนหน้า ไหลเข้าไปในช่องระหว่างลูกสูบกับแหวนลูกสูบและผนังห้องเผาไหม้ ทำให้เชื้อเพลิงส่วนนี้ไม่ถูกเผาไหม้ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ ทำให้เกิดเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนหลุดออกไปจากเครื่องยนต์ ต่อมาสำหรับการเผาไหม้ใช้ส่วนผสมค่อนข้างบางและการเผาไหม้ที่เกิดไม่สมบูรณ์ เมื่อปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้าจาก 30° จนถึง 50° bTDC ทำให้ปริมาณของ NO_x ลดลงในทุกรอบและโหลการทำงานเครื่องยนต์ ดังแสดงในภาพที่ 42(e) เนื่องจากอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดลง นอกจากนี้ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่เข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้น ยังส่งผลกระทบท่อค่า Smoke FSN ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากลักษณะการฉีดเชื้อเพลิงดังกล่าว เข้าใกล้การทำงานแบบเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบทั่วไป (เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด จะมีปริมาณของ Smoke FSN เป็นจำนวนมาก) คือ การเผาไหม้มีลักษณะการแพร่กระจายจากขอบของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกไป ทำให้บริเวณแกนกลางของเชื้อเพลิงไม่ถูกออกซิเดชัน ส่งผลให้บริเวณดังกล่าวเกิด Smoke FSN เป็นจำนวนมาก สำหรับในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ค่า Smoke FSN ที่ออกมายังถือว่ามีย่าน้อยมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบทั่วไป (การทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม มีการทำงานที่เป็นแบบ Premixed combustion)

3. สรุปผลกระทบของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล

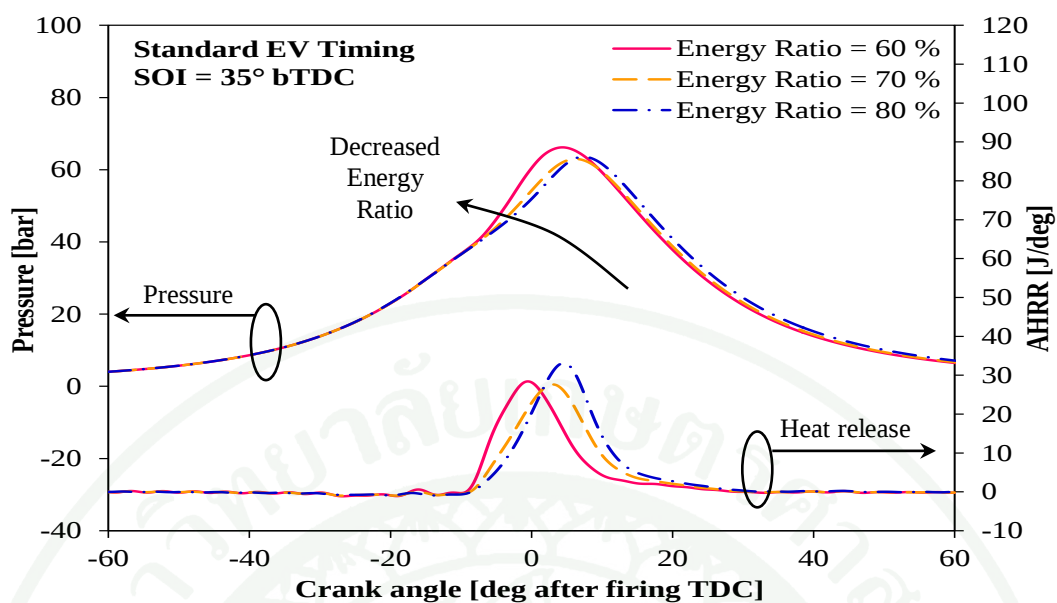
การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลส่งผลต่อพฤติกรรมการทำงานเผาไหม้รวมทั้งมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 30° จนถึง 50° bTDC ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานตกลงรวมถึงปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่เพิ่มขึ้นในทุกๆ รอบ และภาระการทำงานของเครื่องยนต์ ดังนั้นที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 35° bTDC จึงเป็นจุดที่เหมาะสมที่สุดทั้งด้านประสิทธิภาพและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์

ผลกระทบของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด (Energy Ratio) ต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

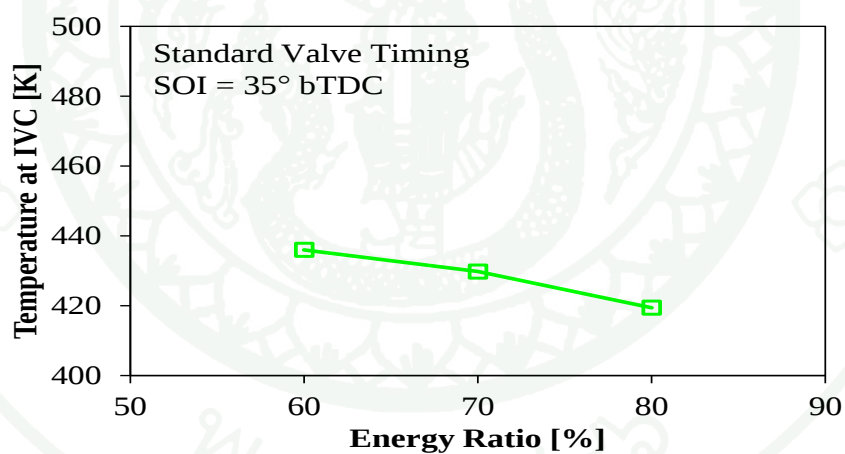
การใช้ก๊าซธรรมชาติเข้ามาทดแทนการใช้น้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลเดิม ทำให้พฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงไป ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ ด้วยเหตุนี้เพื่อให้การทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีประสิทธิภาพที่ดีและมลพิษออกมาน้อยลง จึงจำเป็นต้องมีการศึกษาพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์เมื่อเปลี่ยนแปลงสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด

งานวิจัยนี้ปรับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดจาก 60 – 80 % ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 35° bTDC และควบคุมปัจจัยต่างๆ ดังนี้ อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ประมาณ 30°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C

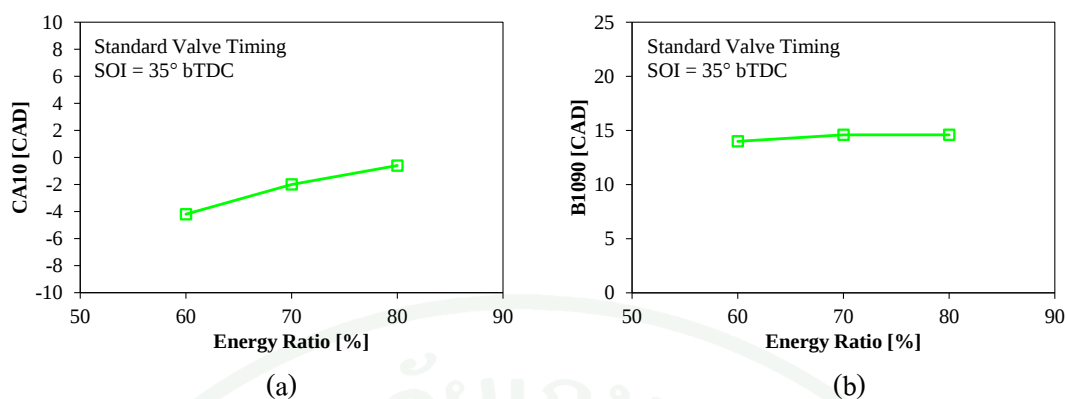
1. ผลกระทบต่อคุณลักษณะการเผาไหม้และการทำงานของเครื่องยนต์



ภาพที่ 43 ผลกระทบของ Energy ratio ต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle

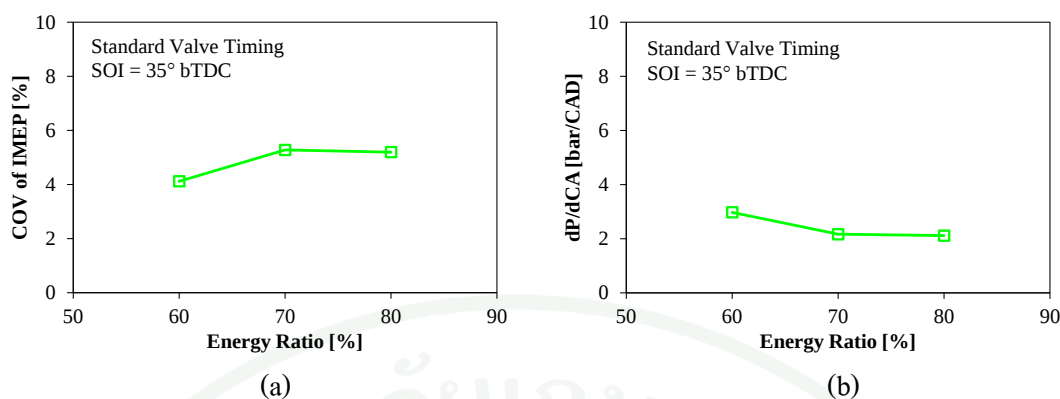


ภาพที่ 44 ผลกระทบของ Energy ratio ต่ออุณหภูมิจังหวะปิดวาล์วไอดี



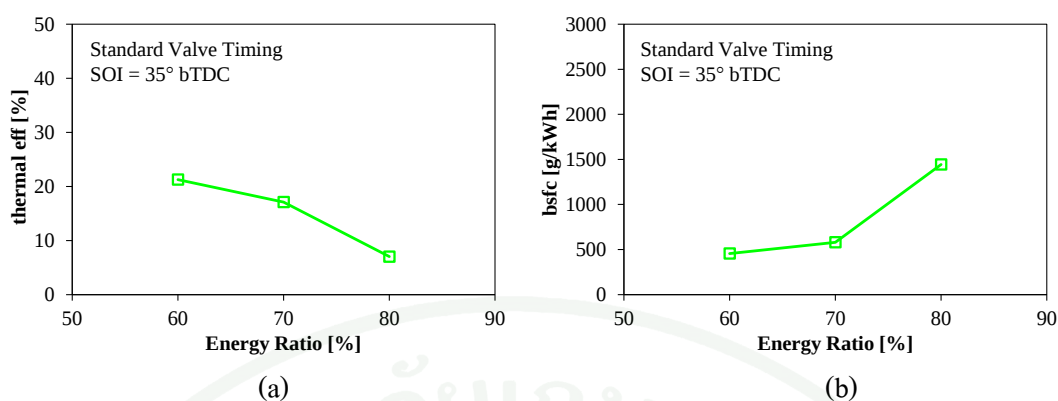
ภาพที่ 45 ผลกระทบของ Energy ratio ต่อ (a) Start of combustion (CA10) และ (b) Combustion duration (B1090)

สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดมีผลต่อพฤติกรรมเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยภาพความดันและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนภายในห้องเผาไหม้แสดงดังภาพที่ 43 พบว่าการเพิ่มสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด (Energy ratio) จาก 60% จนถึง 80% ทำให้ความดันภายในห้องเผาไหม้ลดลงและจังหวะการจุดระเบิดล่าช้าขึ้นประมาณ $2^{\circ} - 4^{\circ}$ CA ตามลำดับ โดยแสดงดังภาพที่ 45(a) เนื่องจากเมื่อเพิ่มสัดส่วน Energy ratio ทำให้มีปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติอยู่ในส่วนผสมมากขึ้น (ความดันทานการจุดระเบิดสูง) โดยหลักการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม จะนำก๊าซธรรมชาติเข้ามาในจังหวะดูด (Intake stroke) ทำให้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติผสมกับอากาศ มีผลทำให้เมื่อถึงจังหวะวาล์วไอดีปิดลง (IVC) ส่งผลให้อุณหภูมิส่วนผสมลดลงประมาณ 20 K ดังแสดงในภาพที่ 44 ดังนั้นเมื่อถึงจังหวะอัด (Compression stroke) ทำให้ความดันและอุณหภูมิในการอัดลดลงจากเหตุผลที่ว่าส่วนผสมดังกล่าวมีค่า Specific heat capacity ที่ต่ำลง ส่งผลให้ยากต่อการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง แต่จากภาพที่ 45(b) พบว่าการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดส่งผลกระทบน้อยมากต่อเปลี่ยนแปลงของ Combustion duration คือทุกๆ Energy ratio มีค่า Combustion duration ประมาณ $14 - 15^{\circ}$ CA

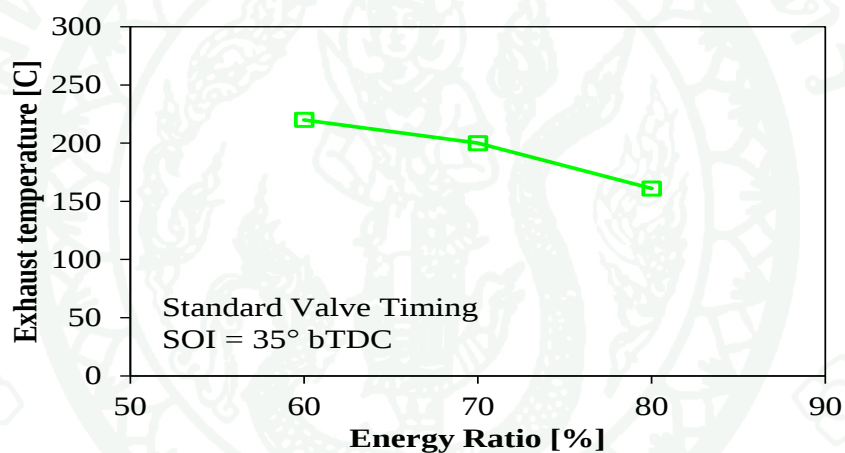


ภาพที่ 46 ผลกระทบของ Energy ratio ต่อ (a) COV of IMEP และ (b) dP/dCA

เมื่อ Energy ratio สูงขึ้นที่ 70 – 80% การเผาไหม้เกิดได้ยากขึ้น ส่งผลให้งานที่ได้ออกมาในแต่ละวัฏจักรไม่คงที่หรือเกิดงานไม่สม่ำเสมอทำให้ค่า COV of IMEP สูงขึ้นประมาณ 1% เมื่อเทียบกับ Energy ratio 60% ดังแสดงในภาพที่ 46(a) นอกจากนี้ยังส่งผลให้ค่า dP/dCA ลดลงเหลือ 2 bar/CA ที่ 70 -80% ดังแสดงในภาพที่ 46(b) อย่างไรก็ตาม การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวมีการเปลี่ยนแปลงที่น้อยมาก จากภาพที่ 47(a) การเปลี่ยนแปลงสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อทั้งหมดส่งผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency) ของเครื่องยนต์ คือ เมื่อเพิ่มสัดส่วนพลังงาน (Energy ratio) จาก 60% ไปเป็น 80% ทำให้ค่า Thermal efficiency ลดลงจาก 21% เป็น 7% ดังนั้นจึงส่งผลให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะมีค่าเพิ่มขึ้นดังภาพที่ 47(b) คือ มีค่ามากขึ้นถึง 3 เท่า เนื่องมาจาก กระบวนการเผาไหม้เกิดไม่สมบูรณ์ ทำให้งานที่ได้ลดน้อยลง ไม่สามารถชนะแรงเสียดทานจากเครื่องยนต์ได้ มีผลทำให้ประสิทธิภาพเครื่องยนต์ตกลง รวมทั้งเครื่องยนต์มีการใช้เชื้อเพลิงที่มากขึ้นตามไปด้วย



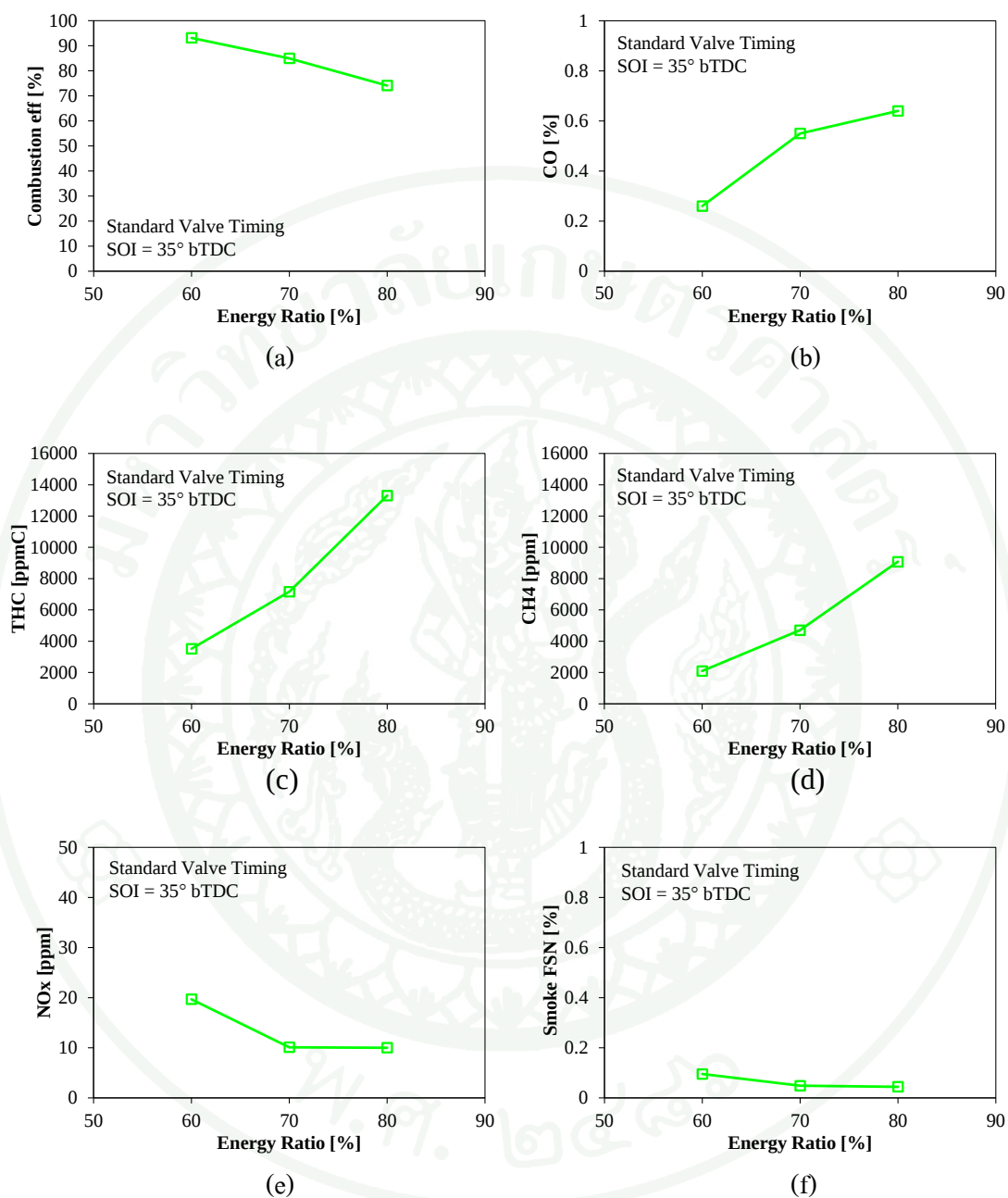
ภาพที่ 47 ผลกระทบของ Energy ratio ต่อ (a) Thermal efficiency และ (b) Brake specific fuel consumption



ภาพที่ 48 ผลกระทบของ Energy ratio ต่ออุณหภูมิไอเสีย ที่ออกมาจากเครื่องยนต์

การเผาไหม้แย่ง เมื่อ Energy ratio เพิ่มขึ้นจาก 60 -80 % ทำให้อุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้ลดต่ำลง ดังแสดงในภาพที่ 48 จากภาพพบว่าอุณหภูมิลดลงประมาณ 60 – 70 °C ด้วยข้อมูลดังกล่าว ส่งผลกระทบท่ออุณหภูมิไอเสียย้อนกลับ (EGR) ที่ลดลงในวัฏจักรต่อไป รวมถึงส่งผลต่ออุณหภูมิภายในส่วนผสมด้วย นอกจากนี้ในการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีปริมาณของ CH_4 ออกมามาก ระบบ Catalytic convertor ต้องการอุณหภูมิที่สูงของไอเสียเพื่อ Oxidation CH_4 แต่จากผลพบว่าที่ Energy ratio สูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิไอเสียลดลง ดังนั้นจึงเกิดผลเสียต่อการ Oxidation มลพิษภายใน Catalytic convertor

2. ผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกจากเครื่องยนต์



ภาพที่ 49 ผลกระทบของ Energy ratio ต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์

จากภาพที่ 49 การปรับเปลี่ยนอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด มีผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์โดยตรง เนื่องจากการปรับเปลี่ยน Energy ratio เป็นการปรับรูปแบบการทำงานให้มีส่วนผสมที่เป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้น หรือน้อยลงแล้วแต่กรณี ด้วยเหตุนี้ ลักษณะการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบที่เกิดขึ้น จึงเปลี่ยนแปลงไปตาม % Energy ratio

จากภาพย่อยที่ 49(a) พบว่าการเพิ่ม Energy ratio จาก 60% เป็น 80% ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ตกลงจาก 93% เป็น 74% เนื่องจากการเผาไหม้เกิดไม่สมบูรณ์ ซึ่งทำให้ปริมาณมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์มีปริมาณเพิ่มมากขึ้น ซึ่งได้แสดงไว้ในภาพย่อยที่ 49(b) – 49(d) เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง ถ้าเพิ่ม Energy ratio มีผลทำให้คาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้นจาก 0.26% เป็น 0.64% เนื่องจากอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ไม่เพียงพอที่ทำให้เกิดปฏิกิริยา CO เป็น CO₂ oxidation นอกจากนี้ ยังมีมลพิษที่เพิ่มขึ้นจากการเพิ่ม Energy ratio นั่นคือ THC และ CH₄ จากข้อมูลพบว่า เมื่อเพิ่ม Energy ratio จาก 60% เป็น 80% ทำให้ THC เพิ่มขึ้นจาก 3500 ppmC เป็น 13300 ppmC และ CH₄ เพิ่มขึ้นจาก 2000 ppm เป็น 9000 ppm เนื่องจากการเพิ่มปริมาณของก๊าซธรรมชาติในส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในจังหวะดูดเป็นเนื้อเดียวกัน ส่งผลให้เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นไปในจังหวะอัด ส่วนผสมบางส่วนถูกอัดเข้าไปที่ร่องแหวนลูกสูบ ทำให้เมื่อถึงจังหวะการเผาไหม้ เปลวไฟไม่สามารถลามเข้าไปถึงในบริเวณแหวนลูกสูบได้ เชื้อเพลิงส่วนนี้จึงไม่ถูกเผาไหม้และหลุดออกไปเป็นมลพิษดังกล่าวต่อไป

การที่อุณหภูมิในการเผาไหม้ลดต่ำลง ทำให้ปริมาณของ NO_x ลดน้อยลง โดยได้แสดงไว้ดังภาพย่อยที่ 49(e) พบว่าเมื่อเพิ่ม %Energy ratio จาก 60% เป็น 80% ทำให้ปริมาณ NO_x ลดลงจาก 20 ppm เป็น 10 ppm อย่างไรก็ตาม ค่าดังกล่าวเป็นค่าที่น้อยมาก การลดลงในขนาดเพียง 10 ppm อาจไม่นับสำคัญมาก อาจเป็นเพียงค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากเครื่องมือวัดเท่านั้น

จากภาพย่อยที่ 49(f) พบว่าการเพิ่ม %Energy ratio ทำให้ค่า Smoke FSN ลดลงเพียงเล็กน้อย เนื่องจากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่ลดลงตาม %Energy ratio โดยการเผาไหม้จะมีลักษณะการแพร่กระจายจากขอบของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกไป ทำให้บริเวณแกนกลางของเชื้อเพลิงไม่ถูกออกซิเดชัน ทำให้บริเวณนั้นเกิด Smoke FSN เป็นจำนวนมาก สำหรับในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ค่า Smoke FSN ที่ออกมายังถือว่าน้อยมาก เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบทั่วไป (การทำงานเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วมมีการทำงานที่เป็นแบบ Premixed combustion)

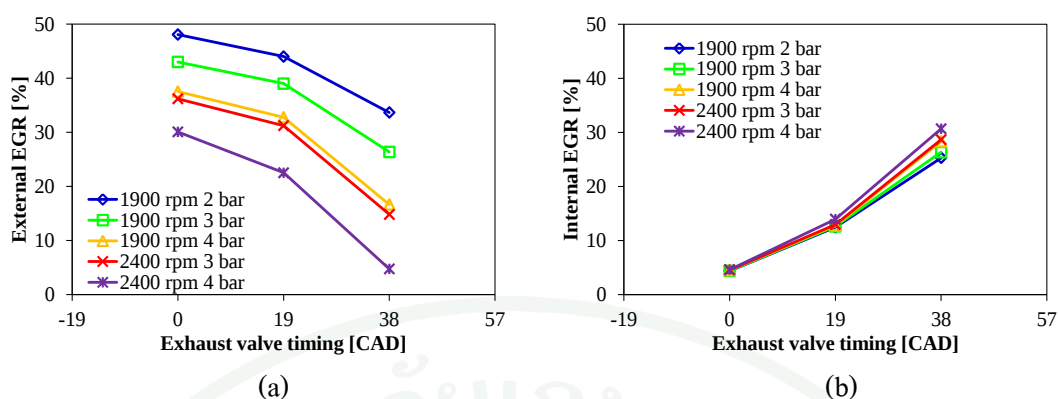
3. สรุปผลกระทบของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด

การเปลี่ยนแปลงของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดส่งผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพการทำงานและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ โดยการปรับ Energy ratio สูงขึ้น ทำให้มีพลังงานจากก๊าซธรรมชาติมากขึ้นในการทำงาน ส่งผลให้การจุดระเบิดเกิดยากขึ้นและงานที่ได้ลดลง รวมทั้งมลพิษประเภทสารประกอบไฮโดรคาร์บอนมากขึ้น เนื่องจากส่วนผสมระหว่างก๊าซธรรมชาติและอากาศที่มากขึ้น ทำให้อุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้ที่จังหวะอัดลดลง ทำให้ส่วนผสมยากต่อการจุดระเบิด ส่งผลให้ประสิทธิภาพตกลง มลพิษที่ออกมาเพิ่มขึ้น ดังนั้นการสัดส่วน Energy ratio ให้มากขึ้นจึงจำเป็นต้องมีการปรับเปลี่ยนปัจจัยตัวอื่นๆ เช่น จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล เพื่อให้การเผาไหม้เกิดในจุดที่เหมาะสมมากขึ้น

ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียและความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

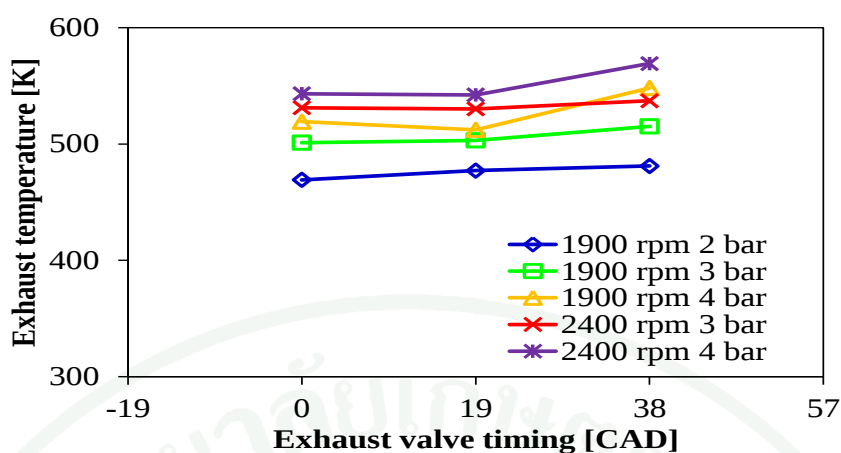
หัวข้อหลักของงานวิจัยในส่วนนี้คือศึกษาลักษณะพฤติกรรมต่างๆ ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม เมื่อทำการปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียและสามารถอธิบายถึงหลักการเหตุผลต่างๆ ที่เกิดภายในกระบวนการเผาไหม้ รวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ นอกจากนี้ในการวิเคราะห์ข้อมูลได้นำแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์เข้ามาช่วยในการอธิบายข้อมูลบางส่วนที่ไม่สามารถบันทึกได้ในขณะทำการทดลอง

1. ผลกระทบต่อคุณลักษณะการเผาไหม้และการทำงานของเครื่องยนต์



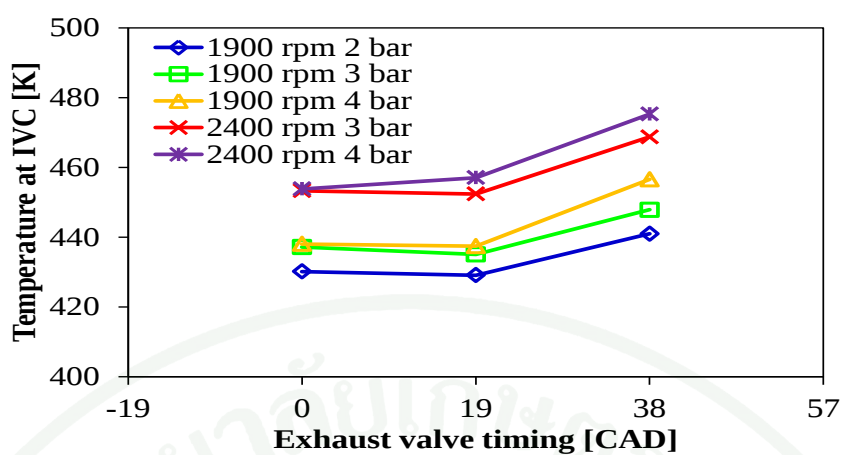
ภาพที่ 50 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) External EGR และ (b) Internal EGR

จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์หลายประการ โดยในการทดลองได้ทำการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าจาก 0, 19 และ 38 °CA ตามลำดับ แต่ยังคงจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเดิม ซึ่งการปรับจังหวะของวาล์วดังกล่าวส่งผลกระทบต่อปริมาณ External EGR และ Internal EGR ภายในห้องเผาไหม้ดังแสดงในภาพที่ 50 จากภาพพบว่าเมื่อทำการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นจาก 0 จนถึง 38 °CA ทำให้ External EGR ลดลง นอกจากนี้ในทางตรงกันข้าม Internal EGR มีปริมาณที่เพิ่มขึ้น ในการศึกษาครั้งนี้ Camshaft ที่ใช้ในงานวิจัยไม่ได้มีการปรับแต่งหรือดัดแปลงใดๆ ทำให้ไม่สามารถควบคุมช่วงเวลาการเปิดปิดวาล์วได้อย่างอิสระ คือเมื่อปรับให้จังหวะวาล์วไอเสียเปิดเร็วขึ้น 19 หรือ 38 °CA ส่งผลให้จังหวะการปิดวาล์วไอเสียเร็วตามไปด้วย 19 หรือ 38 °CA ตามลำดับ ดังนั้นจากผลที่ External EGR ลดลง และ Internal EGR เพิ่มขึ้นที่จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น เนื่องจากจังหวะการปิดวาล์วไอเสียที่เร็วขึ้นทำให้เกิดแก๊สตกค้าง (Residual gas) ที่ค้างในห้องเผาไหม้ไม่สามารถออกไปได้หมดในจังหวะคายไอเสียของเครื่องยนต์ ส่งผลให้ปริมาณ Residual gas ภายในห้องเผาไหม้ยังคงมีอยู่ปริมาณมาก ในทางกลับกันเมื่อห้องเผาไหม้มีมวลหรือสารที่ค้างอยู่ภายในห้องเผาไหม้เป็นจำนวนมากแล้ว ทำให้อากาศหรือไอเสียย้อนกลับ (EGR) ไม่สามารถเข้าไปในห้องเผาไหม้ได้ ดังนั้น จึงเป็นเหตุผลที่ปริมาณ External EGR ลดลงเมื่อจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น

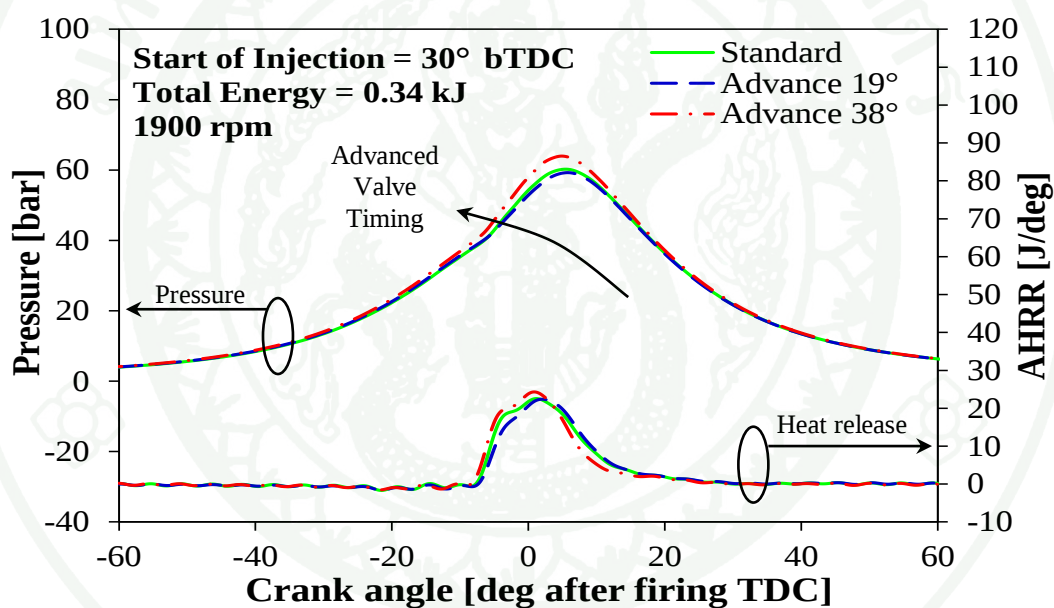


ภาพที่ 51 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิไอเสีย

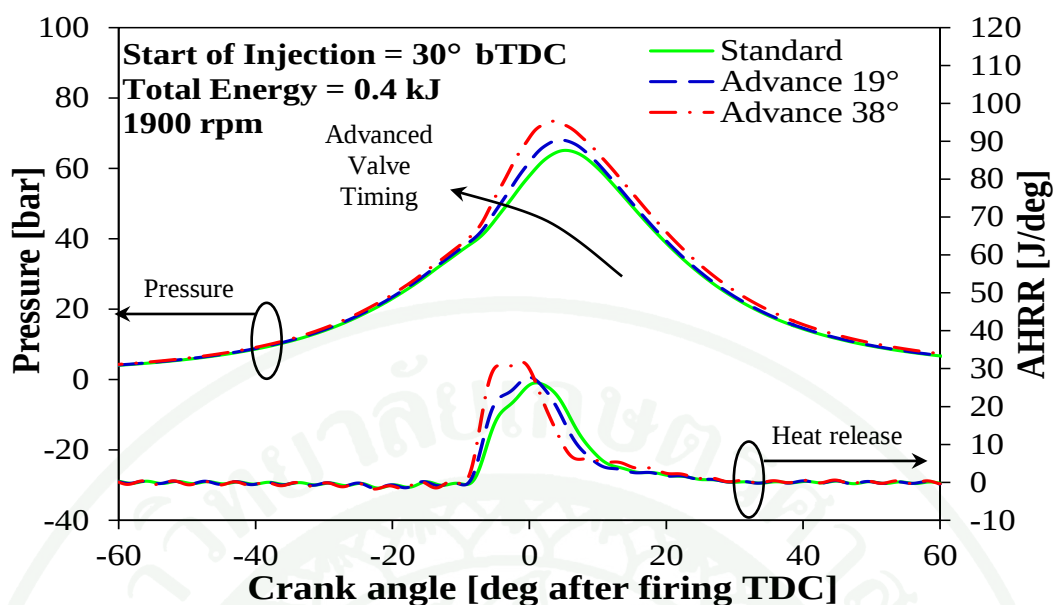
จากจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น ส่งผลให้ไอเสียที่ออกไปจากห้องเผาไหม้ยังคงมีอุณหภูมิสูง ดังแสดงในภาพที่ 51 เนื่องจากการเปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าเกิดในจังหวะเริ่มขยายตัวภายในห้องเผาไหม้ยังไม่มากนัก ทำให้อุณหภูมิที่เกิดจากการเผาไหม้มีการสูญเสียความร้อนในจังหวะขยายตัวน้อยลงเมื่อเทียบกับจังหวะการเปิดวาล์วไอเสียแบบปกติ นอกจากนี้ที่จังหวะการปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าจากจังหวะปกติ ทำให้ภายในห้องเผาไหม้มีปริมาณของ Internal EGR (Residual gas) อยู่มาก ส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ในจังหวะวาล์วไอเสียปิดสูงขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 52 อุณหภูมิที่สูงขณะที่วาล์วไอเสียปิดลงทำให้ส่วนผสมในห้องเผาไหม้ขณะนั้นมีความพร้อมในการเกิด Auto – ignition เพิ่มขึ้น ส่งผลให้เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่อัดตัวขึ้นไปในจังหวะอัดแล้วเชื้อเพลิงดีเซลที่ถูกฉีดออกมาจะไปผสมกับส่วนผสมที่มีอุณหภูมิและความดันที่พร้อมในการจุดระเบิด ดังนั้นจึงเกิดการจุดระเบิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้



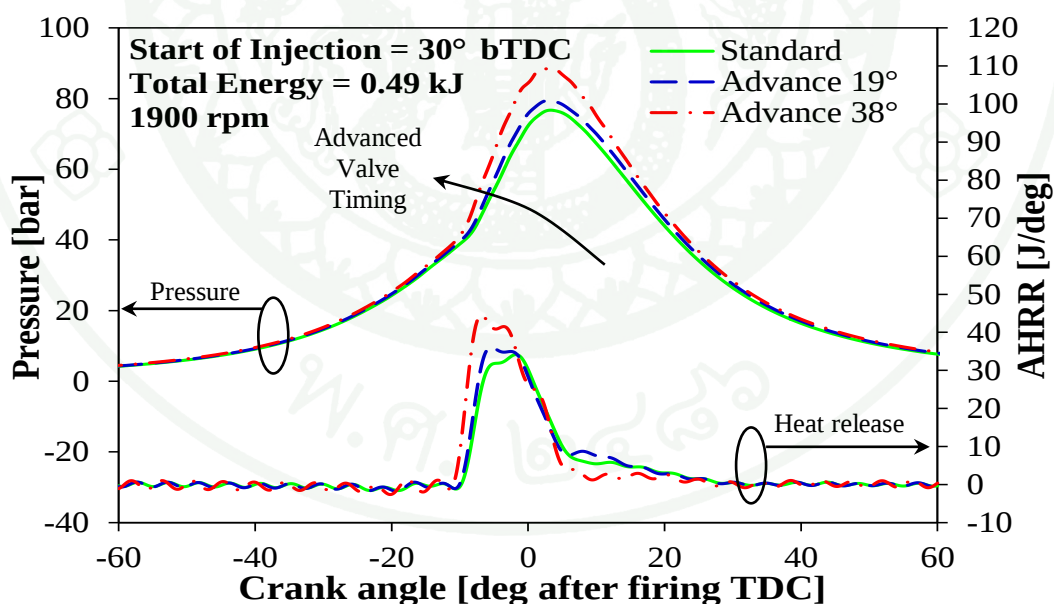
ภาพที่ 52 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิในขณะที่วาล์วไอเสียปิด



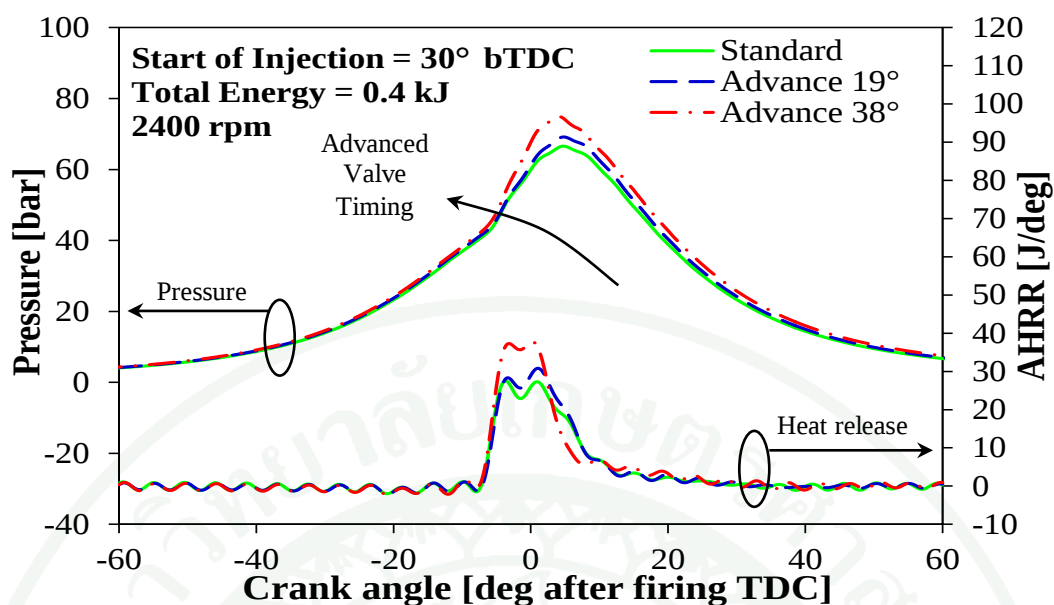
ภาพที่ 53 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.34 kJ/cycle



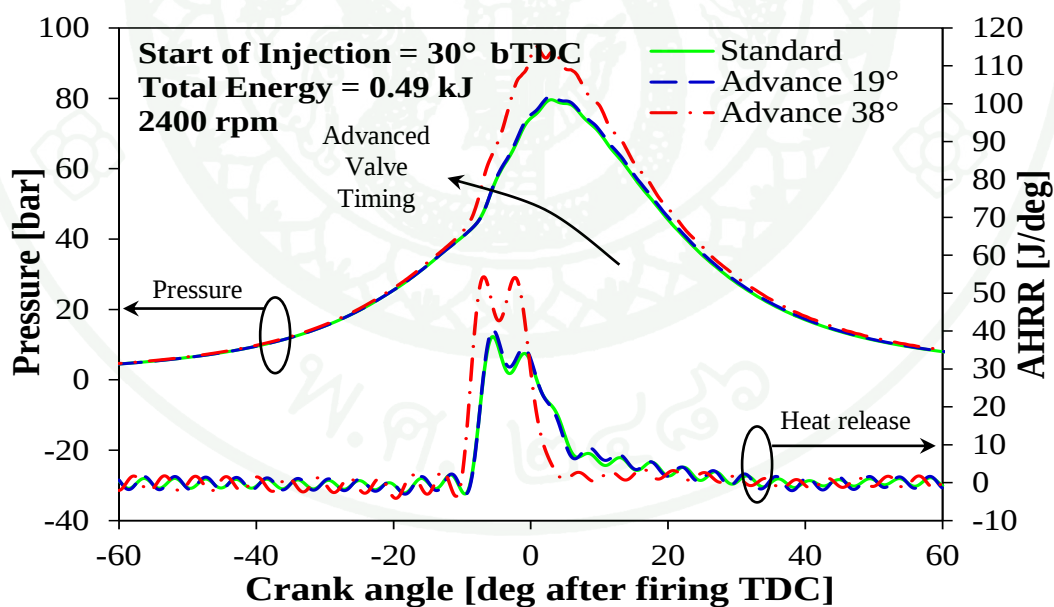
ภาพที่ 54 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle



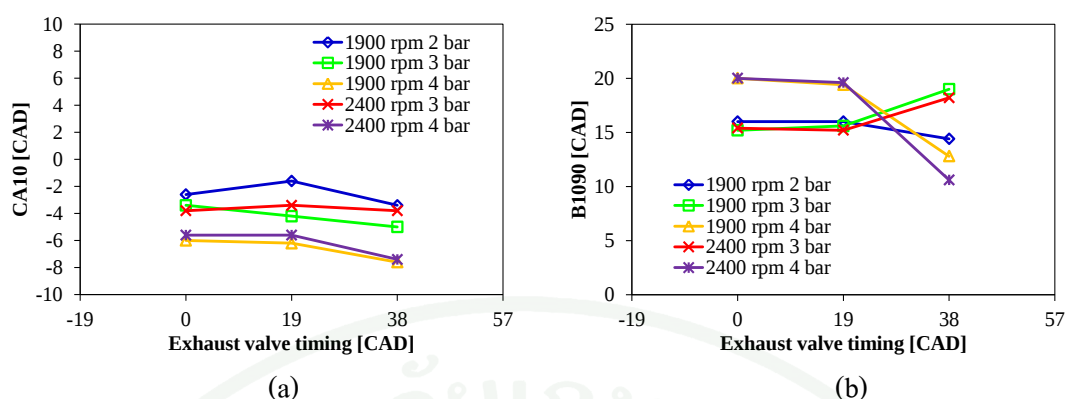
ภาพที่ 55 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle



ภาพที่ 56 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.4 kJ/cycle



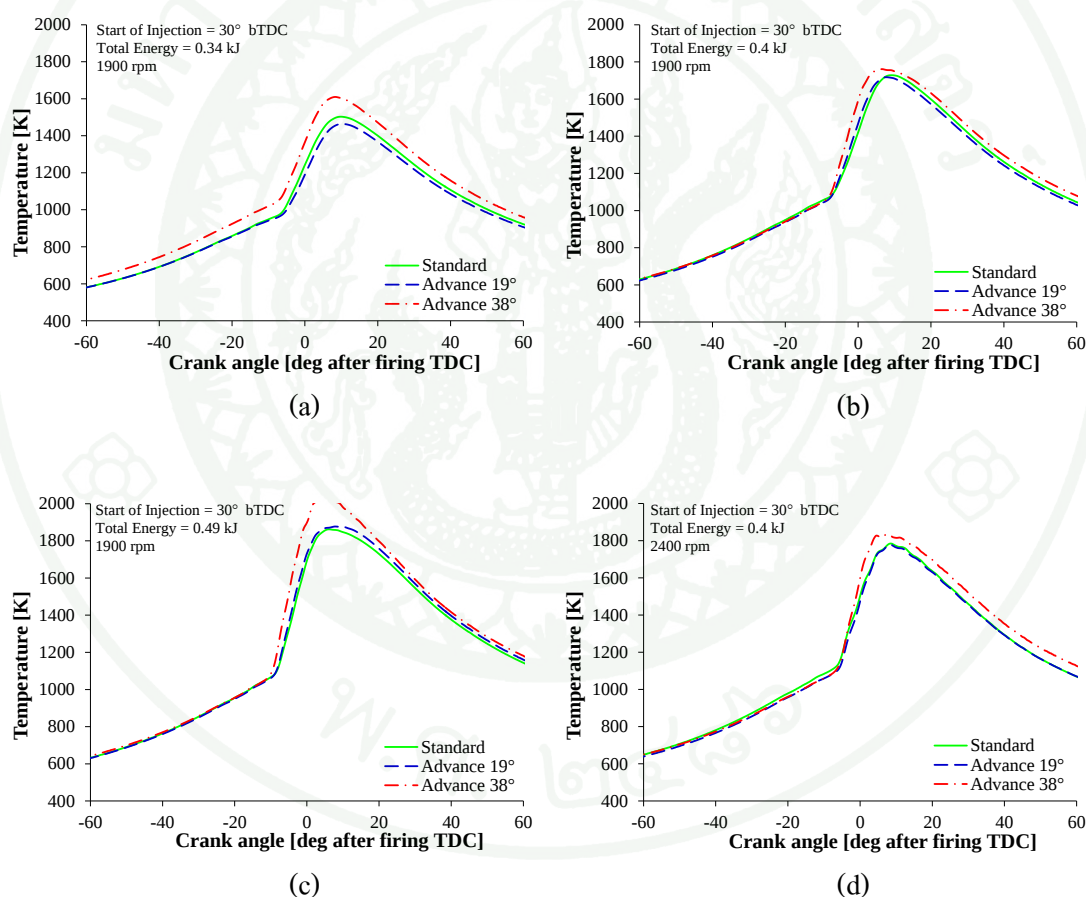
ภาพที่ 57 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2400 rpm พลังงานเชื้อเพลิงรวม 0.49 kJ/cycle



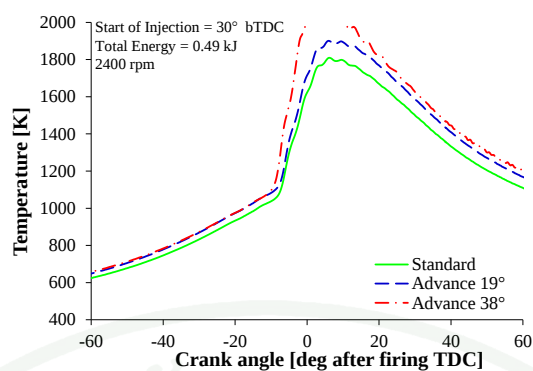
ภาพที่ 58 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) start of combustion (CA10) และ (b) combustion duration (B1090)

การเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมดังกล่าวจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย ทำให้การเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงไป โดยภาพที่ 53 – 57 แสดงความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่างๆ ส่วนภาพที่ 58 แสดงผลของ Start of combustion (CA10) และ Combustion duration (B1090) ตามลำดับ จากภาพความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีการเปลี่ยนแปลง เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย โดยการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเร็วขึ้น 19 และ 38°CA ส่งผลให้ความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าสูงขึ้นในทุกรอบและภาระการทำงานของเครื่องยนต์ และจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดเร็วขึ้น (แสดงดังภาพที่ 58(a)) นอกจากนี้ในภาพที่ 58(b) พบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเร็วขึ้น 19 และ 38°CA ส่งผลให้ Combustion duration มีการเปลี่ยนแปลงที่ขึ้นอยู่กับภาระการทำงานของเครื่องยนต์ โดยที่ภาระการทำงานประมาณ $IMEP_n$ เท่ากับ 4 bar ค่า Combustion duration ของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเร็วขึ้น 19° และ 38° CA สั้นกว่าการเปิดปิดวาล์วไอเสียแบบปกติอยู่ประมาณ 8°CA แต่เมื่อ $IMEP_n$ ลดลงไปที่ประมาณ 3 bar ส่งผลให้ค่า Combustion duration เพิ่มขึ้นจากจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียแบบปกติประมาณ 5 °CA อย่างไรก็ตามเมื่อภาระการทำงานลดลงไปที่ $IMEP_n$ ประมาณ 2 bar จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียส่งผลกระทบต่อ Combustion duration

จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียที่เร็วขึ้น 19 และ 38 °CA ทำให้ภายในห้องเผาไหม้มีปริมาณของ Residual gas อยู่มาก เป็นผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ในจังหวะวาล์วไอเสียปิดสูงขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 52 อุณหภูมิที่สูงขณะที่วาล์วไอเสียปิดลงทำให้ส่วนผสมในห้องเผาไหม้ขณะนั้นมีความพร้อมในการเกิด Auto – ignition ย่างขึ้น ส่งผลให้เมื่อถูกสูบเคลื่อนที่อัดตัวขึ้นไปในจังหวะอัดแล้ว เชื้อเพลิงดีเซลถูกฉีดออกมาผสมกับส่วนผสมที่มีอุณหภูมิและความดันที่พร้อมในการจุดระเบิด ดังนั้นจึงเกิดการจุดระเบิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้ จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิที่เกิดจากการเผาไหม้ของการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามีอุณหภูมิที่สูงกว่าจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียแบบปกติ ดังแสดงในภาพที่ 59 เป็นภาพที่แสดงถึงอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ที่แต่ละองศาเพลวข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ในรอบและภาระการทำงานต่างๆ ของเครื่องยนต์

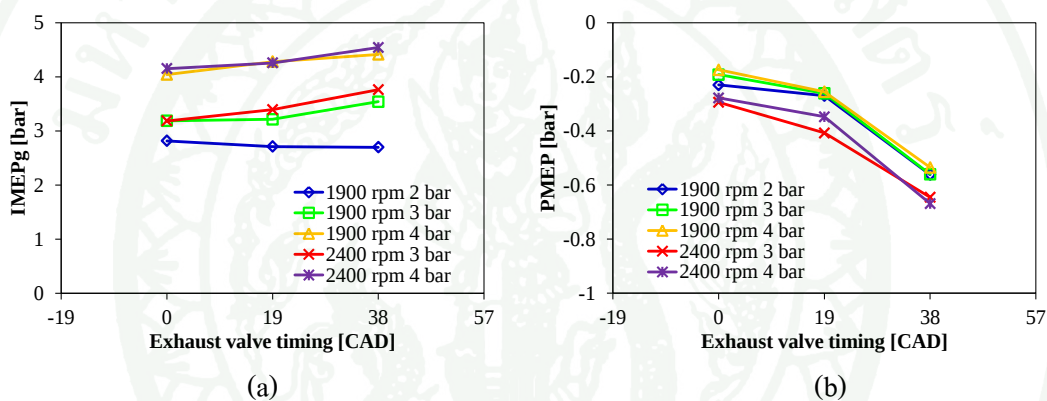


ภาพที่ 59 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้



(e)

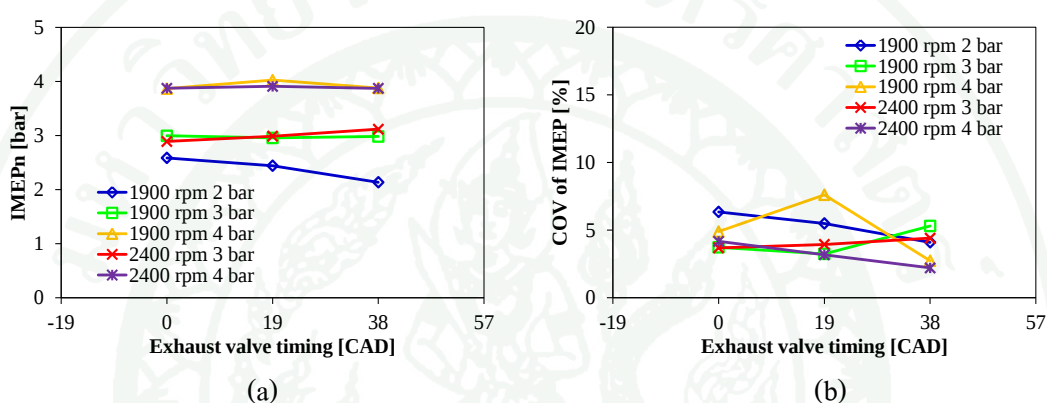
ภาพที่ 59 (ต่อ)



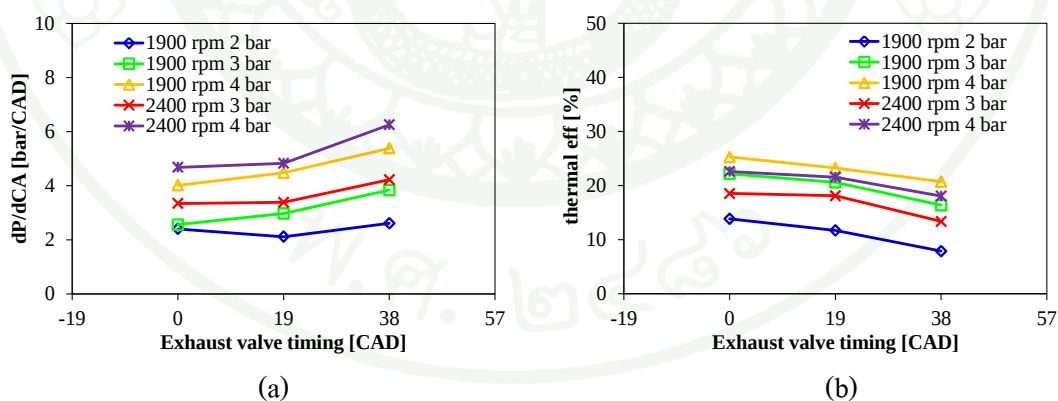
ภาพที่ 60 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) IMEPg และ (b) PMEP

การเผาไหม้ที่รุนแรงขึ้น จากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น 19 และ 38 °CA แสดงให้เห็นในรูปของงานที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ โดยตัวแปร IMEPg แสดงไว้ดัง ภาพที่ 60(a) พบว่าเมื่อปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นทำให้ IMEPg สูงขึ้น เนื่องจากงานที่ได้ในจังหวะขยายตัวเพิ่มมากขึ้นจากอัตราการเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้น แต่จากผลการทดลอง ค่าที่เพิ่มไม่ได้เพิ่มสูงจากเดิมมากนัก เนื่องจากการปรับจังหวะการเปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น ทำให้จังหวะการปิดวาล์วไอเสียเร็วตามไปด้วย ส่งผลให้งานที่ได้ในจังหวะขยายตัวลดลง นอกจากนี้ ผลที่ตามมาจากการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าคือ เกิด Pumping loss มากขึ้นดัง แสดงในภาพที่ 60(b)

ดังนั้น การสูญเสียที่เกิดขึ้นจาก Pumping loss เนื่องจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล้นน้ำมากขึ้น ทำให้เกิดช่วง Negative valve overlap เป็นเหตุให้ความดันในช่วงดังกล่าวสูงขึ้น ซึ่งทำให้ด้านการเคลื่อนที่ของลูกสูบ เป็นสาเหตุทำให้งานที่ได้ลดลง ดังนั้นเมื่อเกิดผลกระทบของความสูญเสียที่เกิดจาก Pumping loss แล้ว จะทำให้ $IMEP_n$ มีค่าค่อนข้างคงที่ในแต่ละภาระการทำงานของเครื่องยนต์ ดังแสดงในภาพที่ 61(a) จากภาพที่ 61(b) ได้อธิบายผลของ COV of IMEP พบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล้นน้ำมากขึ้น ทำให้ COV of IMEP ลดลงตามไปด้วย เนื่องจากการเผาไหม้ในแต่ละวัฏจักรเกิดได้อย่างสมบูรณ์มากขึ้น



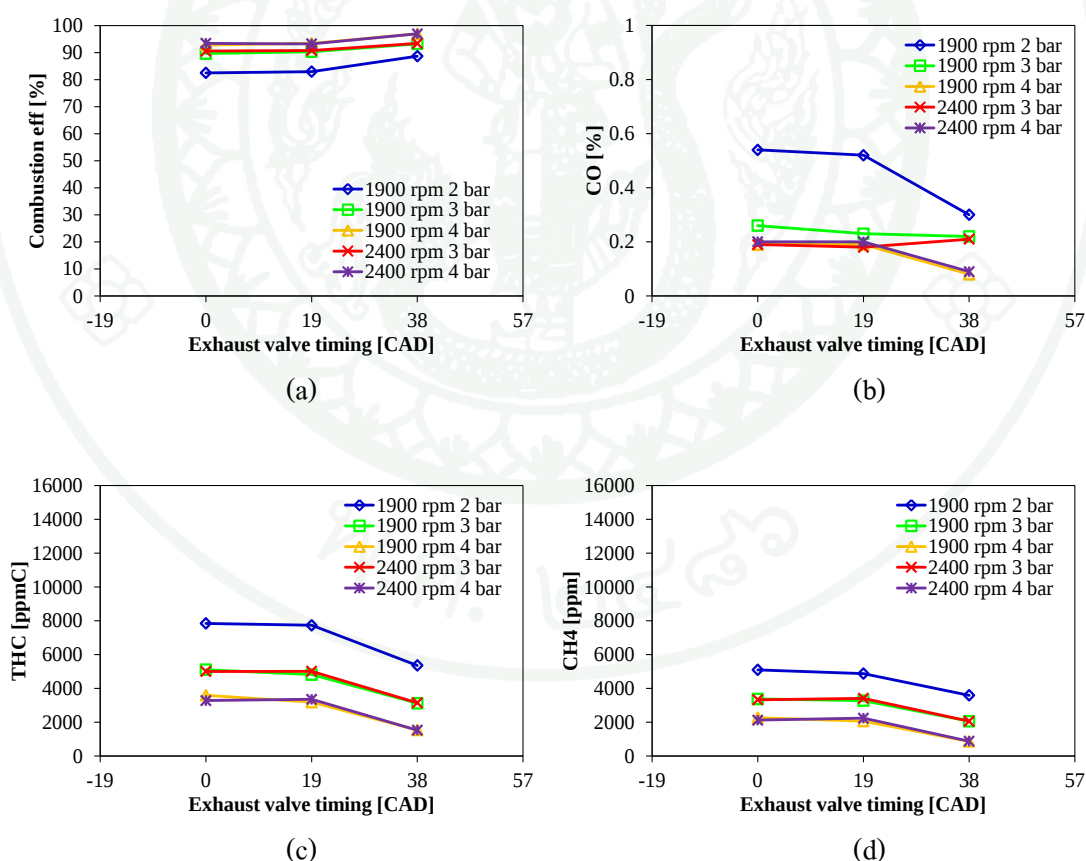
ภาพที่ 61 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) IMEP_n และ (b) COV of IMEP



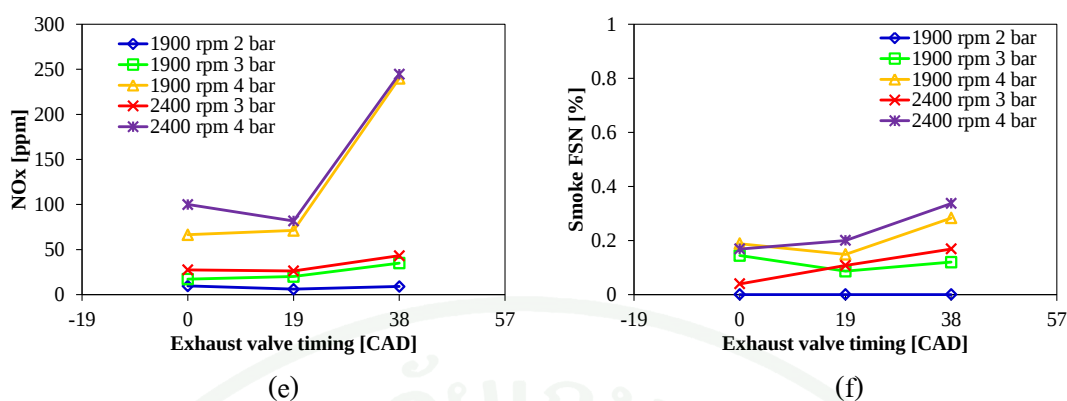
ภาพที่ 62 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) dP/dCA และ (b) Thermal efficiency

ภาพที่ 62 พบว่าจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียส่งผลกระทบต่อ การเปลี่ยนแปลงของ dP/dCA และ Thermal efficiency โดยการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นจาก จังหวะปกติเป็น $38^\circ CA$ ทำให้ค่า dP/dCA สูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัด เมื่อทำการทดสอบที่ภาระการ ทำงาน $IMEP_n$ ประมาณ 4 bar ของทุกรอบการทำงานของเครื่องยนต์ ช่วงที่วาล์วไอเสียเปิดปิด ล่วงหน้ามากขึ้นที่ $38^\circ CA$ จะเกิดการเผาไหม้ที่รุนแรงภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งสังเกตได้จากงานที่ เพิ่มขึ้นและอุณหภูมิที่ได้จากการเผาไหม้ที่สูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียที่ ล่วงหน้ามากเกินไป ทำให้ Thermal efficiency ตกลง บวกกับการเสียนงานจาก Pumping loss ที่ เพิ่มขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 60(b) เป็นผลให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (Specific fuel consumption) สูงขึ้น โดยค่าของ Specific fuel consumption ไม่ได้ถูกแสดงไว้ เพราะว่าค่า Specific fuel consumption สามารถอธิบายได้ด้วย Thermal efficiency จึงเป็นการลดการกล่าวซ้ำเรื่องเดิม

2. ผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกจากเครื่องยนต์



ภาพที่ 63 ผลกระทบของจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ ออกจากเครื่องยนต์



ภาพที่ 63 (ต่อ)

ภาพที่ 63 แสดงจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียที่ส่งผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงของประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม พบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น 19 และ 38 °CA ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและภาระการทำงานของเครื่องยนต์ แต่จะพบว่าความเร็วรอบของการทำงานของเครื่องยนต์ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้น้อยมาก จากภาพที่ 63(b) – 63(d) พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่สูงขึ้น สามารถแสดงถึงการลดลงของมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์

การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น 19 และ 38 °CA ทำให้คาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง เนื่องจากอุณหภูมิในการเผาไหม้สูงขึ้นเพียงพอต่อการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันของ CO – CO₂ นอกจากนี้ ไฮโดรคาร์บอนและมีเทนยังลดลงอย่างเห็นได้ชัดเช่นกัน การลดลงของไฮโดรคาร์บอนเกิดจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น เพราะ Residual gas ภายในห้องเผาไหม้ช่วยให้อุณหภูมิในจังหวะอัดสูงขึ้น ซึ่งเอื้ออำนวยต่อการเกิด Auto – ignition ที่ดี เหตุผลอีกประการที่ทำให้ไฮโดรคาร์บอนลดลงคือจังหวะของการปิดวาล์วไอเสียที่ล่วงหน้ามากขึ้น ซึ่งทำให้ปริมาณของไฮโดรคาร์บอนที่ออกไปจากเครื่องยนต์ลดลง เนื่องจากไฮโดรคาร์บอนยังตกค้างอยู่ในห้องเผาไหม้ แล้วถูกนำกลับไปเผาไหม้ต่อในวัฏจักรต่อไป

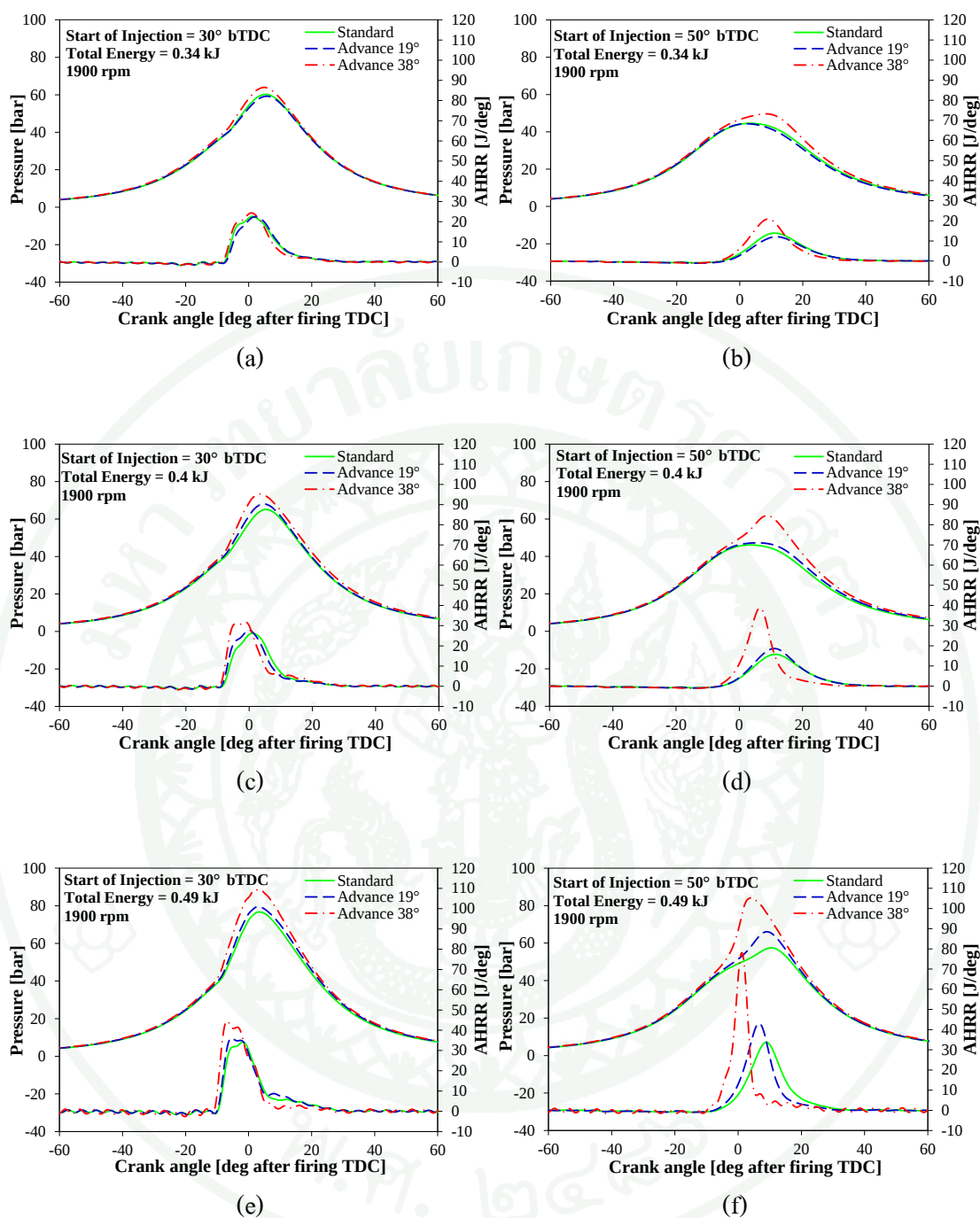
จากภาพย่อยที่ 63(f) และ 63(g) ได้อธิบายถึงการเปลี่ยนแปลงของ NO_x และ Smoke FSN โดยพบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้น 19 และ 38 °CA ส่งผลให้ปริมาณของ NO_x เพิ่มขึ้นมากขึ้น โดยเฉพาะในช่วงการทำงาน IMEP_n ประมาณ 4 bar ของทั้งสองความเร็วรอบ เนื่องจากการเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างรุนแรงภายในห้องเผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิภายใน

ห้องเผาไหม้สูงขึ้นอย่างมาก ซึ่งเป็นการเอื้ออำนวยต่อการก่อดังของ NO_x ได้เป็นอย่างดี ทั้งนี้พบว่า ในรูปแบบการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมจะให้ค่า Smoke FSN ที่ต่ำมาก เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทั่วไป ทำให้การเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นของ Smoke FSN ไม่นับสำคัญ

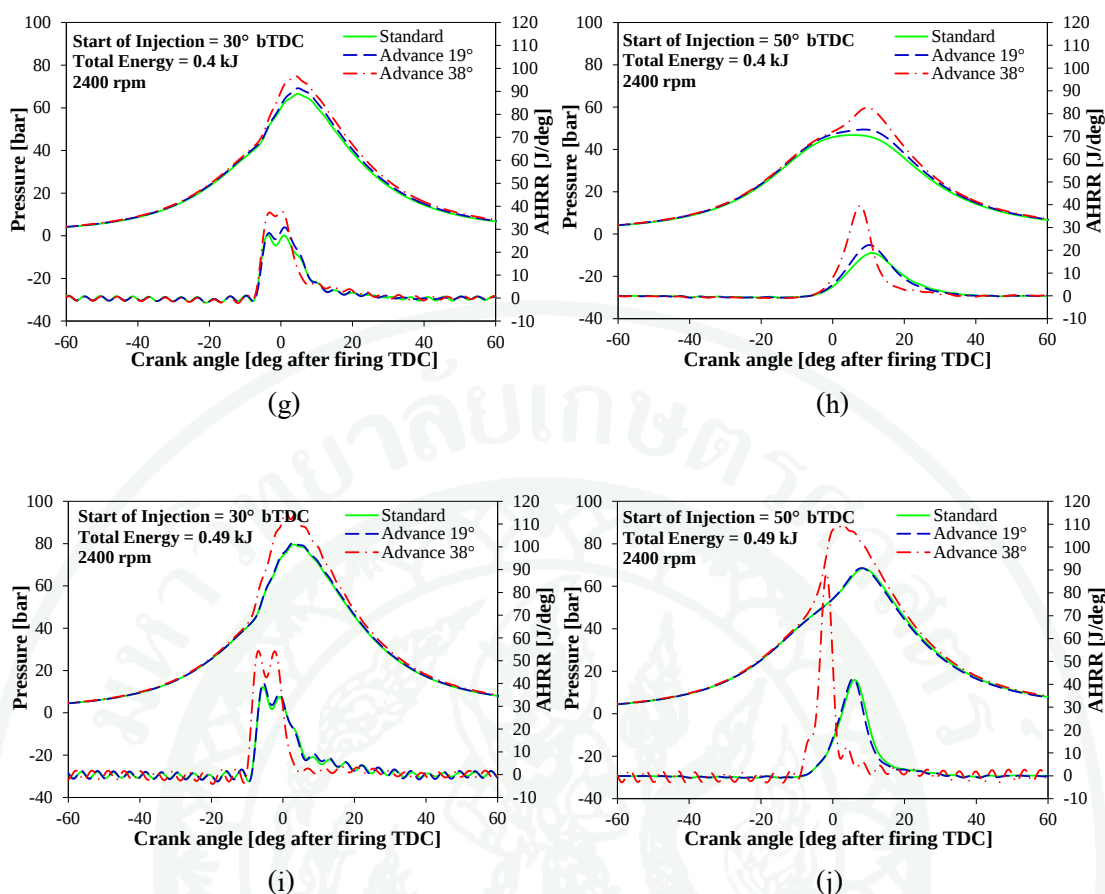
3. ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย

จากการศึกษาผลกระทบที่เกิดจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย พบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย ให้ผลดีและผลเสียต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ รวมทั้งมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ ดังนั้นเพื่อให้การทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีการทำงานที่เหมาะสมมากขึ้น จึงได้นำปัจจัยอื่นๆ (จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล และอัตราส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด) ที่ได้ศึกษาในตอนต้นมาร่วมพัฒนาและปรับปรุงการทำงานของเครื่องยนต์

ในส่วนแรกนี้ ได้แสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลร่วมกับการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยในการทดลองได้ปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลจาก 30 ไปถึง 50 %bTDC และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าจาก 0 ถึง 38 °CA นอกจากนี้ได้ควบคุมปริมาณสัดส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70% และอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ 30 °C



ภาพที่ 64 ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดี
ต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ความเร็ว
รอบ 1900 และ 2400 rpm IMEPn ประมาณ 2 – 4 bar

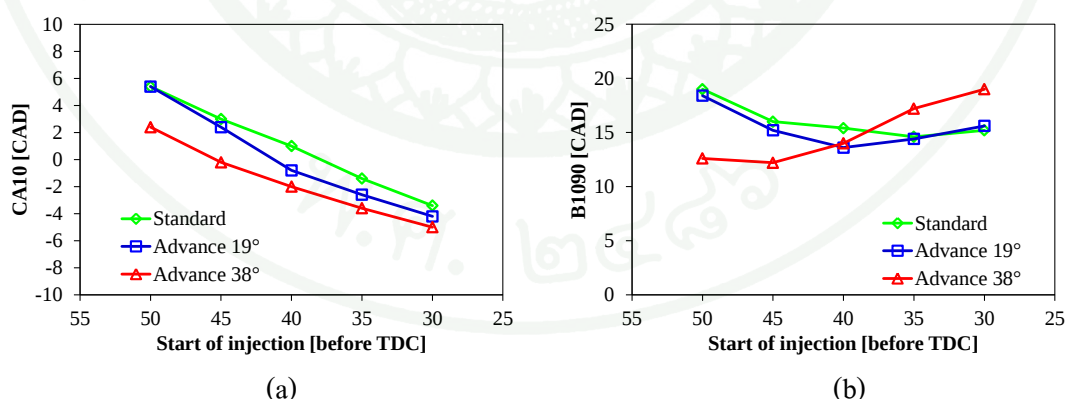


ภาพที่ 64 (ต่อ)

จากภาพที่ 64 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลร่วมกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน และภาพที่ 65 แสดง Start of combustion กับ Combustion duration พบว่าทั้งจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลและจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียส่งผลกระทบต่อพฤติกรรมภายในห้องเผาไหม้อย่างชัดเจน และที่ความเร็วรอบกับการะการทำงาน of เครื่องยนต์ที่แตกต่างกัน จะส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงภายในห้องเผาไหม้เช่นกัน ในทุกๆ ความเร็วรอบและการะการทำงาน of เครื่องยนต์มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงของพฤติกรรมที่คล้ายคลึงกัน โดยการปรับมุมการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ 30 °bTDC ส่งผลให้ความดันภายในห้องเผาไหม้สูงกว่าการปรับมุมการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ 50 °bTDC รวมทั้งการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นจาก 0 ไปถึง 38 °CA ทำให้ความดันภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้นด้วย

ในการะการทำงานที่ $IMEP_n$ ประมาณ 2 – 3 bar พบว่าจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากเกินไป (50 °bTDC) ทำให้การจุดระเบิดภายในห้องเผาไหม้ไม่มีเสถียรภาพ ซึ่งสังเกตได้จากความดันภายในห้องเผาไหม้ที่มีลักษณะคล้ายกับการไม่จุดระเบิด เมื่อเทียบกับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 30° bTDC ดังนั้นการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียให้ล่วงหน้ามากขึ้น สามารถช่วยให้การจุดระเบิดดีขึ้นที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 50 °bTDC (จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า 38 °CA ส่งผลอย่างชัดเจน) แต่ในขณะที่การะการทำงานสูงขึ้นที่ $IMEP_n$ ประมาณ 4 bar พบว่าจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 50 °bTDC ทำให้เกิดการจุดระเบิดที่รุนแรงภายในห้องเผาไหม้เมื่อปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าไปที่ 38 °CA ดังนั้นจากพฤติกรรมที่เกิดขึ้นสามารถสรุปได้ว่า การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ 30 °bTDC ไม่จำเป็นต้องปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียให้ล่วงหน้ามากขึ้น แต่ที่การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง 50 °bTDC ต้องปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียให้ล่วงหน้ามากขึ้น 38 °CA เพื่อให้การเผาไหม้เกิดขึ้นได้อย่างสมบูรณ์ นอกจากนี้ ผลที่ได้ยังขึ้นอยู่กับการะการทำงานของเครื่องยนต์ โดยที่การะการทำงานสูงๆ $IMEP_n$ ประมาณ 4 bar การปรับวาล์วไอเสียให้ล่วงหน้ามากขึ้น ทำให้เกิด Knock ในเครื่องยนต์

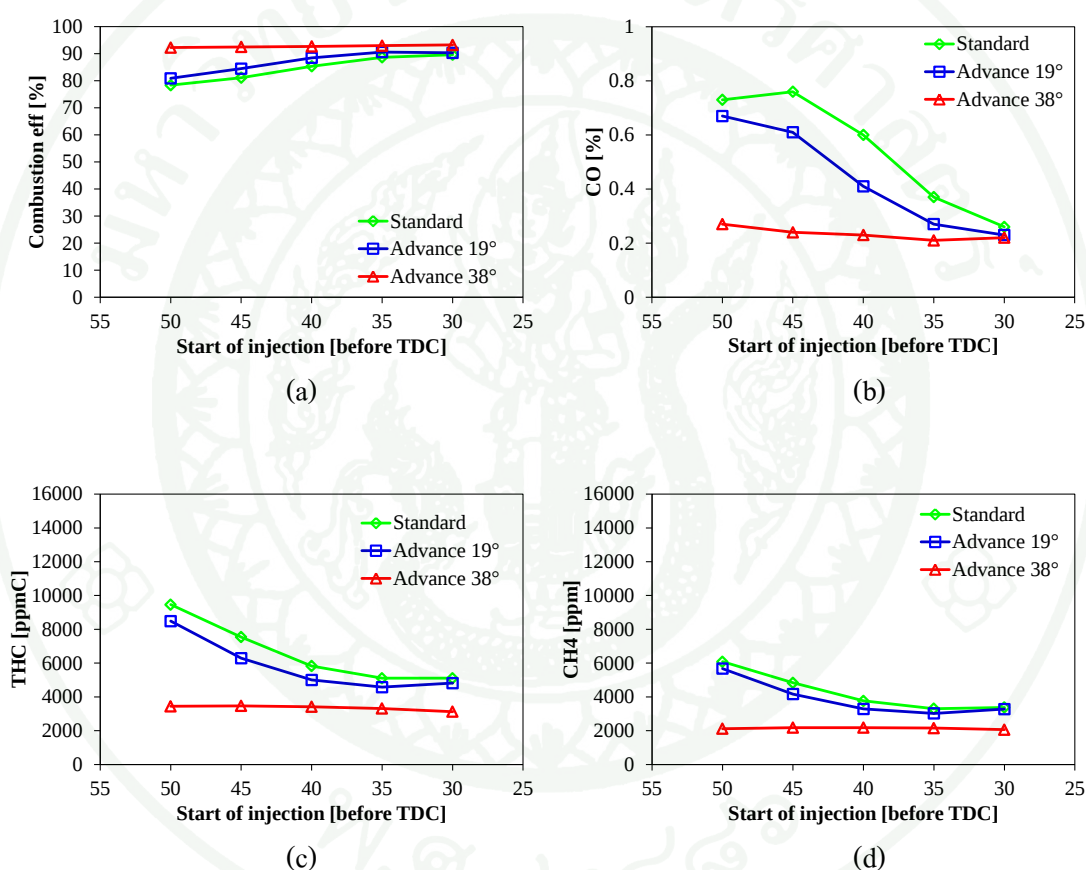
การวิเคราะห์ข้อมูลในส่วนต่อไป ได้อธิบายที่ความเร็วรอบและการะการทำงานเดียว เนื่องจากข้อมูลที่ได้มีแนวโน้มไปในทิศทางที่เหมือนกัน (แตกต่างกันที่ปริมาณหรือสัดส่วนที่เกิดขึ้นเท่านั้น) และเพื่อให้เกิดความกระชับในการวิเคราะห์ข้อมูล โดยได้เลือกนำเสนอที่ความเร็วรอบ 1900 rpm และที่ $IMEP_n$ ประมาณ 3 bar



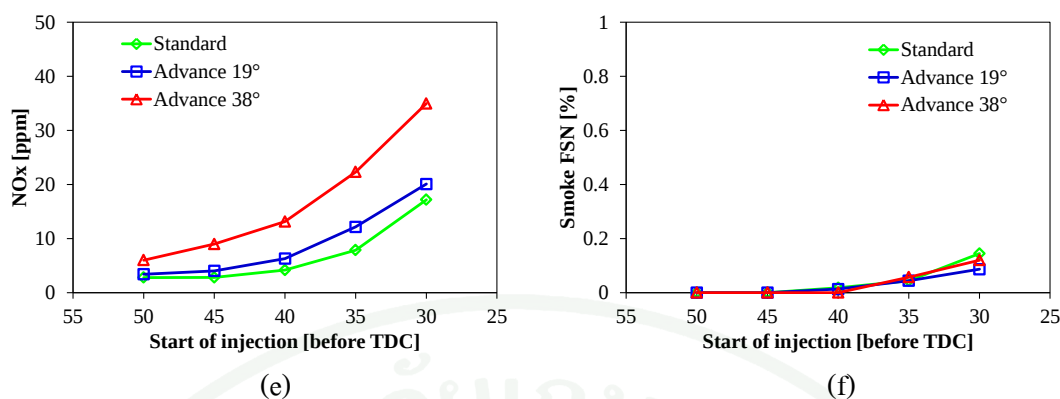
ภาพที่ 65 ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ

(a) start of combustion (CA10) และ (b) combustion duration (B1090)

ภาพที่ 65 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิด วาล์วไอดีที่ส่งผลกระทบต่อ Start of combustion (CA10) และ Combustion duration (B1090) พบว่าในทุกๆ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล เมื่อปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีล่วงหน้ามากขึ้น จาก Standard ไปที่ Advance 38 °CA ส่งผลให้ Start of combustion เกิดเร็วขึ้นประมาณ 2 °CA เมื่อเทียบกับ Standard valve timing แต่ Combustion duration ที่จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีล่วงหน้า Advance 38 °CD มีการเปลี่ยนแปลงที่ขึ้นกับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล โดยค่า Combustion duration จะเพิ่มขึ้นประมาณ 5 °CA เมื่อจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลลดลงจาก 50 ไปเป็น 30 °bTDC



ภาพที่ 66 ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์



ภาพที่ 66 (ต่อ)

นอกจากนี้จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลยังมีส่วนต่อการพัฒนาและปรับปรุงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ กล่าวคือ จากข้อมูล (แสดงดังภาพที่ 66) พบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเร็วขึ้น 30 °CA ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงขึ้นและ THC กับ CO ลดลงที่ทุกๆ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล แต่อย่างไรก็ตาม ปริมาณ NO_x และ Smoke FSN มีทิศทางที่สูงขึ้น ส่วนการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเร็วขึ้นที่ 0 และ 19 °CA ส่งผลให้จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลมีผลอย่างมากต่อการพัฒนาและปรับปรุงประสิทธิภาพการเผาไหม้รวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ จากผลการทดลองพบว่าที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลประมาณ 30 ถึง 35 °bTDC ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงขึ้น จนมีค่าใกล้เคียงกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า 38 °CA และยังส่งผลให้ปริมาณของ THC และ CO มีค่าลดลงตามไปด้วย แต่ในทางกลับกันปริมาณของ NO_x และ Smoke FSN จะมีค่าเพิ่มขึ้น

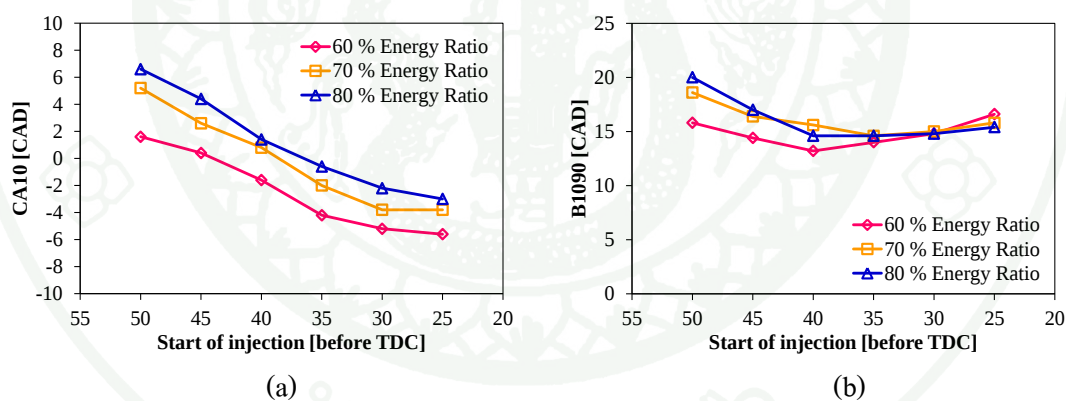
จากหัวข้อด้านบนได้แสดงรายละเอียดเกี่ยวกับความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย ส่วนในหัวข้อนี้เป็นการสรุปเนื้อหาส่วนที่สำคัญเพื่อให้ง่ายต่อความเข้าใจ

การปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลและจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียส่งผลกระทบต่อพฤติกรรมของการเผาไหม้ รวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ โดยการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเร็วขึ้นจาก 30 ไปเป็น 50 °bTDC ทำให้การเผาไหม้แย่งงานที่ออกมาจากการเผาไหม้ลดต่ำลง ประสิทธิภาพการเผาไหม้จึงลดต่ำลงไปด้วย ส่งผลให้มลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์เพิ่มมากขึ้น ดังนั้นจึงมีการนำการปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้าเข้ามาช่วยในการพัฒนาการเผาไหม้ให้สมบูรณ์มากขึ้น โดยการเพิ่มอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตาม การเพิ่ม

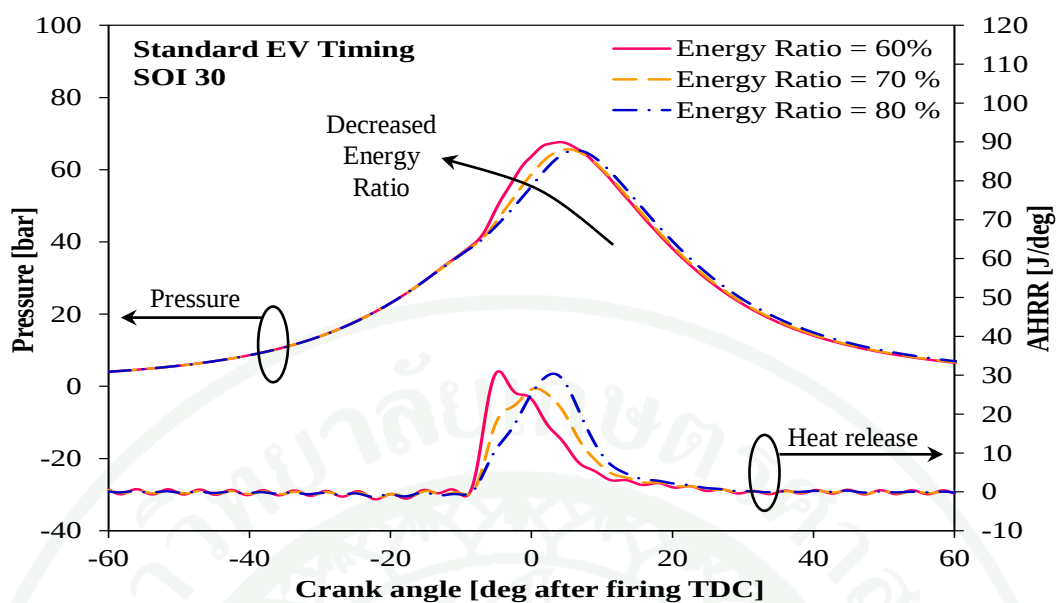
อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ส่งผลให้ NO_x ที่ออกมาจากเครื่องยนต์มากขึ้น ดังนั้นจุดที่เหมาะสมที่สุดในแต่ละจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียคือจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ประมาณ 35 °bTDC

ส่วนต่อมาเป็นการอธิบายเกี่ยวกับความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดเพื่อหาจุดการทำงานที่เหมาะสมของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลในแต่ละสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล และนำผลของจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่มีความเหมาะสมไปใช้ในการเปรียบเทียบและหาจุดการทำงานที่ดีที่สุดของส่วนต่อไปคือความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล

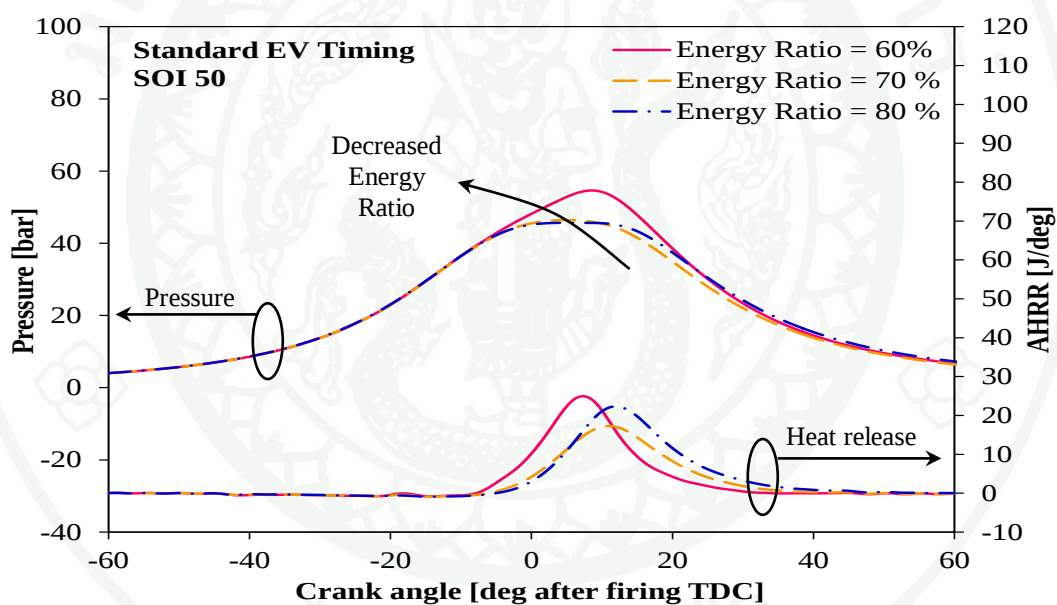
ในการปรับเปลี่ยนสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดจาก 60% - 80% และปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลจาก 25 - 50 °bTDC มีจุดมุ่งหมายหลักคือการหาจุดที่สามารถใช้ปริมาณสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดให้ได้มากขึ้น เมื่อฉีดเชื้อเพลิงดีเซลในจังหวะที่เหมาะสม



ภาพที่ 67 ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อ (a) start of combustion (CA10) และ (b) combustion duration (B1090)



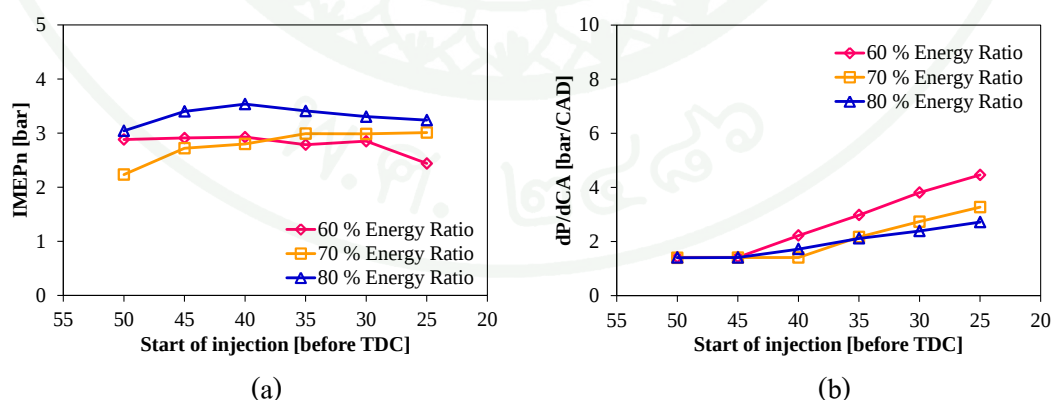
(a)



(b)

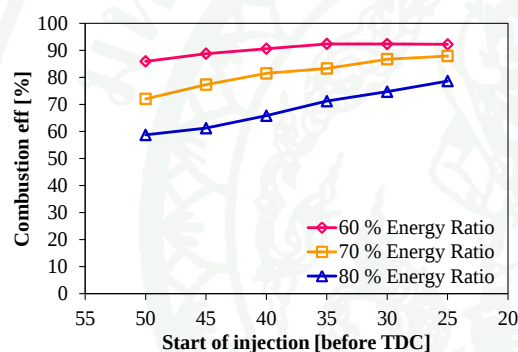
ภาพที่ 68 ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ
ต่อพลังงานทั้งหมดต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงาน
ความร้อนที่ความเร็วรอบ 1900 rpm จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 30° และ 50° bTDC
ตามลำดับ

ภาพที่ 68 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดที่ส่งผลกระทบต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง และภาพที่ 67 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อ Start of combustion (CA10) และ Combustion duration (B1090) พบว่าจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลส่งผลกระทบโดยตรงต่อสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด โดยการเพิ่มปริมาณสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นได้ยากและล่าช้าขึ้น ซึ่งสังเกตได้จากความดันในห้องเผาไหม้ที่มีค่าต่ำลง เมื่อเพิ่มสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด ดังนั้น การจะเพิ่มปริมาณสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดให้ได้มากขึ้นนั้น จำเป็นต้องต้องปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลจาก 50 ไปเป็น 25 °bTDC ซึ่งจะส่งผลให้การเผาไหม้เกิดขึ้นมีความรุนแรงขึ้นในทุกๆ สัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด จากภาพที่ 68 ความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 30 °bTDC มีค่าเพิ่มมากขึ้น โดยเฉพาะที่สัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 60% จะมีลักษณะการเผาไหม้ที่มีความคล้ายคลึงกับการเผาไหม้แบบเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมากขึ้น ทำให้การจุดระเบิดมีความรุนแรงเกินไป ในกรณีนี้ ควรเพิ่มการใช้สัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดเป็น 70% - 80% แทน เพื่อให้ได้การเผาไหม้ที่เหมาะสมมากขึ้น ดังนั้น การเพิ่มสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดที่มากขึ้น จำเป็นต้องปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลให้เข้าใกล้ TDC เพื่อให้การจุดระเบิดเกิดขึ้นได้อย่างเหมาะสม

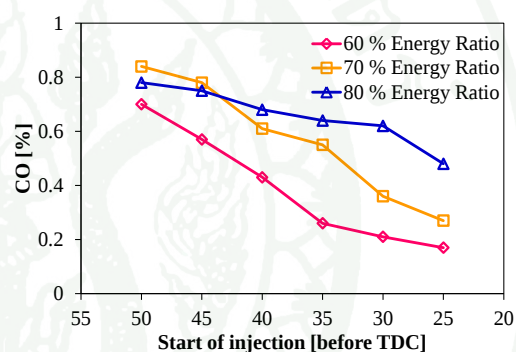


ภาพที่ 69 ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อ (a) IMEPn และ (b) dp/dCA

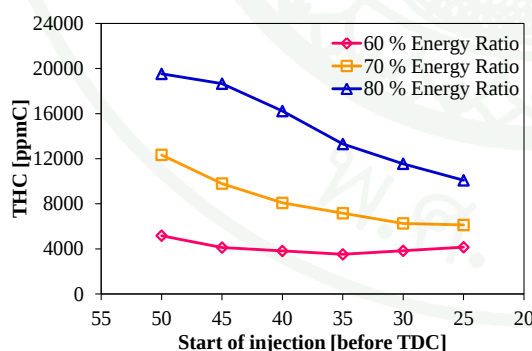
ภาพที่ 69 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดที่ส่งผลกระทบต่อ $IMEP_n$ และ dP/dCA พบว่าจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลส่งผลกระทบต่อ $IMEP_n$ น้อยมาก ซึ่งการเปลี่ยนแปลงของ $IMEP_n$ ขึ้นกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด เมื่อเพิ่มสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดจาก 60% ไปเป็น 80% ส่งผลให้ $IMEP_n$ เพิ่มขึ้นประมาณ 0.5 bar เนื่องจากการผสมกันเป็นเนื้อเดียวกันที่มากขึ้น ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นได้อย่างรวดเร็ว ความดันในห้องเผาไหม้ที่สูงขึ้น ส่งผลให้พื้นที่ใต้กราฟมีค่ามากขึ้น ซึ่งเป็นเหตุผลที่ทำให้ $IMEP_n$ เพิ่มขึ้น จากภาพแสดง dP/dCA ซึ่งมีความแตกต่างกันอย่างชัดเจน ที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลประมาณ 40–25 °bTDC ในจังหวะการฉีดดีเซลที่ 25 °bTDC การใช้สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 60% ส่งผลให้ค่า dP/dCA เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อเทียบกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 80%



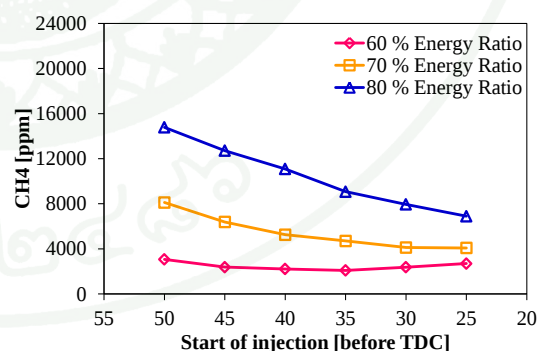
(a)



(b)

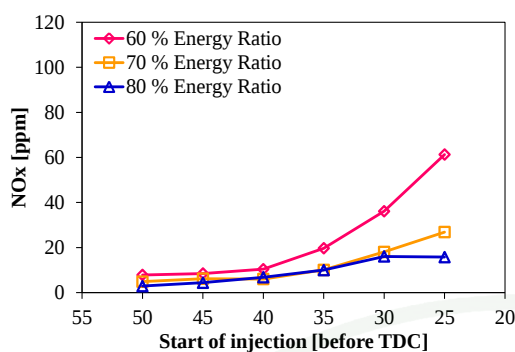


(c)

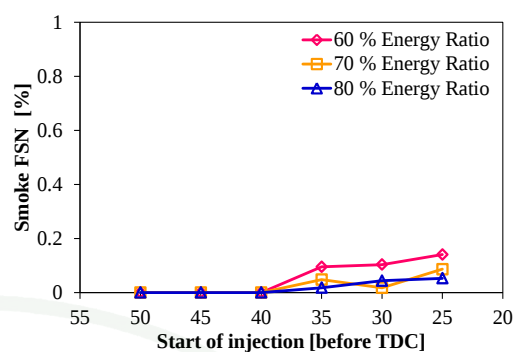


(d)

ภาพที่ 70 ความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์



(e)



(f)

ภาพที่ 70 (ต่อ)

ภาพที่ 70 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ การเพิ่มสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดจาก 60% ไปเป็น 80% ส่งผลให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน และมีเทนเพิ่มมากขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 70(b – d) เนื่องจากการเผาไหม้มีการใช้ก๊าซธรรมชาติมากขึ้น โดยในช่วงจังหวะการดูดจะเกิดการผสมระหว่างอากาศและก๊าซธรรมชาติที่เป็นเนื้อเดียวกัน ซึ่งส่งผลให้ลักษณะการเกิดมลพิษมีความคล้ายคลึงกับเครื่องยนต์การจุดระเบิดด้วยประกายไฟ ดังนั้นเพื่อให้มลพิษที่ออกมาดังกล่าวลดน้อยลง จำเป็นต้องมีการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลให้เข้าใกล้ TDC มากขึ้นจาก 50 ไปเป็น 25 °bTDC ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงขึ้นตามไปด้วย ดังแสดงในภาพที่ 70(a) แต่การปรับจังหวะการฉีดให้เข้าใกล้ TDC มากขึ้น ส่งผลให้ปริมาณของ NO_x เพิ่มสูงขึ้น โดยเฉพาะที่ปริมาณสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 60% เนื่องจากการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นอย่างรุนแรง ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น ปริมาณของ NO_x จึงเพิ่มมากขึ้นและผลที่ตามมาประการคือการเพิ่มขึ้นของ Smoke FSN เนื่องจากลักษณะการฉีดแบบเนื้อเดียวกันลดลง ทำให้เกิดบริเวณที่มีส่วนผสมหนาแน่นมากขึ้น ซึ่งเป็นสาเหตุของการเกิด Smoke FSN

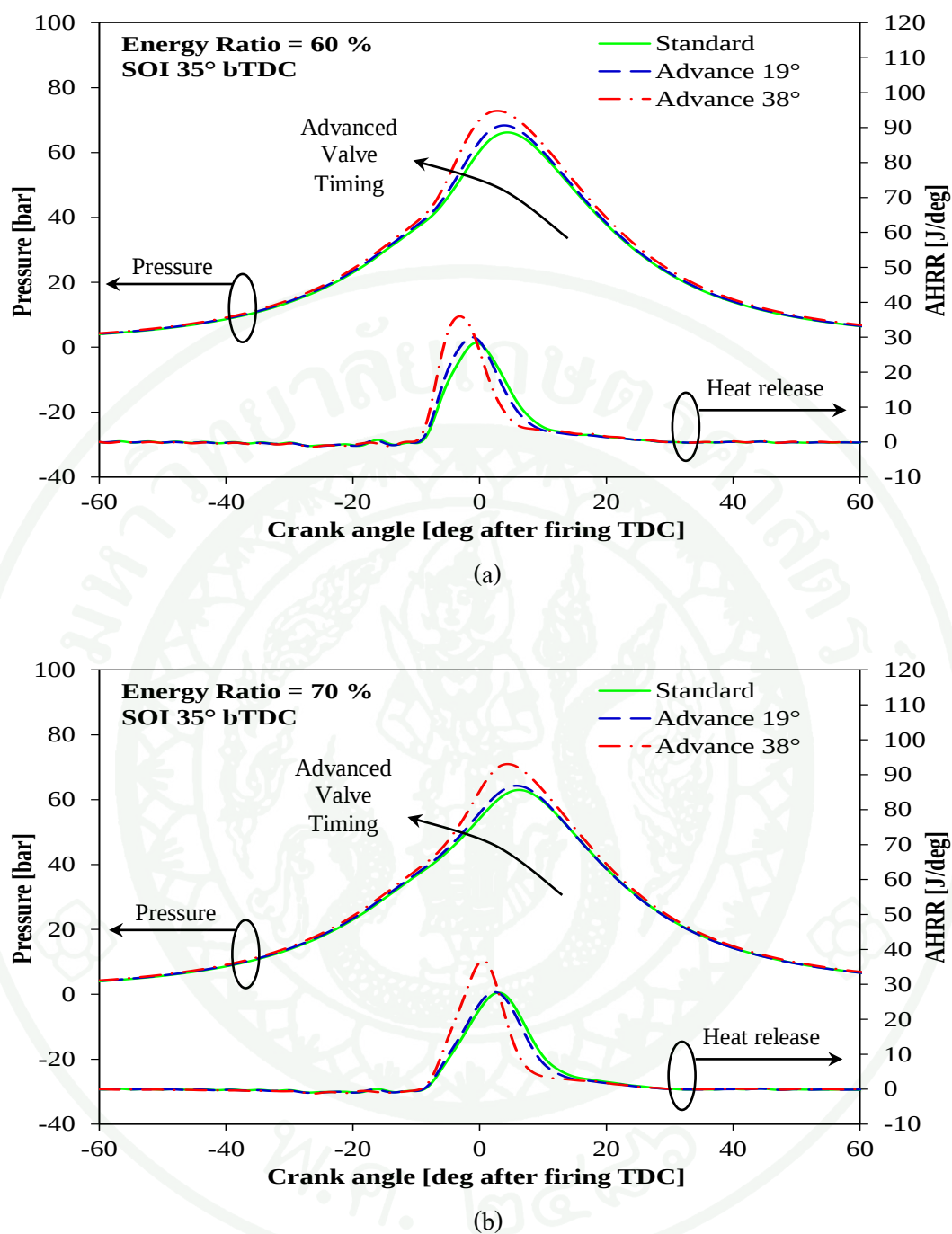
จากความสัมพันธ์ดังกล่าว แสดงให้เห็นว่าจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดส่งผลกระทบต่อคุณลักษณะการทำงานและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม จุดมุ่งหมายหลักในการศึกษาคือการเพิ่มปริมาณสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดให้มากขึ้น โดยให้ได้ประสิทธิภาพการทำงานและมลพิษที่ออกมาใกล้เคียงกับการใช้สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดที่ปริมาณต่ำ

การเพิ่มสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดให้มากขึ้น ส่งผลให้การเผาไหม้ແຂ່ງและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ดังนั้น ต้องปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลให้เข้าใกล้ TDC มากขึ้นประมาณ 30 – 35 %TDC เพื่อให้ได้การเผาไหม้ที่เหมาะสมและได้ประสิทธิภาพออกมาสูงที่สุด

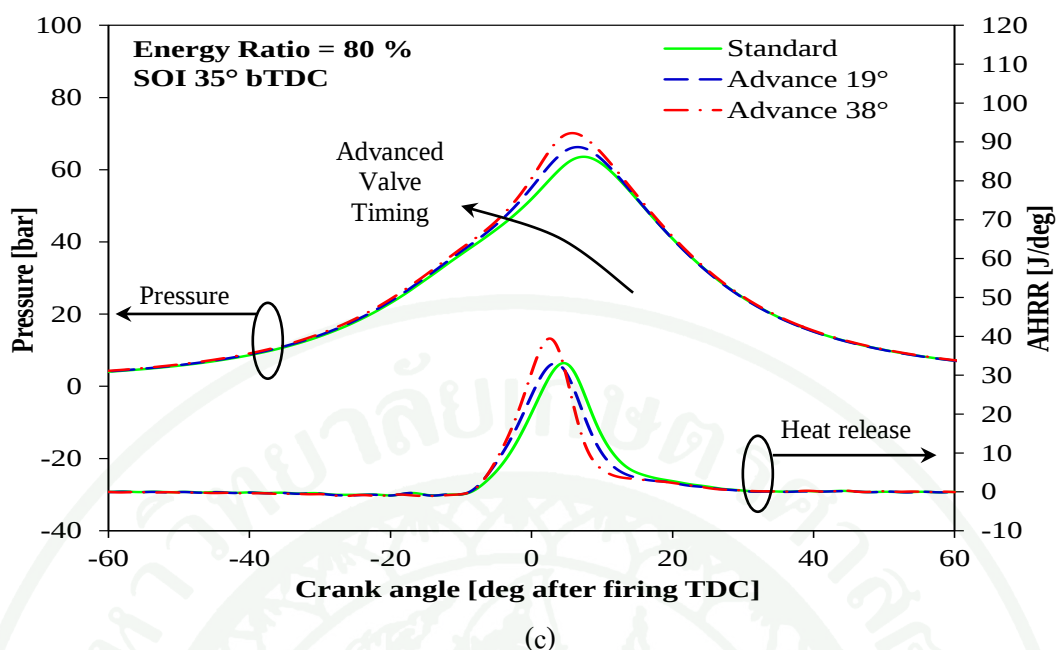
จากความสัมพันธ์ระหว่างจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลร่วมกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีและสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด ทำให้สามารถทราบถึงจุดที่มีความเหมาะสมที่สุดในการทำงานของเครื่องยนต์ นั่นคือ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ 35 %TDC ซึ่งเป็นจุดที่ให้ประสิทธิภาพการทำงานที่สูงและมีมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ต่ำ ดังนั้นจึงได้นำจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดังกล่าวมาใช้หาจุดเหมาะสมในการทำงานระหว่างจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีและสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด เพื่อหาจุดที่สามารถใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติได้มากที่สุด โดยประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ยังคงสูงอยู่ รวมถึงได้มลพิษที่ออกมาน้อยที่สุด

ในหัวข้อนี้แสดงความสัมพันธ์ของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีที่ส่งผลกระทบต่อคุณลักษณะการทำงานและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

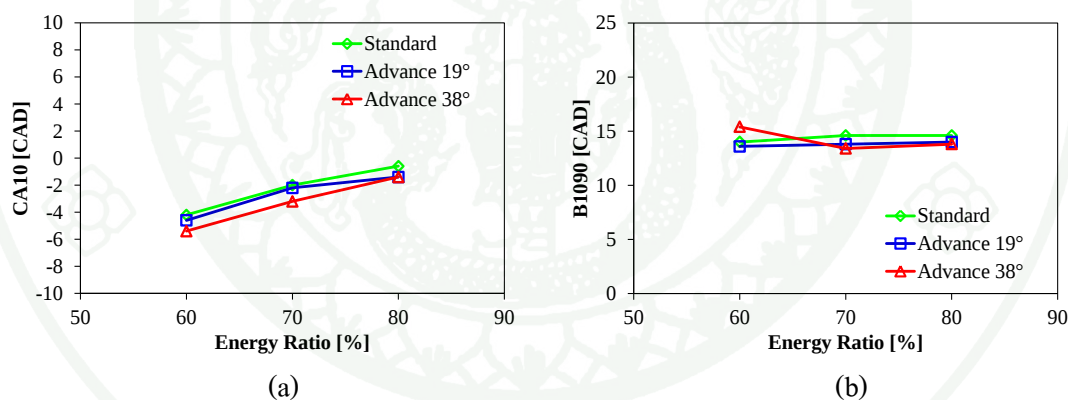
การทดสอบเครื่องยนต์ทำที่ความเร็วรอบ 1900 rpm ภาระการทำงานประมาณ 3 bar จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลอยู่ที่ 35 %TDC มีการปรับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดจาก 60% - 80% และปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอดีล่วงหน้ามากขึ้น 19 และ 38 °CA



ภาพที่ 71 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงาน ความร้อนที่ความเร็วรอบ 1900 rpm สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงดีเซล 60 - 80%ตามลำดับ



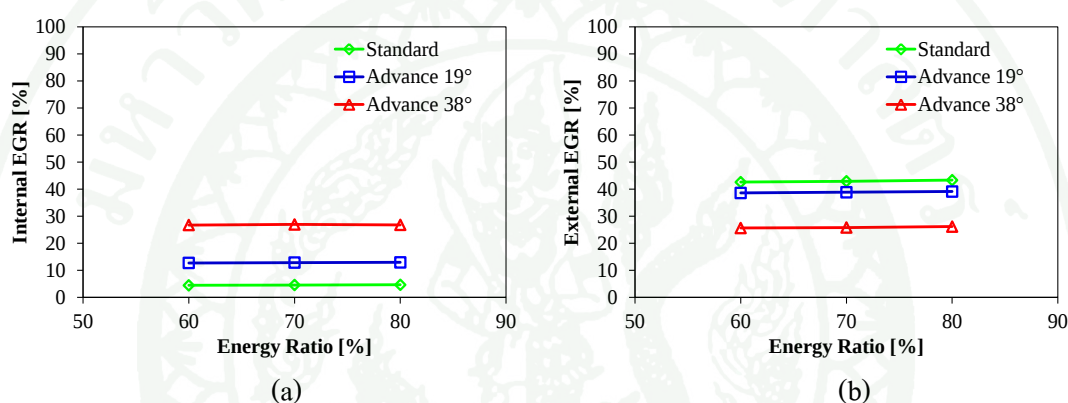
ภาพที่ 71 (ต่อ)



ภาพที่ 72 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) start of combustion (CA10) และ (b) combustion duration (B1090)

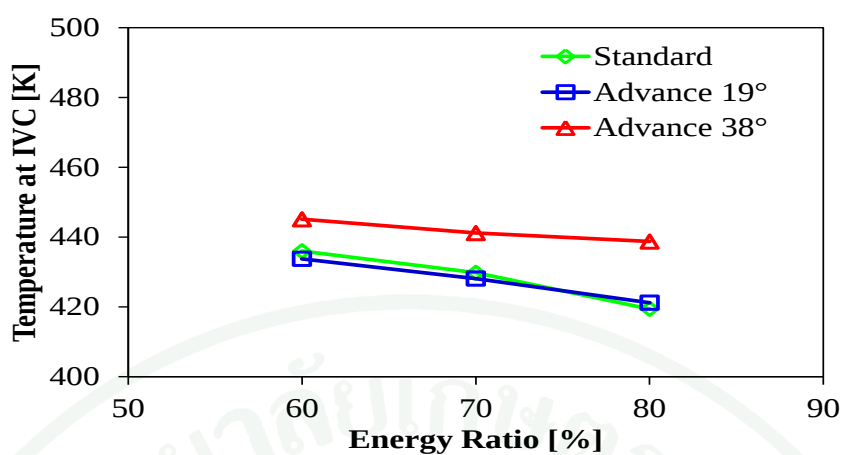
ภาพที่ 71 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียที่มีผลต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิง และภาพที่ 72 แสดงผลของ Start of combustion (CA10) และ Combustion duration (B1090) พบว่าทั้งสองปัจจัยมีผลต่อคุณลักษณะการเผาไหม้คือการปรับ

จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นจาก 0 ไปเป็น 38 °CA ช่วยให้สามารถเพิ่มการใช้สัดส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดได้มากขึ้น ซึ่งสังเกตได้จากภาพความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ออกมาสูงขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้เกิดได้ดีมากขึ้น นอกจากนี้ ภาพที่ 72(a) ได้แสดงการเปลี่ยนแปลงของ Start of combustion (CA10) โดยการเพิ่มสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดให้มากขึ้น จะทำให้ Start of combustion เกิดช้าลงที่ Standard valve timing แต่เมื่อปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นก็ส่งผลให้ Start of combustion เกิดได้เร็วขึ้นเล็กน้อย นอกจากนี้กราฟด้านขวาแสดง Combustion duration พบว่าค่า Combustion duration ไม่ได้ขึ้นกับทั้งสองปัจจัยดังกล่าว เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงมีน้อยมาก

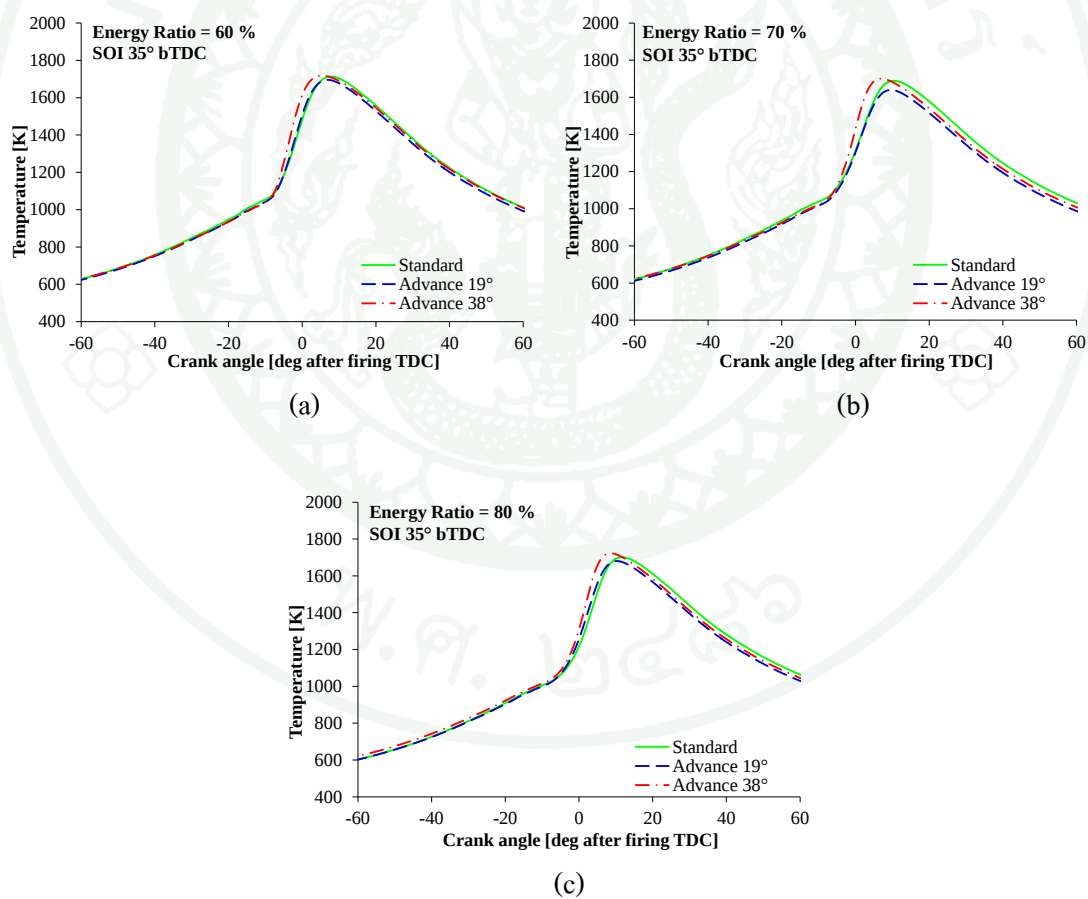


ภาพที่ 73 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) External EGR และ (b) Internal EGR

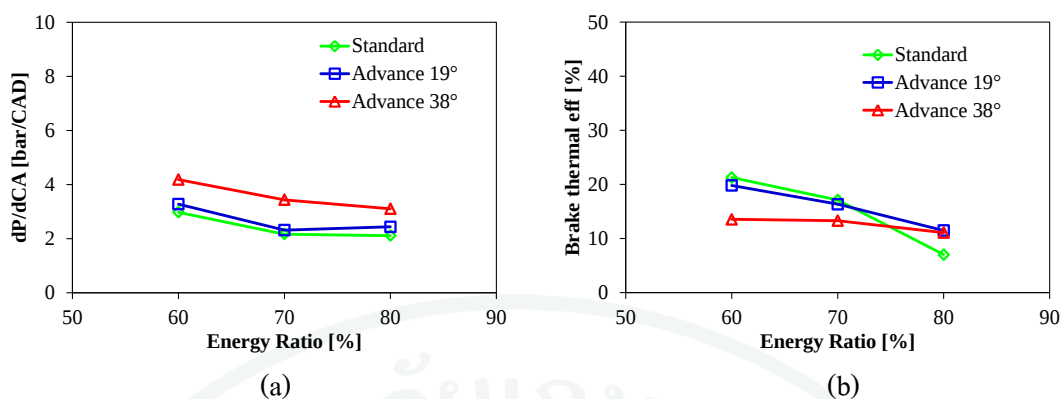
ภาพที่ 73 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียที่ส่งผลกระทบต่อ External และ Internal EGR พบว่าการเปลี่ยนแปลงของทั้ง External และ Internal EGR ไม่ได้ขึ้นกับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด แต่ขึ้นกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเท่านั้น การเพิ่มขึ้นของ Internal EGR ภายในห้องเผาไหม้ ส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้นในจังหวะที่วาล์วไอเสียปิดที่ทุกๆ สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด ดังแสดงในภาพที่ 74 และอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้แสดงดังภาพที่ 75



ภาพที่ 74 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ Temperature at IVC

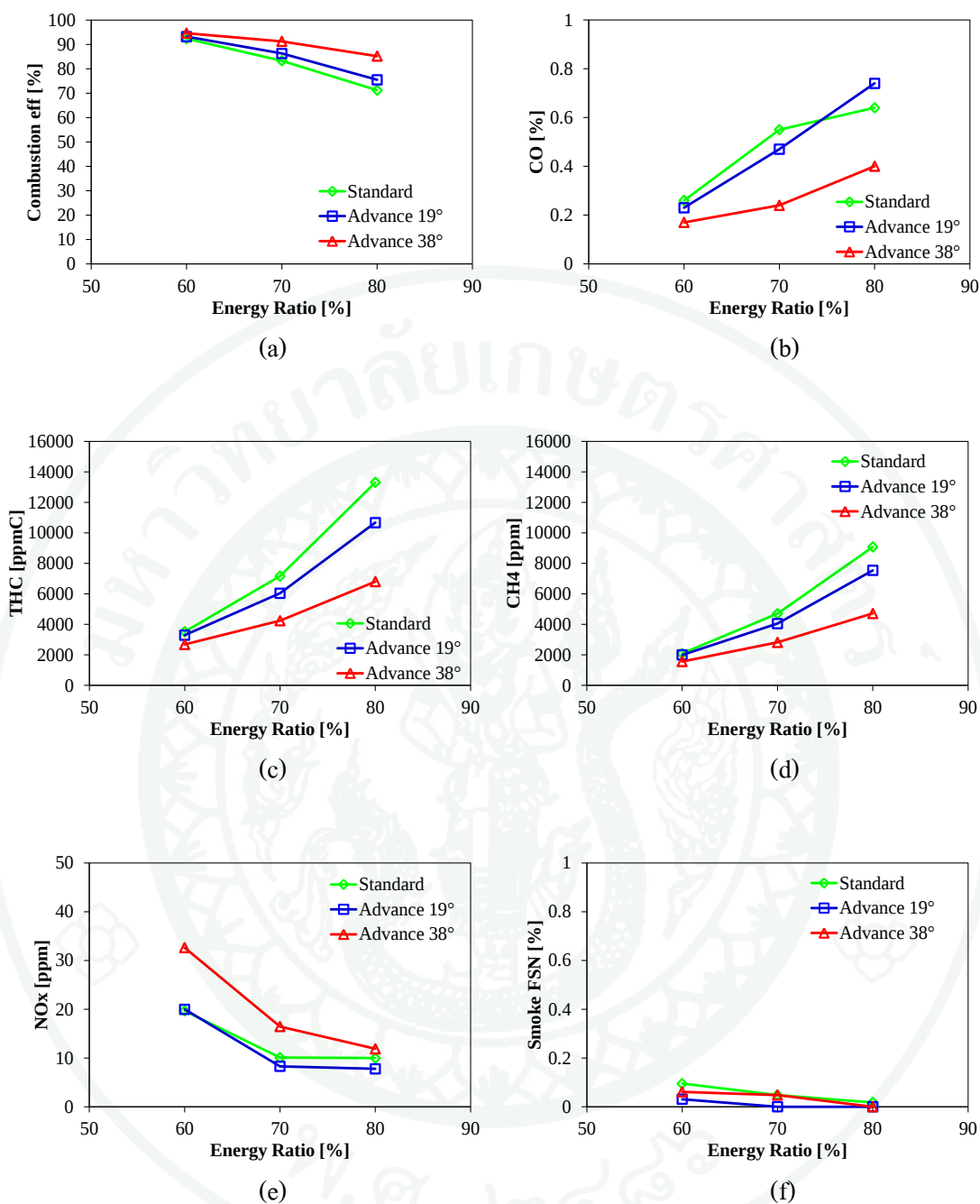


ภาพที่ 75 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้



ภาพที่ 76 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อ (a) dP/dCA และ (b) Brake thermal efficiency

ภาพที่ 76 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียที่ส่งผลกระทบต่อ dP/dCA และ Brake thermal efficiency พบว่าการปรับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดเพิ่มขึ้นจาก 60% ไปเป็น 80% ทำให้ค่า dP/dCA ลดต่ำลง เพราะการเผาไหม้ลดความรุนแรงลงในทุกๆ จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย ขณะที่การเผาไหม้ลดความรุนแรงลง จะส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดลง ดังแสดงในภาพที่ 76(b) นอกจากนี้ ยังสังเกตได้ว่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ค่อนข้างคงที่ในทุกๆ สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดที่จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า 38 °CA เนื่องจากการเผาไหม้ที่จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า 38 °CA มีปริมาณของแก๊สไอเสียตกค้างภายในห้องเผาไหม้อยู่มาก ซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้น ทำให้การจุดระเบิดเกิดได้รุนแรงมากขึ้น ซึ่งสังเกตได้จากค่า dP/dCA ดังภาพที่ 76(a)



ภาพที่ 77 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์

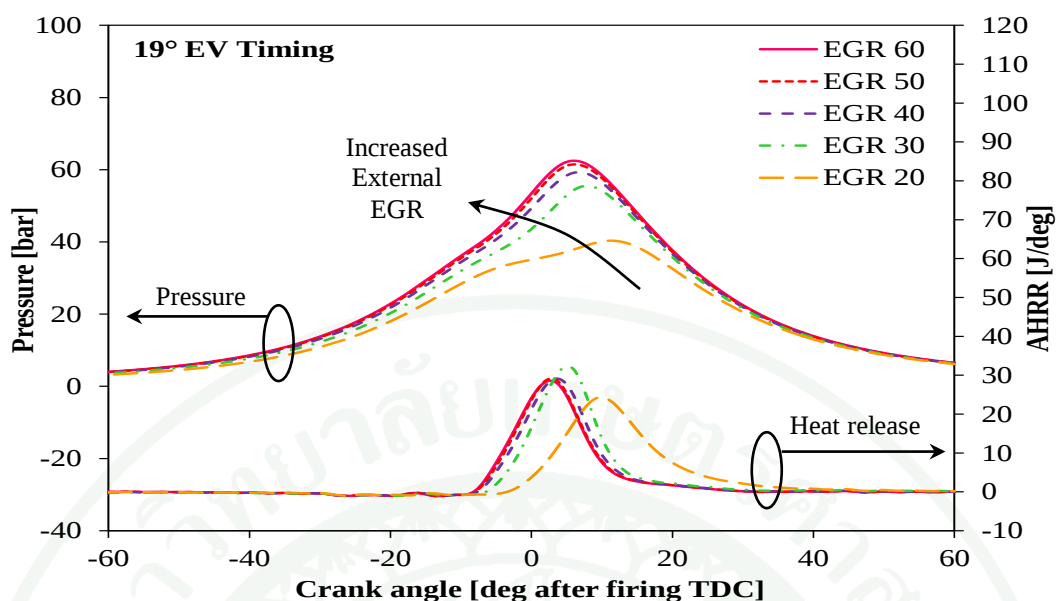
ภาพที่ 77 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม พบว่าการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นจาก 0 ถึง 38 °CA ส่งผลให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอนและมีเทนลดลงได้ในทุกๆ สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด ดังแสดงในภาพที่ 77(b-d) ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม ปริมาณของ NO_x ได้เพิ่มขึ้นตามไปด้วย

จากความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดกับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย พบว่าทั้งสองปัจจัยส่งผลกระทบต่อการทำงานและมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม การเพิ่มขึ้นของสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดจาก 60% ไปเป็น 80% ทำให้การเผาไหม้เกิดได้ยากขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อมลพิษที่ออกมา ดังนั้นเพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้และลดมลพิษที่ออกมา จึงต้องมีการปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียให้ล่วงหน้ามากขึ้น 19 หรือ 38 °CA เพื่อเพิ่ม Internal EGR ที่ทำให้สามารถเพิ่มอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งส่งผลให้เกิด Auto – ignition ได้ดีขึ้น

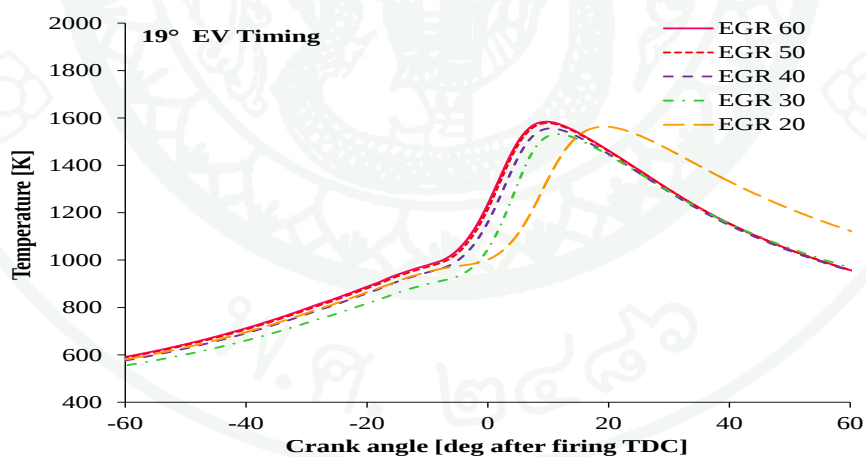
4. แสดงตัวอย่างผลที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงของไอเสียย้อนกลับเพียงอย่างเดียว (Residual gas คงที่)

จากหัวข้อก่อนหน้านี้ พบว่าการเพิ่มแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้ ช่วยให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้นก่อนการจุดระเบิด ซึ่งนำไปสู่กระบวนการเกิด Auto-ignition ที่รวดเร็วและรุนแรงโดยเฉพาะในช่วงภาระการทำงานสูง ดังนั้นในหัวข้อย่อยนี้ได้แสดงการใช้ไอเสียย้อนกลับ (ไม่มีการปรับจังหวะการเปิดปิดของวาล์วไอเสีย ดังนั้นปริมาณแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้ค่อนข้างคงที่ตลอดการทดสอบ) เพื่อเปรียบเทียบผลกระทบที่เกิดขึ้นว่ามีความแตกต่างอย่างไรกับการปรับเปลี่ยนปริมาณแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้

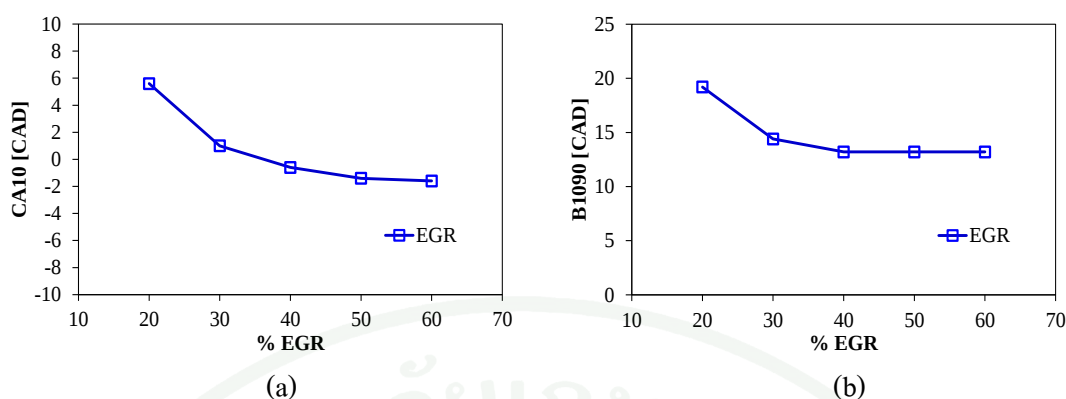
การทดลองส่วนนี้ ได้การปรับตำแหน่งวาล์วไอเสียย้อนกลับตั้งแต่เปิด 60 – 20% จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 35 °bTDC สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70% และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า 19 °CA



ภาพที่ 78 ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่อความดันภายในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 35 °bTDC สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70%

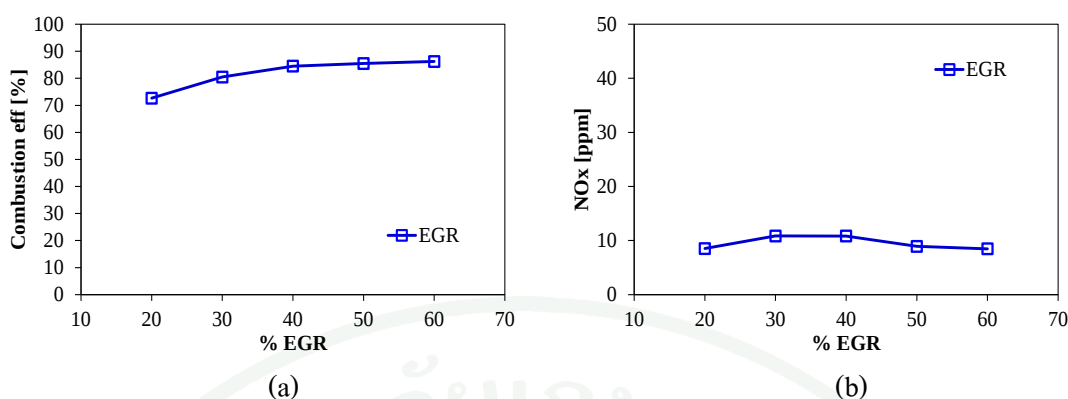


ภาพที่ 79 ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 35 °bTDC สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70%



ภาพที่ 80 ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่อ (a) Start of combustion (CA10) และ (b) Combustion duration (B1090)

จากภาพที่ 78 – 80 แสดงผลที่เกิดขึ้นจากการทดลอง พบว่าการเปิดวาล์วไอเสียย้อนกลับมากขึ้น ทำให้ปริมาณไอเสียย้อนกลับภายในท่อร่วมไอดีสูงขึ้น เมื่อถึงจังหวะดูด (Intake stroke) ไอเสียย้อนกลับจะไปผสมรวมกับส่วนผสมระหว่างก๊าซธรรมชาติและอากาศ ก่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ ซึ่งส่งผลให้ส่วนผสมทั้งหมดมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น (เหตุการณ์ดังกล่าวมีลักษณะการเกิดที่คล้ายคลึงกับการใช้แก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้ แตกต่างกันที่จังหวะและช่วงเวลาในการรวมกับของส่วนผสม) ความดันในห้องเผาไหม้และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสามารถอธิบายผลที่เกิดขึ้นได้อย่างชัดเจน นั่นคือ เมื่อไอเสียย้อนกลับเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้กระบวนการเผาไหม้เกิดได้อย่างเหมาะสมและรวดเร็วขึ้น โดยสามารถสังเกตได้จาก CA10 ดังภาพที่ 80(a) จากลักษณะการเผาไหม้ดังกล่าว สามารถบอกได้ถึงปริมาณมลพิษที่ลดลง ประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่สูงขึ้น (ผลไม่ได้แสดงไว้)

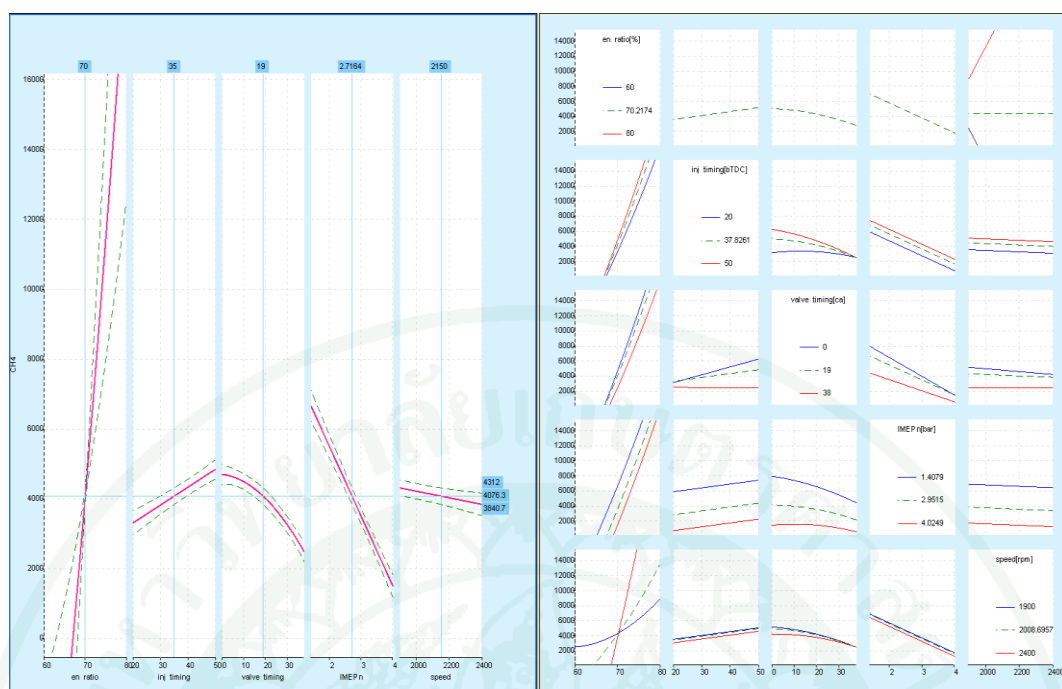


ภาพที่ 81 ผลกระทบของไอเสียย้อนกลับต่อ (a) ประสิทธิภาพการเผาไหม้และ (b) ปริมาณ NO_x

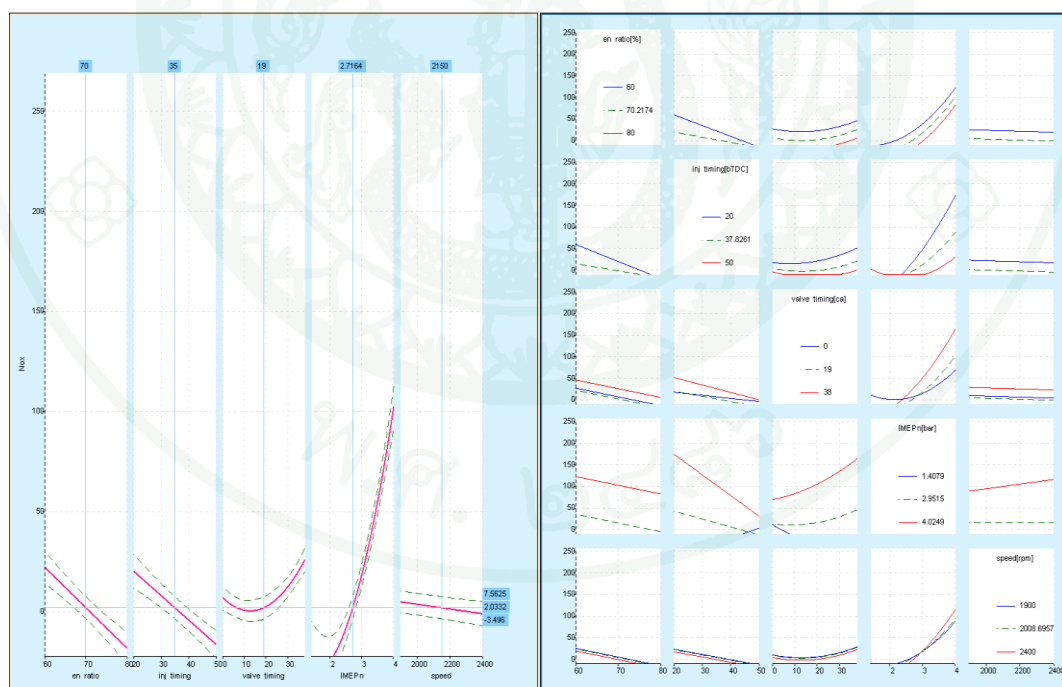
จากผลดังกล่าว พบว่าการใช้ไอเสียย้อนกลับมีลักษณะและพฤติกรรมที่คล้ายกับการใช้แก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้ แต่จากการสังเกตอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ดังแสดงในภาพที่ 79 พบว่าการเพิ่มปริมาณของไอเสียย้อนกลับไม่ได้ส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้นหรือเกิดการเผาไหม้ที่รุนแรงมากขึ้น แต่ส่งผลต่อช่วงเวลาของการเริ่มต้นเผาไหม้ (CA10) ซึ่งผลดังกล่าวแตกต่างกับการเพิ่มการใช้แก๊สไอเสียตกค้างภายในห้องเผาไหม้ด้วยวิธีการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย โดยผลที่เกิดจากการใช้แก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้สามารถช่วยเร่งกระบวนการเผาไหม้ให้เกิดขึ้นได้อย่างรวดเร็วและเพิ่มอัตราการเผาไหม้ที่รุนแรงขึ้น เนื่องจาก Thermal energy ของแก๊สตกค้างได้ถูกถ่ายเทให้กับส่วนผสมเป็นจำนวนมาก นอกจากนี้ยังส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้นตามไปด้วย เมื่อมาพิจารณาที่ปริมาณ NO_x พบว่าปริมาณของ NO_x เพิ่มขึ้นพอสมควร ซึ่งแตกต่างกับการใช้ไอเสียย้อนกลับที่ส่งผลให้ปริมาณ NO_x ที่เกิดขึ้นมีปริมาณค่อนข้างคงที่หรือลดลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น (แสดงดังภาพที่ 81(b))

สรุปภาพรวมของผลกระทบต่างๆ ต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

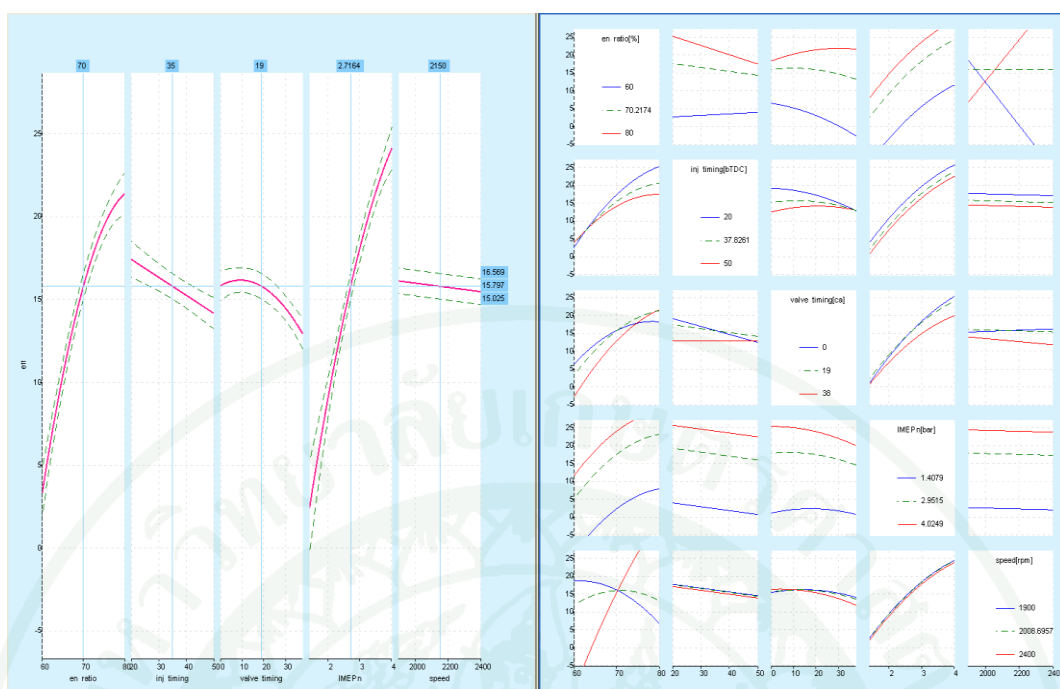
จาก 3 หัวข้อที่ผ่านมาได้อธิบายรายละเอียดพฤติกรรมต่างๆ ที่เกิดขึ้น เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงตัวแปรต่างๆ (จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย) โดยสามารถสรุปภาพรวมได้จากแผนภาพของผลที่เกิดขึ้นจากการปรับตัวแปรต่างๆ ซึ่งมีเนื้อหาภายในภาพประกอบดังนี้ (ภาพซ้าย) แสดงผลแบบ INTERSECTION (ภาพขวา) แสดงผลแบบ INTERACTION ส่วนแกนนอนของภาพแสดงตัวแปรต่างๆ ที่ถูกปรับเปลี่ยน (Diesel injection timing, Energy ratio, Exhaust valve timing, IMEP และ Engine speed) แกนตั้งแสดงผลที่เกิดจากการปรับเปลี่ยนตัวแปรดังกล่าว



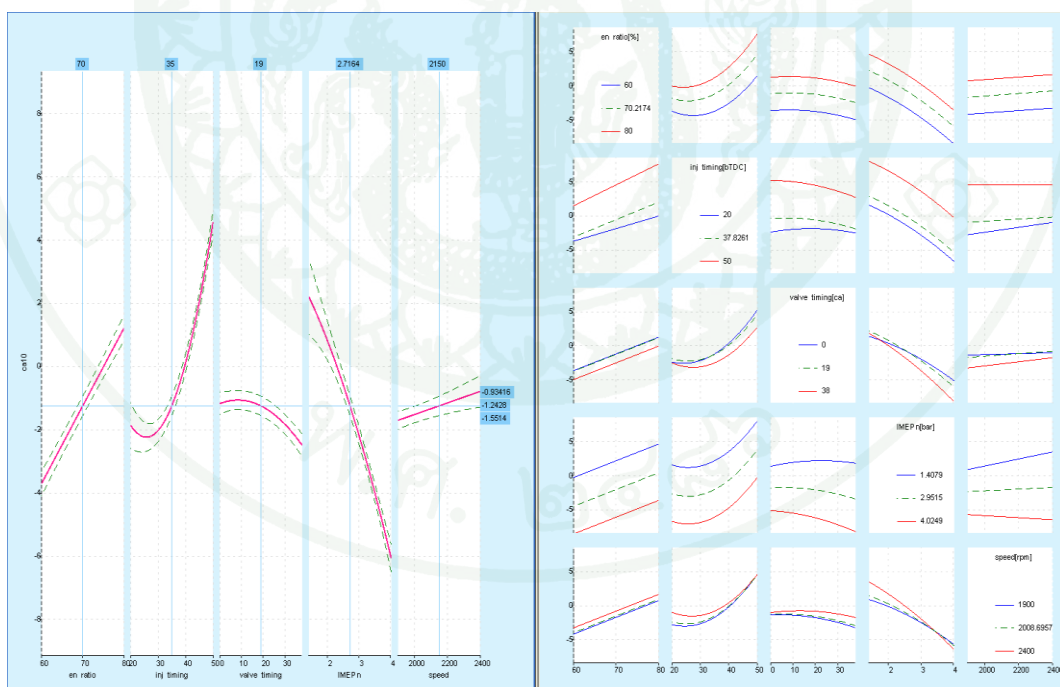
ภาพที่ 82 แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ CH_4



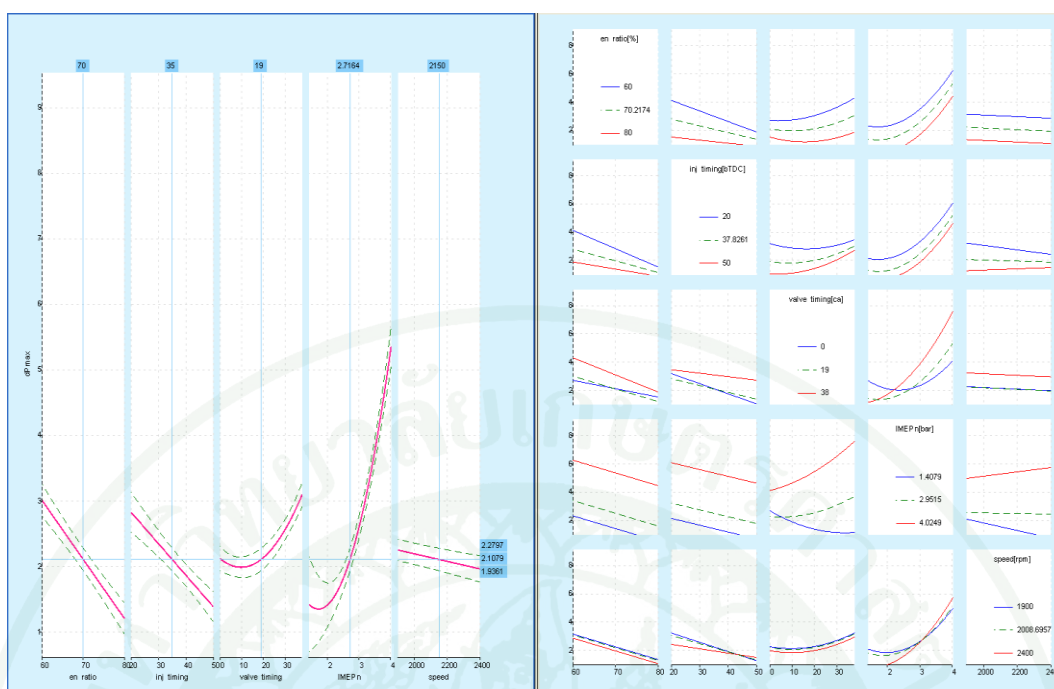
ภาพที่ 83 แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ NO_x



ภาพที่ 84 แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ Thermal Efficiency



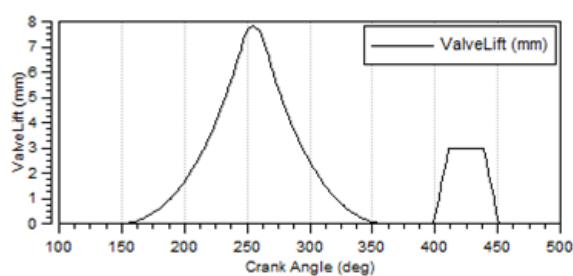
ภาพที่ 85 แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ Start of combustion (CA10)



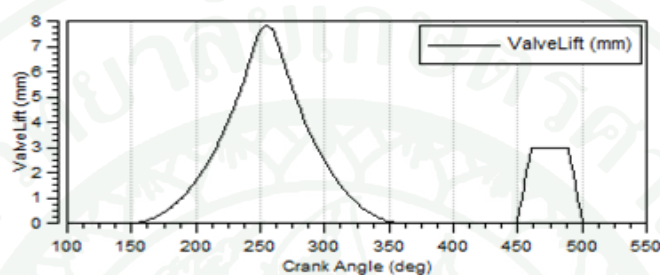
ภาพที่ 86 แสดงผลกระทบที่เกิดจากการปรับตัวแปรต่างๆ ต่อปริมาณ dP/dCA

เปรียบเทียบแนวทางการพัฒนารูปแบบการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย เพื่อกักเก็บแก๊สไอเสียภายในห้องเผาไหม้

จังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า ช่วยในการกักเก็บแก๊สไอเสียตกค้างไว้ภายในห้องเผาไหม้ เพื่อพัฒนากระบวนการเผาไหม้ ดังที่ได้แสดงไว้ในหัวข้อก่อนหน้านี้ แต่อย่างไรก็ตาม การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า ทำให้ช่วง NVO กว้างขึ้น เป็นสาเหตุให้เกิด Pumping loss มากขึ้น ดังนั้น เนื้อหาในส่วนนี้ได้พยายามหาแนวทางในการพัฒนารูปแบบการกักเก็บไอเสียให้มีความเหมาะสมมากยิ่งขึ้น โดยจากหัวข้อการตรวจเอกสาร พบว่า การเปิดวาล์วไอเสียเพิ่มในช่วงจังหวะดูด ทำให้ไอเสียสามารถไหลย้อนกลับเข้ามาภายในห้องเผาไหม้ เพื่อนำมาเผาไหม้ในวัฏจักรต่อไป (Hua Zhao, 2007) ผลในส่วนนี้แสดงการเปรียบเทียบวิธีการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียระหว่างวิธีการเปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า (Trapping method) กับ วิธีการเปิดวาล์วไอเสียเพิ่มในช่วงจังหวะดูด (Re-breathing method) ภาพที่ 87 แสดงจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียเพิ่มในช่วงจังหวะดูด



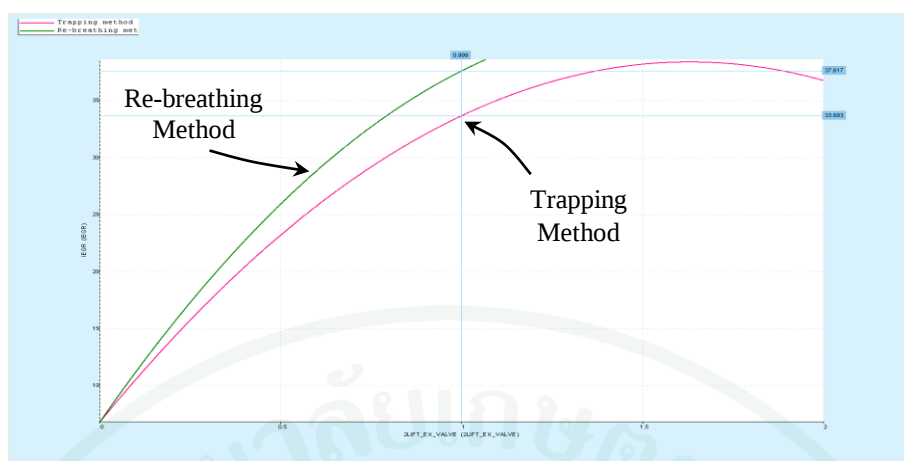
(a)



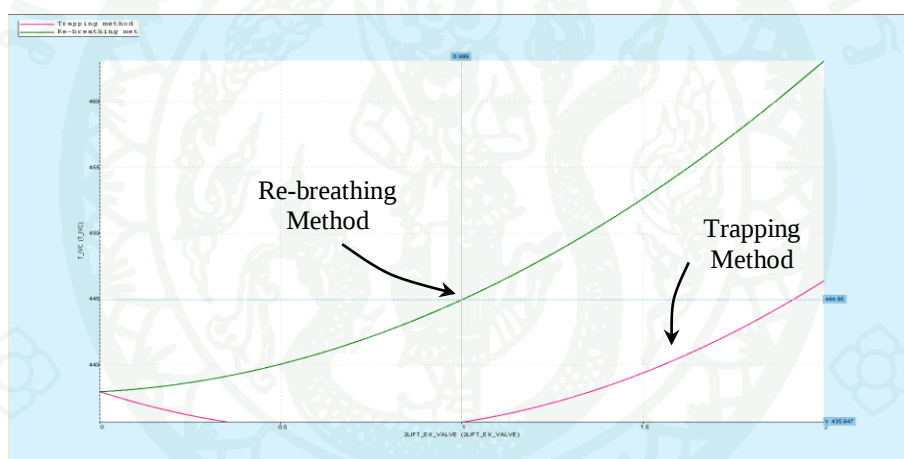
(b)

ภาพที่ 87 แสดงการเปิดวาล์วไอเสียเพิ่มในช่วงจังหวะดูด (a) วาล์วเปิดที่มุม 400 CA (b) วาล์วเปิดที่ 450 CA

ภาพที่ใช้ในการเปรียบเทียบแบ่งออกเป็นสองเส้นคือ เส้นกราฟสีแดงแสดงวิธี Trapping method เส้นสีเขียวแสดงวิธี Re-breathing method ส่วนแกนนอนแสดงรูปแบบการปรับวาล์ว (เส้นสีแดง ปรับ STD, ADV19 และ ADV38 สำหรับเส้นสีเขียว ปรับ STD, 2LIFT 400CA และ 2LIFT 450CA) แกนตั้งแสดงผลที่เกิดจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย

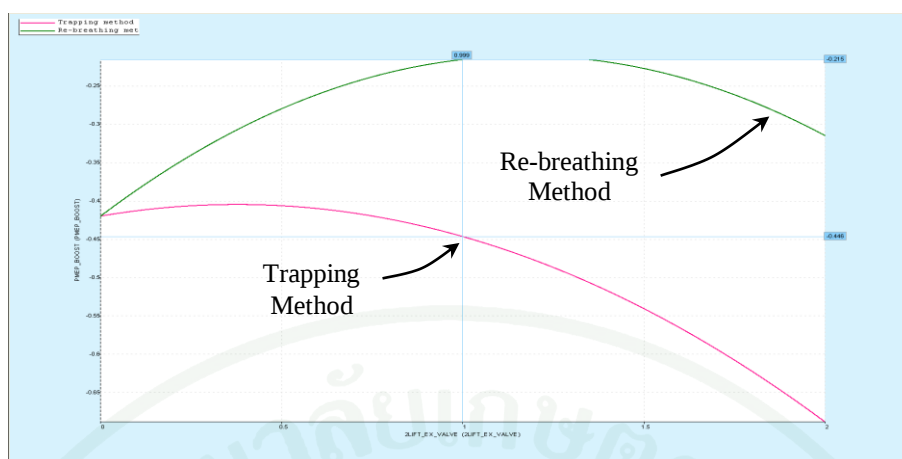


ภาพที่ 88 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ IEGR

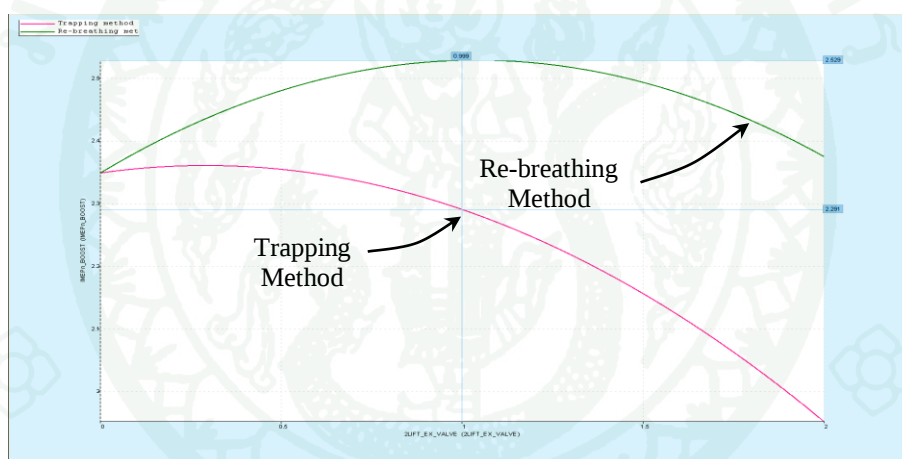


ภาพที่ 89 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ T_IVC (K)

ผลของ IEGR ที่เกิดจากการเปรียบเทียบระหว่างสองวิธี ดังภาพที่ 88 พบว่าวิธี Re-breathing method สามารถเพิ่มปริมาณของ IEGR ภายในห้องเผาไหม้ได้มากกว่าวิธี Trapping method ซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้นที่จังหวะวาล์วไอดีปิด ดังแสดงในภาพที่ 89 นอกจากนี้ข้อได้เปรียบของวิธี Re-breathing method ที่เห็นได้อย่างชัดเจนคือสามารถลด Pumping loss ลงได้เมื่อเทียบกับวิธี Trapping method ดังแสดงในภาพที่ 88 ซึ่งผลที่ตามมาคือ IMEP_n มีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 91



ภาพที่ 90 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ PMEP (bar)



ภาพที่ 91 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างวิธี Trapping method กับ วิธี Re-breathing method ที่ส่งผลกระทบต่อ IMEP_n (bar)

ดังนั้น การปรับวาล์วไอเสียด้วยวิธี Re-breathing method แสดงให้เห็นถึงข้อได้เปรียบในด้านต่างๆ ตามที่แสดงไว้ด้านบน แต่อย่างไรก็ตาม การจะให้วาล์วทำงานได้ด้วยวิธี Re-breathing method จำเป็นต้องมีการติดตั้งระบบวาล์วแบบพิเศษเข้าไปในเครื่องยนต์ ซึ่งด้วยเหตุผลดังกล่าวทำให้ระบบมีค่าใช้จ่ายที่สูงขึ้น จึงจำเป็นต้องศึกษาต่อไปถึงความเป็นไปได้ในการใช้งานต่อไป

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

งานวิจัยนี้ศึกษาพฤติกรรมการทำงานรวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม โดยปัจจัยต่างๆ ที่นำมาพิจารณาในงานคือ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล, สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด, ปริมาณการใช้ไอเสียย้อนกลับ และจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย สำหรับการทดสอบใช้ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 rpm ที่ภาระการทำงาน IMEPn ประมาณ 2, 3 และ 4 bar ซึ่งผลที่ได้มีข้อสรุปดังนี้

พฤติกรรมการทำงานรวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

ลักษณะการทำงานในรูปแบบเชื้อเพลิงร่วมมีความแตกต่างกับเครื่องยนต์ดีเซลเดิมคือ ลักษณะการเผาไหม้เกิดการจุดระเบิดในแต่ละจุดภายในห้องเผาไหม้ค่อนข้างใกล้เคียงกัน ทำให้ช่วงระยะเวลาการเผาไหม้ลดลง อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีลักษณะใกล้เคียงช่วงกับ Premixed phase ในเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป จากลักษณะการเผาไหม้ดังกล่าว ส่งผลให้ NO_x และ PM ลดลง แต่อย่างไรก็ตาม ปริมาณของ HC และ CO สูงขึ้นเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล

ศึกษาผลกระทบจากการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ต่างกันส่งผลให้จังหวะการจุดระเบิด อัตราการปล่อยพลังงานความร้อน และปริมาณสารมลพิษไอเสียต่างกัน

1. เมื่อพิจารณาการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 30 จนถึง 50 °bTDC พบว่าอัตราการเผาไหม้ลดลง การเผาไหม้เกิดล่าช้ามากขึ้น เป็นผลให้มลพิษ HC และ CO สูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งบ่งบอกถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ลดลง
2. จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่เหมาะสม ณ สภาวะการทำงานดังกล่าวคือ 35 °bTDC เนื่องจากเป็นจุดที่ประสิทธิภาพสูงและมลพิษต่ำ

ศึกษาผลกระทบจากการปรับสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมดต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

การเพิ่มหรือลดการใช้ก๊าซธรรมชาติ ส่งผลต่อพฤติกรรมการทำงานรวมถึงมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

พิจารณาที่การเพิ่มสัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด จาก 60% - 80% พบว่ากระบวนการเผาไหม้เกิดได้ยากขึ้น สังเกตได้จากความดันและอัตราการปลดปล่อยพลังงาน ความร้อนภายในห้องเผาไหม้ที่ลดลง รวมทั้งงานที่ได้ออกมาต่ำ ส่งผลให้มลพิษโดยเฉพาะ THC และ CO สูงขึ้นอย่างมาก

ศึกษาผลกระทบจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมต่างๆ ของกระบวนการเผาไหม้อย่างมาก เป็นเหตุให้ทั้งงานและมลพิษที่ออกมาเปลี่ยนแปลงไป

1. เมื่อพิจารณาการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้ามากขึ้นจาก 0 จนถึง 38 °CA พบว่าแก๊สที่ตกค้างภายในห้องเผาไหม้ (Residual gas) เพิ่มขึ้น ทำให้ส่วนผสมในจังหวะวาล์วไอเสียปิดเพิ่มตามไปด้วย เป็นเหตุให้กระบวนการเผาไหม้เกิดได้อย่างรวดเร็วและรุนแรงเนื่องจากพลังงานที่เพิ่มขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม การเพิ่มขึ้นของแก๊สตกค้างจากจังหวะ NVO ทำให้เกิด Pumping loss มากขึ้น และปริมาณมลพิษ NO_x เพิ่มขึ้น

2. ด้วยการเผาไหม้ไหม้ที่ง่ายขึ้นและรุนแรงมากขึ้น จากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า ซึ่งเป็นข้อดีในการพัฒนาการเพิ่มปริมาณการใช้สัดส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด และการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเป็นตัวสร้างความเหมาะสมในการเผาไหม้ให้ดียิ่งขึ้น

ศึกษาวิธีการกักเก็บแก๊สตกค้างภายในห้องเผาไหม้ด้วยวิธีการอื่นๆ นอกจากการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า

จาก Pumping loss ที่เกิดมากขึ้น การปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสียล่วงหน้า ส่งผลให้เสียงงานที่ได้ไปอย่างมาก ดังนั้นเพื่อลดข้อด้อยดังกล่าว จึงได้หาวิธีการกักเก็บแก๊สตกค้างด้วยวิธีอื่นๆ ต่อไป

การกักเก็บแก๊สตกค้างด้วยวิธี Re-breathing method ให้ผลดีในด้านการลด Pumping loss ที่เกิดขึ้น ซึ่งส่งผลให้งานที่ได้ออกมามากขึ้น

ข้อเสนอแนะ

1. ห้องทดสอบที่ใช้ในงานวิจัยนี้ไม่สามารถควบคุมความชื้นภายในห้องในแต่ละวันได้ อาจส่งผลต่อประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของเครื่องยนต์และอาจเกิดความคลาดเคลื่อนของผลการทดลองได้ ดังนั้นควรมีการควบคุมความชื้นภายในห้องทดสอบเพิ่มเติม
2. จำนวนการเก็บข้อมูลความดันภายในห้องเผาไหม้ ควรวิเคราะห์หาจุดที่เหมาะสม เมื่อมีการปรับเปลี่ยนรูปแบบการทำงานของปัจจัยต่างๆ เช่น เมื่อมีการปรับจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลและการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย เป็นต้น
3. การใช้ก๊าซธรรมชาติในแต่ละวันที่ทดสอบ ควรทราบองค์ประกอบเป็นอย่างดี เพื่อปรับแก้ค่าพลังงานความร้อนในแต่ละวันได้ (ค่าพลังงานความร้อนของก๊าซธรรมชาติมีการเปลี่ยนแปลงในแต่ละวัน)
4. เพื่อความละเอียดในการปรับจังหวะการเปิดปิดวาล์วไอเสีย ควรมีการดัดแปลง camshaft ด้านวาล์วไอเสียให้สามารถปรับจังหวะได้ละเอียดมากยิ่งขึ้น รวมทั้งมีการดัดแปลงจังหวะการเปิดปิดให้มีความหลากหลายมากขึ้น

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

- Aceves, S.M, D.L. Flowers, J. Martinez-Frias, F. Espinosa-Loza, W.J. Pitz and R. Dibble. 2003. Fuel and Additive Characterization for HCCI Combustion. **SAE Paper** 2003-01-1814.
- Babajimopoulos, A., G. Lavoie and D. Assanis. 2002. An Approach for Modeling the Effects of Gas Exchange Processes on HCCI Combustion and Its Application in Evaluating Variable Valve Timing Control Strategies. **SAE paper** 2002-01-2829.
- Benson, S.W. 1986. Combustion, A Chemical and Kinetic View. **21st Int.** Symposium on Combustion.
- Chevalier, C., W.J. Pitz, J. Warnatz, C.K. Westbrook and H. Melenk. 1992. Hydrocarbon Ignition: Automatic Generation of Reaction Mechanisms and Applications to Modeling of Engine Knock. **24th Symposium (International) on Combustion** : 93-101.
- Christensen, M and B. Johansson. 1999. Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection. **SAE Paper** 1999-01-0182.
- Christensen, M., A. Hultqvist and B. Johansson. 1999. Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio. **SAE paper** 1999-01-3679.
- _____, B. Johansson and A. Hultqvist. 2001. The Effect of Piston Topland Geometry on Emissions of Unburned Hydrocarbons from a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. **SAE paper** 2001-01-1893.
- Eastwood, P. 2008. **Particulate Emissions from Vehicles**. John Wiley & Son Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex P019 8SQ, England.
- Eng, J.A, W.R. Leppard and T.M. Sloane. 2002. The Effect of POx on the Autoignition Chemistry of n-Heptane and Isooctane in an HCCI Engine. **SAE paper** 2002-01-2861.

- Glassman, I. 1996. **Combustion**. 3rd ed. Academic Press, Orlando, CA.
- Graham, L.A., G. Rideout, D. Rosenblatt and J. Hendren. 2008. Greenhouse gas emissions from heavy-duty vehicles. **Atmospheric Environment** 42: 4665-4681.
- Haraldsson, G., P. Tunestål, B. Johansson and J. Hyvonen. 2002. HCCI Combustion Phasing in a Multi-Cylinder Engine using Variable Compression Ratio. **SAE Paper** 2002-01-2858.
- Heywood, J.B. 1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw-Hill, Inc., New York.
- Hilditch, J., Z. Han and T. Chea. 2003. Unburned Hydrocarbon Emissions from Stratified Charge Direct Injection Engines. **SAE paper** 2003-01-3099.
- Hoang, D.L., S.H. Chan and O.L. Ding. 2005. Kinetic Modelling of Partial Oxidation of Methane in an Oxygen Permeable Membrane Reactor. **Chemical Engineering Research and Design** 83: 177-186.
- Huttunen, J.T., J. Alm, A. Liikanen, S. Juutinen, T. Larmola, T. Hammar, J. Silvola and P.J. Martikainen. 2003. Fluxes of methane, carbon dioxide and nitrous oxide in boreal lakes and potential anthropogenic effects on the aquatic greenhouse gas emissions. **Chemosphere** 52: 609-621.
- Jinyoung, J., Y. Kitae and B. Choongsik. 2004. Effect of Exhaust Throttling on Engine Performance and Residual Gas in an SI Engine. **SAE Paper** 01: 2974.
- Jun, D and N. Iida. 2004. A Study of High Combustion Efficiency and Low CO Emission in a Natural Gas HCCI Engine. **SAE paper** 2004-01-1974.
- Karim, G.A., Z. Liu and W. Jones. 1993. Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load. **SAE Technical Paper** 932822.

Karim, G.A. 2000. Combustion in Gas Fuelled Compression-Ignition Engines. **ASME ICE Fall Technical Conference**. 351: 2000.

Kalghatgi, G.T and P. Risberg. 2006. Advantages of Fuels with High Residence to Auto-Ignition in Late-Injection, Low-Temperature, Compression Ignition Combustion, *In* **a presentation at the 3rd Annual Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Symposium** . San Ramon, California, USA

Kitae, Y., J. Jinyoung and B. Choongsik. 2006. Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine. **Elsevier** 86: 494-503.

Koopmans, L and I. Denbratt. 2001. A four stroke camless engine, operated in homogeneous charge compression ignition mode with a commercial gasoline. **SAE paper** 2001-01-3610.

_____, R. Ogink and I. Denbratt. 2003. Direct Gasoline Injection in the Negative Valve Overlap of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. **SAE paper** 2003-01-1854.

Korakianitis, T., A.M. Namasivayam and R.J.Crookes. 2010. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. **Progress in Energy and Combustion Science** 1-24.

Law, D. 2000. Controlled combustion in an IC-engine with a fully variable valve train. **SAE paper** 2000-01-0251.

Leppard, W.R. 1990. The Chemical Origin of Fuel Octane Sensitivity. **SAE paper** 902137.

Lewis, G.P. and L. Coughlin. 1973. LUNG “SOOT” ACCUMULATION IN MAN. **Atmospheric Environment Pergamon Press** 7: 1249-1255.

Lewis, B and G. V. Elbe. 1987. **Combustion, Flames and Explosions of Gases.**

Academic Press, Inc., New York.

Milovanovic, N and R. Chen. 2001. A Review of Experimental and Simulation Studies on Controlled Auto-Ignition Combustion. **SAE Paper** 2001-01-1890.

Obert, E.F. 1973. **Internal Combustion Engines and Air Pollution.** Harper & Row, Publishers, Inc., New York.

Owen, K and T. Coley. 1995. **Automotive Fuels Reference Book.** 2nd ed. Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA.

Papagiannakis, R.G. and D.T. Hountalas. 2003. Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. **Int J Appl Therm Eng** 23: 353-365.

Sjöberg, M. and J.E. Dec. 2003. Combined Effects of Fuel-Type and Engine Speed on Intake Temperature Requirements and Completeness of Bulk-Gas Reactions. **SAE paper** 2003-01-3173.

Soto, K.F., K.M. Garza, Y. Shi and L.E. Murr. 2008. Direct contact cytotoxicity assays for filter-collected, carbonaceous (soot) nanoparticulate material and observations of lung cell response. **Atmospheric Environment** 42: 1970-1982.

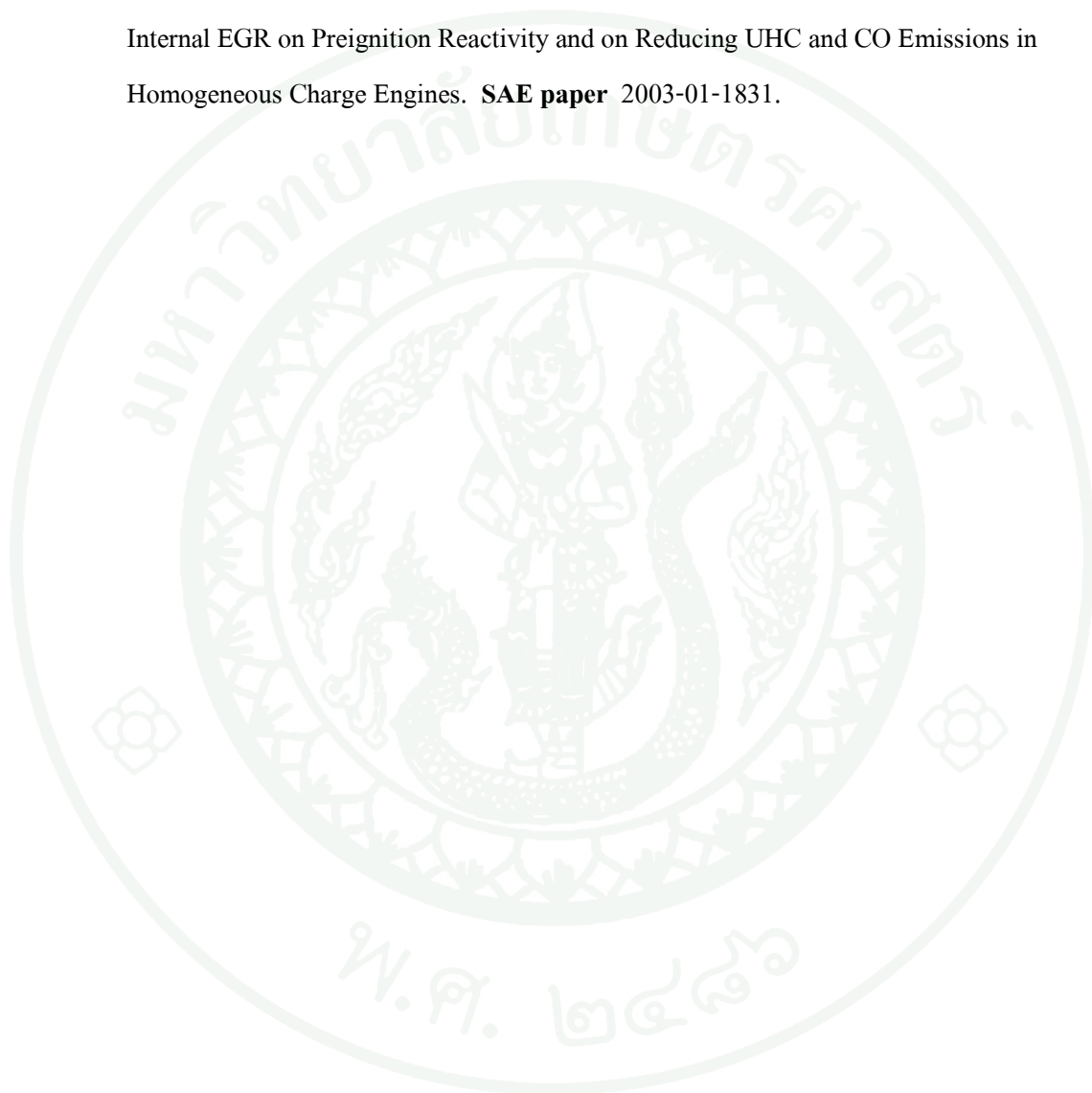
Stanislav, V.B. and N.A. Dennis. 2004. Effect of Exhaust Valve Timing on Gasoline Engine Performance and Hydrocarbon Emissions. **SAE Paper** 01-3058.

Stanmore, B.P., J.F. Brilhac and P. Gilot. 2001. The oxidation of soot: a review of experiments, mechanisms and models. **Carbon** 39: 2247-2268.

- Tao, F., D.E. Foster and R.D. Reitz. 2007. Characterization of soot particle distribution in conventional, non-premixed DI diesel flame using a multi-step phenomenological soot model. **Proceedings of the Combustion Institute** 31: 2991-2998.
- Tepimonrat, T., K. Kamsinla, E. Wirojsakunchai, T. Aroonsrisopon and K. Wannatong. 2011. use of exhaust valve timing advance for high natural gas utilization in low load diesel dual fuel operation. **SAE paper** 2011-01-1767.
- Tepimonrat, T., K. Wannatong and T. Aroonsrisopon. 2011. Effects of exhaust valve timing on diesel dual fuel engine operations under part load conditions. **TSME international conference**
- Turns, S.R. 2000. **An Introduction to Combustion**. 2nd ed. McGraw Hill, Inc., New York.
- Urushihara, T, K. Hiraya and T. Itoh. 2003. Expansion of HCCI Operating Range by the Combination of Direct Fuel Injection, Negative Valve Overlap, and Internal Fuel Reformation. **SAE paper** 2003-01-0749.
- Willand, J., R.G. Neiberding, G. Vent and C. Enderle. 1998. The Knocking Syndrome– Its Cure and Its Potential. **SAE paper** 982483.
- Wuebbles, D.J. and K. Hayhoe. 2002. Atmospheric methane and global change. **Earth-Science Reviews** 57: 177-210.
- Yamasaki, Y and N. Iida. 2003. Numerical Simulation of Auto-ignition and Combustion of n-Butane and Air Mixtures in the Homogeneous Charge Compression Ignition Engine by Using Elementary Reactions. **SAE paper** 2003-01-1090.
- Yamaya, Y., M. Furutani and Y. Ohata. 2004. Premixed Compression Ignition of Formaldehyde-doped Lean Butane/air Mixtures in a Wide Range of Temperature. **SAE paper** 2004-01-1977.

Zhao, F., T.W. Asmus, D.N. Assanis, J.E. Dec, J.A. Eng and P.M. Najt. 2003. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: Key Research and Development Issues. **SAE International** PT-94.

Zheng, J, D. Miller, N. Cernansky, D. Liu and M. Zhang. 2003. The Effect of Active Species in Internal EGR on Preignition Reactivity and on Reducing UHC and CO Emissions in Homogeneous Charge Engines. **SAE paper** 2003-01-1831.







1. DYNOEXACT APA TOP ACCURACY AC DYNAMOMETERS



ภาพผนวกที่ ก1 ภาพถ่าย AC Dynamometer

ที่มา: AVL (2011)

Technical Features

- Full four-quadrant operation with high speed and torque dynamics
- Voltage intermediate circuit using IGBT technology
- Torque calculation with 4 kHz for air gap / 1 kHz for shaft.
- Optional zero torque simulation.
- Optional simulation of gear shifting oscillations in the drivetrain.
- Torque response time better than 3 ms
- Current harmonics < 4.5 %
- Power factor 1
- Grease lubrication for bearings; re-lubrication via nipples

Machine

Cradled AC dynamometer with a squirrel cage rotor, which is heat-shrunk onto the shaft enabling high speed and low vibration.

Features:

- Construction design IM-B3
- Protection class IP 23
- Forced air cooling
- Bearing temperature monitoring by PT100 on DE and NDE side
- Winding temperature monitoring by PTC resistors (warning and shut-off)
- Fan can be switched off for acoustic measurements; with automatic switch on at winding temperature warning.
- Optical speed encoder with 1024 (4096 for some versions) pulses per resolution.
- Ambient temperature during operation: +5 to +40 °C
- Ambient relative humidity: max. 95 %, non-condensed
- Overload capability 25 % (1 min in 15 min)

2. AVL FUEL BALANCE & FUEL TEMPERATURE CONTROL



ภาพผนวกที่ 2 ภาพถ่าย AVL Fuel balance & Fuel temperature control

ที่มา: AVL (2011)

ตารางผนวกที่ ก1 รายละเอียดของเครื่อง 733S และ 753C

Detail	Value
Vessel capacity:	1800 g can be switched to 900 g/ 450 g/ 225 g
Systematic measurement uncertainty:	Us = 0.12 %
Maximum measurement frequency:	10 Hz
No. of measurements (running average):	1 ... 99
Ambient temperature:	5 ... 50 °C
Fuel temperature:	-10 ... +70 °C
Fuel supply pressure to the system:	0.1 ... 0.8 bar
Fuel supply flow:	max. consumption + 100 kg/h
Fuel circulation capacity at 50Hz:	standard 240 l/h, optional 450 l/h
Fuels:	Otto (EN228), Diesel (EN590), up to 6% Biodiesel (EN14214) and 20% alcohol With FlexFuel option: up to 100% alcohol and biodiesel
Pressure control (option):	feed pressure: ~0 ... 6 bar (rel.) turn pressure: ~0 ... 0.5 bar (rel.) special ranges available on request
Temperature control range:	adjustable from appr. 10 °C* ... 80 °C** * depending on cooling water temperature ** depending on heat return flow of the engine and fuel properties – gas bubble formation has to be avoided
Temperature stability:	better than 0.02 °C
Heating power (option):	1.6 kW
Cooling power:	1.6 kW at 10 °C spread and 0.5 bar cooling water differential pressure

ตารางผนวกที่ ก1 (ต่อ)

Detail	Value
Interfaces AVL 733S:	RS232 (AK compliant) or 733/730 protocol Analog 0 ... 10 V (optional) Digital I/O (optional)
Interfaces AVL 753C:	2x RS232 (AK compliant) Analog 0 ... 10 V (optional) Digital I/O (optional)
Power supply:	230 V, 50 Hz 220 V, 60 Hz (option) 100 V, 50-60 Hz (option) 115 V, 60 Hz (option)
Power consumption:	2.25 kW
Dimensions:	770 x 1350 x 345 mm (W x H x D)
Weight (dry):	135 kg

ตารางผนวกที่ ก2 รายละเอียดคุณสมบัติของการทดสอบเชื้อเพลิง

Property	Test Method	Specific Value	Result
Appearance	Visual	Pass	Pass
Ash, Mass%	ASTM D482-03	0.01 max.	< 0.01
Carbon Residue on 10%, Distillation	ASTM D4530-07	0.05 max.	< 0.05
Residue, Micro Method, % (m/m)			
Calculated Cetane Index or Cetane Number	ASTM D976-04b or ASTM D613-01	47 min.	56.5
Color, ASTM	ASTM D1500-04a	2.0 max.	L0.5
Corrosion	ASTM D130-04		
Corrosion, Copper Strip 3 hr. at 50		1 max.	1a

ตารางผนวกที่ ก2 (ต่อ)

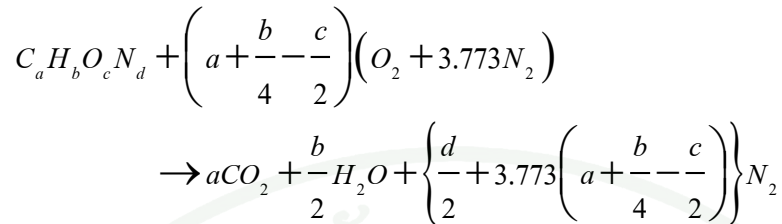
Property	Test Method	Specific Value	Result
°C, number			
Density at 15 °C, g/mL	ASTM D4052-96 (Reapproved 2002)	0.81-0.87	0.8325
Distillation :	ASTM D86-01		
10 % Recovered, °C		To be reported	214.6
50 % Recovered, °C		To be reported	284.0
90 % Recovered, °C		357 max.	355.1
Flash Point, PMCC, °C	ASTM D93-07	60 min.	73.0
Lubricity by HFRR, mm	CEC F-06-A-96	460 max.	> 460
Pour Point, °C	ASTM D97-96a or	9 max.	
Pour Point, °C	ASTM D5950-02	9 max.	0
Sulfur Content, Mass %	ASTM D4294-03	0.035 max.	0.0283
Viscosity, Kinematic at 40 °C, cSt	ASTM D445-06 or	1.8 - 4.1	
Viscosity, Kinematic at 40 °C, cSt	NIR	1.8 - 4.3	3.4018
Water & Sediment, vol. %	ASTM D2709-96	0.05 max.	< 0.05
Methyl Ester of Fatty Acid, Vol. %	EN 14078-03	1.5 - 2	Not Tested

ที่มา: PTT Aromatics and Refining Public Company Limited Certificate of Quality (2010)



ภาคผนวก ข
คำนวณข้อมูลจากการทดลอง

1. Combustion Process



2. Air/Fuel Ratio Stoich

$$\left(\frac{A}{F} \right)_s = \frac{\left(a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2} \right) (31.998 + 3.773 \cdot 28.16)}{12.011a + 1.008b + 15.999c + 14.006d}$$

3. Exhaust Air-Fuel Ratio

$$\left(\frac{A}{F} \right)_{exhaust} = \frac{MW_{air}}{MW_c + MW_H x \left(\frac{H}{C} \right)} \times \frac{1}{CO_2 \% + \frac{THC}{10000} + CO \%} \\ \times \left\{ 98.2 - (0.5 \times CO \%) - \frac{THC}{10000} + 0.25 \times \left(\frac{H}{C} \right) \times (CO \% + CO_2 \%) \times \left(\frac{3.8 \times CO_2 \% - 2 \times CO \%}{3.8 \times CO_2 \% + 2 \times CO \%} \right) \right\}$$

4. Combustion Efficiency

$$\eta_{comb} = \left(1 - \frac{y_{CO} \cdot Q_{HV,CO} + y_{H_2} \cdot Q_{HV,H_2} + y_{HC} \cdot LHV_{C_3H_3y}}{\frac{m_{fuel}}{m_{fuel} + m_{air}} \cdot LHV_{fuel}} \right) \times 100$$

5. Inlet Equivalence Ratio

$$\phi = \frac{\text{Stoich } A/F}{\text{Inlet } A/F}$$

6. Energy Ratio

$$EN\% = \frac{NG \left(\frac{kg}{h} \right)}{NG \left(\frac{kg}{h} \right) + Diesel \left(\frac{kg}{h} \right)}$$

7. Calculation of Mass Fractions

(CO) = carbon monoxide, [vol %]

(CO₂) = carbon dioxide, [vol %]

(NO_x) = nitrogen oxides, [vol %]

(THC) = total hydrocarbons, [ppmC1]

$$C_3H_{3y} = \frac{THC}{3 \cdot 10000} = HC [\text{vol}\%]$$

Calculate H₂O concentration from water-gas equilibrium:

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

$$N = \text{Carbon Counter} = \frac{100}{CO + CO_2 + 3 \cdot C_3H_{3y}}$$

y = H/C ratio

$$x_i = \frac{(\text{concentration}_i \text{ ppm})}{1000000}$$

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

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

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

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

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

8. Volumetric efficiency

$$Vol. eff = \frac{Air \left[\frac{g}{min} \right]}{\left(\frac{V_D \left[cm^3 \right] \cdot 10^{-6} \cdot Speed \left[\frac{rev}{min} \right] \cdot 101.325 \cdot 1000 \cdot MW_{air} (28.95) \left[\frac{g}{mol} \right]}{2 \cdot (273.15 + Temp_{air} [C]) \cdot R (8.314) \left[\frac{J}{molK} \right]} \right)}$$

9. Break Power

$$P_b [kW] = \frac{2 \pi \cdot Speed [rpm] \cdot T_b [Nm]}{60 \left[\frac{s}{min} \right] \cdot 1000 \left[\frac{W}{kW} \right]}$$

10. Break BMEP

$$BMEP[KPa] = \frac{T_b[Nm] \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^6}{V_D[cm^3] \cdot 1000 \left[Pa/KPa \right]}$$

11. IndicateTorque

$$Torque_i[Nm] = \frac{IMEP[bar] \cdot 10^5 \left[Pa/bar \right] \cdot V_D[cm^3] \cdot 10^{-6} \left[m^3/cm^3 \right]}{4 \cdot \pi}$$

12. Indicate Power

$$Power_i[kW] = \frac{IMEP[bar] \cdot 10^5 \left[Pa/bar \right] \cdot V_D[cm^3] \cdot 10^{-6} \left[m^3/cm^3 \right] \cdot 2 \cdot Speed[rpm]}{60 \cdot 4 \cdot 1000}$$

13. LHV (Diesel dual Fuel)

$$LHV_{DDF} = LHV_{NG} \cdot Y_{NG} + LHV_D \cdot (1 - Y_{NG})$$

14. Indicated specific fuel consumption

$$ISFC \left[\frac{g}{kW-hr} \right] = \frac{(NG + Diesel) \left[g/min \right] \cdot 60 \left[min/hr \right]}{Ind.Power[kW]}$$

15. Indicated Thermal Efficiency

$$Ind.Thermal.eff[\%] = \frac{3600 \cdot 100}{ISFC \left[\frac{g}{kW-hr} \right] \cdot LHV_{DDF} \left[MJ/kg \right]}$$

16. Brake specific fuel consumption

$$BSFC \left[\frac{g}{kW-hr} \right] = \frac{(NG + Diesel) \left[\frac{g}{min} \right] \cdot 3600 \left[\frac{s}{hr} \right]}{60 \left[\frac{s}{min} \right] Break.Power \left[kW \right]}$$

17. Break Thermal eff

$$Break.Thermal.eff [\%] = \frac{3600 \cdot 100}{BSFC \left[\frac{g}{kW-hr} \right] \cdot LHV_{DDF} \left[\frac{MJ}{kg} \right]}$$



1. โค้ดโปรแกรมคำนวณค่า Gamma

```

Const    pi = 3.1415926
Sub      CalGamma(ns, ne, gamma)
'Cal gamma compression
sum1 = 0
sum2 = 0
For n = -30 To 30
    logVC1 = Sheet2.Cells(ns + n, 3)
    logPC1 = Sheet2.Cells(ns + n, 5)
    logVC2 = Sheet2.Cells(ne + n, 3)
    logPC2 = Sheet2.Cells(ne + n, 5)
    sum1 = sum1 + (logPC2 - logPC1) / (logVC2 - logVC1)
Next    n
gamma = -sum1 / 61
'If gamma > 1.4 Then gamma = 1.4
End Sub

```

2. โค้ดโปรแกรมคำนวณค่า Filter และกระบวนการพื้นฐานภายในห้องเผาไหม้

```

Private Sub btnCalLog_Click()
'For i = 1 To 7200
For i = 1 To 3600
    Sheet7.Cells(i, 1) = Log(V(i))
    Sheet7.Cells(i, j + 1) = Log(Sheet3.Cells(i, j + 1))
Next    i
End Sub

Private Sub btnCalAll_Click()
Call    btnFilter_Click
Call    btnCalRef_Click

```

```

Call    btnHRR_Click
Call    btnIMEP_Click
Call    btnIMEPg_Click
End Sub

```

```

Private Sub btnCalRef_Click()

```

```

    Dim    Area, V, Vc, Vd, a, Conrod, Rc, Bore, R As Double

```

```

    a = Sheet1.Cells(2, 2)

```

```

    Conrod = Sheet1.Cells(3, 2)

```

```

    Bore = Sheet1.Cells(4, 2)

```

```

    Rc = Sheet1.Cells(5, 2)

```

```

    R = Conrod / a

```

```

    'Ca Vmax

```

```

    Area = 0.25 * pi * Bore ^ 2

```

```

    Vd = 2 * a * Area

```

```

    Sheet1.Cells(6, 2) = Vd

```

```

    'Cal Vc

```

```

    Vc = Vd / (Rc - 1)

```

```

    Sheet1.Cells(7, 2) = Vc

```

```

    For i = 1 To 3600

```

```

        'CA = i * 0.1 * (pi / 180)

```

```

        CA = i * 0.2 * (pi / 180)

```

```

        V = 1 + 0.5 * (Rc - 1) * (R + 1 - Cos(CA) - (R ^ 2 - (Sin(CA)) ^ 2) ^ 0.5)

```

```

        V = V * Vc

```

```

        'Sheet2.Cells(i + 1, 1) = i * 0.1

```

```

        Sheet2.Cells(i + 1, 1) = i * 0.2

```

```

        Sheet2.Cells(i + 1, 2) = V

```

```

        Sheet2.Cells(i + 1, 4) = Sheet5.Cells(i + 1, 3)
    
```

Next i

'Cal compression gamma

sum1 = 0

sum2 = 0

'ns = 3000

'ne = 3500

ns = 1500

ne = 1750

For i = -3 To 3

sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ns + i, 3)

sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ns + i, 5)

Next i

logVC1 = sum1 / 7

logPC1 = sum2 / 7

sum1 = 0

sum2 = 0

For i = -3 To 3

sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ne + i, 3)

sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ne + i, 5)

Next i

logVC2 = sum1 / 7

logPC2 = sum2 / 7

GammaC = -(logPC2 - logPC1) / (logVC2 - logVC1)

Sheet1.Cells(9, 2) = GammaC

'Cal expansion gamma

sum1 = 0

sum2 = 0

```

'ns = 4000
'ne = 4400
ns = 2000
ne = 2200
For i = -3 To 3
    sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ns + i, 3)
    sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ns + i, 5)
Next i
logVC1 = sum1 / 7
logPC1 = sum2 / 7

sum1 = 0
sum2 = 0

For i = -3 To 3
    sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ne + i, 3)
    sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ne + i, 5)
Next i
logVC2 = sum1 / 7
logPC2 = sum2 / 7

GammaE = -(logPC2 - logPC1) / (logVC2 - logVC1)
Sheet1.Cells(10, 2) = GammaE

End Sub

```

```

Private Sub btnFilter_Click()
'Dim AA(7300), BB(7300), YY(7300)
Dim AA(4000), BB(4000), YY(4000)
'*****FT_filter*****

NN = 160
'Nump = 7200
Nump = 3600
For j = 2 To 2
    YYY = 0
    For ii = 2 To Nump + 1
        YYY = YYY + Sheet5.Cells(ii, j) * 2 * pi / Nump
    Next ii

    AA(0) = YYY / 2 / pi
    BB(0) = 0
    For jj = 1 To NN
        AA(jj) = 0
        BB(jj) = 0
        For ii = 2 To Nump + 1
            YYY = Sheet5.Cells(ii, j) * 2 * pi / Nump
            'MsgBox (YYY)
            AA(jj) = AA(jj) + YYY * Cos(jj * ii * 2 * pi / Nump)
            BB(jj) = BB(jj) + YYY * Sin(jj * ii * 2 * pi / Nump)
        Next ii
        AA(jj) = AA(jj) / pi
        BB(jj) = BB(jj) / pi
    Next jj

'*****Filtered output*****

For ii = 2 To Nump + 1

```

```

YY(ii) = AA(0)
For jj = 1 To NN
    YY(ii) = YY(ii) + AA(jj) * Cos(jj * ii * 2 * pi / Nump) + BB(jj) * Sin(jj
        * ii * 2 * pi / Nump)
Next jj

'Furier
Sheet5.Cells(ii, j + 1) = YY(ii)
Next ii
'*****FT filter end*****

Next j
End Sub

```

3. โค้ดโปรแกรมคำนวณค่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนภายในห้องเผาไหม้

```

Private Sub btnHRR_Click()
Dim V0, V1, V2, P0, P1, P2, dV, dP, dQ, Qsum, Qtotal, CA10, CA50, CA90, CA1090,
    CAQMax, Qmax, Pmax, CAPmax, dPmax, CAdPMax, GammaC, GammaE
Qsum = 0
Qmax = 0
j = 3
k = 1
    Sheet4.Cells(k, 1) = "CA"
    Sheet4.Cells(k, 2) = "dQ"
    Sheet4.Cells(k, 3) = "Qsum"
    Sheet4.Cells(k, 4) = "dP"
    Sheet4.Cells(k, 5) = "Gamma"
'Cal gamma compression
'Call CalGamma(3000, 3300, gamma)
'GammaC = gamma

```

```
'Call CalGamma(4000, 4400, gamma)
```

```
GammaE = gamma
```

```
'For i = 3300 To 4200
```

```
For i = 1650 To 2100
```

```
    k = k + 1
```

```
        V0 = Sheet2.Cells(i - 1, 2)
```

```
        V1 = Sheet2.Cells(i, 2)
```

```
        V2 = Sheet2.Cells(i + 1, 2)
```

```
        dV = (V2 - V1) / 2 + (V1 - V0) / 2
```

```
        P0 = 100000 * Sheet5.Cells(i - 1, j)
```

```
        P1 = 100000 * Sheet5.Cells(i, j)
```

```
        P2 = 100000 * Sheet5.Cells(i + 1, j)
```

```
        dP = (P2 - P1) / 2 + (P1 - P0) / 2
```

```
        'If i < 4000 Then
```

```
        If i < 2000 Then
```

```
            gamma = GammaC
```

```
        Else
```

```
            gamma = GammaE
```

```
        End If
```

```
        gamma = 1.33
```

```
'Call CalGamma(i - 10, i + 10, gamma)
```

```
        c1 = gamma / (gamma - 1)
```

```
        c2 = 1 / (gamma - 1)
```

```
        'dQ = 10 * (c1 * P1 * dV + c2 * V1 * dP)
```

```
        dQ = 5 * (c1 * P1 * dV + c2 * V1 * dP)
```

```
        'Qsum = Qsum + dQ * 0.1
```

$Q_{sum} = Q_{sum} + dQ * 0.2$

'find Q_{max}, CAQ_{max}

If ($Abs(Q_{sum}) > Q_{max}$) Then

$Q_{max} = Q_{sum}$

' $CAQ_{Max} = i * 0.1$

$CAQ_{Max} = i * 0.2$

End If

'find P_{max}, CAP_{max}

If ($P2 / 100000\# > P_{max}$) Then

$P_{max} = P2 / 100000\#$

' $CAP_{max} = i * 0.1$

$CAP_{max} = i * 0.2$

End If

'find $dP_{max}, CAdP_{max}$

' $dP = dP * 10$

$dP = dP * 5$

If ($dP / 100000\# > dP_{max}$) Then

$dP_{max} = dP / 100000\#$

' $CAdP_{Max} = i * 0.1$

$CAdP_{Max} = i * 0.2$

End If

' $Sheet4.Cells(k, 1) = i * 0.1$

$Sheet4.Cells(k, 1) = i * 0.2$

$Sheet4.Cells(k, 2) = dQ$

```

Sheet4.Cells(k, 3) = Qsum
Sheet4.Cells(k, 4) = dP
Sheet4.Cells(k, 5) = gamma
'Sheet9.Cells(i - 2998, j + 1) = dV
Next i

```

```

Qtotal = Qsum
Qsum = 0
CA10 = 1000
CA50 = 1000
CA90 = 1000
CA1090 = 1000
k = 1
'For i = 3300 To 4200
For i = 1650 To 2100
    k = k + 1
    dQ = Sheet4.Cells(k, 2)
    'Qsum = Qsum + dQ * 0.1
    Qsum = Qsum + dQ * 0.2
    'If (Qsum / Qmax >= 0.1) And CA10 = 1000 Then CA10 = i * 0.1
    'If (Qsum / Qmax >= 0.5) And CA50 = 1000 Then CA50 = i * 0.1
    'If (Qsum / Qmax >= 0.9) And CA90 = 1000 Then CA90 = i * 0.1
    If (Qsum / Qmax >= 0.1) And CA10 = 1000 Then CA10 = i * 0.2
    If (Qsum / Qmax >= 0.5) And CA50 = 1000 Then CA50 = i * 0.2
    If (Qsum / Qmax >= 0.9) And CA90 = 1000 Then CA90 = i * 0.2
Next i

```

```

CA1090 = CA90 - CA10
Sheet6.Cells(1, 8) = "CA10"
Sheet6.Cells(1, 9) = "CA50"

```

```

Sheet6.Cells(1, 10) = "CA90"
Sheet6.Cells(1, 11) = "CA1090"
Sheet6.Cells(1, 12) = "Qtotal"
Sheet6.Cells(1, 13) = "CAQMax"
Sheet6.Cells(1, 14) = "QMax"
Sheet6.Cells(1, 15) = "CAPMax"
Sheet6.Cells(1, 16) = "PMax"
Sheet6.Cells(1, 17) = "CAdPmax"
Sheet6.Cells(1, 18) = "dPMax"
Sheet6.Cells(1, 19) = "GammaC"
Sheet6.Cells(1, 20) = "GammaE"

Sheet6.Cells(2, 8) = CA10
Sheet6.Cells(2, 9) = CA50
Sheet6.Cells(2, 10) = CA90
Sheet6.Cells(2, 11) = CA1090
Sheet6.Cells(2, 12) = Qtotal
Sheet6.Cells(2, 13) = CAQMax
Sheet6.Cells(2, 14) = Qmax
Sheet6.Cells(2, 15) = CAPmax
Sheet6.Cells(2, 16) = Pmax
Sheet6.Cells(2, 17) = CAdPMax
Sheet6.Cells(2, 18) = dPmax
Sheet6.Cells(2, 19) = GammaC
Sheet6.Cells(2, 20) = GammaE

```

End Sub

4. โค้ดโปรแกรมคำนวณค่า $IMEP_n$

```

Private Sub btnIMEP_Click()
Dim    IMEP(150)
'Dim V1(7300), V2(7300), P1, P2
Dim    V1(4000), V2(4000), P1, P2
Vd = Sheet1.Cells(6, 2)
'For i = 1 To 7199
For i = 1 To 3599
    V1(i) = Sheet2.Cells(i, 2)
    V2(i) = Sheet2.Cells(i + 1, 2)
Next i
For j = 1 To 150
    IMEP(j) = 0
    'For i = 1 To 7200
    For i = 1 To 3600
        P1 = Sheet3.Cells(i + 1, j)
        P2 = Sheet3.Cells(i + 2, j)
        IMEP(j) = IMEP(j) + P2 * (V2(i + 1) - V1(i + 1)) / Vd
    Next i
    Sheet6.Cells(j + 1, 1) = j
    Sheet6.Cells(j + 1, 2) = IMEP(j)
Next j
End Sub

```

5. โค้ดโปรแกรมคำนวณค่า $IMEP_g$

```

Private Sub btnIMEPg_Click()
Dim IMEPg(150)
'Dim V1(7300), V2(7300), P1, P2
Dim V1(4000), V2(4000), P1, P2
Vd = Sheet1.Cells(6, 2)
'For i = 1 To 7199
For i = 901 To 2701
    V1(i) = Sheet2.Cells(i, 2)
    V2(i) = Sheet2.Cells(i + 1, 2)
Next i
    For j = 1 To 150
        IMEPg(j) = 0
        'For i = 1 To 7200
        For i = 901 To 2701
            P1 = Sheet3.Cells(i + 1, j)
            P2 = Sheet3.Cells(i + 2, j)
             $IMEPg(j) = IMEPg(j) + P2 * (V2(i + 1) - V1(i + 1)) / Vd$ 
        Next i
        Sheet7.Cells(j + 1, 1) = j
        Sheet7.Cells(j + 1, 2) = IMEPg(j)
    Next j
End Sub

```



ภาคผนวก ง

สมการความสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานรวมถึงมลพิษ
ที่ออกจากเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

1. สมการความสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อ CH_4

$$\begin{aligned} \text{CH}_4 = & 2.83\text{E}+04 - 326 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6)^2 + 395 * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33)^2 \\ & + 166 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) + 4.8\text{E}+03 \\ & * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) + 224 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) \\ & * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) - 380 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) \\ & - 552 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) + 476 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) \\ & * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) - 1.06\text{E}+03 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) - 1.07\text{E}+03 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) \\ & + 466 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) + 4.4\text{E}+03 * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) - 2.42\text{E}+04 \end{aligned}$$

2. สมการความสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อ NO_x

$$\begin{aligned} \text{NO}_x = & 444 + 5.62 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538)^2 + 9.73 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6)^2 \\ & + 5.65 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) + 12.9 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) \\ & * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) - 12.8 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) \\ & - 3.59 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) + 5.95 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) \\ & * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) + 24.6 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) + 12.2 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) - 15.9 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) \\ & - 8.85 * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) - 435 \end{aligned}$$

3. สมการความสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อ Thermal efficiency

$$\begin{aligned} \text{EFF} = & 74.3 - 0.426 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538)^2 - 0.95 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6)^2 \\ & - 0.98 * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33)^2 - 0.52 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) \\ & + 6.6 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) - 0.423 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) \\ & + 0.815 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) + 1.37 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) \\ & - 0.704 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) + 4.09 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) - 0.703 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) \\ & - 0.975 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) - 56.7 \end{aligned}$$

4. สมการความสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อ Start of combustion (CA10)

$$\begin{aligned} \text{CA10} = & 33.9 - 0.116 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538)^2 - 0.396 * ((\text{valve timing} - (19)) / \\ & 15.6)^2 + 0.88 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73)^2 - 0.286 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207 \\ &) * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) + 0.2 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{valve timing} - (19)) \\ &) / 15.6 - 0.216 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) - 0.299 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) - 0.284 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) + 0.191 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) + 0.185 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) - 1.61 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) - 0.898 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) + 2.59 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) + 1.37 * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) - 35.3 \end{aligned}$$

5. สมการความสัมพันธ์ของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลกระทบต่อ dP/dCA

$$\begin{aligned} \text{dP/dCA} = & 14.4 + 0.217 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538)^2 + 0.337 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6)^2 + 0.181 * ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) + 0.125 * \\ & ((\text{speed} - (2.01\text{E}+03)) / 207) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) + 0.424 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) + 0.168 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) - 0.136 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) \\ & + 0.123 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) + 0.876 * ((\text{IMEPn} - (2.95)) / 0.538) + 0.635 * ((\text{valve timing} - (19)) / 15.6) - 0.5 * ((\text{inj timing} - (37.8)) / 8.73) - 0.44 * ((\text{en ratio} - (70.2)) / 5.33) - 12 \end{aligned}$$

ประวัติการศึกษา และการทำงาน

ชื่อ –นามสกุล	ธนันชัย เตพิมลรัตน์
วัน เดือน ปี ที่เกิด	28 มิถุนายน 2529
สถานที่เกิด	เขตลาดกระบัง จังหวัดกรุงเทพมหานคร
ประวัติการศึกษา	ปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์