ใบรับรองวิทยานิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญา

วิศวกรรมเครื่องกล วิศวกรรมเครื่องกล

สาขา **ภาควิชา**

เรื่อง ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และการเตรียมส่วนผสมไอดีต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะภาระงานบางส่วน

Effects of Coolant Temperature and Intake Mixture Preparation on Diesel Dual Fuel Engine Operating Characteristics under Part Load

นามผู้วิจัย นายกิตติศักดิ์ คำสินลา

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก ....

(อาจารย์ธเนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D.)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม ....

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์เอกไท วิโรจน์สกุลชัย, Ph.D.)

หัวหน้าภาควิชา ....

(รองศาสตราจารย์ชวลิต กิตติชัยการ, Ph.D.)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

....

(รองศาสตราจารย์กัญจนา ธีระกุล, D.Agr.)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ .... **เดือน** .... **พ.ศ.** ....

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และการเตรียมส่วนผสมไอดีต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะภาระงานบางส่วน

Effects of Coolant Temperature and Intake Mixture Preparation on Diesel Dual Fuel Engine Operating Characteristics under Part Load

โดย

นายกิตติศักดิ์ คำสินลา

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)
พ.ศ. 2554

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

กิตติศักดิ์ คำสินลา 2554: ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และการเตรียมส่วนผสมไอดีต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะภาระงานบางส่วน ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: อาจารย์ธเนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D. 103 หน้า

เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (Diesel Dual Fuel, DDF) ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงผสมล่วงหน้า เป็นเครื่องยนต์ทางเลือกหนึ่งสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล การทำงานของเครื่องยนต์ DDF มีความซับซ้อนเนื่องจากมีตัวแปรหลายตัวส่งผลต่อการทำงานของเครื่องยนต์ ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติที่มีต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF

ในการศึกษาได้ทำการปรับอุณหภูมิอากาศ 30°C - 60°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 45°C - 95°C และอัตราส่วนโดยพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดอยู่ระหว่าง 60% - 80% โดยทดสอบบนเครื่องยนต์ Toyota 2KD FTV ขนาดความจุ 2,494 cc ภายใต้สภาวะการทำงานคงตัวที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 รอบต่อนาที โดยควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงทั้งหมดในแต่ละสภาวะที่ส่วนผสมบาง (lambda = 1.6) และมีจังหวะมุมการฉีดดีเซล 30° - 50° ก่อนศูนย์ตายบน

ผลการทดลองพบว่าเมื่อเปรียบเทียบกับการทำงานแบบดีเซลที่สภาวะการทำงานเดียวกัน การทำงานแบบ DDF ปล่อยสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์สูงกว่าอย่างชัดเจน ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ต่ำกว่า แต่สำหรับการทำงานแบบ DDF จะมีปริมาณสารมลพิษอนุภาค และออกไซด์ของไนโตรเจนต่ำมาก การปรับอุณหภูมิอากาศขาเข้าจาก 30°C ไป 60°C นั้นส่งผลให้อุณหภูมิที่ท่อร่วมไอดีเพิ่มขึ้นเพียงไม่เกิน 12°C เนื่องจากการทำงานในโหมด DDF มีการใช้ EGR (ซึ่งร้อนกว่าอากาศ) ในปริมาณที่สูง การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทำให้ส่วนผสมจุดระเบิดยากขึ้น ซึ่งส่งผลให้การความล่าช้าในการจุดระเบิดมากขึ้นและทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีแนวโน้มลดลง สำหรับการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ไป 50° BTDC นั้นส่งผลให้ส่วนผสมจุดระเบิดยากขึ้นซึ่งคาดว่าเป็นผลจากการที่มีสัดส่วนที่มีการผสมล่วงหน้าเพิ่มขึ้นซึ่งไปลดบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงลง และการปรับลดสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติจาก 80% ไป 60% นั้นช่วยให้ส่วนผสมจุดระเบิดได้ง่ายขึ้น ลดอุณหภูมิเฉลี่ยของส่วนผสมในขณะการจุดระเบิดลง และยังช่วยลดปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนลงอย่างชัดเจน

_________________ _________________________ ___ / ___ / ___

ลายมือชื่อนิสิต ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Kittisak Kamsinla 2011: Effects of Coolant Temperature and Intake Mixture Preparation on Diesel Dual Fuel Engine Operating Characteristics under Part Load. Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Mr. Tanet Aroonsrisopon, Ph.D. 103 pages.

A diesel dual fuel (DDF) using natural gas as a premixed fuel has been regarded as an alternative for conventional diesel engines. The DDF operation is subtle and involves many engine parameters. The current research investigated effects of intake air temperature, coolant temperature, and ratios of natural gas utilization on operating characteristics of a DDF engine.

In this study, the intake air temperature was varied from 30°C to 60°C, coolant temperature was varied from 45°C to 95°C and the natural gas amount was varied from 60% to 80% by energy to the total fuel. All experiments were performed in a 2494-cc Toyota 2KD-FTV under steady-state condition at 1900 and 2400 rpm. Under these engine conditions, all fuel supply was controlled constant, where the corresponding lambda of the charge mixture was 1.6. The diesel injection timing was varied from 30° to 50° BTDC.

By comparing with conventional diesel operations under the same conditions, results showed that DDF operations produced significantly greater engine-out HC and CO emissions. This resulted in a decrease in the combustion efficiency. On the other hand, the DDF operating mode produced very low engine-out smoke and NOx emissions. Raising the intake air temperature from 30°C to 60°C caused the mixture temperature at the intake manifold to increase no greater than 12°C as a result of high EGR (hotter than the intake air) regulation. Lowering the coolant temperature caused the charge to be more difficult to autoignite, the start of combustion to retard and the combustion efficiency to decrease. As the diesel injection timing was advanced from 30° to 50° BTDC, it was more difficult for the charge to ignite. It was expected that the mixture contained more premixed portion which reduced hot zones in the mixture. Furthermore, reducing the fraction of natural gas utilization from 80% to 60% helped promote the autoignition of the charge, reduce the mass-averaged temperature during the start of combustion, and decrease the engine-out HC emissions significantly.

________________________ ________________________ ___ / ___ / ___

Student's signature Thesis Advisor's signature

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณ อ.ดร.ธเนศ อรุณศรีโสภณ ประธานกรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.เอกไท วิโรจน์สกุลชัย กรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้คำปรึกษาและข้อแนะนำเกี่ยวกับทฤษฎีการทำงานของเครื่องยนต์ ตลอดจนการตรวจแก้ไขวิทยานิพนธ์จนกระทั่งเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบคุณ ดร.กฤษฎา วรรณทอง ฝ่ายเทคนิคพลังงานประยุกต์และเครื่องยนต์ทดสอบ สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. จังหวัดอยุธยา สำหรับที่ให้ความเอื้อเฟื้อได้ใช้อุปกรณ์และห้องทดสอบเครื่องยนต์ทั้งหมด ทีมนักวิจัย และนิสิตมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์อันได้แก่ คุณธนันชัย เตพิมลรัตน์ คุณอนิรุทธิ์ น้อยเพ็ง คุณณภูมี ไวทยะพัธน์ และคุณกาญจนะ ชาวบ้านเกาะ สำหรับการติดตั้งและแก้ไขปัญหาห้องทดสอบ คุณกิตติพงษ์ เยาวาจาสำหรับการพัฒนาโปรแกรมเพื่อควบคุมตัวแปรในการทดสอบเครื่องยนต์ ทีมงานวิศวกรจากบริษัท AVL SEA & Australia CO., Ltd. สำหรับคำปรึกษาเรื่องการใช้งานอุปกรณ์ และทีมช่าง ปตท. สำหรับความช่วยเหลือในการติดตั้งและซ่อมบำรุงอุปกรณ์วิจัย และห้องปฏิบัติการวิจัย

ด้วยความดีหรือประโยชน์อันใดเนื่องจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ขอมอบแด่คุณพ่อ คุณแม่ ที่ได้อบรมและให้กำลังใจผู้วิจัยมาตลอดในทุกเรื่อง

กิตติศักดิ์ คำสินลา

กันยายน 2554

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญ

หน้า

สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(4)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(7)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	4
อุปกรณ์และวิธีการ	24
อุปกรณ์	24
วิธีการ	27
ผลและวิจารณ์	41
สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	74
สรุปผลการทดลอง	74
ข้อเสนอแนะ	75
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	76
ภาคผนวก	81
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	103

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	รายละเอียดเครื่องยนต์	25
2	คุณสมบัติเครื่องเพลิง	25
3	การการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้า 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	32
4	ตารางการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	33
5	ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 60% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	34
6	ตารางการดำเนินงาน	40

ตารางผนวกที่

1	องค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติ	82
2	การทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้า 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle, ดีเซล 2.9 mg/cycle	83
3	การทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าที่ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 10.1 mg/cycle, ดีเซล 3.3 mg/cycle	83
4	ตารางการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle, ดีเซล 2.9 mg/cycle	84
5	ตารางการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 10.07 mg/cycle, ดีเซล 3.33 mg/cycle	84
6	ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 60% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	85

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางผนวกที่		หน้า
7	ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 70% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	85
8	ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 80% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9.7 mg/cycle, ดีเซล 1.9 mg/cycle	86
9	ข้อมูลอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้	86
10	ข้อมูลอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งปิดวาล์วไอดี จากโปรแกรม Boost	89
11	ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 2.9 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle	91
12	ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 3.33 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 10.07 mg/cycle	92
13	ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 2.9 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle	93
14	ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 3.33 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 10.07 mg/cycle	94

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	กลไกการเกิดมลพิษ ได้แก่ HC, CO และ NO ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ	5
2	ความดันในกระบอกสูบ อัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง	8
3	ช่วงเวลาต่างๆ ของการเผาไหม้	9
4	สรุปกลไกการเกิดมลพิษในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงในช่วงการเผาไหม้ที่ผสมไว้ก่อนแล้ว (premixed) และช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมด้วยการผสม (mixing controlled)	11
5	การทำงานของเครื่องยนต์ที่มีส่วนผสมเป็นเนื้อเดียวกันและจุดระเบิดด้วยการอัด	12
6	แผนภาพอุปกรณ์เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม	14
7	ความดันในกระบอกสูบของการทำงานแบบเครื่องยนต์ดีเซลและการทำงานแบบ DDF	14
8	สารมลพิษในเครื่องยนต์ DDF กับเครื่องยนต์ดีเซล	15
9	ความดันในกระบอกสูบและมุมเพลาข้อเหวี่ยงเมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอดี	17
10	อุณหภูมิในกระบอกสูบต่อมุมเพลาข้อเหวี่ยง ที่ตำแหน่งก่อนเกิดการเริ่มต้นการเผาไหม้	18
11	สารมลพิษ CO, HC และ NOx ในเครื่องยนต์ DDF เมื่อปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศ	19
12	อัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อนเมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	21
13	ผลกระทบของไฮโดรคาร์บอน ออกไซด์ของไนโตรเจน และ CA50 เมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	21
14	ผลกระทบของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเมื่อเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด	22
15	เครื่องควบคุมอุณหภูมิอากาศ	26
16	PID ของเครื่องควบคุมอุณหภูมิอากาศ	26

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่ หน้า

17 แผนผังการทำงานของเครื่องยนต์ 27

18 กราฟข้อมูล NEDC ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และช่วงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นโดยประมาณ 28

19 กราฟ NEDC ระหว่างความเร็ว (กม.ต่อชม.) กับเวลา (วินาที) 30

20 กราฟ NEDC ระหว่างความเร็วรอบเครื่องยนต์ (รอบต่อนาที) กับเวลา (วินาที) 31

21 กราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่แสดงระยะการเกิด LTHR และ HTHR ของเครื่องยนต์ HCCI 38

22 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่ง ระหว่างการทำงานแบบ DDF และดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที 42

23 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่ง ระหว่างการทำงานแบบ DDF และดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที 42

24 ปริมาณสารมลพิษระหว่างการทำงานแบบ DDF และดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที 43

25 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิไอดีเมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 44

26 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 44

27 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อสัดส่วนการใช้ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 45

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
28	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิ IVC จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	45
29	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	46
30	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 45 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	46
31	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	47
32	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิในกระบอกสูบ จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	47
33	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ COV ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	48
34	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	49
35	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	50

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่ หน้า

36 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อส่วนสัดระหว่าง CH_4 ต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 50

37 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ CO ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 51

38 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ NO_x ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 51

39 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อสารอนุภาคในไอเสีย ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 52

40 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ dP/dCA ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 53

41 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ = 8.5 mg/cycle, ดีเซล = 2.8 mg/cycle 54

42 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อสัดส่วนการใช้ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ = 8.5 mg/cycle, ดีเซล = 2.8 mg/cycle 55

43 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ IVC จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle 55

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่ | หน้า

ภาพที่		หน้า
44	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	56
45	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 45 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	56
46	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	57
47	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิในกระบอกสูบ จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	57
48	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ COVimep เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	58
49	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	58
50	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	59
51	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CH_4 ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	60

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
52	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CO ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	60
53	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ NO_x ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	61
54	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออนุภาคในไอเสีย ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	61
55	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ dP/dCA เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle	62
56	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	63
57	ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อสัดส่วนการใช้ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	63
58	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ IVC จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	64
59	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 35° ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (ก) ก๊าซธรรมชาติ 7.2 mg/cycle, ดีเซล 3.7 mg/cycle (ข) ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle (ค) ก๊าซธรรมชาติ 9.7 mg/cycle, ดีเซล 1.9 mg/cycle	65
60	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	66

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่ หน้า

ภาพที่		หน้า
61	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิในกระบอกสูบ จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35° ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (ก) ก๊าซธรรมชาติ 7.2 mg/cycle, ดีเซล 3.7 mg/cycle (ข) ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle (ค) ก๊าซธรรมชาติ 9.7 mg/cycle, ดีเซล 1.9 mg/cycle	67
62	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ COVimep เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	68
63	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	68
64	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	69
65	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CH4 ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	69
66	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CO ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	70
67	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ NOx ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	70
68	ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ dP/dCA เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)	71

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่		หน้า
1	กราฟการเลือกจังหวะการฉีดดีเซลที่ %ER 60 - 80	96
2	AC Dynamometer	96
3	ตารางรายละเอียดของ Dynamometer แต่ละรุ่น	99
4	Coolant condition	100
5	เครื่องควบคุมอุณหภูมิ และอ่านค่าอัตราการไหลของเชื้อเพลิง	102
6	ตารางข้อมูลเชิงเทคนิคของเครื่องควบคุมอุณหภูมิและอ่านค่าอัตราการไหลของเชื้อเพลิง	102

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A/F	=	อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง
B_2	=	น้ำมันดีเซลที่ประกอบไปด้วย biodiesel 2%
CH_4	=	สารมลพิษมีเทน (ppm)
CO	=	สารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์ (Vol%)
CO_2	=	สารมลพิษคาร์บอนไดออกไซด์ (Vol%)
COVimep	=	ความแปรปรวนของความดันในกระบอกสูบ
CI	=	การจุดระเบิดด้วยการอัด
D	=	ดีเซล
DDF	=	ระบบเชื้อเพลิงร่วม
EGR	=	ระบบวนไอเสียกลับมาเผาไหม้
HC	=	สารมลพิษไฮโดรคาร์บอน (ppmC)
HCCI	=	Homogeneous charge compression ignition
mg/st	=	หน่วยอัตราการใช้เชื้อเพลิง มิลลิกรัมต่อวัฏจักรการทำงาน
NEDC	=	วัฏจักรการขับขี่รถยนต์ตามมาตรฐาน New European Driving Cycle
N Engine	=	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (รอบต่อนาที)
NO	=	ไนโตรเจนออกไซด์ (ppm)
NO_x	=	สารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน (ppm)
NG	=	ก๊าซธรรมชาติ
ppm	=	หนึ่งส่วนในล้านส่วน (part per million)
ppmC	=	หนึ่งส่วนในล้านส่วนของคาร์บอน 1 อะตอม
T	=	อุณหภูมิ (°C)
SOC	=	ตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้
SOI	=	จังหวะมุมการฉีดดีเซล (องศาก่อนศูนย์ตายบน)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และการเตรียมส่วนผสมไอดีต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะภาระงานบางส่วน

Effects of Coolant Temperature and Intake Mixture Preparation on Diesel Dual Fuel Engine Operating Characteristics under Part Load

คำนำ

ในปัจจุบันราคาน้ำมันดีเซลถีบตัวสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้เชื้อเพลิงทางเลือกถูกนำมาใช้เครื่องยนต์ดีเซลมากขึ้น ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกประเภทหนึ่งที่กำลังนิยมใช้กันอยู่ในปัจจุบัน ด้วยราคาของเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่น อีกทั้งยังสะดวกแก่การใช้งาน ถึงอย่างไรก๊าซธรรมชาตินั้นมีอุณหภูมิการจุดระเบิดด้วยตัวเองสูงกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากองค์ประกอบส่วนใหญ่เป็นมีเทนมากกว่า 70% การฉีดน้ำมันดีเซลในช่วงจังหวะอัดเป็นอีกเทคนิคเพื่อเอื้ออำนวยแก่การจุดระเบิดของส่วนผสม การทำงานของเครื่องยนต์ DDF นั้นคล้ายคลึงกับการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI ซึ่งมีลักษณะการทำงานผสมผสานระหว่างเครื่องยนต์ SI และเครื่องยนต์ CI (Iida *et al.*, 2001; Iverson, 2003; Easley *et al.*, 2001) การทำงานของเครื่องยนต์ DDF มีความซับซ้อนและขึ้นกับหลายตัวแปร อันได้แก่ อุณหภูมิอากาศ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น สัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติ จังหวะการฉีดดีเซล หรืออัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ เป็นต้น

เมื่อพิจารณาสารมลพิษที่ออกมากับไอเสียเครื่องยนต์ DDF พบว่ามีปริมาณสารมลพิษจำพวกไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์สูง ในทางกลับกันสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนและสารมลพิษอนุภาคมีปริมาณต่ำ เมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซล (Tomita, *et al.*, 2009; Rao, 2010) จากตัวอย่างงานวิจัยของ Torregrosa *et al.*, 2006; Rao *et al.*, 2010; Ada Alla *et al.*, 2001; Papagiannakis *et al.*, 2010 แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิอากาศ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติ เป็นปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ในงานวิจัยนี้มุ่งเน้นศึกษาปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF โดยการปรับอุณหภูมิอากาศในช่วง 30°C - 60°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 45°C - 95°C และอัตราส่วนพลังงานก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 60% - 80% ทดสอบบนเครื่องยนต์ DDF ที่ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ Toyota 2KD FTV 2,494 cc ภายใต้สภาวะการทำงานคงตัวที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 รอบต่อนาที โดยควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงคงที่ในแต่ละสภาวะ ที่ส่วนผสมบาง (Lambda = 1.6) จังหวะการฉีดดีเซล 30° - 50° ก่อนศูนย์ตายบน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วัตถุประสงค์

1. เปรียบเทียบคุณลักษณะการทำงาน และสารมลพิษระหว่างการทำงานแบบ DDF และดีเซล

2. ศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้า ที่จังหวะการฉีดดีเซลต่างๆ ที่มีต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF

3. ศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่มีต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF

4. ศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานระหว่างเชื้อเพลิง 2 ชนิดที่มีต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การตรวจเอกสาร

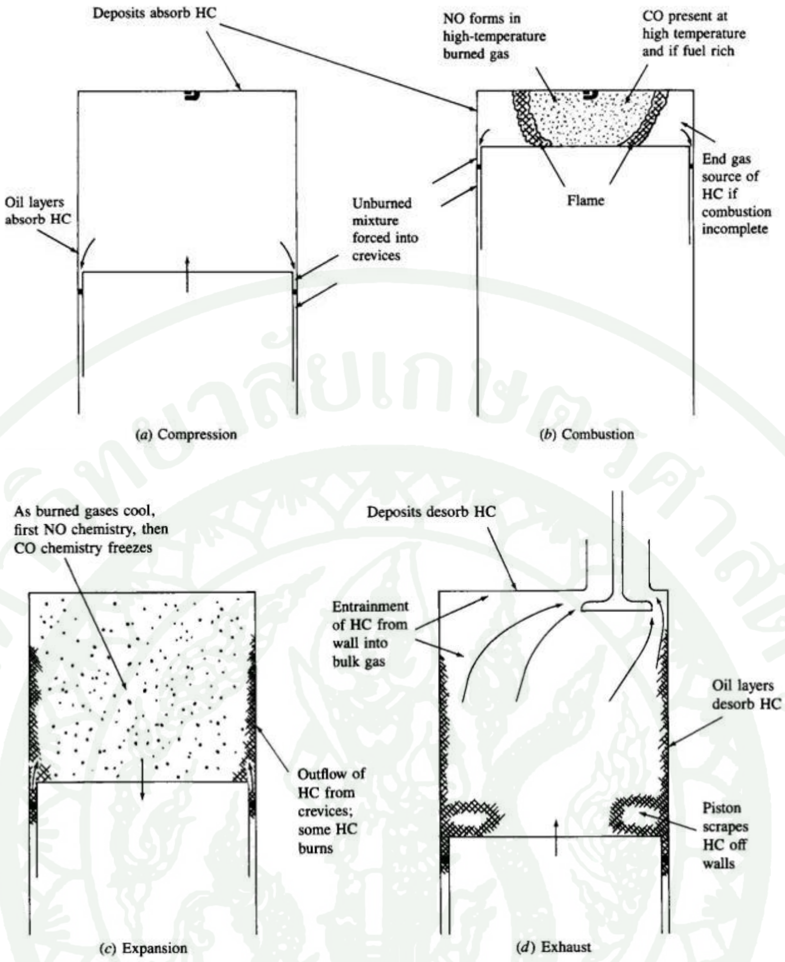
เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (Diesel Dual Fuel, DDF) เป็นเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในทางเลือกหนึ่งสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล โดยมีหลักการทำงานบางประการที่คล้ายคลึงกับเครื่องยนต์ HCCI ซึ่งมีลักษณะการทำงานผสมผสานระหว่างเครื่องยนต์ SI กับเครื่องยนต์ CI ดั้งนั้นก่อนที่จะทำความเข้าใจเกี่ยวกับหลักการทำงานของเครื่องยนต์ DDF จะกล่าวถึงหลักการทำงานของเครื่องยนต์ SI เครื่องยนต์ CI และเครื่องยนต์ HCCI ก่อน

การเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

หลักการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI) เชื้อเพลิงและอากาศถูกผสมเข้าด้วยกันช่วงจังหวะดูด โดยมีอัตราส่วนผสมของอากาศต่อเชื้อเพลิงใกล้เคียงกับค่าทางทฤษฎี (Stoichiometric Air Fuel Ratio) การเผาไหม้เริ่มต้นขึ้นที่ช่วงปลายของการอัด โดยที่เครื่องยนต์จะปล่อยประกายไฟจากหัวเทียน ทำให้ส่วนผสมเกิดการเผาไหม้ (Heywood, 1988)

ไอเสียของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟโดยทั่วไปประกอบด้วยสารที่เป็นมลพิษหลัก ได้แก่ ออกไซด์ของไนโตรเจน (NOx) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้หรือเผาไหม้ไปบางส่วน (HC) ซึ่งสารมลพิษเหล่านี้จะมีกลไกการเกิดดังแสดงในภาพที่ 1 (Heywood, 1988)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 1 กลไกการเกิดมลพิษ ได้แก่ HC, CO และ NO ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

ที่มา: Heywood (1988)

ออกไซด์ของไนโตรเจน (NOx) ประกอบไปด้วยไนทริกออกไซด์ (NO) และไนโตรเจน-ไดออกไซด์ (NO_2) โดยที่ไนทริกออกไซด์ (NO) เกิดขึ้นในสารที่เผาไหม้แล้วซึ่งมีอุณหภูมิสูง ($T>1800K$) และความดันสูง โดยปฏิกิริยาเคมีของไนโตรเจน (N_2) และออกซิเจน (O_2) ซึ่งไม่อยู่ในสภาวะสมดุลเคมี อัตราการเกิด NO จะสูงขึ้นอย่างทวีคูณเมื่ออุณหภูมิของสารที่เผาไหม้แล้วสูงขึ้น (Heywood, 1988)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สำหรับคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) นั้นจะเกิดขึ้นในระหว่างการเผาไหม้ โดยเกิดขึ้นบริเวณส่วนผสมหนา (Fuel rich) เนื่องจากบริเวณดังกล่าวมีออกซิเจน (O_2) ไม่เพียงพอที่คาร์บอนมอนอกไซด์จะเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชั่น (Oxidation) กลายเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ซึ่งปฏิกิริยาการก่อตัวของคาร์บอนไดออกไซด์นั้นต้องมีอุณหภูมิสูงกว่า 1500 K สำหรับในเครื่องยนต์ Premixed Charge (ผสมล่วงหน้า) Quenching effects เป็นปัจจัยสำคัญในการเกิดคาร์บอนมอนอกออกไซด์ เกิดบริเวณใกล้ผนังซึ่งมีอุณหภูมิต่ำ ทำให้บริเวณดังกล่าวมีอุณหภูมิต่ำไม่เพียงพอสำหรับปฏิกิริยาออกซิเดชั่นการเปลี่ยนแปลง CO เป็น CO_2 (Heywood, 1988)

ส่วนการเกิดไฮโดรคาร์บอน (HC) จะมาจากแหล่งต่างๆหลายแหล่ง แหล่งแรกมาจากสารไฮโดรคาร์บอนที่หลบอยู่ในช่องว่างต่างๆ เช่นระหว่างลูกสูบกับผนังห้องเผาไหม้ ซึ่งบริเวณดังกล่าวเปลวไฟไม่สามารถเข้าถึงทำให้ไม่เกิดการเผาไหม้ของสารไฮโดรคาร์บอน เนื่องจากทางเข้าช่องแคบระหว่างลูกสูบกับผนังห้องเผาไหม้แคบเกินกว่าที่เปลวไฟจะเข้าไปได้ ห้องแหล่งที่สองคือบริเวณใกล้ผนังห้องเผาไหม้ ซึ่งบริเวณดังกล่าวมีการถ่ายเทความร้อนระหว่างห้องเผาไหม้กับน้ำหล่อเย็น ทำให้มีอุณหภูมิต่ำ ทำให้บริเวณดังกล่าวไม่เกิดการเผาไหม้ของสารไฮโดรคาร์บอน แหล่งที่สามเกิดจากชั้นของน้ำมันหล่อลื่นที่อยู่บนผนังห้องเผาไหม้ดูดซับไฮโดรคาร์บอนไว้ แหล่งที่สี่เกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ (Incomplete combustion) ของสารไฮโดรคาร์บอน (Heywood, 1988)

Ruetten *et al.* (2004) ได้ทดสอบเครื่องยนต์ Audi A6 1.8 ลิตร เทอร์โบชาร์จเจอร์ ในแบบ NEDC โดยใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง พบว่าคาร์บอนไดออกไซด์ลดลงประมาณ 35% เนื่องมาจากความแตกต่างของคุณสมบัติของเชื้อเพลิง และมีออกไซด์ของไนโตรเจนลดลงประมาณ 50% เมื่อเทียบกับการใช้แก๊สโซลีนที่สภาวะเดียวกัน

Catania *et al.* (2004) ได้ทำการทดสอบเครื่องยนต์ SI ที่ภาระงาน (bmep) 2 – 8 bar โดยใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง ทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2000 – 5500 รอบต่อนาที อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสัมพัทธ์ (λ) 0.8 – 1.6 จากการทดสอบพบว่าที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เท่ากับ 1 มีค่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุด ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับภาระงานและความเร็วรอบเครื่องยนต์ด้วย และพบว่าปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนสำหรับเครื่องยนต์ SI ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติมีปริมาณต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับที่ใช้แก๊สโซลีนประมาณ 25% เนื่องมาจากอุณหภูมิในการเผาไหม้ลดลง

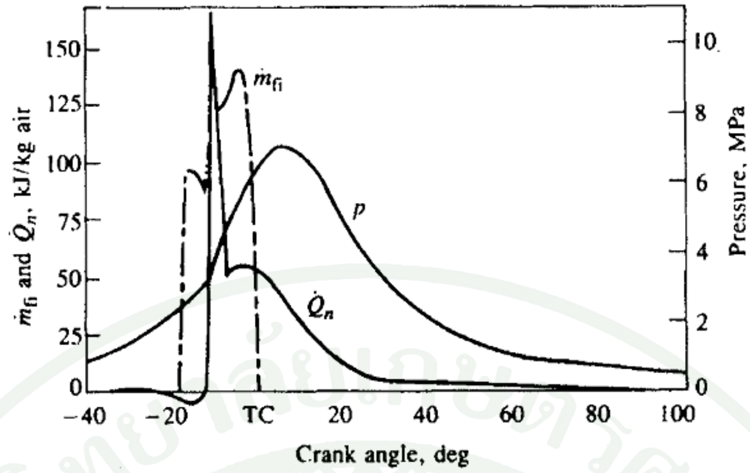
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

หลักการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดหรือเครื่องยนต์ดีเซล (CI) ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (direct-injection system, DI system) เชื้อเพลิงดีเซลจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ โดยระบบฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ปลายของจังหวะอัดก่อนเริ่มต้นการเผาไหม้เล็กน้อย ตามปกติแล้วเชื้อเพลิงดีเซลจะถูกฉีดเข้าไปด้วยความเร็วสูงโดยผ่านรูหัวฉีดรูเดียวหรือหลายรู เมื่อเชื้อเพลิงดีเซลผ่านพ้นปลายของหัวฉีดก็จะแตกเป็นละอองฝอยและพุ่งเข้าไปในห้องเผาไหม้แล้วระเหยและผสมกับอากาศที่มีอุณหภูมิและความดันสูงที่อยู่ในห้องเผาไหม้ เนื่องจากอุณหภูมิและความดันของอากาศสูงกว่าการจุดระเบิดของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ การจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศเกิดขึ้น ความดันในกระบอกสูบก็จะเพิ่มขึ้น การเผาไหม้ก็จะเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว นอกจากนี้ เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วเวลาในการระเหยของเชื้อเพลิงที่เหลือก็จะลดลงด้วย สำหรับการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลก็จะมีต่อเนื่องไปจนกระทั่งปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องการ ได้เข้าไปในห้องเผาไหม้แล้ว ส่วนกระบวนการแตกเป็นละอองฝอย การระเหย การผสมระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลกับอากาศ และการเผาไหม้ ก็จะมีต่อเนื่องไปจนกระทั่งเชื้อเพลิงทั้งหมดได้ผ่านแต่ละกระบวนการดังกล่าว เปลวไฟจะแผ่ขยายอย่างรวดเร็วผ่านลำเชื้อเพลิงที่ยังคงฉีดอยู่และผสมกับอากาศที่เหลืออยู่ เพื่อให้การเผาไหม้เกิดขึ้นในขณะที่จังหวะขยายตัวกำลังดำเนินไป ตลอดจนเท่าที่กระบวนการเผาไหม้ยังคงมีอยู่ (Heywood, 1988)

รูปแบบของกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด สามารถกำหนดและอธิบายได้จากการศึกษาภาพถ่ายของกระบวนการเผาไหม้และการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบ ในช่วงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น โดยทั่วไปจะใช้อัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat Release Rate) ที่คำนวณมาจากข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาข้อเหวี่ยงต่างๆ เป็นตัวกำหนดรูปแบบของการเผาไหม้ ซึ่งอัตราการปลดปล่อยความร้อน คืออัตราที่พลังงานเคมีของเชื้อเพลิงถูกปล่อยออกมาโดยกระบวนการเผาไหม้นั้นเอง ดังแสดงในภาพที่ 2

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 2 ความดันในกระบอกสูบ อัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง

ที่มา: Heywood (1988)

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรกอัตราการเผาไหม้โดยทั่วไปจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศามุมเพลาข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันในกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่ค่อยๆลดลง (แม้ว่าในช่วงต้นอาจเพิ่มขึ้นไปยังค่าสูงสุด ค่าที่สองจะต่ำกว่าค่าแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปลดปล่อยความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไปจะเกิดขึ้นในช่วง 40 องศาและตามปกติประมาณร้อยละ 80 ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ถูกปล่อยออกมาในสองระยะแรกระยะที่สามเป็นช่วงท้ายของการปลดปล่อยความร้อนซึ่งอัตราการปลดปล่อยความร้อนจะน้อยและเกิดขึ้นไปตลอดจังหวะขยายตัวส่วนใหญ่ การปลดปล่อยความร้อนในช่วงสุดท้ายนี้ตามปกติจะมีปริมาณร้อยละ 20 ของพลังงานทั้งหมดของเชื้อเพลิงโดยประมาณ (Heywood, 1988)

จากาการศึกษากราฟในรูปที่ 3 สรุปได้ดังนี้

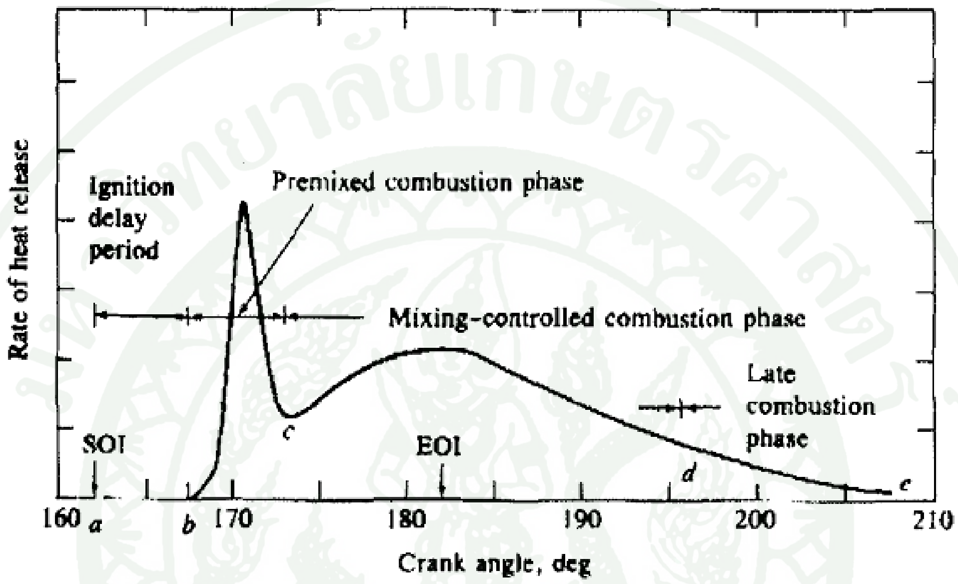
1. ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก

2. อัตราการเผาไหม้สมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นอัตราส่วนโดยตรง กับอัตราเร็วเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมเพลาข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้จะคงตัว

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

3. ขนาดของค่าสูงสุดของกราฟอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่ดับช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ซึ่งจะสูงเมื่อช่วงล่าช้ายาวขึ้น

สรุปการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ซึ่งสามารถแสดงได้ในภาพที่ 3



ภาพที่ 3 ช่วงเวลาต่างๆ ของการเผาไหม้

ที่มา: Heywood (1988)

1. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay period, ab) เป็นช่วงระหว่างการเริ่มต้นของการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นของการเผาไหม้

2. ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วหรือช่วงการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว (Premixed Combustion Phase or Rapid Combustion Phase, bc) ในช่วงนี้เป็นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่ได้ผสมกับอากาศเป็นส่วนผสมที่อยู่ในขีดจำกัดของการเผาไหม้ในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ซึ่งเมื่อเกิดการเผาไหม้ก็จะเผาไหม้เกือบพร้อมกัน ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศามุมเพลาข้อเหวี่ยง และเป็นผลให้อัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงนี้สูง

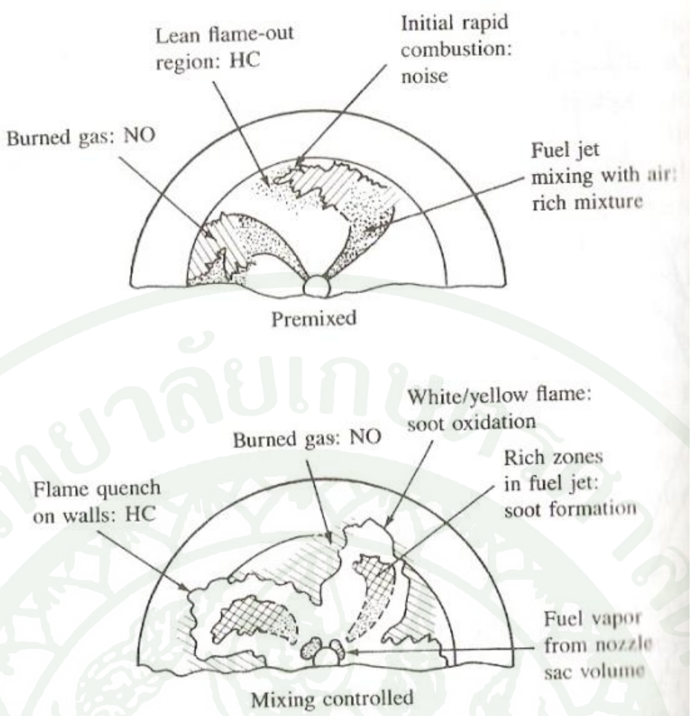
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

3. ช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม (Mixing Controlled Combustion Phase, cd) เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้ จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ) อัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงนี้อาจไปถึงค่าสูงสุดค่าที่สอง หรืออาจไม่ถึงก็ได้ แต่จะลดลงเมื่อกระบวนการเผาไหม้ดำเนินต่อไป

4. ช่วงการเผาไหม้ช้า (Late Combustion Phase, de) เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนเกิดขึ้นต่อไปที่อัตราต่ำในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้สารผสมหนา (Heywood, 1988)

การเกิดมลพิษในเครื่องยนต์ดีเซลจะขึ้นอยู่กับการกระจายเชื้อเพลิงและลักษณะของการกระจายที่แปรผันกับเวลาอันเนื่องจากการผสม ภาพที่ 4 แสดงส่วนต่างๆของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปและเปลวไฟที่มีผลต่อการเกิด NO, ไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้และสารอนุภาค ในช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วและในช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมด้วยการผสมในเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีการไหลวน ซึ่งจะพบว่า NO เกิดขึ้นในบริเวณสารที่เผาไหม้แล้วที่มีอุณหภูมิสูงเหมือนกับการเกิด NO ในเครื่องยนต์ SI และสารอนุภาคจะเกิดขึ้นในบริเวณแกนของสเปรย์ที่มีเชื้อเพลิงซึ่งยังไม่เผาไหม้ แล้วสารอนุภาคจะถูกออกซิไดส์ในบริเวณเปลวไฟเมื่อไปสัมผัสกับออกซิเจน ทำให้เปลวไฟมีลักษณะเป็นสีเหลืองสว่าง ส่วนไฮโดรคาร์บอนจะเกิดในบริเวณที่เปลวไฟดับทั้งที่ผนังและในบริเวณที่ซึ่งถูกเจือจางด้วยอากาศมากเกินไปจนการเผาไหม้ไม่สามารถเริ่มหรือเกิดต่อไปจนสมบูรณ์ได้ นอกจากนี้ นอกจากนี้ เชื้อเพลิงที่เหลืออยู่ที่ปลายหัวฉีดในช่วงหลังของการเผาไหม้ก็จะเป็นแหล่งของไฮโดรคาร์บอนอีกแหล่งหนึ่ง (Heywood, 1988)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



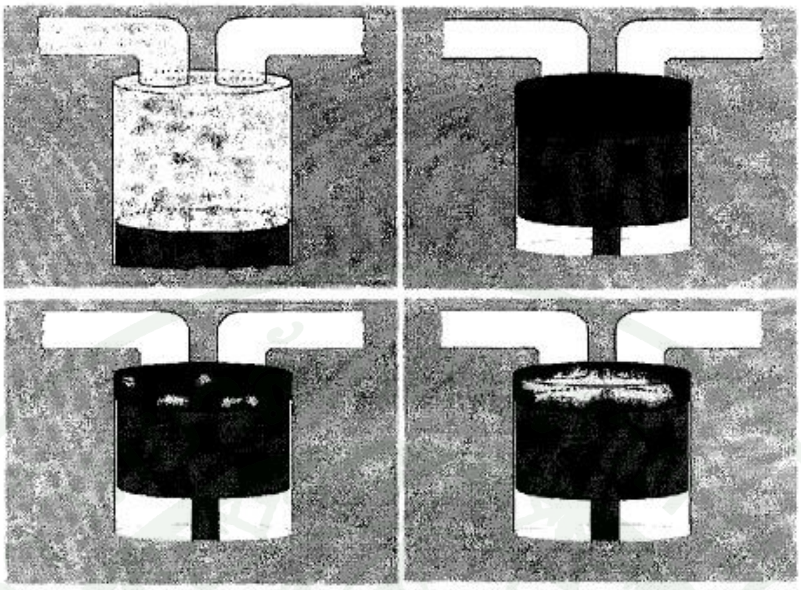
ภาพที่ 4 สรุปกลไกการเกิดมลพิษในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ในช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว (premixed) และช่วงการผาไหม้ที่ถูกควบคุมด้วยการผสม (mixing controlled)

ที่มา: Heywood (1988)

การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ HCCI

เครื่องยนต์ HCCI มีลักษณะการทำงานคล้ายคลึงกับเครื่องยนต์ DDF กล่าวคือ มีลักษณะการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศล่วงหน้าในช่วงจังหวะดูดหรือจังหวะอัด (คล้ายกับเครื่องยนต์ SI) และอัดส่วนผสมจนกระทั่งอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสม (คล้ายกับเครื่องยนต์ CI) ส่วนผสมจะจุดระเบิดด้วยตัวเองที่หลายๆ ตำแหน่งในห้องเผาไหม้ ดังแสดงในภาพที่ 5 เครื่องยนต์ HCCI มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเทียบเท่าเครื่องยนต์ดีเซลและมีสารมลพิษจำพวกออกไซด์ของไนโตรเจนกับสารอนุภาคในปริมาณที่ต่ำ ทั้งยังสามารถใช้กับเชื้อเพลิงได้หลากหลายชนิด อย่างไรก็ตามยังมีข้อจำกัดที่สำคัญอยู่ที่การควบคุมจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ให้เหมาะสมในทุกสภาวะการทำงาน (Milovanovic *et al.*, 2005; อาทิตย์, 2545; Thring, 1989; Ryan III and Callahan, 1996; Christensen and Johansson, 1997)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 5 การทำงานของเครื่องยนต์ที่มีส่วนผสมเป็นเนื้อเดียวกันและจุดระเบิดด้วยการอัด

ที่มา: อาทิตย์ (2545)

เครื่องยนต์ HCCI มีปริมาณสารมลพิษที่ออกมากับไอเสียแตกต่างจากเครื่องยนต์ที่มีใช้ในปัจจุบันโดยพบว่าออกไซด์ของไนโตรเจน และสารอนุภาคมีปริมาณต่ำ ส่วนไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าสูงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ CI การลดลงของออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องมาจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ HCCI มีช่วงการเผาไหม้ (Combustion duration) ที่สั้น และมีอุณหภูมิที่ต่ำเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ CI เพราะอุณหภูมิมีผลในการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนและออกไซด์ของไนโตรเจนจะเพิ่มมากขึ้นเมื่อสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์มีภาระงานสูงขึ้น (Easley *et al.*, 2001)

Chen *et al.* (2000) ได้ทำการศึกษาเครื่องยนต์ HCCI โดยทำการทดสอบในเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียว ที่ความเร็วรอบคงที่ 1500 รอบต่อนาที โดยใช้ก๊าซธรรมชาติ (Natural-Gas, NG) และไดเมททิลอีเทอร์ (Di-Methyl Ether, DME) เป็นเชื้อเพลิง เนื่องจากคุณสมบัติของก๊าซธรรมชาติที่สามารถคลุกเคล้ากับอากาศได้อย่างเป็นเนื้อเดียวกันมากกว่าน้ำมันแก๊สโซลีนและน้ำมันดีเซลที่นิยมใช้กันในปัจจุบัน อีกทั้งยังราคาถูกและมีพลังงานความร้อนใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงน้ำมันแก๊สโซลีนและน้ำมันดีเซล แต่เนื่องด้วยอุณหภูมิการจุดระเบิดของก๊าซธรรมชาติมีค่าสูงจึงจำเป็นต้องใช้ไดเมททิลอีเทอร์เป็นตัวเอื้ออำนวยในการจุดระเบิดของส่วนผสม โดยทำการปรับอัตราส่วนสมมูลของ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

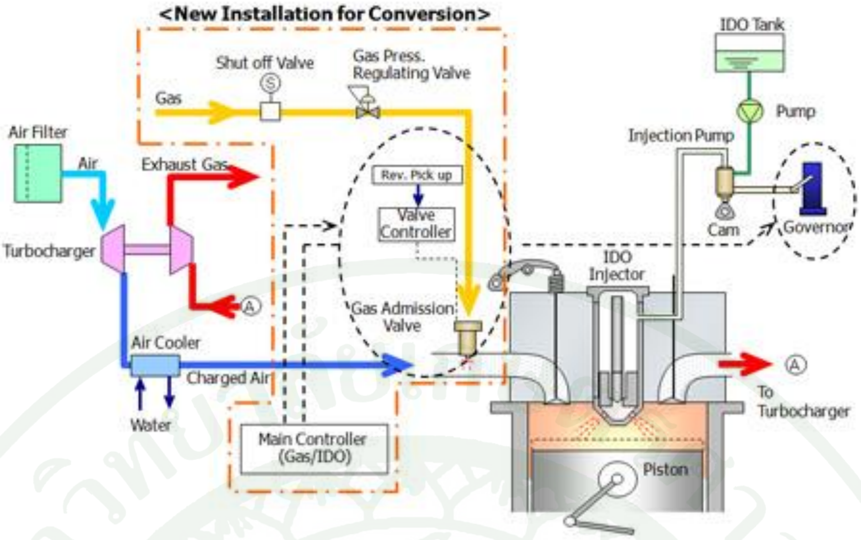
เชื้อเพลิงและอากาศรวม และอัตราส่วนของก๊าซธรรมชาติกับไดเมททิลอีเทอร์ เพื่อหาขอบเขตสภาวะการทำงานให้อยู่ในช่วงที่เกิดการจุดระเบิดและช่วงที่ไม่เกิดการน๊อก โดยมีความดันสูงสุดในกระบอกสูบไม่เกิน 9 MPa ผลจากการทดสอบพบว่า สามารถควบคุมการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ได้ตลอดช่วงภาระการทำงานที่ต้องการภายใต้สภาวะการทดสอบปริมาณไดเมททิลอีเทอร์เป็นตัวควบคุมการจุดระเบิด ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลแบบระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อมีการใช้ไดเมททิลอีเทอร์ในปริมาณที่เหมาะสม นอกจากนั้นยังพบว่า ปริมาณไนโตรเจนออกไซด์มีค่าต่ำมาก ในขณะที่สารไฮโดรคาร์บอนมีปริมาณสูง

การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม (Diesel Dual Fuel, DDF)

Karim (2003) ได้เสนอไว้ว่า เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม (DDF) ทั่วไปจะมีลักษณะการทำงานด้วยเชื้อเพลิงสองชนิด โดยมีเชื้อเพลิงชนิดแรกผสมกับอากาศในช่วงจังหวะดูด (คล้ายเครื่องยนต์ SI) และอัดส่วนผสมเพื่อทำการจุดระเบิด (คล้ายเครื่องยนต์ CI) ซึ่งส่วนผสมดังกล่าวอาจไม่สามารถจุดระเบิดด้วยตัวเองเนื่องจากความต้านทานการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมในช่วงนี้มีค่าสูง จึงมีการฉีดเชื้อเพลิงชนิดที่สอง (นิยมใช้เป็นน้ำมันดีเซล) ในช่วงจังหวะอัด ซึ่งน้ำมันดีเซลช่วยเอื้ออำนวยในการจุดระเบิดของส่วนผสม ในการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสม ซึ่งจำเป็นสำหรับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF ลักษณะการฉีดน้ำมันดีเซล แรงดันน้ำมันดีเซล ปริมาณน้ำมันดีเซลในการฉีด จำนวนครั้งการฉีดน้ำมันดีเซล การออกแบบหัวฉีดน้ำมันดีเซล และอุณหภูมิไอดีคือตัวแปรหนึ่งที่สำคัญในการควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ DDF โดยแผนผังการทำงานของเครื่องยนต์ DDF แสดงไว้ในภาพที่ 6

กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม (DDF) นั้นจะเริ่มจากการอัดส่วนผสมซึ่งเป็นการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิง 2 ชนิด ชนิดแรกเป็นน้ำมันดีเซลซึ่งมีค่าซีเทนสูง และชนิดที่สองเป็นเชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทนสูงเช่นก๊าซธรรมชาติ กับอากาศ ซึ่งการเผาไหม้เริ่มจากน้ำมันดีเซล และเหนี่ยวนำทำให้ส่วนผสมเกิดการเผาไหม้ (Karim, 2003)

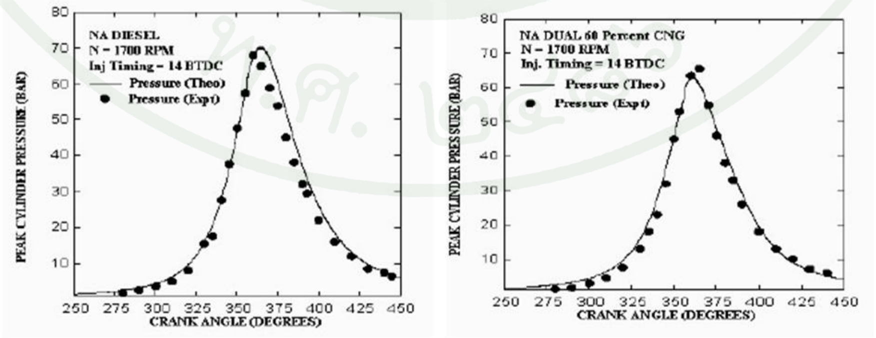
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 6 แผนภาพอุปกรณ์เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม

ที่มา: JFE Engineering Corporation (2010)

Ahmad *et al.* (2005) ได้ทำการทดสอบเครื่องยนต์ DDF ที่ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซล โดยทำการทดสอบที่กำลังเครื่องยนต์ 16.3 kW ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 รอบต่อนาที ซึ่งใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซล 60% โดยมวล จากภาพที่ 7 แสดงให้เห็นว่าการเผาไหม้มีความรุนแรงต่ำลง (ความดันสูงสุดลดลง) เมื่อเทียบกับการทำงานแบบเครื่องยนต์ดีเซลในสภาวะเดียวกัน



ภาพที่ 7 ความดันในกระบอกสูบของการทำงานแบบเครื่องยนต์ดีเซลและการทำงานแบบ DDF

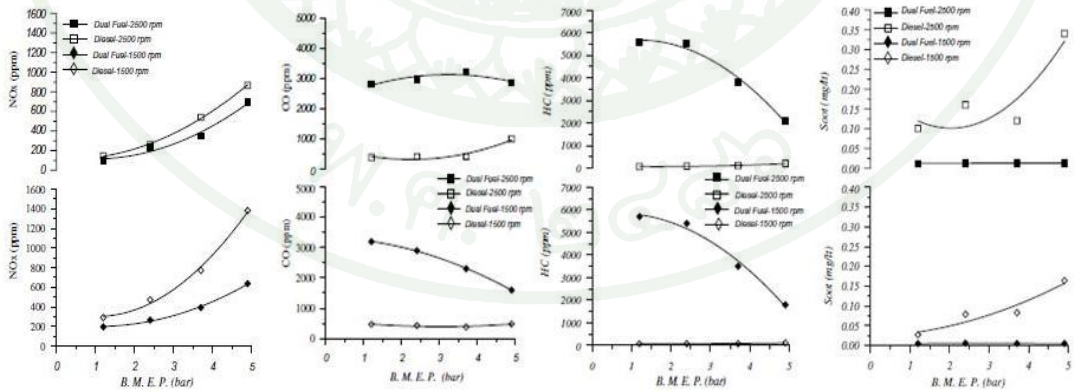
ที่มา: Ahmad *et al.* (2005)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Yusaf *et al.* (2001) ได้ศึกษาสารมลพิษในเครื่องยนต์ DDF ที่ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ 1 สูบ พบว่าสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน และคาร์บอนไดออกไซด์ลดลงประมาณ 54% และ 31% ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลที่สภาวะเดียวกัน

Checkel *et al.* (1993) ได้ทดสอบเครื่องยนต์ DDF ที่ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซล 4 สูบ พบว่าสารมลพิษอนุภาคลดลงร้อยละ 91 เมื่อเทียบกับการทำงานแบบดีเซลทั่วไปที่สภาวะการทำงานเดียวกัน

Papagiannakis and Hountalass (2004) ได้ทดสอบเครื่องยนต์ DDF 4 สูบ ระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1500 – 2500 รอบต่อนาที โดยใช้ก๊าซธรรมชาติ 80% ของมวลเชื้อเพลิงทั้งหมด จากผลการทดสอบพบว่าปริมาณสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนมีค่าต่ำกว่าการทำงานในแบบเครื่องยนต์ดีเซลที่สภาวะการทำงานเดียวกัน เนื่องจากการทำงานแบบ DDF มีการผสมส่วนผสมไว้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงกับอากาศส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ต่ำกว่าการทำงานแบบเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป และในการเพิ่มสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติส่งผลให้ปริมาณออกซิเจนลดลง ซึ่งปฏิกิริยาการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนจะเกิดได้ดีเมื่อมีออกซิเจนและอุณหภูมิที่สูง สารมลพิษไฮโดรคาร์บอน และคาร์บอนมอนอกไซด์มีปริมาณสูง เนื่องจากอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ต่ำกว่าการทำงานแบบเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชั่นลดลง การทำงานแบบเครื่องยนต์ DDF นั้นมีสารมลพิษอนุภาคในปริมาณที่ต่ำมาก ดังแสดงในภาพที่ 8



ภาพที่ 8 สารมลพิษในเครื่องยนต์ DDF กับเครื่องยนต์ดีเซล

ที่มา: Papagiannkis and Hountalas (2004)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศ

เชี่ยวชาญ และ เชษฐวุฒิ (2553) ได้ศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิไอดีในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ การเพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์หรือการเพิ่มภาระงาน การเพิ่มปริมาณ EGR และการอุ่นอากาศด้วยฮีตเตอร์ ล้วนแล้วมีผลทำให้อุณหภูมิไอดีเปลี่ยนแปลงไปทั้งสิ้น ในเครื่องยนต์ SI การเพิ่มอุณหภูมิไอดีจาก 35°C ถึง 60°C พบว่าปริมาณไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มลดลง อาจเป็นเพราะอุณหภูมิของส่วนผสมสูงขึ้น ทำให้ส่วนผสมเผาไหม้ได้ดีขึ้น

สำหรับในเครื่องยนต์ดีเซลในการเพิ่มอุณหภูมิอากาศจาก 40°C เป็น 120°C ส่งผลให้การเริ่มต้นการเผาไหม้เร็วขึ้น (Ladommatos, N. และคณะ, 1998) ในการทดสอบอุณหภูมิไอดีจาก 45°C - 75°C พบว่าอุณหภูมิดังกล่าวส่งผลทำให้ออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น และมีไฮโดรคาร์บอนลดลง ที่ภาระงานต่ำมีผลทำให้อุณหภูมิไอดีต่ำการใช้ EGR ส่งผลทำให้อุณหภูมิไอดีสูงขึ้น ทำให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนลดลง และมีปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น (Torregrosa, 2006)

อาทิตย์ (2545) ได้ศึกษาผลกระทบอุณหภูมิไอดีในเครื่องยนต์ HCCI จากการวิเคราะห์ความดันในกระบอกสูบ ที่อุณหภูมิไอดีจาก 130°C เป็น 170°C ในภาพที่ 9 ส่งผลทำให้อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นลำดับ ที่ทุกค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงและอากาศ เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาเกิดได้ง่ายและเร็วขึ้น ดังนั้นการเพิ่มขึ้นของความดันสูงสุดต่อมุมเพลาข้อเหวี่ยงจึงมีค่าสูงกว่าในกรณีที่อุณหภูมิไอดีมีค่าต่ำ ที่อุณหภูมิไอดีเพิ่มขึ้นจาก 130°C เป็น 170°C ทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดเร็วขึ้นตามภาพที่ 10 การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิไอดีซึ่งเป็นพลังงานความร้อนที่เป็นตัวกระตุ้นในการทำลายพันธะระหว่างโมเลกุลของเชื้อเพลิงให้เป็นอนุมูลอิสระได้ง่ายมากขึ้น จึงเกิดการระเหยตัวของเชื้อเพลิงได้ดี และยังทำให้การผสมคลุกเคล้ากับอากาศกระทำได้ง่าย ส่งผลให้อัตราความเร็วการเกิดปฏิกิริยาเคมีของกระบวนการเผาไหม้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว นอกจากนั้นอัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมียังขึ้นอยู่กับค่าคงตัว k ซึ่งค่า k นี้มีความสัมพันธ์เป็นอย่างมากกับอุณหภูมิที่เกิดปฏิกิริยา โดยเป็นไปตามความสัมพันธ์ของสมการแอร์เรเนียส

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$k = Ae^{-Ea/RT} \quad (1)$$

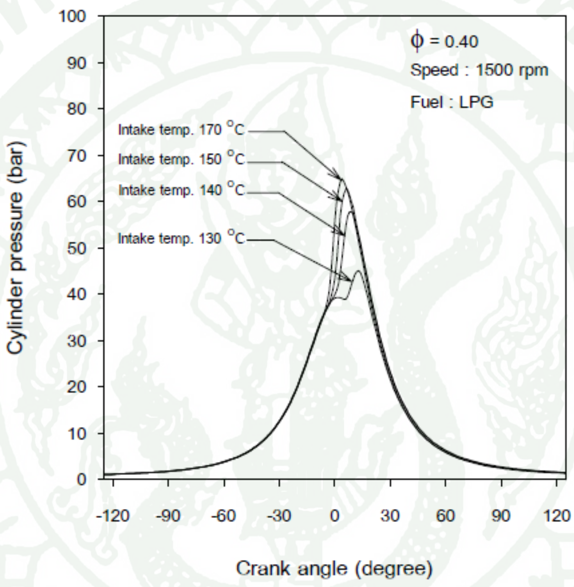
k = ค่าคงตัวอัตรา

A = แอร์เรเนียสแฟกเตอร์

Ea = พลังงานก่อกัมมันต์ (Activation Energy)

R = ค่าคงตัวของแก๊ส

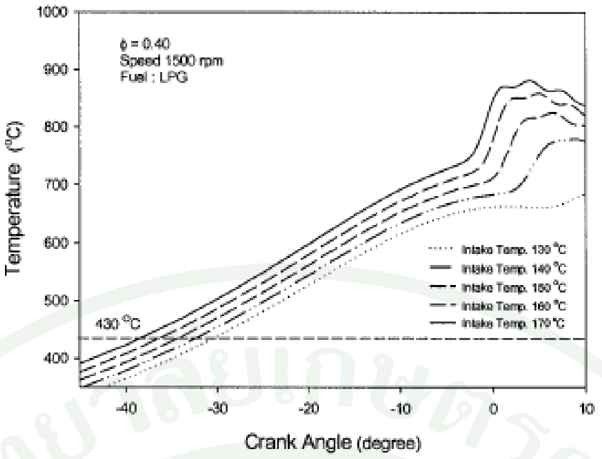
T = อุณหภูมิสมบูรณ์



ภาพที่ 9 ความดันในกระบอกสูบและมุมเพลาข้อเหวี่ยงเมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอดี

ที่มา: อาทิตย์ (2545)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 10 อุณหภูมิในกระบอกสูบต่อมุมเพลาข้อเหวี่ยง ที่ตำแหน่งก่อนเกิดการเริ่มต้นการเผาไหม้

ที่มา: อาทิตย์ (2545)

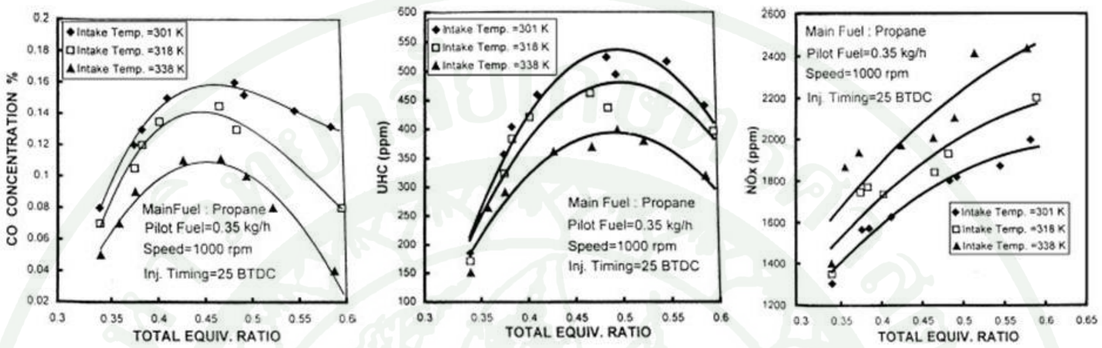
ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนในเครื่องยนต์ HCCI ลดลงเมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอดี จาก 130°C เป็น 170°C เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิไอดีเพิ่มขึ้น ทำให้ส่วนผสมมีอุณหภูมิสูงขึ้นสามารถเผาไหม้ได้สมบูรณ์มากขึ้น และพบว่าปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลงซึ่งเนื่องมาจากอุณหภูมิการเผาไหม้เพิ่มขึ้น ทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชั่นเพิ่มขึ้น ในกรณีเดียวกันนั้นพบว่าออกไซด์ของไนโรเจนเพิ่มขึ้นเพราะอัตราการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิในการเผาไหม้เพิ่มขึ้น เนื่องจากมีอุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น

Iverson (2003) ได้ทำการศึกษาผลกระทบอุณหภูมิไอดีจาก 290°C เป็น 305°C ในเครื่องยนต์ HCCI พบว่าการเริ่มต้นการเผาไหม้เร็วขึ้น และพบว่ามีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง ซึ่งระดับปริมาณไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เป็นตัวแปรที่สามารถบ่งบอกถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ ที่ปริมาณไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลงนั้นหมายถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้เพิ่มขึ้น

Ada Alla *et al.* (2001) ได้ศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศ 25°C ถึง 65°C ในเครื่องยนต์ DDF ที่ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ พบว่าการเพิ่มอุณหภูมิทำให้อุณหภูมิของส่วนผสมสูงขึ้น อัตราการเกิดปฏิกิริยาเร็วขึ้นทำให้เพิ่มความสามารถในการจุดติดไฟของส่วนผสมของส่วนผสม ทำให้เพิ่มความสามารถในการจุดติดไฟของส่วนผสม ทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

มากขึ้น ส่งผลให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง และส่งผลให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ลดน้อยลง ในกรณีเดียวกันปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอุณหภูมิอากาศส่งผลให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูงขึ้น ทำให้อัตราปฏิกิริยาการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้นดังแสดงในภาพที่ 11



ภาพที่ 11 สารมลพิษ CO, HC และ NOx ในเครื่องยนต์ DDF เมื่อปรับเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศ

ที่มา: Ada Alla *et al.* (2001)

Papagiannakis *et al.* (2010) ได้ทำการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลสมรรถนะและสารมลพิษของเครื่องยนต์ DDF ในการทดสอบที่สภาวะการทำงาน 40% ของภาระงานสูงสุด ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที มีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์สูงขึ้นราว 3,000 ppm มีปริมาณไนทริกออกไซด์ต่ำกว่าราว 100 ppm และปริมาณสารอนุภาคเข้าใกล้ 0 mg/l เมื่ออุณหภูมิไอดีสูงขึ้นจาก 45°C ถึง 85°C พบว่าปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มลดลง และมีปริมาณไนทริกออกไซด์เพิ่มขึ้นประมาณ 50 ppm

การใช้ EGR แบบร้อนนอกจากจะเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน ยังส่งผลให้ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น และปริมาณไฮโดรคาร์บอนลดลงด้วย (Tomita *et al.*, 2009)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

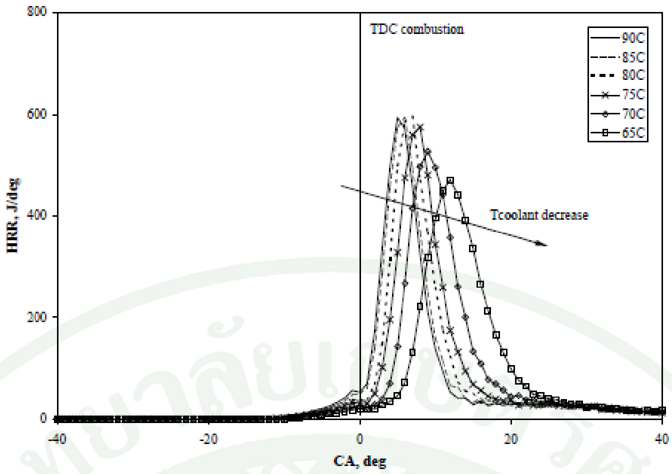
ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจะเพิ่มขึ้นตามสภาวะการทำงานที่ภาระงานสูงขึ้น ในเครื่องยนต์ SI การทดสอบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลงจาก 90°C เป็น 35°C พบว่ามีปริมาณไฮโดรคาร์บอนเพิ่มขึ้น อาจเนื่องมาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดลง ส่งผลให้ส่วนผสมมีอุณหภูมิที่ต่ำลง โดยเฉพาะบริเวณใกล้ผนังห้องเผาไหม้ ทำให้ส่วนผสมมีความสามารถในการเผาไหม้ได้ยากขึ้น (Guillemot *et al.*, 1994)

สำหรับในเครื่องยนต์ดีเซล ในการทดสอบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 45°C เป็น 90°C พบว่าปริมาณไฮโดรคาร์บอนต่ำลง อาจได้รับผลกระทบมาจากความล่าช้าในการจุดระเบิด ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกับผนังห้องเผาไหม้ ความดันและอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ (Torregrosa *et al.*, 2006) ทั้งนี้การเพิ่มอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ความล้าช้าในการจุดระเบิดเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ลักษณะการเผาไหม้ อัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อนเปลี่ยนแปลงน้อยมาก ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น และมีปริมาณไฮโดรคาร์บอนลดลง เนื่องมาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณผนังห้องเผาไหม้ลดลง (Tanabe *et al.*, 1991)

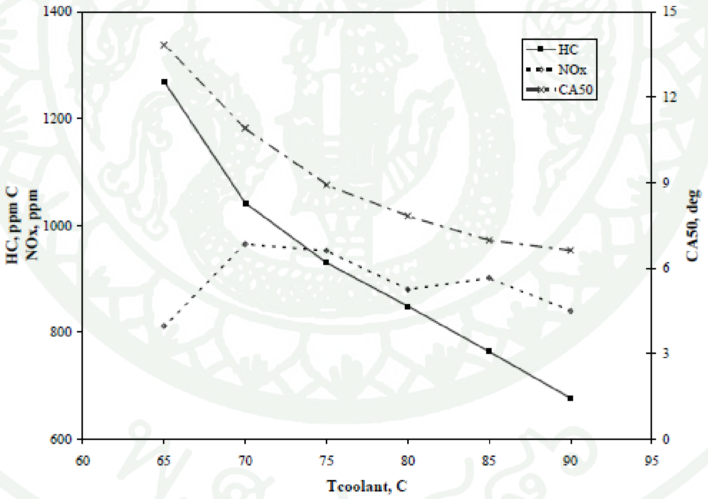
Milovanovic *et al.* (2005) ได้ศึกษาผลกระทบของการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 90°C ถึง 65°C ในเครื่องยนต์ HCCI พบว่ามีค่า COV ของ IMEP มากขึ้นซึ่งค่า COV เป็นตัวชี้วัดความเสถียรภาพของการเผาไหม้ การเผาไหม้มีความรุนแรงน้อยลง การเริ่มต้นการเผาไหม้จะช้าลงตามอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ลดลง เป็นผลต่อเนื่องทำให้อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดมีค่าน้อยลงดังแสดงในภาพที่ 12 และส่งผลทำให้ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้นกับปริมาณไฮโดรคาร์บอนลดลงตามภาพที่ 13

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 12 อัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อนเมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

ที่มา: Milovanovic *et al.* (2005)



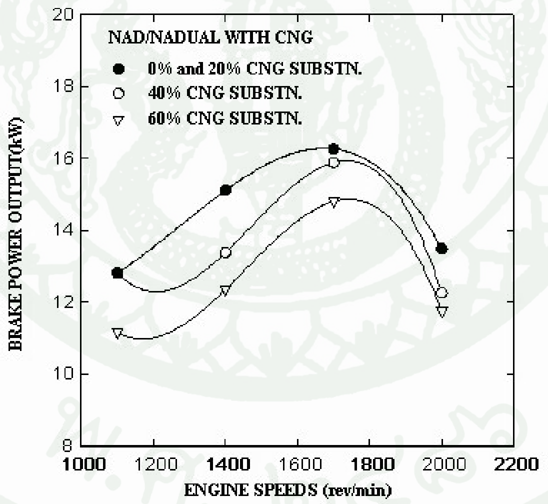
ภาพที่ 13 ผลกระทบของไฮโดรคาร์บอน ออกไซด์ของไนโตรเจน และ CA50 เมื่อเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

ที่มา: Milovanovic *et al.* (2005)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ผลกระทบของอัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด

ในทดสอบการทดแทนน้ำมันดีเซลด้วยก๊าซธรรมชาติในเครื่องยนต์ดีเซล ซึ่งจะทำการทดสอบการใช้ก๊าซธรรมชาติที่ 0% - 60% โดยพลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมด ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1100 - 2000 รอบต่อนาที พบว่าการใช้ก๊าซธรรมชาติเกิน 20% โดยพลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมด กำลังของเครื่องยนต์มีแนวโน้มแย่ลง ตามภาพที่ 14 เนื่องจากการเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ต่ำลง การเผาไหม้รุนแรงน้อยลง (Ahmad *et al.*, 2005) ในสภาวะการทำงานที่ภาระงานปานกลางจนถึงภาระงานสูงการเพิ่มปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติกลับพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงขึ้น และยังพบว่าปริมาณสารอนุภาคน้อยลงเมื่อเพิ่มปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติ (Rao *et al.*, 2010) การเพิ่มปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติยังส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่ามากขึ้น โดยที่สารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนเปลี่ยนแปลงไม่มากนักเพราะการทำงานแบบ DDF มีปริมาณสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนที่ต่ำมาก (Wong *et al.*, 1991)



ภาพที่ 14 ผลกระทบของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเมื่อเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด

ที่มา: Ahmad *et al.* (2005)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ผลกระทบของจังหวะมุมการฉีดดีเซล

Tepimonrat *et al.* (2011) ได้ทำการศึกษาเครื่องยนต์ DDF ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1900 รอบต่อนาที สัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติ 60% – 80% โดยมีการปรับจังหวะมุมการฉีดจาก 25° ไป 50° BTDC นั้นพบว่าการเผาไหม้เกิดล่าช้ามากขึ้น และส่งผลให้เสถียรภาพการเผาไหม้แย่ลง ซึ่งการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 25° ไป 50° BTDC ส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้น

Shenghua *et al.* (2003๗ ได้ทำทดสอบเครื่องยนต์ DDF โดยพบว่าการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ให้ล่วงหน้ามากขึ้นนั้น ทำให้ความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) เพิ่มขึ้น ทำให้มีปริมาณไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้น

Ominwafor (2000) ได้ทำการทดสอบเครื่องยนต์ DDF ได้เสนอไว้ว่าดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่มีความสามารถในการจุดระเบิดเองได้ง่าย เมื่อฉีดในจังหวะที่ใกล้ TDC ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงเนื่องจากกันอัดของกระบอกสูบนั้น จะทำให้การจุดระเบิดรุนแรงมาก การที่ปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลให้ล่วงหน้ามากขึ้นนั้นจะส่งให้ส่วนผสมมีความล่าช้าในการจุดระเบิดมากขึ้น และยังส่งผลให้อัตราการเผาไหม้นั้นรุนแรงน้อยลงในช่วงสภาวะที่ศึกษา

จากการศึกษาลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ชนิดต่างๆ พบว่าอุณหภูมิไอดี อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด มีผลต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ สำหรับการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงหลัก เราจะศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิไอดี อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และอัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ และสารมลพิษไอเสีย

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศและอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF โดยเครื่องยนต์วิจัยเครื่องนี้ได้ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซลสี่สูบเทอร์โบชาร์จเจอร์ขนาด 2494 cc ที่ไม่ได้ติดตั้งอินเตอร์คูลเลอร์และเครื่องฟอกไอเสียเชิงเร่งปฏิกิริยา (catalytic convertor) รายละเอียดของเครื่องยนต์ได้แสดงอยู่ในตารางที่ 1 คุณสมบัติของน้ำมันดีเซล B_2 และ ก๊าซธรรมชาติแสดงไว้ในตารางที่ 2

ในการทดสอบได้ปรับอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าท่อร่วมไอดีในช่วงระหว่าง 30°C - 60°C และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 45°C - 95°C อัตราส่วนโดยพลังงานของปริมาณการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดอยู่ที่ 70% ทดสอบที่ความเร็วรอบคงที่ 1900 และ 2400 รอบต่อนาที การควบคุมอุณหภูมิอากาศขาเข้ากระทำโดยใช้อุปกรณ์อุ่นอากาศ (heater) ซึ่งติดตั้งบริเวณก่อนถึงกรองอากาศ ชุดควบคุมอุณหภูมิอากาศทำหน้าที่ตัดต่อการทำงานของขดลวดความร้อนเพื่อรักษาระดับอุณหภูมิอากาศให้เป็นไปตามค่าที่คณะผู้วิจัยตั้งไว้ ดังภาพที่ 15 ควบคุมด้วยระบบควบคุมแบบ PID ดังภาพที่ 16

ภาพที่ 17 แสดงแผนผังของระบบชุดเครื่องยนต์ทดสอบซึ่งได้รับการติดตั้งอุปกรณ์วิจัยโดยผู้ชำนาญการจาก AVL โดยระบบประกอบด้วยอุปกรณ์การวัดและควบคุมต่าง ๆ เช่น การวัดอัตราการใช้เชื้อเพลิง ระบบควบคุมน้ำหล่อเย็น ระบบอ่านค่าอุณหภูมิและความดันจุดต่าง ๆ และส่งค่าไปโปรแกรม AVL Puma Open เพื่อแสดงผล คณะผู้วิจัยใช้ชุดทดสอบ AVL Schneider Electric Power Drives ซึ่งมี Engine dynamometer ที่มีกำลังขับไม่เกิน 220 kW ทำหน้าที่ควบคุมความเร็วรอบและภาระงานของเครื่องยนต์วิจัย ในส่วนของการวิเคราะห์สารมลพิษไอเสียได้ใช้ชุดวิเคราะห์ก๊าซ Horiba MEXA-7100DEGR เพื่อวิเคราะห์ปริมาณความเข้มข้นของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนทั้งหมด (total hydrocarbons, THC หรือ HC) มีเทน (methane, CH_4) คาร์บอนมอนีอคไซด์ (carbon monoxide, CO) คาร์บอนไดออกไซด์ (carbon dioxide, CO_2) ออกซิเจน (oxygen, O_2) และออกไซด์ของไนโตรเจน (oxides of nitrogen, NO_x)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางที่ 1 รายละเอียดเครื่องยนต์

Engine model	Toyota 2KD-FTV
Number of cylinders	4
Number of valves	16
Manifold	Cross-flow with turbocharger
Fuel system	Common-rail direct injection
Engine displacement	2,494 cc
Bore x Stroke	92 mm x 93.8 mm
Connecting rod	158.5 mm
Compression ratio	18.5:1

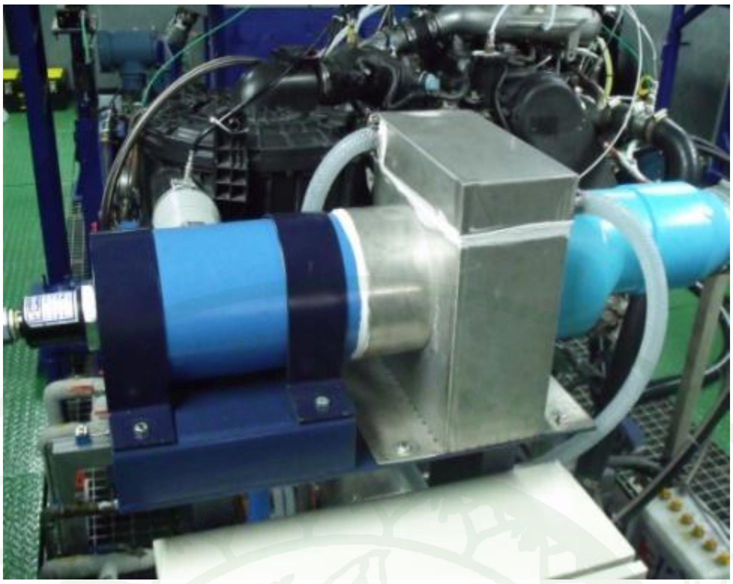
ตารางที่ 2 คุณสมบัติของเชื้อเพลิง

	Diesel (B_2)[†]	Natural gas
LHV (MJ/kg)	42.8	34.14
MW (kg/kmole)	170[‡]	22.20
(A/F)s	14.5	11.71
H/C	1.848	3.243
O/C	0.002	0.256
N/O	-	0.0353
Specific gravity	0.83	0.77

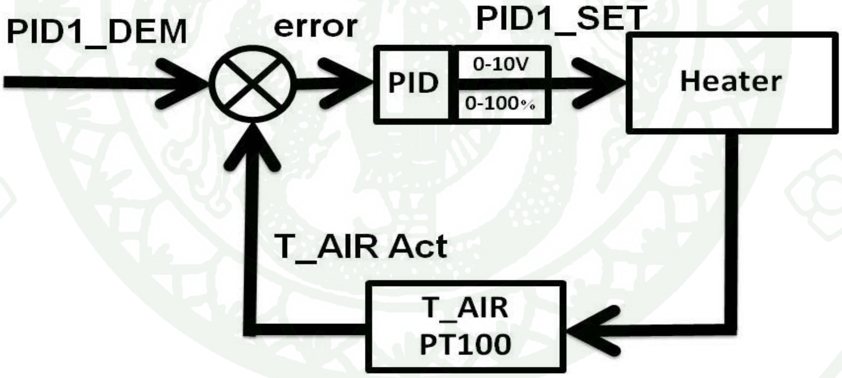
หมายเหตุ: เป็นค่าประมาณจากข้อมูลน้ำมันดีเซล (B0) และไบโอดีเซล (B5) ทดสอบโดยบริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน)

ที่มา: Heywood (1988)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

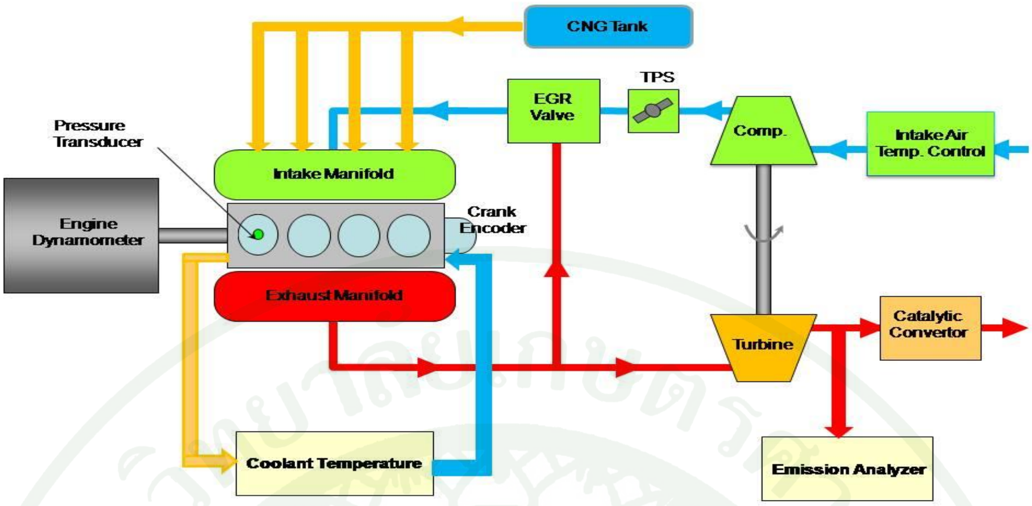


ภาพที่ 15 เครื่องควบคุมอุณหภูมิอากาศ



ภาพที่ 16 PID ของเครื่องควบคุมอุณหภูมิอากาศ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 17 แผนผังการทำงานของเครื่องยนต์

วิธีการ

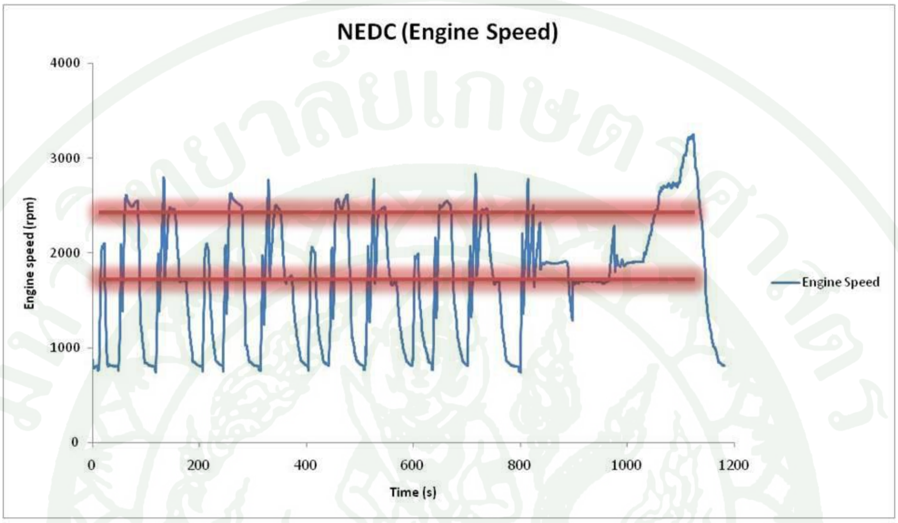
จากข้อมูลการทดสอบรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ชนิดเดียวกันนี้บนชุดทดสอบ Chassis dynamometer โดยมีรูปแบบการขับขี่ตามสภาวะ New European Driving Cycle (NEDC) พบว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1900 และ 2400 รอบต่อนาที เป็นความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่พบเจอบ่อยครั้ง

การทำการทดสอบเพื่อหาช่วงอุณหภูมิอากาศในการทดสอบ พบว่าอุปกรณ์ที่ใช้ควบคุมอุณหภูมิอากาศมีช่วงอุณหภูมิทำงานอยู่ที่ 30°C - 60°C ซึ่งในการทดสอบแบบ NEDC มีอุณหภูมิอากาศอยู่ในช่วงอุณหภูมิดังกล่าว

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของการทำงานทั่วไปของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบอยู่ที่ 85°C ซึ่งในการทำงานของเครื่องยนต์ DDF จะเริ่มต้นจากการทำงานในแบบดีเซลก่อน และจะสลับมาเป็นการทำงานในแบบ DDF ที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C โดยที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นดังกล่าวใช้เวลาประมาณ 1 ใน 3 ของ NEDC ตามภาพที่ 18 ดังนั้นผู้วิจัยจึงทำการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ต่ำลงถึงประมาณ 45°C เนื่องจากที่ช่วงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นดังกล่าวมีสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนปริมาณสูงมากเกินกว่าช่วงการวัดของเครื่องวัดสารมลพิษ (20000 ppm) และ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สำหรับที่อุณหภูมิหล่อเย็น 95°C เป็นการจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ Overheat ซึ่งจะไม่ปรากฏขึ้นจริงในสภาวะการทำงานปกติของเครื่องยนต์ เพื่อเป็นการศึกษาแนวโน้มของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางผู้วิจัยจึงกำหนดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทดสอบอยู่ที่ช่วง 45°C - 95°C



ภาพที่ 18 กราฟข้อมูล NEDC ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และช่วงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นโดยประมาณ

จากข้อมูลการทดสอบที่ สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน) พบว่ามีอัตราส่วนพลังงานระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดที่เหมาะสมต่อการทำงานของเครื่องยนต์ DDF อยู่ในช่วง 60% - 80% ดังนั้นผู้วิจัยจึงกำหนดช่วงการทดสอบที่อัตราส่วนพลังงานระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดดังกล่าว

งานวิจัยนี้เป็นการวิจัยผลกระทบของอุณหภูมิไอดี อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และอัตราส่วนพลังงานระหว่างก๊าซธรรมชาติ ดังนั้นผู้วิจัยจึงทำการทดสอบแบบ steady state เพื่อกำหนดตัวแปรต่างๆที่มีผลกระทบต่อลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ที่นอกเหนือจากตัวแปรที่ผู้วิจัยสนใจ โดยใช้ชุดทดสอบ Engine dynamometer ตามที่กล่าวไว้ข้างต้น

$$\%\,ER = \frac{(LHV_{NG}\times\dot{m}_g)}{(LHV_{NG}\times\dot{m}_g)+(LHV_D\times\dot{m}_D)} \qquad (2)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

โดยที่ % ER คือ เปอร์เซ็นต์พลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด

$\dot{m}_g$ คือ อัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ (kg/hr)

$\dot{m}_D$ คือ อัตราการไหลของน้ำมันดีเซล (kg/hr)

$$\eta_{HR} = \frac{(3.6P)}{(LHV_{NG} \times \dot{m}_g) + (LHV_D \times \dot{m}_D)} \tag{3}$$

โดยที่ η_{HR} คือ ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์

P คือ กำลังของเครื่องยนต์ (kW)

LHV_D คือ ค่าความร้อนของน้ำมันดีเซล ประมาณ 42.8 MJ/kg

LHV_{NG} คือ ค่าความร้อนของก๊าซธรรมชาติ ประมาณ 34.14 MJ/kg

$$\eta_C = \frac{(y_{co} \times Q_{HVCO}) + (y_{H_2} \times Q_{HVH_2}) + (y_{HC} \times Q_{HVHC})}{\left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_D + \dot{m}_A} LHV_D\right) + \left(\frac{\dot{m}_{NG}}{\dot{m}_{NG} + \dot{m}_A} LHV_{NG}\right)} \tag{4}$$

โดยที่ η_C คือ ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเครื่องยนต์

y_i คือ เศษส่วนโดยโมลของสาร i

Q_{HVCO} คือ ค่าความร้อนของคาร์บอนมอนอกไซด์ ประมาณ 10.1 MJ/kg

Q_{HVH_2} คือ ค่าความร้อนของไฮโดรเจน ประมาณ 120 MJ/kg

Q_{HVHC} คือ ค่าความร้อนของไฮโดรคาร์บอน ประมาณ 46.4 MJ/k

$$\lambda = \frac{AFact}{AFs} \tag{5}$$

โดยที่ λ คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสัมพัทธ์

AF_s คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง ค่าตามทฤษฎี

AF_{act} คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง ค่าที่วัดได้จริง

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$AFact = \frac{(MW_{air})}{MW_C + MW_H\left(\frac{H}{C}\right)} \times \frac{1}{CO_2 + \frac{THC}{10000} + CO} \times \left(98.2 - (0.5 \cdot CO) - \frac{THC}{10000} + 0.25 \cdot \left(\frac{H}{C}\right) \cdot (CO + CO_2) \cdot \left(\frac{3.8 \cdot CO_2 - 2 \cdot CO}{3.8 \cdot CO_2 + CO}\right)\right) \tag{6}$$

โดยที่ MW_{air} คือ น้ำหนักอากาศโดยโมล (28.95 g/mole)

MW_C คือ น้ำหนักอากาศโดยโมล (12.011 g/mole)

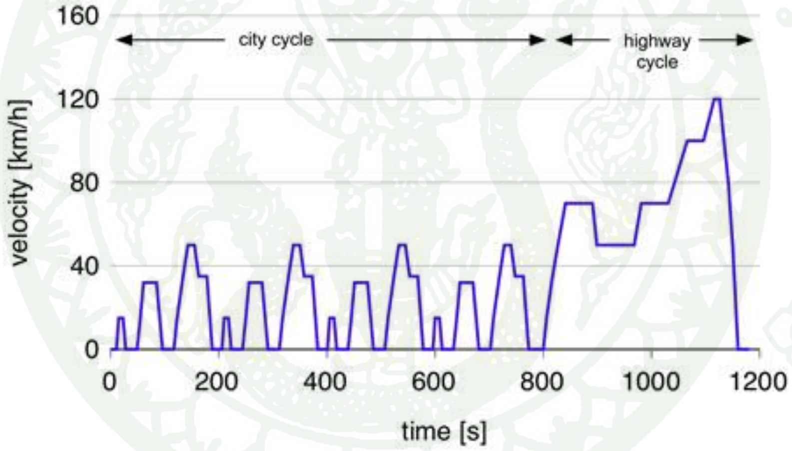
MW_H คือ น้ำหนักอากาศโดยโมล (1.008 g/mole)

$\frac{H}{C}$ คือ สัดส่วนไฮโดรเจนต่อคาร์บอนในเชื้อเพลิง

CO คือ คาร์บอนมอนอกไซด์ในไอเสีย (% Vol)

CO_2 คือ คาร์บอนไดออกไซด์ในไอเสีย (% Vol)

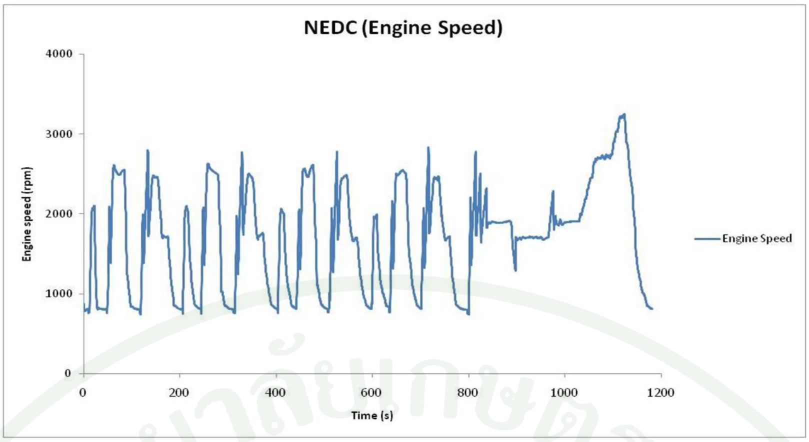
THC คือ ไฮโดรคาร์บอนในไอเสีย (ppmC)



ภาพที่ 19 กราฟ NEDC ระหว่างความเร็ว (กม.ต่อชม.) กับเวลา (วินาที)

ที่มา: INNAS (2010)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 20 กราฟ NEDC ระหว่างความเร็วรอบเครื่องยนต์ (รอบต่อนาที) กับเวลา (วินาที)

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

หลังจากติดตั้งอุปกรณ์เสร็จก็ทำการทดสอบเครื่องยนต์ DDF โดยทำการปรับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ให้ได้ที่ 1900 หรือ 2400 รอบต่อนาที จากนั้นทำการควบคุมพารามิเตอร์ต่างๆ ตามตารางที่ 3 เมื่อสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์เข้าสู่สภาวะการทำงานคงที่ซึ่งอาจสังเกตได้จากอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่เปลี่ยนแปลงประมาณ ±2°C จึงทำการบันทึกข้อมูลผลการทดลอง เช่น ค่าความดันในกระบอกสูบ อุณหภูมิ ความดัน อัตราการไหลของเชื้อเพลิง อัตราการไหลของอากาศ และความเข้มข้นของสารมลพิษในก๊าซไอเสีย เพื่อนำไปวิเคราะห์ต่อไป จากการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ที่ทางคณะผู้วิจัยและทีมช่างของสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. ได้ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซล Toyota 2KD-FTV ซึ่งในการทดสอบที่สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมดังที่กล่าวมาข้างต้น มีการใช้ช่วงมุมการฉีดน้ำมันดีเซล 30° - 50° ก่อนถึงจุดศูนย์ตายบน เป็นลักษณะการฉีดแบบ Single pulse (Aroonsrisopon *et al.*, 2009)

สำหรับการทดสอบจะถูกแบ่งออกเป็น 3 การทดสอบหลัก ได้แก่ การทดสอบอุณหภูมิอากาศ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น อัตราส่วนพลังงานระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด ดังตารางการทดสอบต่อไปนี้

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

1. การทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศ

การทดสอบอุณหภูมิอากาศจะทำการทดสอบที่ 3 สภาวะ ดังต่อไปนี้

1.1 ทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ตารางที่ 3 การการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้า 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**
Engine speed (rpm)	1900	1900	1900	1900
Lubricant Temp.	95°C	95°C	95°C	95°C
Coolant temp.	85°C	85°C	85°C	85°C
Intake air temp.	30°C	40°C	50°C	60°C
Engine Condition	1	2	3	4
Diesel (mg/cycle)	2.8	2.8	2.8	2.8
NG (mg/cycle)	8.5	8.5	8.5	8.5
Rail pressure (MPa)	42.7	42.7	42.7	42.7
%ER	70	70	70	70
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

1.2 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle, ดีเซล 2.9 mg/cycle

1.3 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 10.1 mg/cycle, ดีเซล 3.3 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

2. การทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

การทดสอบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจะทำการทดสอบที่ 3 สภาวะ ดังต่อไปนี้

2.1 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ตารางที่ 4 ตารางการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Engine speed (rpm)	1900	1900	1900	1900	1900	1900
Lubricant Temp.	95 C	95 C	95 C	95C	95C	95C
Coolant temp.	45 C	55 C	65 C	75 C	85 C	95 C
Intake air temp.	30 C	30 C	30 C	30 C	30 C	30 C
Diesel (mg/cycle)	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
NG (mg/cycle)	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5
Engine Condition	1	2	3	4	5	6
Rail pressure (MPa)	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7
%ER	70	70	70	70	70	70
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

2.2 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle, ดีเซล 2.9 mg/cycle

2.3 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 10.1 mg/cycle, ดีเซล 3.3 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

3. การทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด

การทดสอบอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดจะทำการทดสอบที่ 3 สภาวะ ดังต่อไปนี้

3.1 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 7.2 mg/cycle, ดีเซล 3.7 mg/cycle, อัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 60%

ตารางที่ 5 ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 60% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Engine speed (rpm)	1900	1900	1900	1900	1900	1900
Lubricant Oil Temp.	95℃	95℃	95℃	95℃	95℃	95℃
Coolant temp.	45℃	55℃	65℃	75℃	85℃	95℃
Intake air temp.	30℃	30℃	30℃	30℃	30℃	30℃
Diesel (mg/cycle)	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7
NG (mg/cycle)	7.2	7.2	7.2	7.2	7.2	7.2
Engine Condition	1	2	3	4	5	6
Rail pressure (MPa)	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7
%ER	60	60	60	60	60	60
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

3.2 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle, อัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 70%

3.3 การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9.7 mg/cycle, ดีเซล 1.9 mg/cycle, อัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 80%

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

นำข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่หนึ่งมาวิเคราะห์การถ่ายเทพลังงานความร้อน (Heat Release) ที่ปลดปล่อยออกมาได้ โดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิคส์ ซึ่งสมมุติฐานที่กำหนดขึ้นมีดังต่อไปนี้

1. คุณสมบัติของก๊าซในห้องเผาไหม้มีค่าทั่วกันตลอดห้องเผาไหม้ (สารผสมเป็นเนื้อเดียวกัน)

2. อัตราส่วนค่าความร้อนจำเพาะของส่วนผสม มีค่าคงที่ $\gamma = 1.33$

3. การถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ กำหนดให้มีค่าสัมประสิทธ์การถ่ายเทความร้อนเท่ากันตลอดห้องเผาไหม้

4. กำหนดให้มีอุณหภูมิเท่ากันตลอดทุกพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน

5. ผลกระทบของการเผาไหม้กำหนดให้มีค่าเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อน

6. ไม่มีการแยกตัวออก (Dissociation) ของก๊าซที่เผาไหม้

จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิคส์

$$\delta Q - \delta W = \delta U \tag{7}$$

โดย $\delta Q = heat\ release$

$\delta W = pdV$

$dU = mC_v dT$

ดังนั้น

$$\delta Q - pdV = mC_v dT \tag{8}$$

จากกฎของแก๊สอุดมคติ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$PV = mRT \tag{9}$$

$$mdT = \frac{1}{R}(pdV + Vdp) \tag{10}$$

เพราะฉะนั้น

$$dU = \frac{C_v}{R}(pdV + Vdp) \tag{11}$$

จะได้

$$\delta Q - pdV = \frac{C_v}{R}(pdV + Vdp) \tag{12}$$

จัดรูปสมการใหม่ ได้ความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงมุมองศาเพลาข้อเหวี่ยง

$$\frac{\delta Q}{d\theta} - \left(1 + \frac{C_v}{R}\right)p\frac{dV}{d\theta} = \frac{C_v}{R}(pdV + Vdp) \tag{13}$$

จากความสัมพันธ์

$$R = \frac{C_p}{C_v}, \qquad \gamma = \frac{C_p}{C_v}, \qquad \frac{C_p}{R} = \frac{1}{\gamma - 1}$$

สามารถเรียบเรียงใหม่ได้เป็น

$$\frac{\delta Q}{d\theta} = \left(\frac{1}{\gamma-1}\right)V\frac{dp}{d\theta} + \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)p\frac{dV}{d\theta} \tag{14}$$

จากความสัมพันธ์ในสมการที่ 9 เมื่อทราบความดันในกระบอกสูบ ณ เวลาใดๆ จากการทดสอบปริมาตร V และอัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตร $\frac{dV}{d\theta}$ สามารถนำมาคำนวณ อัตราการถ่ายเทความร้อน $\frac{\delta Q}{d\theta}$ ได้ปริมาตร V และอัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตร $\frac{dV}{d\theta}$ สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ทางเรขาคณิตของเครื่องยนต์ได้ดังสมการต่อไปนี้

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

$$V = \frac{V_a}{r-1} + \frac{V_a}{2} R + 1 - cos\theta - (R^2 - sin^2\theta)^{\frac{1}{2}} \qquad (15)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์ เป็นการปลดปล่อยพลังงานในระหว่างองศาเพลาข้อเหวี่ยงเมื่อทราบตำแหน่งการจุดระเบิด สามารถหาการถ่ายเทความร้อน ณ มุมองศาเพลาข้อเหวี่ยงนั้นได้ และเมื่อทราบการถ่ายเทความร้อนรวมในวัฏจักรนั้น ทำให้สามารถคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อน ณ เวลาใดๆ ได้ซึ่งอัตราส่วนของมวลที่เผาไหม้ไปแล้วจะมีค่าเท่ากับเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนดังสมการ

$$x_b = \frac{m_{b,\theta}}{m_{b,total}} = \frac{\int_{i=\theta_s}^{\theta} \frac{\delta Q}{d\theta_i}}{\int_{i=\theta_s}^{EC} \frac{\delta Q}{d\theta_i}} \qquad (16)$$

โดย θ_s = ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้

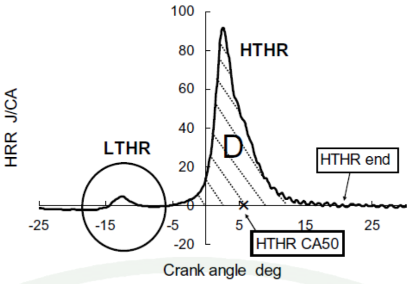
EC = ตำแหน่งสิ้นสุดการเผาไหม้

θ = ตำแหน่งการเผาไหม้ที่สนใจ

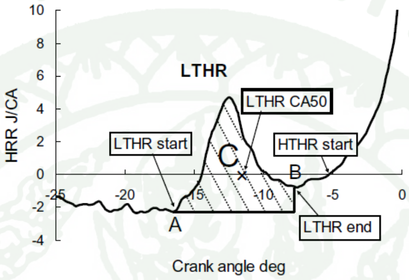
$m_{b,i}$ = ตำแหน่งสิ้นสุดการเผาไหม้

จากนั้นนำข้อมูลอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่งมาวิเคราะห์เพื่อหาตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ โดย Shibata, G. และ T. Urushihara, 2006 ได้ทำการวิเคราะห์หาตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ HCCI พบว่ากราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจะประกอบไปด้วย 2 ช่วงของการจุดระเบิด ซึ่งช่วงแรกเป็นช่วงของ cool flame ระบุจังหวะเริ่มของ low temperature heat release (LTHR) ที่จุด A ดังแสดงในภาพที่ 21 และที่จุด B เป็นจุดสิ้นสุดของระยะ LTHR หลังจากนั้นเมื่อค่าของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนเพิ่มขึ้นจนเป็นค่าบวกจะได้เป็นตำแหน่งเริ่มต้นของ high temperature heat release (HTHR) ซึ่งถือว่าเป็นจุดเริ่มต้นของช่วงการเผาไหม้หลัก (Start of main combustion)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



(ก)



(ข)

ภาพที่ 21 กราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่แสดงระยะการเกิด LTHR และ HTHR ของเครื่องยนต์ HCCI

ที่มา: Shibata and Urushihara (2006)

จากการตั้งสมมุติฐานกำหนดให้มวลในห้องเผาไหม้คงที่ เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์ ปริมาณเชื้อเพลิง ปริมาณอากาศ สัดส่วนการใช้ EGR และจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่เป็นค่าที่ใกล้เคียงกัน จากโปรแกรม Boost ที่ประเมินหาค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งปิดวาล์วไอดี (IVC) (Thanachai, T. และคณะ, 2011) ที่อุณหภูมิอากาศ 30°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C นำมาวิเคราะห์หาอุณหภูมิ IVC ณ สภาวะการทำงานที่อุณหภูมิอากาศและน้ำหล่อเย็นต่างๆ โดยใช้กฎข้อของกฎอุดมคติดังสมการต่อไปนี้

$$P_0V_0 = mRT_{IVC0} \quad (17)$$

$$m = \frac{P_0V_0}{RT_{IVCo}} \quad (18)$$

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

โดยที่

P_0 = ความดันในกระบอกสูบที่ IVC ณ อุณหภูมิอากาศ 30°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C

V_0 = ปริมาตรในกระบอกสูบที่ IVC ณ อุณหภูมิอากาศ 30°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C

m = มวลในกระบอกสูบ ณ อุณหภูมิอากาศ 30°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C

T_{IVC0} = อุณหภูมิในกระบอกสูบที่ IVC ณ อุณหภูมิอากาศ 30°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C

จากมวลที่คำนวณได้ดังสมการ 13 นำไปแทนค่า เพื่อหาอุณหภูมิที่ IVC ณ อุณหภูมิต่างๆ

$$T_{IVCi} = \frac{P_i V_i}{P_o V_o} T_{IVC0} \qquad (19)$$

โดยที่

P_i = ความดันในกระบอกสูบที่ IVC ณ อุณหภูมิที่ i

V_i = ปริมาตรในกระบอกสูบที่ IVC ณ อุณหภูมิที่ i

m = มวลในกระบอกสูบ ณ อุณหภูมิอากาศ 30°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C

T_{IVC0} = อุณหภูมิในกระบอกสูบที่ IVC ณ อุณหภูมิที่ i

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางที่ 7 ตารางการดำเนินงาน

ชื่อโครงงาน : ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศและอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
Effects of Intake Air Temperature and Coolant Temperature on Diesel Dual Fuel Operating Characteristics.

อาจารย์ที่ปรึกษา : อาจารย์ธเนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D. ผู้ช่วยศาสตราจารย์เอกไท วิโรจน์สกุลชัย, Ph.D.	ผู้จัดทำ : นายกิตติศักดิ์ คำสินลา
สถานที่ดำเนินโครงการ : มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์และสถาบันวิจัยเทคโนโลยี ปตท. อำเภอวังน้อย พระนครศรีอยุธยา	เริ่มโครงงาน : 1 มิถุนายน 2552 สิ้นสุดโครงงาน : 28 กุมภาพันธ์ 2554

ขั้นตอนการดำเนินงาน	มิ.ย. 52	พ.ค. 53	มิ.ย. 53	ก.ค. 53	ส.ค. 53	ก.ย. 53	ต.ค. 53	พ.ย. 53	ธ.ค. 53	ม.ค. 54	ก.พ. 54
1. ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้อง ตรวจสอบเอกสาร											
2. จัดทำห้องทดลองและศึกษาวิธีการใช้											
3. ทำการทดลองและเก็บข้อมูล											
4. วิเคราะห์ข้อมูล											
6. จัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์											

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

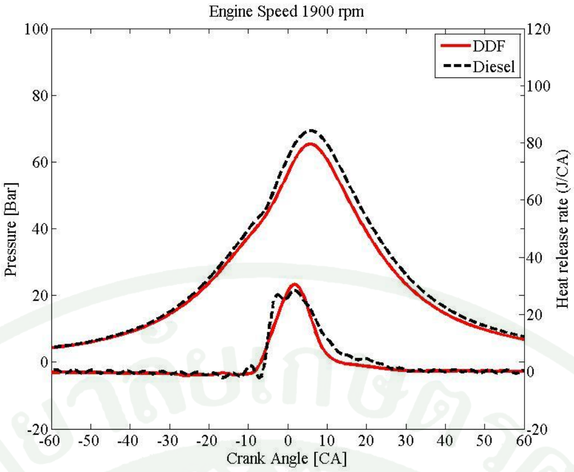
ผลและวิจารณ์

ผู้วิจัยได้ทำการเปรียบเทียบการทำงานในแบบ DDF ซึ่งใช้เชื้อเพลิงร่วมกัน 2 ชนิด คือ ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle โดยมี End of Injection ที่ 270 BTDC กับดีเซล 2.8 mg/cycle โดยมีจังหวะมุมการฉีดที่ 35 BTDC และการทำงานในแบบดีเซลตามคำสั่ง ECU ของเครื่องยนต์นี้ ซึ่งใช้ปริมาณดีเซล 14.3 mg/cycle การฉีดดีเซลนั้นจะแบ่งออกเป็น 2 จังหวะ จังหวะแรก (1^{st} pulse) ฉีดที่ 14.2 BTDC และจังหวะที่สอง (2^{nd} Pulse) ที่ 0.1 BTDC โดยการทำงานทั้งในแบบ DDF และแบบดีเซลนี้มีปริมาณพลังงานรวมของเชื้อเพลิงที่ป้อนให้เครื่องยนต์เท่ากัน

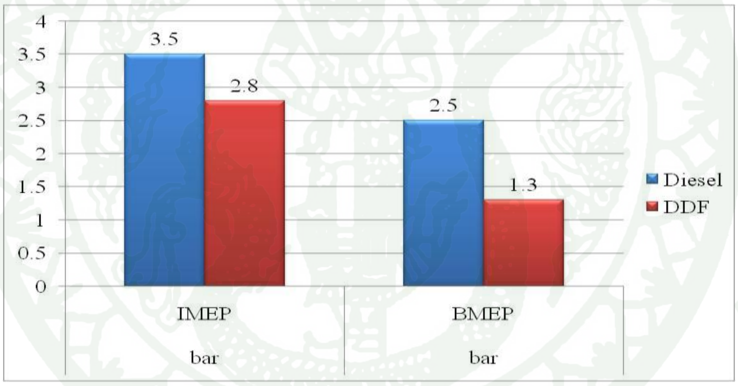
จากภาพที่ 22 จะเห็นได้ว่าภายใต้สภาวะข้างต้นการทำงานแบบ DDF จะมีช่วงการเผาไหม้ที่แคบกว่าการทำงานแบบดีเซล การทำงานแบบ DDF จะมีช่วง ignition delay ที่ยาวกว่า โดยการทำงานแบบดีเซล การทำงานแบบ DDF จะมีช่วง ignition delay ที่ยาวกว่า โดยการทำงานแบบดีเซลจะมีช่วง Mixing Control phase (ภาพที่ 3, Heywood, J.B., 1988) ในสัดส่วนที่มากกว่า

ภาพที่ 23 แสดงการเปรียบเทียบค่า IMEP จากกระบอกสูบที่ 1 และ BMEP ซึ่งคำนวณจากแรงบิดเบรคของเครื่องยนต์เมื่อทำงานในแบบ DDF และดีเซล ซึ่งพบว่าโหลดที่ได้จากการทำงานแบบ DDF น้อยกว่าการทำงานในแบบดีเซล ซึ่งเป็นผลมาจากประสิทธิภาพการเผาไหม้แย่ลงสังเกตได้จากปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เพิ่มขึ้นดังแสดงในภาพที่ 24 สาเหตุที่การทำงานในแบบ DDF มีไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์สูงนั้นเป็นผลจากรูปแบบการผสมกันล่วงหน้านี้จะมีข้อดีคือปริมาณสารมลพิษอนุภาคและออกไซด์ของไนโตรเจนจะต่ำกว่าการทำงานแบบดีเซล

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

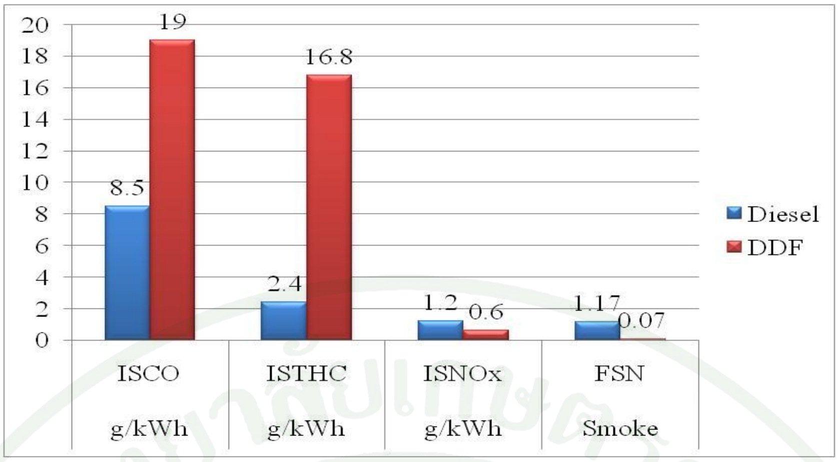


ภาพที่ 22 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่งระหว่างการทำงานแบบ DDF และดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที



ภาพที่ 23 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่ง ระหว่างการทำงานแบบ DDF และดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 24 ปริมาณสารมลพิษระหว่างการทำงานแบบ DDF และดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที

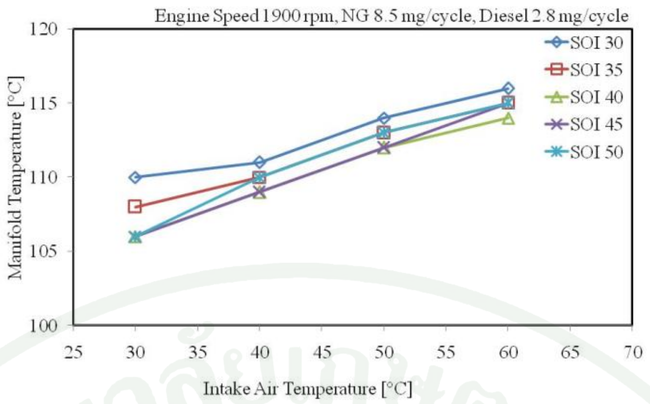
จากที่ได้กล่าวมาพบว่าการทำงานแบบ DDF นั้นมีปัญหาเรื่องการมีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ออกมากับไอเสียในปริมาณมาก ดั้งนั้นผู้วิจัยจึงได้ทำการทดสอบปัจจัยต่างๆ เพื่อที่จะเป็นแนวทางในการปรับปรุงคุณลักษณะไอเสียของการทำงานแบบ DDF

1. ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้า

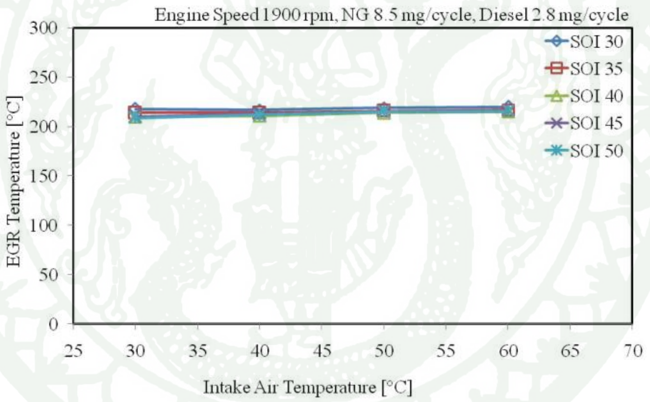
การทดลองการปรับอุณหภูมิอากาศขาเข้าจะทำการทดลองที่อุณหภูมิอากาศขาเข้า 30°C จนถึง 60°C และควบคุมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 85°C อัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% ดังจะแสดงผลดังต่อไปนี้

เมื่อทำการปรับอุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งก่อนเข้ากรองอากาศเพิ่มขึ้นจาก 30°C จนถึง 60°C ส่งผลให้อุณหภูมิไอดีที่ท่อร่วมไอดีเพิ่มขึ้นเพียงไม่เกิน 12°C ดังแสดงไว้ในภาพที่ 25 ทั้งนี้อุณหภูมิของไอดีที่ท่อร่วมไอดีนั้นขึ้นอยู่กับปริมาณ EGR และอุณหภูมิ EGR ด้วยเช่นกัน อุณหภูมิอากาศขาเข้าที่เพิ่มขึ้นสูงขึ้นอาจส่งผลให้อุณหภูมิ EGR มีแนวโน้มสูงขึ้น (Tomita *et al.*, 2008) แต่จากข้อมูลในภาพที่ 26 ชี้ให้เห็นว่า เมื่ออุณหภูมิอากาศขาเข้าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิ EGR มีค่าค่อนข้างคงที่ และสัดส่วนการใช้ EGR มีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย ดังแสดงในภาพที่ 27 เมื่อพิจารณาจากปริมาณ EGR ที่ใช้ค่อนข้างสูง (35% - 40%) EGR มีอุณหภูมิประมาณ 210**°C** การเพิ่มอุณหภูมิอากาศขาเข้าจาก 30**°C** ถึง 60°C จึงส่งผลให้อุณหภูมิไอดีที่ท่อร่วมเปลี่ยนแปลงเพียงไม่เกิน 12°C (ดังภาพที่ 25)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

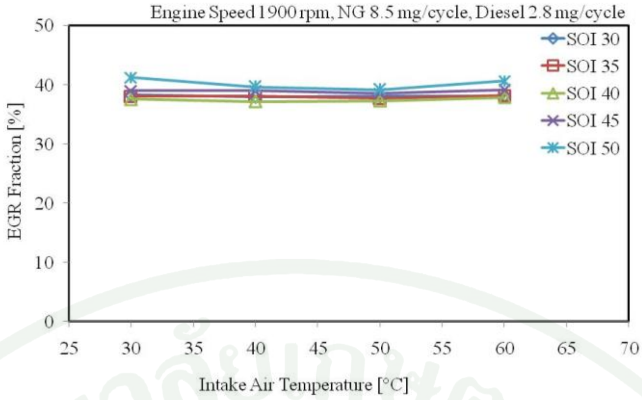


ภาพที่ 25 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิไอดีเมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle



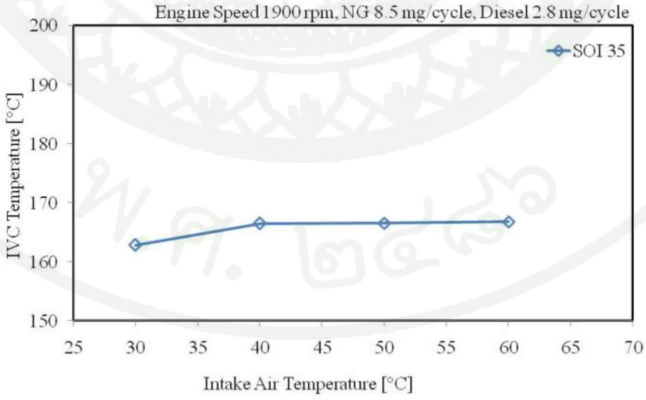
ภาพที่ 26 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 27 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อสัดส่วนการใช้ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

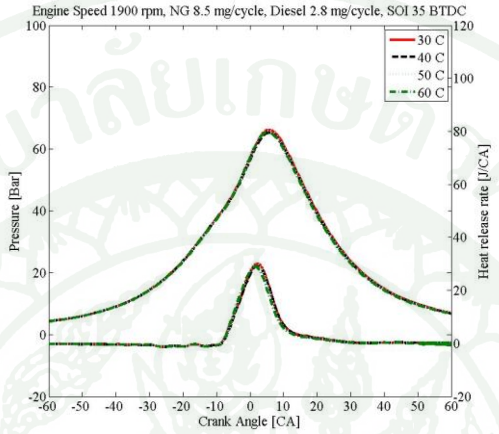
การปรับอุณหภูมิอากาศขาเข้า ส่งผลให้อุณหภูมิ ณ ตำแหน่งปิดวาล์วไอดี (IVC) มีแนวโน้มสูงขึ้น โดยพิจารณาจากสมมุติฐานของการผสมกันของก๊าซอุดมคติ ซึ่งกำหนดให้มวลคงที่ เนื่องจากเป็นการทดลองแบบควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงและอากาศคงที่ และสัดส่วนการใช้ EGR นั้นเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก ดังแสดงในภาพที่ 28 ซึ่งเป็นผลการทดสอบที่สภาวะ 1900 รอบต่อนาที ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle ดีเซล 2.8 mg/cycle



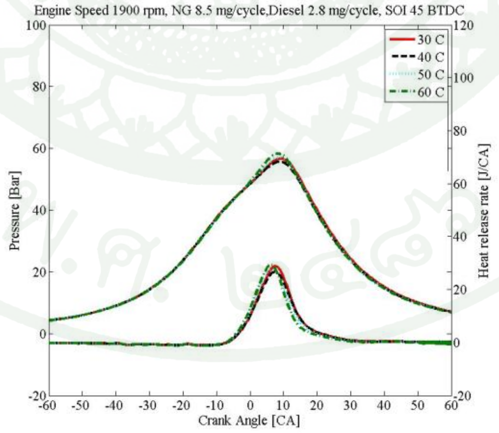
ภาพที่ 28 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิ IVC จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากข้อมูลความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่ง พบว่ามีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก เนื่องจากอุณหภูมิ IVC มีการช่วงเปลี่ยนแปลงน้อย และพบว่าการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° – 50° BTDC ส่งผลให้ตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ล่าช้ามากขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 29, 30 และ 31

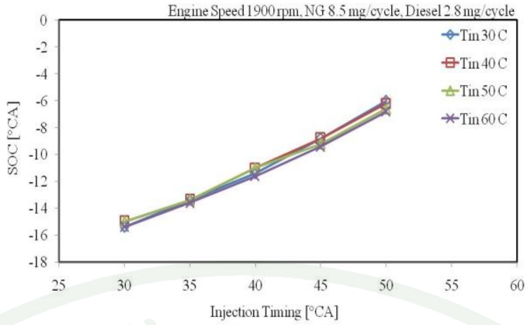


ภาพที่ 29 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle



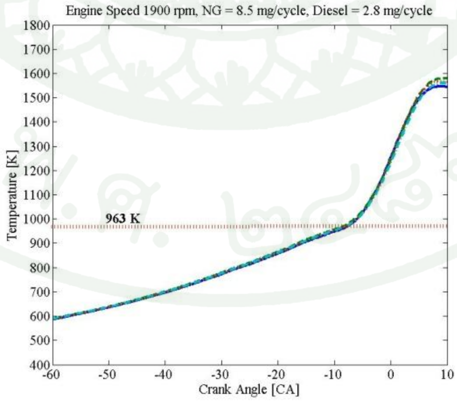
ภาพที่ 30 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 45 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 31 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

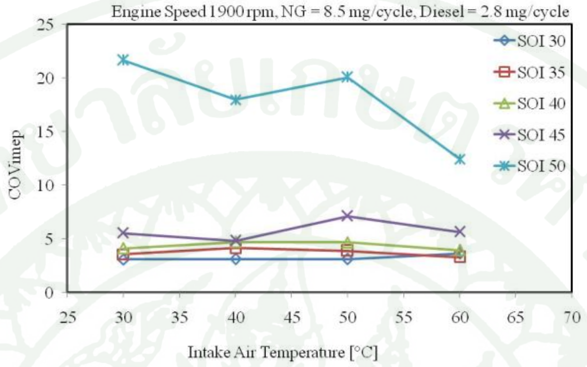
จากข้อมูลอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนและอัตราการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิในกระบอกสูบที่หนึ่ง พบว่าตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ (Shibata and Urushihara, 2006) มีอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ประมาณ 968 K – 961 K ณ 35 BTDC ตามอุณหภูมิอากาศที่เพิ่มขึ้น เฉลี่ยได้ประมาณ 963 K จึงเป็นผลทำให้ความล่าช้าของการจุดระเบิดลดลงเมื่ออุณหภูมิอากาศขาเข้าสูงขึ้น เนื่องจากมีอัตราการเพิ่มของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่สูงขึ้น ตามลำดับการปรับเพิ่มอุณหภูมิอากาศขาเข้า (อาทิตย์, 2545) ดังแสดงในภาพที่ 32 และจากการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° – 50° BTDC พบว่าอุณหภูมิเริ่มการเผาไหม้เพิ่มขึ้น ดังแสดงในตารางผนวกที่ 9



ภาพที่ 32 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิในกระบอกสูบ จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

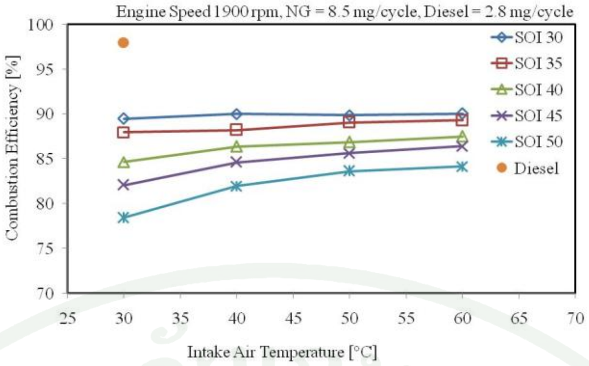
เสถียรภาพในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF สำหรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 30° – 40° BTDC มีช่วงการเปลี่ยนแปลงไม่มาก และที่จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 45° – 50° BTDC พบว่า เสถียรภาพการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF มีค่าแปรปรวนมาก สำหรับการปรับอุณหภูมิอากาศขาเข้าจาก 30°C – 60°C ดังแสดงในภาพที่ 33



ภาพที่ 33 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ COV ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

จากข้อมูลที่เก็บค่าที่สภาวะการทำงานในแบบดีเซลที่อุณหภูมิอากาศขาเข้า 30°C พบว่ามีประสิทธิภาพการเผาไหม้ถึงประมาณ 98% ในขณะที่ในการทำงานแบบ DDF ที่อุณหภูมิอากาศ 30°C ที่จังหวะการฉีดดีเซล 35° ให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงประมาณ 10% เมื่อเพิ่มอุณหภูมิอากาศขาเข้าจาก 30°C เป็น 60°C ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ดีขึ้นประมาณไม่เกิน 6% – 7% ดังแสดงในภาพที่ 34

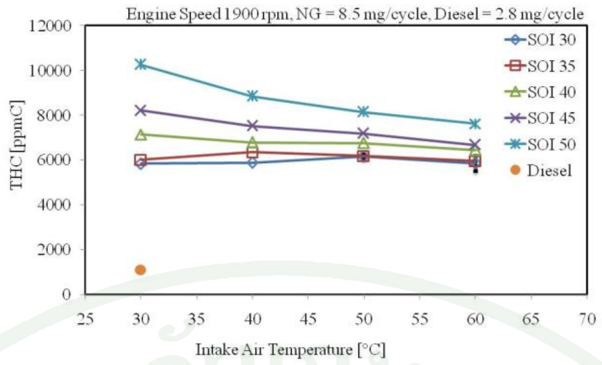
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



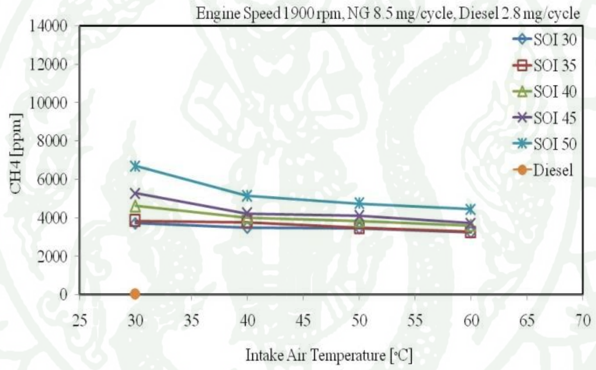
ภาพที่ 34 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ด้วยรูปแบบของกระบวนการเผาไหม้ที่มีการผสมกันของส่วนผสมล่วงหน้า การเผาไหม้แบบ DDF จึงมีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ที่สูงกว่าการเผาไหม้แบบดีเซลทั่วไปที่สภาวะเดียวกัน ประมาณ 5250 ppmC และ 0.19% โดยปริมาตร ตามลำดับ การปรับเพิ่มอุณหภูมิอากาศจาก 30°C จนถึง 60°C พบว่าปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มลดลง ดังแสดงในภาพที่ 35 และ 37 อาจเป็นผลมาจากอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้น เอื้ออำนวยแก่การเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชั่นของกลไกการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Alla *et al.*, 2001) ซึ่งผลการทดลองสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเผาไหม้ (Iverson, 2003) และผลกระทบจะชัดเจนมากขึ้นเมื่อปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ถึง 50° BTDC โดยที่ลดลงสูงสุดประมาณ 2600 ppmC และ 0.21% โดยปริมาตรตามลำดับ และจากภาพที่ 36 พบว่าปริมาณสารมลพิษมีเทนเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิอากาศลดลงเช่นกัน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

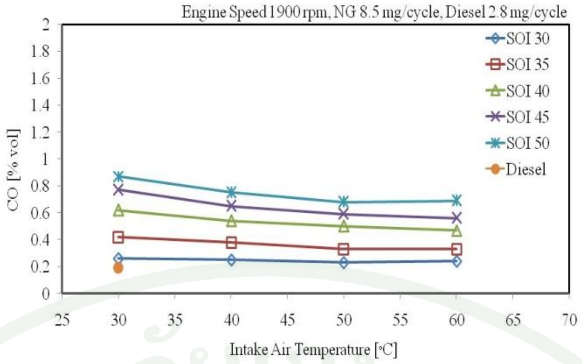


ภาพที่ 35 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle



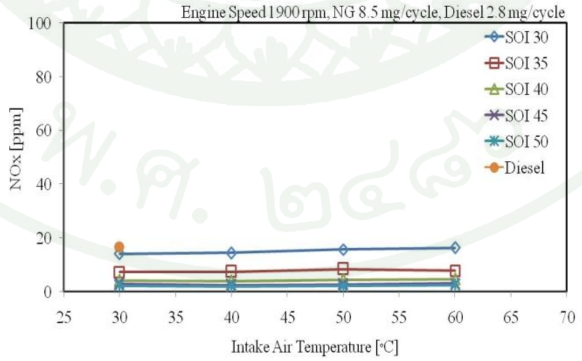
ภาพที่ 36 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้า CH_4 ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 37 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ CO ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

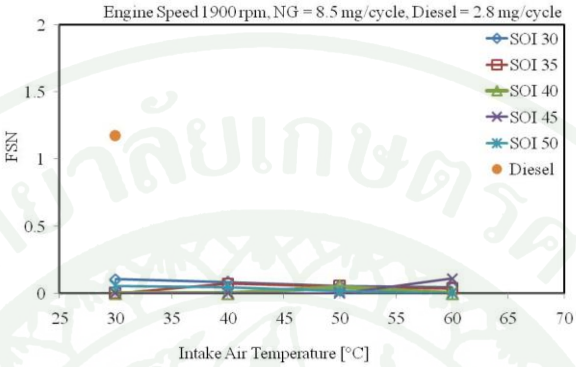
การทำงานในแบบ DDF จะมีปริมาณสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนต่ำกว่าการทำงานในแบบดีเซลเล็กน้อย และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อปรับอุณหภูมิอากาศจาก 30°C จนถึง 60°C ดังแสดงในภาพที่ 38 เนื่องจากอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้น ทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้น (Heywood, 1988) การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจะส่งผลชัดเจนกว่า ซึ่งจะมีแนวโน้มต่ำลง เมื่อปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ถึง 50° ก่อนศูนย์ตายบน เนื่องจากจังหวะการฉีดดีเซลที่ไกลจากศูนย์ตายบนมากขึ้นส่งผลให้การเผาไหม้รุนแรงน้อยลง ทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ลดลงเช่นกัน (Iverson, 2003)



ภาพที่ 38 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ NO_x ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

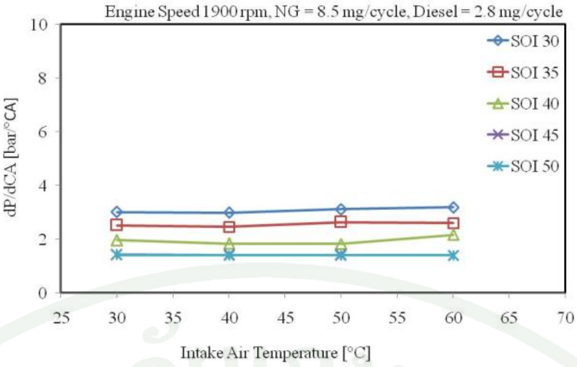
ในการทำงานแบบ DDF โดยทั่วไปจะมีสารมลพิษอนุภาคในปริมาณต่ำมากเมื่อเทียบกับการทำงานในแบบดีเซลซึ่งมีปริมาณสารมลพิษอนุภาคประมาณ 1.17 FSN การปรับอุณหภูมิอากาศส่งผลเล็กน้อยต่อสารมลพิษอนุภาค ดังแสดงในภาพที่ 39



ภาพที่ 39 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อสารอนุภาคในไอเสีย ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

dP/dCA เป็นตัวแปรหนึ่งที่สามารถบ่งบอกถึงความรุนแรงของการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ได้ จากข้อมูลผลการทดลองพบว่า dP/dCA มีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก ที่ช่วงอุณหภูมิอากาศขาเข้าจาก 30°C – 60°C แต่การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลส่งผลชัดเจนกว่า ดังแสดงในภาพที่ 40 เนื่องจากการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลนั้นส่งผลต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF ชัดเจนกว่าการปรับอุณหภูมิอากาศขาเข้า

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 40 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อ dP/dCA ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

การปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์ให้เพิ่มขึ้นจาก 1900 รอบต่อนาทีเป็น 2400 รอบต่อนาที นั้นมีแนวโน้มที่คล้ายกับความเร็วรอบที่ 1900 รอบต่อนาที แต่พบว่ามีตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ล่าช้าลดลง อาจเนื่องมาจากการเป็น Turbulent มากขึ้น ทำให้ส่วนผสมจุดระเบิดได้ง่ายขึ้น

สรุปผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF

การปรับเพิ่มอุณหภูมิอากาศจาก 30°C ไป 60°C ส่งผลต่ออุณหภูมิไอดีเพิ่มขึ้นไม่เกิน 12°C เนื่องจากมีการใช้ EGR ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงกว่า ซึ่งจากข้อมูลความดันในกระบอกสูบและอัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่งพบว่าตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้มีแนวโน้มเร็วขึ้นเล็กน้อยเมื่อปรับอุณหภูมิอากาศขาเข้า แต่จากการวิเคราะห์การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลนั้นพบว่าตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้นั้นล่าช้ามากขึ้นซึ่งผลกระทบจะชัดเจนกว่าการปรับอุณหภูมิอากาศขาเข้า และจากสมมุติฐานของการผสมกันของแก๊สอุดมคติพบว่าอุณหภูมิเริ่มต้นการเผาไหม้นั้นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ไป 50° BTDC และมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อปรับเพิ่มอุณหภูมิอากาศ การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ไป 50° BTDC อาจส่งผลให้ความสามารถในการระเหยของน้ำมันดีเซลลดลง เนื่องจากในขณะที่ฉีดน้ำมันดีเซลนั้นในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิไม่สูงมาก ทำให้ส่วนผสมจุดระเบิดได้ยาก ส่งผลให้สารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้น ซึ่งการปรับเพิ่มอุณหภูมิอากาศนั้นก็จะช่วยเร่งปฏิกิริยาออกซิเดชั่นทำให้มีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ลดลง สำหรับสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนและสารมลพิษอนุภาพนั้นพบว่ามีปริมาณที่ต่ำสำหรับ

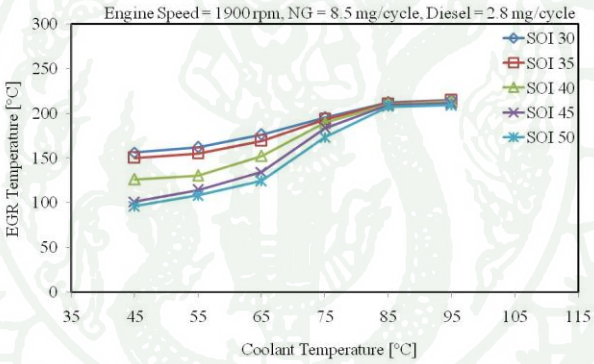
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การทำงานแบบ DDF เสถียรภาพการเผาไหม้นั้นจะสูงขึ้นเล็กน้อยเมื่อปรับเพิ่มอุณหภูมิอากาศ แต่จะแย่ลงเมื่อปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ไป 50° BTDC

2. ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

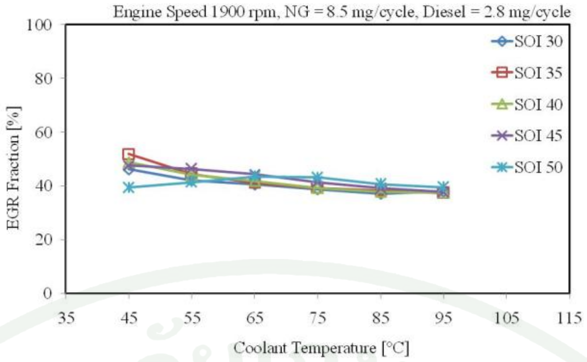
การทดลองการปรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจะทำการทดลองที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 45°C – 95°C และควบคุมอุณหภูมิอากาศขาเข้าที่ 30°C อัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% ดังจะแสดงผลดังต่อไปนี้

จากภาพที่ 41 และ 42 พบว่าอุณหภูมิ EGR มีแนวโน้มลดลงเมื่อปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 95°C – 45°C และพบว่าสัดส่วนการใช้ EGR มีช่วงการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก



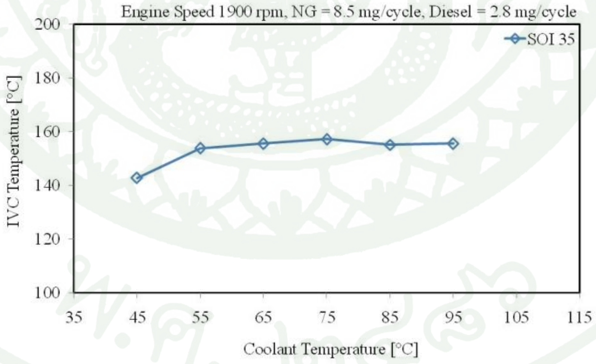
ภาพที่ 41 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ = 8.5 mg/cycle, ดีเซล = 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 42 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อสัดส่วนการใช้ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ = 8.5 mg/cycle, ดีเซล = 2.8 mg/cycle

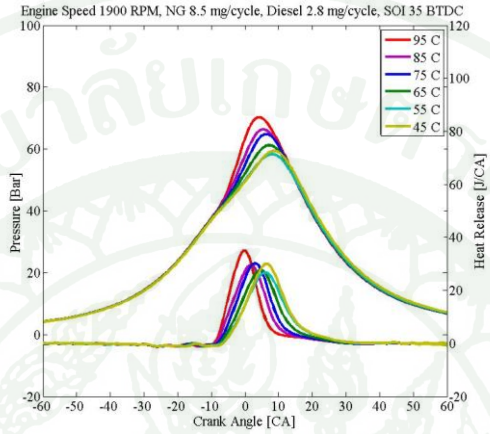
จากสมมุติฐานการผสมกันของก๊าซอุดมคติ โดยพิจารณาจากมวลคงที่ พบว่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งปิดวาล์วไอดี (IVC) มีแนวโน้มลดลง เมื่อปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ดังในภาพที่ 43 ซึ่งเป็นตัวอย่างข้อมูลจาก สภาวะทดสอบที่ 1900 รอบต่อนาที ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle ดีเซล 2.8 mg/cycle



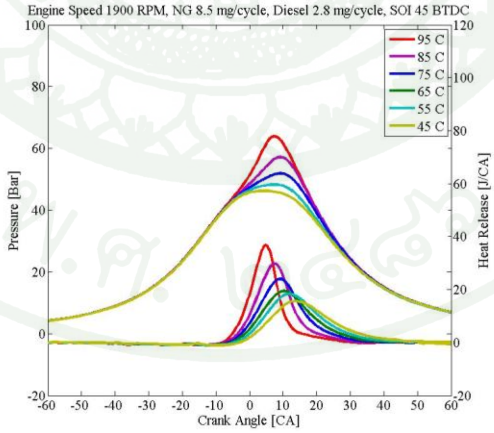
ภาพที่ 43 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ IVC จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากข้อมูลความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่ง พบว่าตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ล่าช้ามากขึ้นเมื่อปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° – 50° BTDC ส่งผลลักษณะเดียวกับการปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ดังแสดงในภาพที่ 44, 45 และ 46

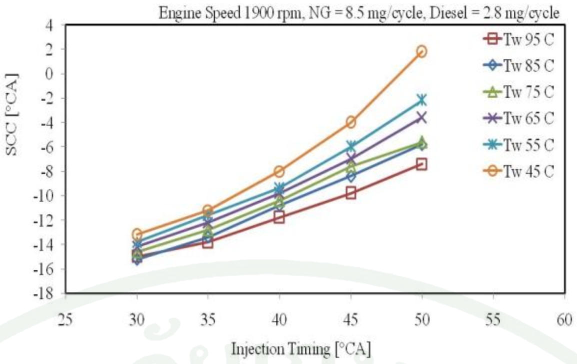


ภาพที่ 44 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle



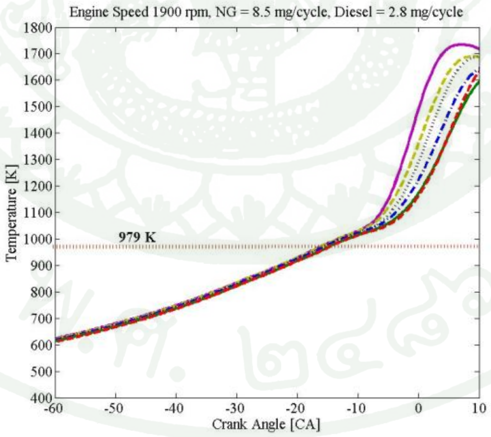
ภาพที่ 45 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 45 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 46 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

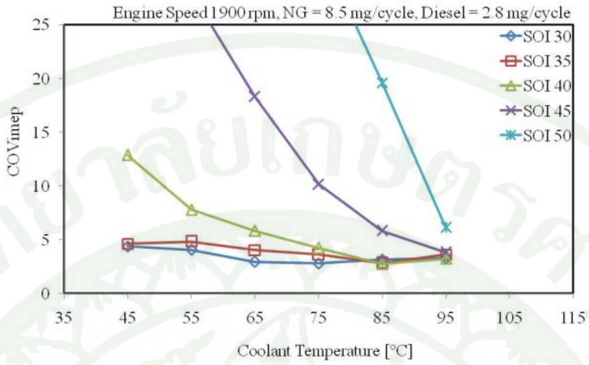
จากข้อมูลอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนและอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ในกระบอกสูบที่หนึ่ง พบว่าการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ที่สภาวะการทำงานนี้ ณ ตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ (Shibata and Urushihara, 2006) มีอุณหภูมิประมาณ 975 K – 981 K เมื่อลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเฉลี่ยประมาณ 979 K ณ 35 BTDC ดังแสดงในภาพที่ 47



ภาพที่ 47 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิในกระบอกสูบ จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

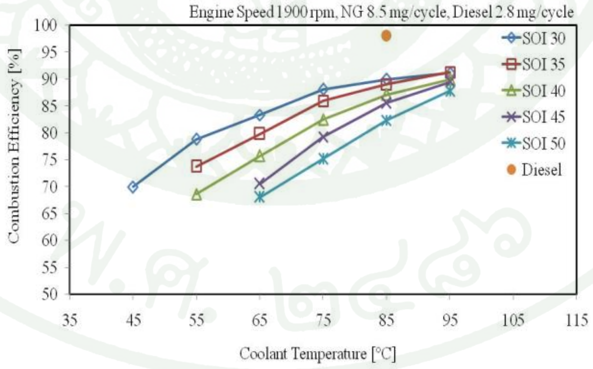
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลงส่งผลให้เสถียรภาพของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DDF ลดลง การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° – 50° BTDC ส่งผลเสถียรภาพการเผาไหม้ลดลงเช่นกัน ดังแสดงในภาพที่ 48



ภาพที่ 48 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ COVimep เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

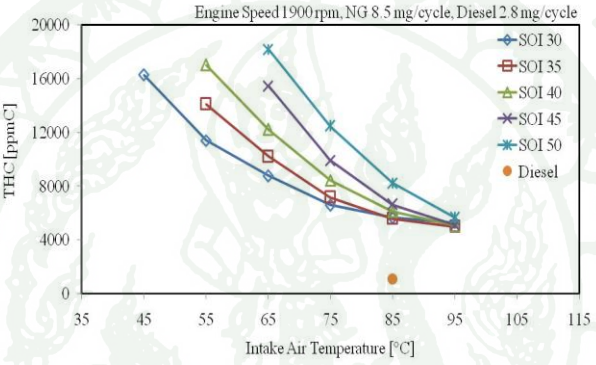
การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 95°C ถึง 45°C ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงประมาณ 19% - 21% ขึ้นอยู่กับจังหวะมุมการฉีดดีเซล ดังแสดงในภาพที่ 49



ภาพที่ 49 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

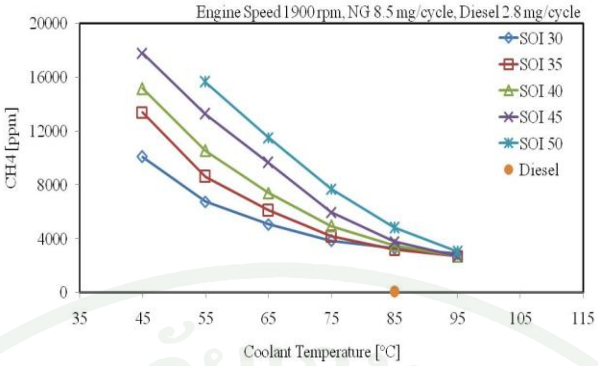
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 95°C ถึง 45°C ส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นประมาณ 9000 - 12000 ppmC และส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มลดลงด้วย เนื่องจากการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ทำให้ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิลดลง ไม่เอื้ออำนวยแก่การเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชั่น (Milovanovic *et al.*, 2005; Torregrosa *et al.*, 2006) และที่จังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° – 50° BTDC ซึ่งบางจังหวะมุมการฉีดดีเซลพบว่าปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนมีมากเกินกว่าความสามารถของเครื่องมือวัด (20000 ppmC) ดังแสดงในรูปที่ 50 และ 52 และจากรูปที่ 51 พบว่าปริมาณสารมลพิษมีเทนเพิ่มขึ้นเมื่อลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเช่นกัน

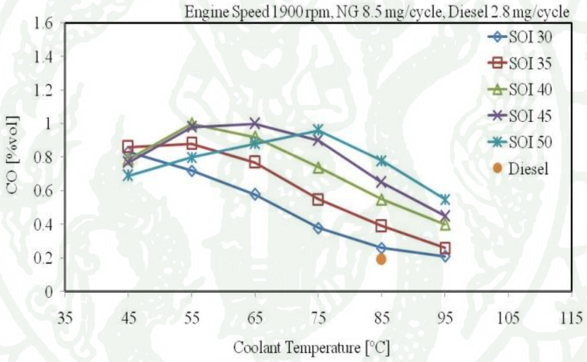


ภาพที่ 50 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



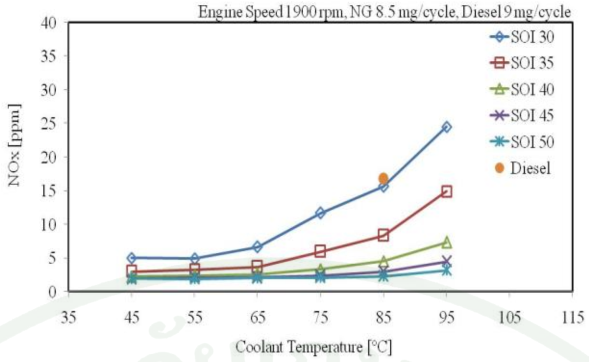
ภาพที่ 51 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CH_4 ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle



ภาพที่ 52 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CO ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

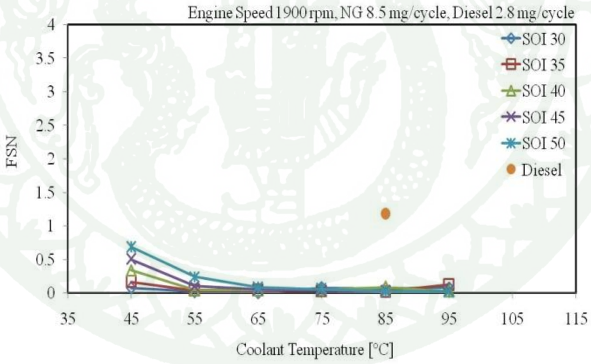
การลดลงของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้นั้น ทำให้อัตราการเกิดสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนลดลง เนื่องจากสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนจะเกิดได้ดีที่อุณหภูมิสูง (Heywood, 1988) ดังแสดงในภาพที่ 53

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 53 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ NOx ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

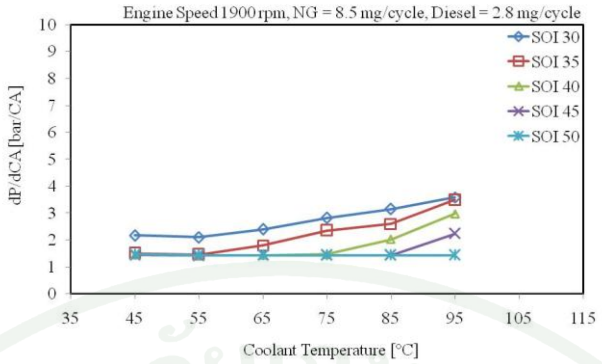
ในการทำงานแบบ DDF โดยทั่วไปจะมีสารมลพิษอนุภาคในปริมาณต่ำ การปรับลดของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษอนุภาคเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ดังแสดงในภาพที่ 54



ภาพที่ 54 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออนุภาคในไอเสีย ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

dP/dCA มีแนวโน้มลดลงเมื่อปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 95°C ถึง 45°C ดังแสดงในภาพที่ 55

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพที่ 55 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ dP/dCA เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

สรุปผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF

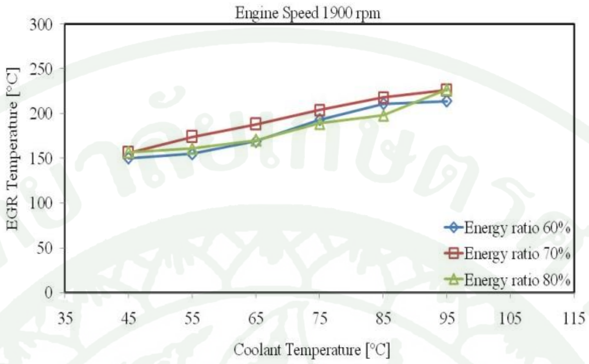
จากข้อมูลความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่ง พบว่าตำแหน่งการเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ามากขึ้นเมื่อปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และจากการวิเคราะห์อุณหภูมิในห้องเผาไหม้พบว่ามีอุณหภูมิการเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ใกล้เคียงกัน การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลงนั้นอาจส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ซึ่งส่งผลให้บริเวณที่เกิน Quenching Effect กว้างขึ้น ส่งผลให้มีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์สูงขึ้น และพบว่าเสถียรภาพของการเผาไหม้แย่ลงเมื่อปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

3. การทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมด

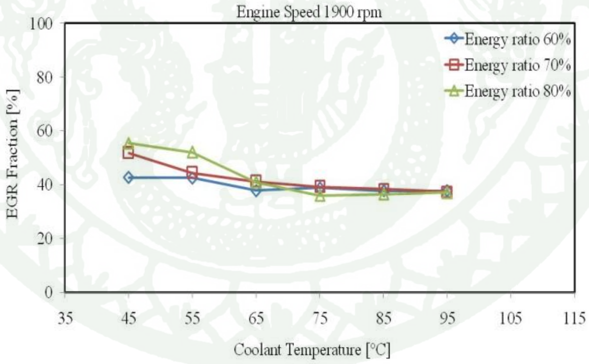
การทดลองนี้เป็นการทดสอบการปรับอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมด 60% - 80% ซึ่งเป็นช่วงที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์ DDF ใน NEDC อยู่แล้ว การทดสอบนี้ไม่มีการวิเคราะห์ข้อมูลสารมลพิษอนุภาค อันเนื่องมาจากการขัดข้องของเครื่องวัดบางประการ แต่จากข้อมูลสารมลพิษอนุภาคที่ได้แสดงก่อนหน้านี้ พบว่าการทำงานในแบบ DDF นั้นมีปริมาณสารมลพิษอนุภาคน้อย ทางผู้วิจัยจึงคาดว่าผลกระทบคงเปลี่ยนแปลงไม่มากนักสำหรับการทดสอบนี้

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การทดสอบทั้ง 3 สภาวะการทำงานคือ %ER 60, 70, 80 พบว่ามีอุณหภูมิ EGR ที่ใกล้เคียงกัน และพบว่าสัดส่วนการใช้ EGR มีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก แต่มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 95°C – 45°C ดังแสดงในภาพที่ 56 และ 57



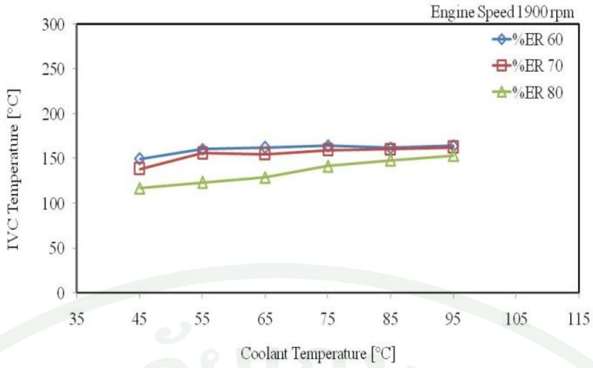
ภาพที่ 56 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่ออุณหภูมิ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)



ภาพที่ 57 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าต่อสัดส่วนการใช้ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

จากสมมุติฐานการผสมกันของก๊าซอุดมคติพบว่า ณ ตำแหน่งปิดวาล์วไอดี (IVC) มีอุณหภูมิลดลงเมื่อ ปรับอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดจาก 60% - 80% ดังแสดงในภาพที่ 58

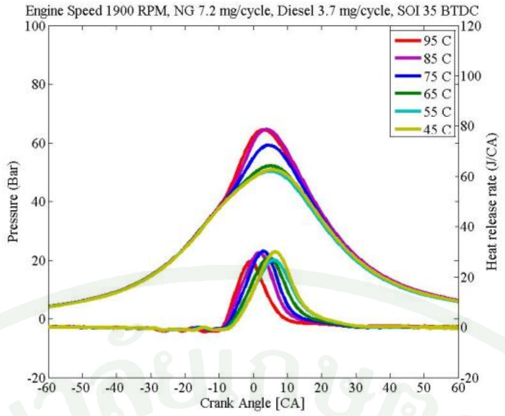
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



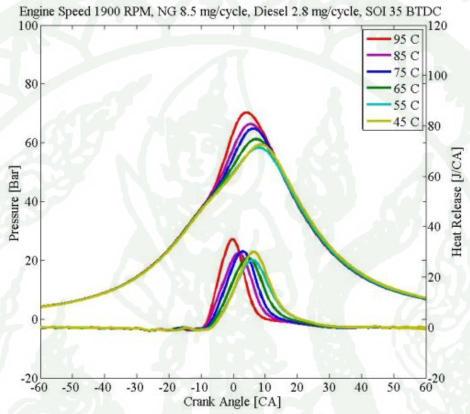
ภาพที่ 58 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ IVC จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

จากการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบ และอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบที่หนึ่ง พบว่าตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ของการทำงานแบบ DDF ล่าช้ามากขึ้นเมื่อทำการปรับเพิ่มอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ดังแสดงในภาพที่ 59 และ 60

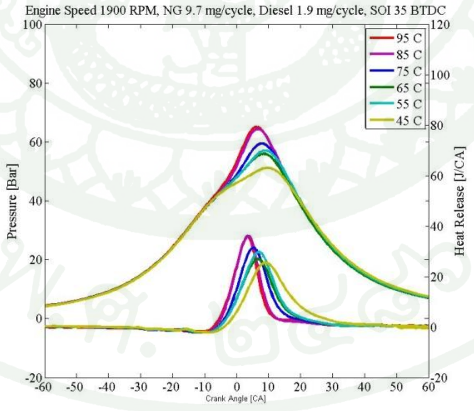
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



(ก)



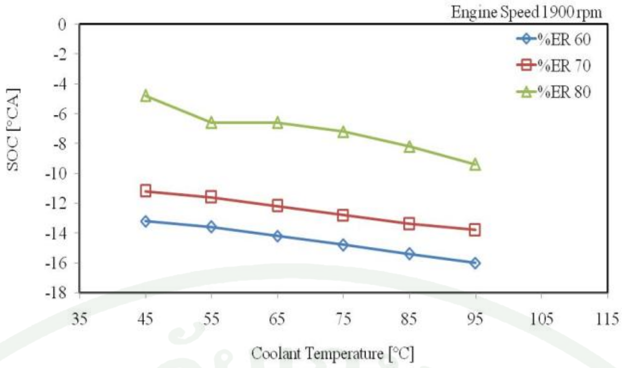
(ข)



(ค)

ภาพที่ 59 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 35° ก่อนศูนย์ตายบน ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (ก) ก๊าซธรรมชาติ 7.2 mg/cycle, ดีเซล 3.7 mg/cycle (ข) ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle (ค) ก๊าซธรรมชาติ 9.7 mg/cycle, ดีเซล 1.9 mg/cycle

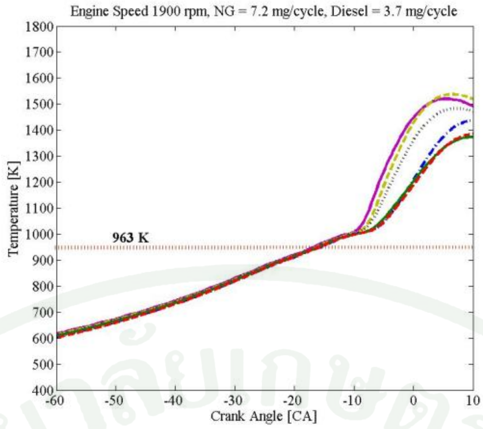
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



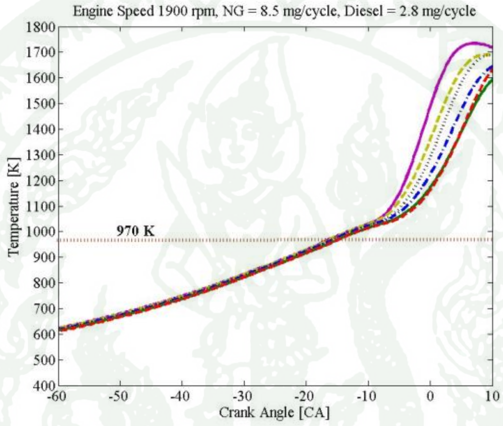
ภาพที่ 60 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ ที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

จากการวิเคราะห์หาตำแหน่ง SOC จากอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน (Shibata and Urushihara, 2006) พบว่ามีอุณหภูมิการจุดระเบิดเพิ่มประมาณจาก 963 K เป็น 1011 K เมื่อเพิ่มอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมด ดังแสดงในรูปที่ 61

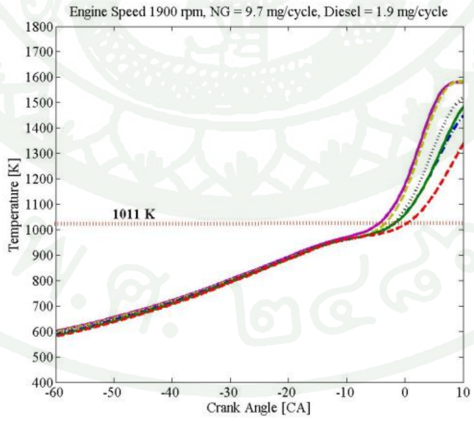
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



(ก)



(ข)

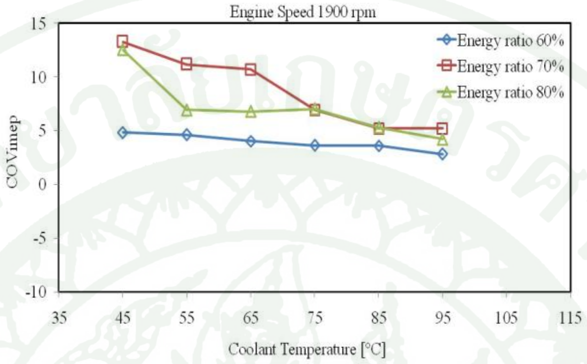


(ค)

ภาพที่ 61 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิในกระบอกสูบ จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35° ก่อนศูนย์ตายบน สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (ก) ก๊าซธรรมชาติ 7.2 mg/cycle, ดีเซล 3.7 mg/cycle (ข) ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle (ค) ก๊าซธรรมชาติ 9.7 mg/cycle, ดีเซล 1.9 mg/cycle

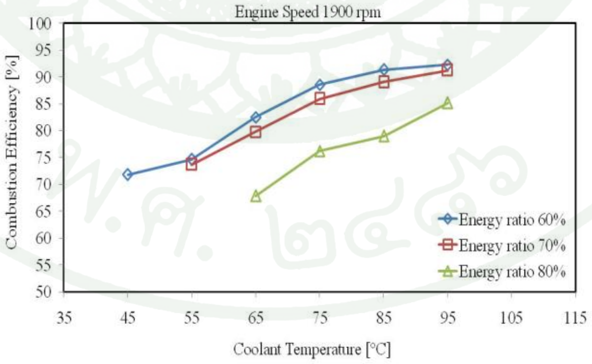
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF ในอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด 60% พบว่ามีเสถียรภาพสูงสุด ซึ่งในอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 70% และ 80% พบว่าที่ช่วงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ำลงกว่า 75°C การเผาไหม้มีเสถียรภาพลดลงอย่างเห็นได้ชัด (Ahmad *et al.*, 2005) ดังแสดงในภาพที่ 62



ภาพที่ 62 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ COVimep เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงานที่ 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

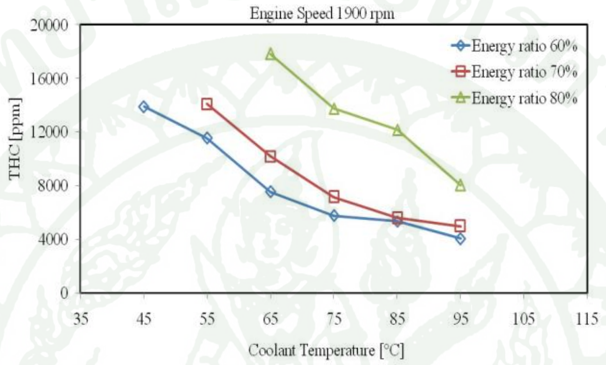
จากภาพที่ 63 พบว่าการเพิ่มอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงอย่างชัดเจน



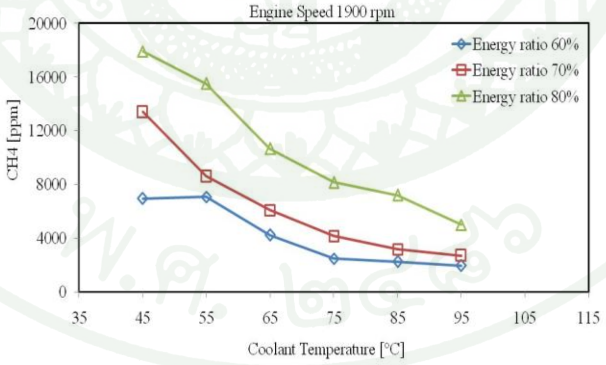
ภาพที่ 63 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ลดลง ทำให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนสูงขึ้น ซึ่งการลดอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติลงนั้นช่วยให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนลดลงได้ อาจเนื่องจากองค์ประกอบของส่วนผสมมีปริมาณไฮโดรคาร์บอนลดลงและอุณหภูมิในการจุดระเบิดที่ต่ำกว่าทำให้เผาไหม้ได้ง่ายขึ้น (Wong *et al.*, 1991) ดังแสดงในภาพที่ 123 และปริมาณสารมลพิษมีเทนนั้นส่งผลทิศทางเดียวกันกับปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอน ดังแสดงในภาพที่ 64



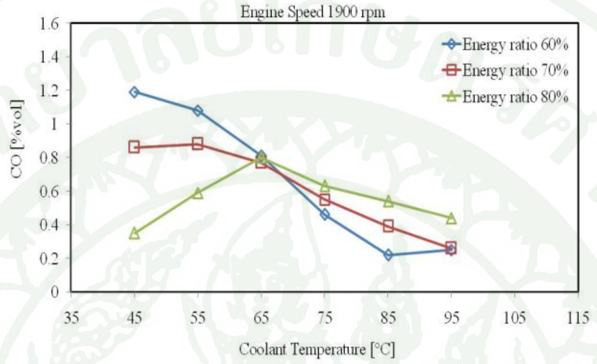
ภาพที่ 64 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)



ภาพที่ 65 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CH4 ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

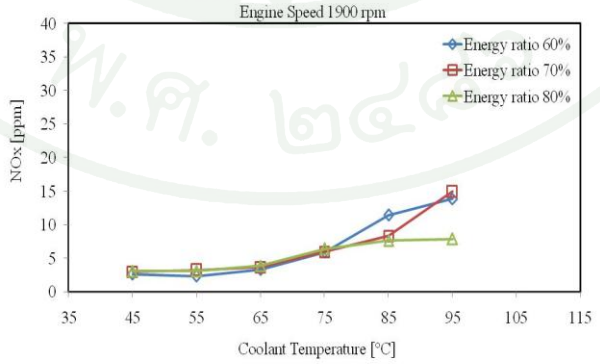
ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากข้อมูลปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์นั้นพบว่า ที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ต่ำกว่า 65°C การเพิ่มขึ้นอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำลง ซึ่งในทางกลับกันที่อุณหภูมิที่สูงกว่า 65°C การเพิ่มขึ้นอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์สูงขึ้น ดังแสดงในภาพที่ 66



ภาพที่ 66 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CO ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

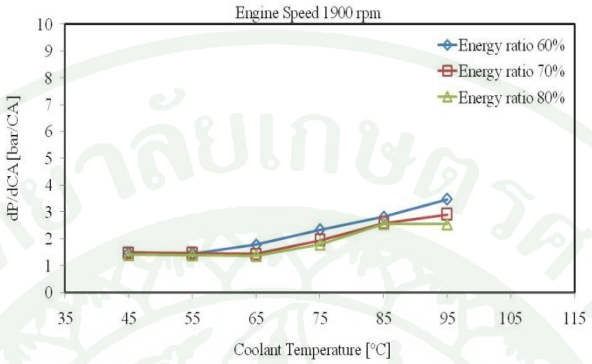
ปริมาณสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนสำหรับการทำงานของเครื่องยนต์ DDF มีปริมาณที่ต่ำ การปรับอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ส่งไม่ชัดเจน ดังแสดงในภาพที่ 67



ภาพที่ 67 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ NOx ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

dP/dCA เปลี่ยนแปลงไม่มากนัก เมื่อปรับอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ซึ่งจะมีแนวโน้มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ดังแสดงในภาพที่ 68



ภาพที่ 68 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ dP/dCA เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซลที่สภาวะการทำงาน 1900 รอบต่อนาที (%ER 60, 70, 80)

สรุปผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของเชื้อเพลิงต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

การปรับลดสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติจาก 80% ไป 60% นั้นพบว่าตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าน้อยลง เมื่อวิเคราะห์อุณหภูมิในห้องเผาไหม้นั้นพบว่ามีอุณหภูมิการเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ลดลงด้วย การปรับลดสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาตินั้นเป็นทำให้ส่วนผสมจุดระเบิดได้ง่ายขึ้น เนื่องจากความสามารถในการจุดระเบิดสูงเป็นน้ำมันดีเซล จึงส่งผลให้มีมีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง สำหรับเสถียรภาพการเผาไหม้นั้นพบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเราปรับลดสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติ

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

แนวทางในการนำข้อมูลไปประยุกต์ใช้

จากผลการทดลอง ที่ได้ทำการปรับตัวแปรต่างๆ ดังนี้

1. อุณหภูมิอากาศขาเข้า : 30°C – 60°C
2. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น : 45°C – 85°C
3. Energy Ratio : 60% – 80%
4. จังหวะมุมการฉีดดีเซล : 30° – 50° BTDC

ซึ่งได้ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1900 และ 2400 รอบต่อนาที พบว่า

1. การเพิ่มอุณหภูมิอากาศขาเข้านั้นส่งผลกระทบไม่มากนักต่ออุณหภูมิส่วนผสมในท่อร่วมไอดี จึงเป็นผลให้การเปลี่ยนแปลงต่อการเผาไหม้ไม่มากนัก

2. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นนั้นส่งผลต่อการเผาไหม้ค่อนข้างชัดเจน ซึ่งการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลงนั้น จะส่งผลให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มสูงขึ้น อีกทั้งยังส่งผลให้เสถียรภาพการเผาไหม้แย่ลงด้วย ในทางกลับกันการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 50 °– 30° BTDC ส่งผลให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง และยังทำให้เสถียรภาพการเผาไหม้ดีขึ้นด้วย ซึ่งการเลือกจังหวะมุมการฉีดดีเซลนั้นจะผู้วิจัยได้กำหนดเป็นตัวอย่างตามเงื่อนไขดังนี้

1. ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนต้องมีค่าเข้าใกล้ปริมาณสารมลพิษที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 85°C และไม่ควรเกิน 10000 PPM

2. ปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์ต้องมีค่าเข้าใกล้ปริมาณสารมลพิษที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 85°C และไม่ควรเกิน 1 Vol%

3. ประสิทธิภาพการเผาไหม้นั้นต้องมีค่าไม่ต่ำกว่า 80%

4. ต้องมี COV ไม่ควรเกิน 5%

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

จากเงื่อนไขดังกล่าว ผลจากการวิเคราะห์จะได้เป็นสมการ (20)

$$SOI_T = SOI_{85°C} - \Delta SOI \quad (20)$$

โดยที่

%ER 60 : R^2 = 0.994 $\Delta SOI = -0.0002T^3 + 0.039T^2 - 2.565T + 59.5$ (21)

%ER 70 : R^2 = 0.995 $\Delta SOI = -0.0004T^3 + 0.078T^2 - 5.131T + 119$ (22)

%ER 80 : R^2 = 0.995 $\Delta SOI = -0.0008T^3 + 0.156T^2 - 10.28T + 238$ (23)

โดยที่ SOI = จังหวะมุมการฉีดดีเซล (BTDC)

T = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น (°C)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

ขอบเขตสภาวะการทำงานที่ศึกษา

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาผลกระทบของการปรับอุณหภูมิอากาศจาก 30°C ไป 60°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 45°C ไป 95°C สัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติ 60% ไป 80% ต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ที่ความเร็วรอบ 1900 และ 2400 รอบต่อนาที และทุกการทดลองมีการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30°C ไป 50° BTDC เพื่อนำผลจากการทดลองนี้มาเป็นแนวทางในการปรับปรุงการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ในสภาวะการทำงานจริง

อิทธิพลของอุณหภูมิอากาศขาเข้า

การปรับเพิ่มอุณหภูมิอากาศขาเข้านั้นส่งผลต่ออุณหภูมิไอดีเพียงไม่เกิน 12°C เนื่องจากมีการใช้ EGR ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงกว่ามาก ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าอุณหภูมิไอดีที่เปลี่ยนแปลงไม่เกิน 12°C นั้นส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ไม่มากเท่าไรนัก และพบว่าปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มที่ลดลง

อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อนั้น ส่งผลต่อการเผาไหม้อย่างชัดเจน ซึ่งพบว่าส่วนผสมนั้นจุดระเบิดยากขึ้น ซึ่งพบว่ามีอุณหภูมิเริ่มต้นการจุดระเบิดเพิ่มขึ้นไม่เกิน 9°C การลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นนั้นยังส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์สูงขึ้น อาจเนื่องมาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ทำให้บริเวณที่เกิด Quenching Effect (เนื่องจากผนังห้องเผาไหม้ที่เย็นลง) นั้นเพิ่มขึ้น และยังทำให้เสถียรภาพการเผาไหม้นั้นลดลงด้วย

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

อิทธิพลของสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาติ

การปรับลดสัดส่วนการใช้ก๊าซธรรมชาตินั้น ส่งผลให้ส่วนผสมจุดระเบิดได้ง่ายขึ้น เนื่องจากความสามารถในการจุดระเบิดสูงนั้นเป็นน้ำมันดีเซล จึงส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ลดลง และยังเพิ่มเสถียรภาพของการเผาไหม้อีกด้วย

อิทธิพลของจังหวะมุมการฉีดดีเซล

การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ไป 50° BTDC นั้น ส่งผลให้ส่วนผสมจุดระเบิดยากขึ้น ทำให้มีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เพิ่มขึ้น และยังส่งผลให้เสถียรภาพของการเผาไหม้แย่ลง

ข้อเสนอแนะ

1. งานวิจัยนี้เป็นการทดสอบที่สภาวะคงที่ (Steady State) ซึ่งเป็นการลดปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องยนต์ DDF ซึ่งสามารถนำไปใช้เป็นแนวทางการทดสอบในแบบ Transient ซึ่งเป็นสภาวะการทำงานจริง และมีปัจจัยต่างๆ มาเกี่ยวข้อง

2. การทดลองนี้เป็นการทดสอบที่ Part Load อาจจะพิจาณาทดสอบที่ภาระงานต่างๆ เพื่อที่จะสามารถทำนาย หรือปรับปรุงการทำงานในสภาวะการทำงานจริงได้ดีขึ้น

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

เชี่ยวชาญ ห้าวหาญ และ เชษฐวุฒิ ภูมิพิพัฒน์พงศ์. 2553. ผลกระทบของอุณหภูมิไอดีต่อมลพิษของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน. **วารสารวิชาการเทคโนโลยีอุตสาหกรรม** 6: 58-75.

พีรวัฒน์ สายสิริรัตน์, อาทิตย์ คำทา และ สมชาย จันทร์ชาวนา. 2547. การศึกษาตัวบ่งชี้ที่กำหนดขอบเขตการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI. **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย** 18: 11-20.

อาทิตย์ คำทา. 2545. **อิทธิพลของอุณหภูมิไอดีและการใช้ไอเสียย้อนกลับต่อการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ HCCI**. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

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

Ahmad, N., M.K.G. Babu and A. Ramesh. 2005. Experimental Investigations of Different Parameters Affecting the Performance of a CNG – Diesel Dual Fuel Engine. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2005-01-3767.

Aroonsrisopon, T., M. Salad, E. Wirojsakunchai, K. Wannatong, S. Siangsanorh and N. Akarapanjavit. 2009. Injection Strategies for Operational Improvement of Diesel Duel Fuel Engines under Low Load Conditions. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2009-01-1855.

Challen, B and R. Baranescu. 1999. **Ch.25th Dual Fuel Engines**. 2nd ed. Butterworth-Heinemann, New York.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Catania, A.E., D. Misul, E. Spessa and A. Vassallo. 2004. Analysis of Combustion Parameters and Their Relation to Operating Variables and Exhaust Emissions in an Upgraded Multivalve Bi-Fuel CNG SI Engine. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2004-01-0983.

Checkel, M.D., P.E. Newman, B.H. Vant der bee and I. Pollak. 1993. Performance and Emissions of a Converted RABA 2356 Bus Engine in Diesel and Dual Fuel Diesel/Natural Gas Operation. **SAE Technical Paper.** Accession no. 1993-931823.

Chen, Z., M. Konno, M. Oguma and T. Yanai. 2000. Experimental Study of CI Natural-Gas / DME Homogeneous Charge Engines. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2000-01-0329.

Christensen, M. and B. Johansson. 1997. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas – A Comparison with Spark Ignition Operation. **SAE Technical Paper.** Accession no. 1997-972874.

Easley, W.L., A. Agarwal and G.A. Lavoie. 2001. Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2001-01-1029.

Guillemot, P., B. Gatellier and P. Rouveirolles. 1994. The Influence of Coolant Temperature on Unburned Hydrocarbon Emissions from Spark Ignition Engine. **SAE Technical Paper.** Accession no. 1994-941962.

Heywood, J.B. 1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** McGraw-Hill Book Company, New York.

Iverson, R.J. 2003. **Investigations into the Effects of Intake Charge Preheating and Intake Charge Unmixedness on Gasoline Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion.** M.E. Thesis, University of Wisconsin – Madison.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Iida, M., T. Aroonsrisopon, M. Hayashi, D. Foster and J. Martin. 2001. The Effect of Intake Air Temperature, Compression Ratio and Coolant Temperature on the Start of Heat Release in an HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) Engine. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2001-01-1880/4278.

Karim, G.A. 2003. Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power** 125: 551-672.

Kaleemuddin, S. and G.A.P. Rao. 2009. Development of Dual Fuel Single Cylinder Natural Gas Engine an Analysis and Experimental Investigation for Performance and Emission. **American Journal of Applied Sciences** 6 (5): 929 – 936.

Kook, S., C. Bae, P.C. Miles, D. Choi and L.M. Pickett. 2005. The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2005-01-3837.

Ladommatos, N., S.M Abdelhalim, H. Zhao and Z. Hu. 1998. Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion. **SAE Technical Paper.** Accession no. 1998-980184.

Liu, Z. and S. Fei. 2004. Emissions Prediction of CNG/Diesel Dual Fuel Engine Based on RBF Neural Network. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2004-01-0646

Milovanovic, N., D. Blundell, R. Pearson, J. Turner and R. Chen. 2005. Enlarging the Operational Range of a Gasoline HCCI Engine By Controlling the Coolant Temperature. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2005-01-0157.

Ominwafor. 2000. **Effect of advanced injection timing on the performance of natural gas in diesel engines**. Department of Mechanical Engineering, Federal University of Technology Owerri, Imo State, Nigeria.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Papagiannakis, R.G., P.N. Kotsiopoulos, T.C. Zannis, E.A. Yfantis, D.T. Hountalas and C.D. Rakopoulos. 2010. Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine. **Energy** 35: 1129-1138.

Papagiannakis, R.G. and D.T. Hountalas. 2004. Combustion and Exhaust Emission Characters of a Dual Fuel Compression Ignition Engine Operated with Pilot Diesel Fuel and Natural Gas. **Energy** 45: 2971 – 2987.

Persson, H., M. Agrell, J.O. Olsson, B. Johansson and H. Strom. 2004. The Effect of Intake Temperature on HCCI Operation Using Negative Valve Overlap. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2004-01-0944.

Rao, G.A., A.V.S. Raju, K.G. Rajulu and C.V.M. Rao. 2010. Performance evaluation of a dual fuel engine (Diesel+LPG). **Indian Journal of Science and Technology** 3: 235 - 237.

Ruetten, O., R. Weinowski, H. Baumgarten, K. Habermann and M. Umierski. 2004. Performance Improvement and Emission Reduction of NGV BiFuel Engine for Passenger Car. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2004-01-3468.

Ryan III, T.W. and T.J. Callahan. 1996. Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel. **SAE Technical Paper.** Accession no. 1996-961160.

Shenghua, L., Z. Longbao, W. Ziyan and R. Jiang. 2003. Combustion Characteristics of Compressed Natural gas/diesel Dual-Fuel Turbocharged Compressed Ignition Engine. **Journal of Automobile Engineering** 217: 558-615.

Shibata, G. and T. Urushihara. 2006. The Interaction Between Fuel Chemicals and HCCI Combustion Characteristics Under Heated Intake Air Conditions. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2006-01-0207.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Tanabe, H., S.Nakagawa and G.Takeshi Sato. 1991. Effects of Cooling Water Temperature on Particulate Emissions from a Small High Speed DI Diesel Engine. **SAE Technical Paper.** Accession no. 1991-910740.

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 Technical Paper.** Accession no. 2011-01-1767.

Thring, R.H. 1989. Homogeneous-Charge Compression Ignition (HCCI) Engines. **SAE Technical Paper.** Accession no. 89: 58 – 66.

Tomita, E., Y. Harada, N. Kawahara and A. Sakane. 2009. Effect of EGR on Combustion and Exhaust Emissions in Supercharged Dual-Fuel Natural Gas Engine Ignited with Diesel Fuel. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2009-01-1832.

Torregrosa, A.J., P. Olmeda, J. Martin and B. Degraeuwe. 2006. Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature. **Experimental Thermal and Fluid Science** 30: 633 – 641.

Vijayabalan, P. and G. Nagarajan. 2009. Performance, Emission and Combustion of LPG Diesel Dual Fuel Engine using Glow Plug. **Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering** 3: 105 -110.

Wong, W.Y., K.C. Midkiff and S.R. Bell. 1991. Performance and Emissions of a Natural Gas Dual-Fueled, Indirect Injected Diesel Engine. **SAE Technical Paper.** Accession no. 1991-911766.

Yusaf, T.F., M.T.A.A. Atabi and D. Buttsworth. 2001. Engine Performance and Exhaust Gas Emissions Characteristics of (CNG/Diesel) Dual-Fuel Engine. **SAE Technical Paper.** Accession no. 2001-01-1808.

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ภาคผนวก

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 1 องค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติ

Lower heating value, MJ/kg	**34.14**
Stoichiometric A/F	11.71
Specific gravity	0.77
MW, kg/kmole	22.20
Methane, % by mole	74.89
Ethane, % by mole	5.57
Propane, % by mole	2.10
n-Butane, % by mole	0.39
i-Butane, % by mole	0.48
n-Pentane, % by mole	0.06
i-Pentane, % by mole	0.12
Larger hydrocarbons (> C6), % by mole	0.12
CO_2, % by mole	14.30
N_2, % by mole	1.97

ที่มา: Thanachai *et al.* (2011)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 2 การทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้า 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle, ดีเซล 2.9 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**
Engine speed (rpm)	2400	2400	2400	2400
Lubricant Temp.	95℃	95℃	95℃	95℃
Coolant temp.	85℃	85℃	85℃	85℃
Intake air temp.	30℃	40℃	50℃	60℃
Diesel (mg/cycle)	2.9	2.9	2.9	2.9
NG (mg/cycle)	9	9	9	9
Rail pressure (MPa)	49.8	49.8	49.8	49.8
%ER	70	70	70	70
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

ตารางผนวกที่ 3 การทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิอากาศขาเข้าที่ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 10.1 mg/cycle, ดีเซล 3.3 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**
Engine speed (rpm)	2400	2400	2400	2400
Lubricant .Temp.	95℃	95℃	95℃	95℃
Coolant tem.	85℃	85℃	85℃	85℃
Intake air temp.	30℃	40℃	50℃	60℃
Diesel (mg/cycle)	3.3	3.3	3.3	3.3
NG (mg/cycle)	10.1	10.1	10.1	10.1
Rail pressure (MPa)	55.8	55.8	55.8	55.8
%ER	70	70	70	70
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 4 ตารางการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle, ดีเซล 2.9 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Engine speed (rpm)	2400	2400	2400	2400	2400	2400
Lubricant Temp.	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C
Coolant temp.	45°C	55°C	65°C	75°C	85°C	95°C
Intake air temp.	30°C	30°C	30°C	30°C	30°C	30°C
Diesel (mg/cycle)	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7
NG (mg/cycle)	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5
Rail pressure (MPa)	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8
%ER	70	70	70	70	70	70
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

ตารางผนวกที่ 5 ตารางการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 2400 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 10.07 mg/cycle, ดีเซล 3.33 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Engine speed (rpm)	2400	2400	2400	2400	2400	2400
Lubricant Temp.	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C
Coolant temp.	45°C	55°C	65°C	75°C	85°C	95°C
Intake air temp.	30°C	30°C	30°C	30°C	30°C	30°C
Diesel (mg/cycle)	3.33	3.33	3.33	3.33	3.33	3.33
NG (mg/cycle)	10.07	10.07	10.07	10.07	10.07	10.07
Rail pressure (MPa)	55.8	55.8	55.8	55.8	55.8	55.8
%ER	70	70	70	70	70	70
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 6 ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 60% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Engine speed (rpm)	1900	1900	1900	1900	1900	1900
Lubricant Oil Temp.	95℃	95℃	95℃	95℃	95℃	95℃
Coolant temp.	45℃	55℃	65℃	75℃	85℃	95℃
Intake air temp.	30℃	30℃	30℃	30℃	30℃	30℃
Diesel (mg/cycle)	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7
NG (mg/cycle)	7.2	7.2	7.2	7.2	7.2	7.2
Rail pressure (MPa)	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7
%ER	60	60	60	60	60	60
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

ตารางผนวกที่ 7 ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 70% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 8.5 mg/cycle, ดีเซล 2.8 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Engine speed (rpm)	1900	1900	1900	1900	1900	1900
Lubricant Temp.	95℃	95℃	95℃	95℃	95℃	95℃
Coolant temp.	45℃	55℃	65℃	75℃	85℃	95℃
Intake air temp.	30℃	30℃	30℃	30℃	30℃	30℃
Diesel (mg/cycle)	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
NG (mg/cycle)	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5
Rail pressure (MPa)	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7
%ER	70	70	70	70	70	70
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 8 ตารางการทดสอบผลกระทบของอัตราส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติ 80% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ 1900 รอบต่อนาที, ก๊าซธรรมชาติ 9.7 mg/cycle, ดีเซล 1.9 mg/cycle

Engine Condition	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
Engine speed (rpm)	1900	1900	1900	1900	1900	1900
Lubricant Temp.	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C	95°C
Coolant temp.	45°C	55°C	65°C	75 C	85°C	95°C
Intake air temp.	30°C	30°C	30°C	30°C	30°C	30°C
Diesel (mg/cycle)	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9
NG (mg/cycle)	9.7	9.7	9.7	9.7	9.7	9.7
Rail pressure (MPa)	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7	42.7
%ER	80	80	80	80	80	80
Diesel injection timing	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน	ปรับเปลี่ยน

ตารางผนวกที่ 9 ข้อมูลอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้

Engine Speed 1900 rpm, NG 8.5 mg/cycle, Diesel 2.8 mg/cycle					
Tin (K)	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**
	30 BTDC	35 BTDC	40 BTDC	45 BTDC	50 BTDC
303	942	968	976	988	1004
313	939	962	971	982	1001
323	934	961	965	977	996
333	932	961	966	975	996
Engine Speed 2400 rpm, NG 9 mg/cycle, Diesel 2.9 mg/cycle					
Tin (K)	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**
	30 BTDC	35 BTDC	40 BTDC	45 BTDC	50 BTDC
303	995	1016	1026	1046	1049
313	991	1016	1020	1040	1050
323	986	1014	1016	1041	1043
333	986	1014	1014	1036	1026

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 9 (ต่อ)

Engine Speed 2400 rpm, NG 10.1 mg/cycle, Diesel 3.3 mg/cycle					
Tin(K)	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**
	30 BTDC	**35 BTDC**	**40 BTDC**	**45 BTDC**	**50 BTDC**
303	1011	1015	1017	1048	1067
313	1004	1009	1017	1039	1055
323	998	1004	1015	1032	1052
333	998	999	1012	1022	1035
Engine Speed 1900 rpm, NG 8.5 mg/cycle, Diesel 2.8 mg/cycle					
Tw (K)	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**
	30 BTDC	**35 BTDC**	**40 BTDC**	**45 BTDC**	**50 BTDC**
368	964	975	1001	1011	1022
358	965	980	1002	1011	1027
348	966	979	1004	1011	1027
338	966	980	1005	1014	1027
328	967	981	1007	1018	1028
318	968	981	1008	1019	1029
Engine Speed 2400 rpm, NG 9 mg/cycle, Diesel 2.9 mg/cycle					
Tw (K)	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**
	30 BTDC	**35 BTDC**	**40 BTDC**	**45 BTDC**	**50 BTDC**
368	1011	1012	1019	1029	1030
358	1014	1014	1020	1030	1031
348	1015	1017	1020	1031	1032
338	1015	1017	1023	1033	1033
328	1018	1020	1023	1035	1036
318	1018	1021	1026	1040	1046

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 9 (ต่อ)

Engine Speed 2400 rpm, NG 10.1 mg/cycle, Diesel 3.3 mg/cycle					
Tw (K)	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**
	30 BTDC	**35 BTDC**	**40 BTDC**	**45 BTDC**	**50 BTDC**
368	992	1002	1019	1023	1034
358	993	1006	1023	1027	1035
348	993	1011	1026	1037	1039
338	994	1012	1032	1038	1043
328	998	1013	1031	1040	1046
318	999	1015	1033	1042	1048

Engine Speed 1900 rpm			
Tw (K)	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**	**T_SOC (K)**
	%ER 60	**%ER 70**	**%ER 80**
368	958	966	1006
358	960	967	1009
348	961	970	1009
338	960	971	1012
328	967	972	1014
318	969	973	1017

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 10 ข้อมูลอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งปิดวาล์วไอดี จากโปรแกรม Boost

Engine Speed	Load	%ER	SOI	T_IVC
rpm	Bar		BTDC	K
1900	3	70	30	435
1900	3	70	35	436
1900	3	70	40	435
1900	3	70	45	435
1900	3	70	50	440
2400	3	70	30	452
2400	3	70	35	451
2400	3	70	40	452
2400	3	70	45	452
2400	3	70	50	455
2400	4	70	30	457
2400	4	70	35	455
2400	4	70	40	454
2400	4	70	45	455
2400	4	70	50	455
1900	3	60	30	436
1900	3	60	25	436
1900	3	60	30	435
1900	3	60	40	433
1900	3	60	45	434
1900	3	60	50	435
1900	3	70	25	430
1900	3	70	30	428
1900	3	70	35	428
1900	3	70	40	428

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 10 (ต่อ)

Engine Speed	Load	%ER	SOI	T_IVC
1900	3	70	45	428
1900	3	70	50	433
1900	3	80	25	429
1900	3	80	30	425
1900	3	80	35	423
1900	3	80	40	421
1900	3	80	45	418
1900	3	80	50	420

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 11 ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 2.9 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle

Tin °C	M THC PPM	M COH %	M CH4 PPM	M Nox PPM	T_EGR	EGR % vol	COV
30	1793.3	0.1	17.3	25.7	353.0	32.7	0.0
30	6209.8	0.2	3834.3	30.0	242.0	32.8	3.2
40	6155.3	0.2	3736.5	34.4	245.0	33.9	3.2
50	5734.0	0.2	3534.0	40.4	260.0	33.4	3.1
60	5076.1	0.2	3465.2	44.8	265.0	34.5	2.7
30	6030.3	0.3	3752.7	15.0	238.0	33.0	3.1
40	6028.7	0.2	3576.4	17.2	244.0	33.6	3.3
50	5882.1	0.2	3526.0	18.0	245.0	34.3	3.1
60	5240.7	0.3	3432.5	19.7	255.0	34.5	2.8
30	6554.6	0.4	3814.2	7.0	236.0	34.1	2.3
40	6514.3	0.4	3809.4	9.8	243.0	33.8	3.4
50	6151.1	0.4	3581.7	10.1	244.0	33.6	3.8
60	6017.8	0.4	3445.6	11.3	250.0	34.9	2.9
30	6947.9	0.5	3833.4	4.8	233.0	33.0	5.6
40	6209.8	0.2	3834.3	30.0	242.0	32.8	3.2
50	6155.3	0.2	3736.5	34.4	245.0	33.9	3.2
60	5734.0	0.2	3534.0	40.4	260.0	33.4	3.1
30	5076.1	0.2	3465.2	44.8	265.0	34.5	2.7
40	6030.3	0.3	3752.7	15.0	238.0	33.0	3.1
50	6028.7	0.2	3576.4	17.2	244.0	33.6	3.3
60	5882.1	0.2	3526.0	18.0	245.0	34.3	3.1

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 12 ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 3.33 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 10.07 mg/cycle

Tin °C	M THC PPM	M COH %	M CH4 PPM	M Nox PPM	T_EGR	EGR % vol	COV
30	917.3	0.1	0.0	64.5	384.0	29.0	3.9
30	3768.5	0.2	2051.9	75.1	260.0	27.6	3.7
40	3688.2	0.2	2066.5	90.0	263.0	27.7	3.7
50	3692.9	0.2	1902.4	105.3	266.0	27.6	3.4
60	2913.9	0.1	1398.6	134.5	279.0	27.2	2.3
30	4159.4	0.2	2490.4	36.8	257.0	27.1	3.3
40	3922.0	0.2	2245.3	61.0	259.0	27.6	3.6
50	3764.0	0.2	2013.2	66.4	264.0	27.8	3.1
60	3267.8	0.2	1670.6	81.0	267.0	27.5	4.1
30	4505.9	0.2	2710.6	20.0	253.0	27.1	3.1
40	3984.4	0.2	2234.5	36.1	256.0	27.5	4.2
50	3883.6	0.2	2111.3	41.5	259.0	28.1	3.5
60	3394.2	0.1	1763.7	57.7	265.0	28.1	3.5
30	4341.5	0.2	2544.1	10.4	252.0	27.2	3.8
40	3932.6	0.2	2152.7	19.3	256.0	27.9	4.0
50	3738.6	0.1	1955.0	23.6	257.0	27.5	4.3
60	3384.3	0.1	1716.2	32.7	262.0	27.9	2.7
30	4975.4	0.3	2973.3	6.6	254.0	27.6	3.8
40	4074.0	0.2	2182.8	12.9	257.0	27.6	4.3
50	4075.9	0.2	2176.4	13.2	260.0	28.1	3.6
60	3542.5	0.1	1803.4	21.9	264.0	28.3	3.7

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 13 ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 2.9 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 9 mg/cycle

Tin °C	M THC PPM	M COH %	M CH4 PPM	M Nox PPM	T_EGR	EGR % vol	COV
85	1793.3	0.1	17.3	25.7	394.0	32.7	85.0
95	5961.3	0.2	3296.5	33.6	260.0	32.6	95.0
85	6148.0	0.2	3402.4	27.1	252.0	33.4	85.0
75	7196.5	0.3	4422.1	25.7	234.0	33.6	75.0
65	8616.3	0.5	5783.1	21.8	220.0	33.7	65.0
55	9965.5	0.6	6483.0	19.6	208.0	32.5	55.0
45	13124.4	0.5	8582.4	12.8	196.0	31.8	45.0
95	5523.8	0.2	2983.2	20.6	259.0	32.8	95.0
85	5946.3	0.3	3276.1	20.0	249.0	33.2	85.0
75	7466.0	0.4	4586.5	17.8	232.0	33.0	75.0
65	9956.4	0.7	6541.2	16.1	208.0	32.7	65.0
55	11439.8	0.7	7395.8	12.1	193.0	32.6	55.0
45	15712.2	0.5	10089.4	6.4	178.0	30.1	45.0
95	5526.8	0.3	2905.6	13.0	255.0	32.8	95.0
85	6329.5	0.4	3456.5	10.5	244.0	32.3	85.0
75	7961.3	0.6	4934.8	7.1	226.0	31.8	75.0
65	11247.8	0.7	7339.1	6.3	194.0	31.0	65.0
55	13280.8	0.7	8454.9	4.5	177.0	30.1	55.0
45	17928.7	0.6	10153.1	2.3	170.0	27.7	45.0
95	5308.5	0.3	2715.7	6.6	255.0	32.4	95.0
85	6220.1	0.5	3385.2	5.8	244.0	33.1	85.0
	1793.3	0.1	17.3	25.7	394.0	32.7	85.0
	5961.3	0.2	3296.5	33.6	260.0	32.6	95.0
	6148.0	0.2	3402.4	27.1	252.0	33.4	85.0
	7196.5	0.3	4422.1	25.7	234.0	33.6	75.0

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 13 (ต่อ)

Tin °C	M THC PPM	M COH %	M CH4 PPM	M Nox PPM	T_EGR	EGR % vol	COV
	8616.3	0.5	5783.1	21.8	220.0	33.7	65.0
	9965.5	0.6	6483.0	19.6	208.0	32.5	55.0
	13124.4	0.5	8582.4	12.8	196.0	31.8	45.0
	5523.8	0.2	2983.2	20.6	259.0	32.8	95.0
	5946.3	0.3	3276.1	20.0	249.0	33.2	85.0
	7466.0	0.4	4586.5	17.8	232.0	33.0	75.0

ตารางผนวกที่ 14 ข้อมูลการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2400 รอบต่อนาที ดีเซล 3.33 mg/cycle ก๊าซธรรมชาติ 10.07 mg/cycle

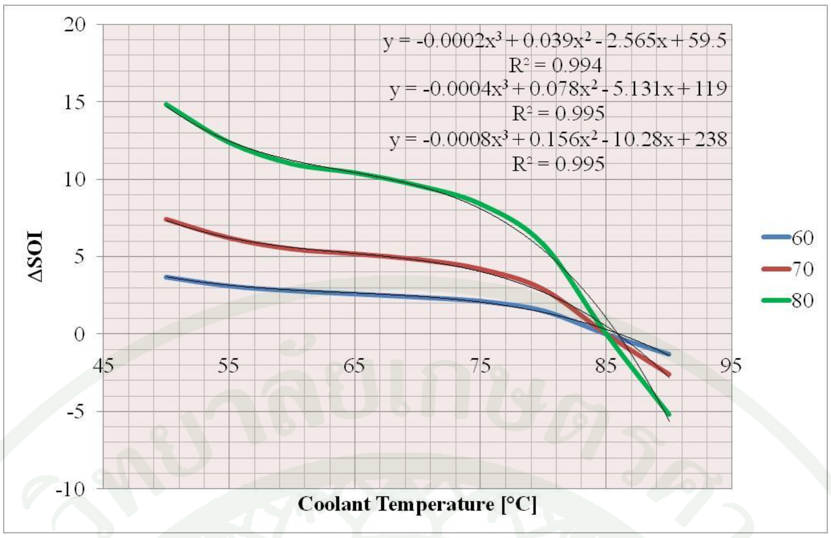
Tin °C	M THC PPM	M COH %	M CH4 PPM	M Nox PPM	T_EGR	EGR % vol	COV
85	917.3	0.1	0.0	64.5	466.0	29.0	
95	2385.8	0.2	1362.7	137.4	286.0	26.5	2.2
85	3970.3	0.2	2551.8	88.6	261.0	25.3	3.0
75	4339.7	0.2	2823.1	69.2	265.0	26.5	3.1
65	5133.8	0.2	3396.7	46.8	259.0	27.3	3.2
55	5495.6	0.2	3605.9	35.0	253.0	27.1	3.7
45	6434.9	0.3	4224.9	25.5	234.0	27.3	4.2
95	2353.6	0.1	1311.8	103.7	281.0	25.7	2.7
85	3522.2	0.2	2206.0	58.5	272.0	26.4	2.9
75	4262.6	0.2	2746.2	38.0	264.0	26.5	3.0
65	5008.2	0.2	3235.4	22.9	257.0	27.4	3.4
55	5595.5	0.3	3611.5	18.8	248.0	27.5	3.4
45	7442.1	0.5	4875.2	8.9	229.0	28.1	4.3
95	2746.1	0.2	1571.7	55.5	275.0	25.9	2.2

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ตารางผนวกที่ 14 (ต่อ)

Tin °C	M THC PPM	M COH %	M CH4 PPM	M Nox PPM	T_EGR	EGR % vol	COV
85	3974.0	0.2	2486.0	28.4	268.0	26.4	2.8
75	4382.7	0.2	2744.9	17.8	258.0	26.3	3.0
65	5212.7	0.3	3303.7	10.5	254.0	26.9	3.1
55	6040.0	0.5	3864.4	8.7	242.0	26.0	3.6
45	9324.8	0.7	6072.0	5.5	217.0	26.1	6.5
95	2737.1	0.1	1550.0	35.0	275.0	25.6	3.0
85	3648.1	0.2	2220.0	16.0	270.0	26.0	3.7
75	4136.0	0.2	2523.7	11.3	261.0	26.2	3.7
65	4974.4	0.3	3085.8	7.4	256.0	26.3	4.6
55	6672.5	0.6	4241.3	5.5	241.0	27.0	6.4
45		0.8	7181.9	4.1	211.0	26.3	23.7
95	2794.9	0.1	1539.9	24.6	273.0	25.8	3.1
85	3842.1	0.2	2327.2	11.6	267.0	26.2	3.9
75	4581.6	0.3	2782.2	8.5	260.0	26.6	5.5
65	6267.1	0.4	3944.8	6.2	253.0	26.7	14.2
55	8343.6	0.6	5339.9	5.2	234.0	28.2	32.8
45		0.7	9760.1	3.8	205.0	28.6	87.0

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์



ภาพผนวกที่ 1 กราฟการเลือกจังหวะการฉีดดีเซลที่ %ER 60 - 80

DYNOEXACT APA TOP ACCURACY AC DYNAMOMETERS

ภาพผนวกที่ 2 AC Dynamometer

ที่มา: บริษัท เอวีแอล จำกัด (2553)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

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)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

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)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Type (with roller bearings on cradled stator)	Type (with hydrostatic bearings on cradled stator)	Nominal power generator	Nominal torque generator	Max speed	Mass inertia motor (incl. coupling flange)
-	APA 102/22 Gx	100 kW	80 Nm	22,000 rpm	0.04 kgm²
APA 102/20 Px	-	120 kW	100 Nm	20,000 rpm	0.05 kgm²
APA 102/12 Px	APA 102/12 Gx	120 kW	255 Nm	12,000 rpm	0.13 kgm²
APA 104/8 Px	APA 104/8 Gx	120 kW	509 Nm	8,000 rpm	0.35 kgm²
APA 202/12 Px	APA 202/12 Gx	220 kW	525 Nm	12,000 rpm	0.32 kgm²
APA 204/8 Px	APA 204/8 Gx	220 kW	934 Nm	8,000 rpm	0.94 kgm²
APA100 208/3.5	-	220 kW	1,867 Nm	3,500 rpm	4.6 kgm²
APA 302/10 Px	APA 302/10 Gx	330 kW	700 Nm	10,000 rpm	0.53 kgm²
APA 304/8 Px	APA 304/8 Gx	330 kW	1,400 Nm	8,000 rpm	1.9 kgm²
APA 308/4 Px	-	330 kW	2,801 Nm	3,500 rpm	6.5 kgm²
APA 402/10 Px	APA 402/10 Gx	440 kW	934 Nm	10,000 rpm	0.69 kgm²
APA 404/8 Px	APA 404/8 Gx	440 kW	1,867 Nm	8,000 rpm	2.5 kgm²
APA 404/6 Px	APA 404/6 Gx	440 kW	2,334 Nm	6,000 rpm	3.5 kgm²
APA 404/4.2 Px	APA 404/4,2 Gx	440 kW	2,801 Nm	4,200pm	4.5 kgm²
APA 408/4 Px	-	440 kW	3,735 Nm	3,500 rpm	11.1 kgm²
APA 504/5 Px	-	500 kW	3,000 Nm	5,000 rpm	4.5 kgm²
APA 602/10 Px	-	600 kW	818 Nm	10,000 rpm	0.67 kgm²
APA 604/5.5 Px	APA 604/5.5 Gx	660 kW	3,500 Nm	5,500 rpm	7.2 kgm²
APA100 604/3.5	-	660 kW	4,400 Nm	3,500 rpm	10.7 kgm²
APA 704/5 Px	-	750 kW	3,500 Nm	5,000 rpm	4.5 kgm²
APA 802/12 Px	APA 802/12 Gx	800 kW	764 Nm	12,000 rpm	0.53 kgm²
APA100 802/10	APA 802/10 Gx	800 kW	1,060 Nm	10,000 rpm	1.3 kgm²
APA100 804/8	-	800 kW	3,396 Nm	8,000 rpm	6.4 kgm²
APA100 804/4	-	800 kW	5,500 Nm	4,000 rpm	16.8 kgm²
APA 1004/4 Px	APA 1004/4 Gx	1000 kW	4,500 Nm	4,000 rpm	10.8 kgm²

ภาพผนวกที่ 3 ตารางรายละเอียดของ Dynamometer แต่ละรุ่น

ที่มา: บริษัท เอวีแอล จำกัด (2553)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

COOLANT CONDITIONING

ภาพผนวกที่ 4 Coolant condition

ที่มา: บริษัท เอวีแอล จำกัด (2553)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

Technical data:

Ambient conditions:

Ambient temperature	0 to 40 °C
Air humidity (rel.)	20 to 80 %, not condensing

Primary circuit:

Operating temperature (TB)	10 to 140 °C
T- control range nominal (TR)	70 to 125 °C
T- control range advanced (TR)	20 to 125 °C
Control accuracy steady state (engine inlet)	0,7 °C or higher
Control accuracy steady state (engine outlet)	± 2 °C or higher
Flow rate at nominal cooling capacity (Q)	12 m³/h at _p =0,9 bar primary
Pressure loss at nominal flow rate (_p)	0,6 bar excl. piping and UUT 4
Max. system pressure	1,4 bar (up to 6 bar optionally)
Max. mixture ratio water/glycol	50/50
Coolant capacity in unit	20 l

Secondary circuit (cooling water requirements):

Temperature at unit inlet	0 to 30 °C
Pressure: min	2,5 bar, max. 6 bar
Pressure loss	1,5 bar
Max. glycol content	max. 5 %
Recommended water hardness	7 – 8 °dH

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

AVL FUEL BALANCE & FUEL TEMPERATURE CONTROL

ภาพผนวกที่ 5 เครื่องควบคุมอุณหภูมิ และอ่านค่าอัตราการไหลของเชื้อเพลิง

ที่มา: บริษัท เอวีแอล จำกัด (2553)

Technical Data

Recommended measuring range:	**0 ... 150 kg/h** (wider ranges up to 240 kg/h on request)
Vessel capacity:	1800 g can be switched to 900 g/ 450 g/ 225 g
Systematic measurement uncertainty:	U_s = 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
Interfaces AVL 733S:	RS232 (AK compliant) or 733/730 protocol Analog 0 ... 10 V (optional) Digital I/0 (optional)
Interfaces AVL 753C:	2x RS232 (AK compliant) Analog 0 ... 10 V (optional) Digital I/0 (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

ภาพผนวกที่ 6 ตารางข้อมูลเชิงเทคนิคของเครื่องควบคุมอุณหภูมิ และอ่านค่าอัตราการไหลของเชื้อเพลิง

ที่มา: บริษัท เอวีแอล จำกัด (2553)

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ประวัติการศึกษา และการทำงาน

ชื่อ –นามสกุล	กิตติศักดิ์ คำสินลา
เกิดวันที่	28 ตุลาคม 2528
สถานที่เกิด	อำเภอพญาไท จังหวัดกรุงเทพมหานคร
ประวัติการศึกษา	วศ.บ. (เครื่องกล) มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
ตำแหน่งปัจจุบัน	วิศวกรฝ่ายซ่อมบำรุง
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	บริษัท เบทาโกร โอโตยะ (ไทยแลนด์) จำกัด

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์