

การศึกษาเชิงทดลองของการเผาไหม้แบบสเปรย์ด้วยเชื้อเพลิงที่มีไบโอดีเซล
ผสมในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SPRAY COMBUSTION WITH
BIODIESEL- BLENDED IN A CONSTANT VOLUME COMBUSTION CHAMBER



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2559

KMITL-2016-EN-D-058-046

การศึกษาเชิงทดลองของการเผาไหม้แบบสเปรย์ด้วยเชื้อเพลิงที่มีไบโอดีเซล
ผสมในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SPRAY COMBUSTION WITH
BIODIESEL- BLENDED IN A CONSTANT VOLUME COMBUSTION CHAMBER



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2559
KMITL-2016-EN-D-058-046

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SPRAY COMBUSTION WITH
BIODIESEL- BLENDED IN A CONSTANT VOLUME COMBUSTION CHAMBER



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2016
KMITL-2016-EN-D-058-046

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2016

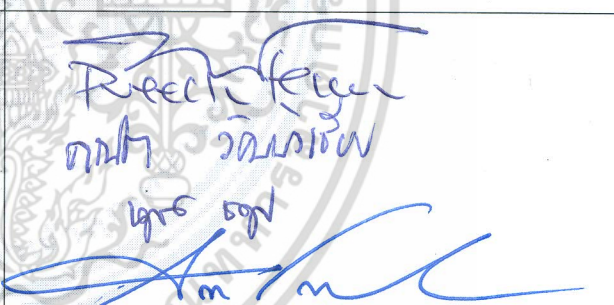
FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาเชิงทดลองของการเผาไหม้แบบสเปรย์ด้วยเชื้อเพลิงที่มีไบโอดีเซลผสมในห้อง
เผาไหม้ปริมาตรคงที่
Thesis Title Experimental Investigation of Spray Combustion with Biodiesel-Blended in a
Constant Volume Combustion Chamber
นักศึกษา นายประทาน ศรีชัย
รหัสประจำตัว 53610210
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม ดร.นงศ์ ชลคุป
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2016-EN-D-058-046

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.จรรุวัตร	เจริญสุข	
ผศ.ดร.ปรีชา	การินทร์	
รศ.ดร.คณิต	วัฒน์วิเชียร	
ดร.นงศ์	ชลคุป	
ผศ.ดร.จินดา	เจริญพรพาณิชย์	

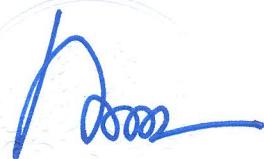
วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันจันทร์ที่ 13 มิถุนายน พ.ศ. 2559 เวลา 13.00-15.00 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 3

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร.คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
คณะบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่ 13 มิถุนายน พ.ศ. 2559

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาเชิงทดลองของการเผาไหม้แบบสเปรย์ด้วยเชื้อเพลิงที่มีไบโอดีเซลผสมในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่
นักศึกษา	ประทาน ศรีชัย
รหัสนักศึกษา	53610210
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2559
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม	ดร.นงนุช ชลคุป

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่แบบโปร่งใสในการใช้การมองเห็นการเป็นฝอยละอองหรือการเป็นสเปรย์ของเชื้อเพลิงที่สภาวะที่ไม่มีความร้อนมาเกี่ยวข้อง (Isothermal conditions) และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงของสเปรย์เชื้อเพลิงด้วยเทคนิคการเผาไหม้แก๊สล่วงหน้า (Premixed combustion) ที่ยังมีอากาศคงเหลือในการสร้างเงื่อนไขในการเผาไหม้ของสเปรย์เชื้อเพลิงของเงื่อนไขเครื่องยนต์ดีเซล การออกแบบนี้ทำการจำลองความแข็งแรงของห้องเผาไหม้ด้วยและวิเคราะห์ความแข็งแรงด้วย โปรแกรมคอมพิวเตอร์ Solidworks simulation เพื่อตรวจสอบความปลอดภัยในการรับแรงของชิ้นส่วนที่ใช้ในการสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

การทดลองศึกษาคุณลักษณะของสเปรย์ที่ไม่มีสภาวะความร้อนมาเกี่ยวข้องโดยใช้ที่ไนโตรเจนเป็นสารทำงานที่เป็นตัวสร้างความดันในสภาวะความดันการทำงานของเครื่องยนต์

ในการทดลองการการวัดอัตราการฉีดของเชื้อเพลิง (Injection rate) ด้วยเทคนิคการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงแบบ Zeuch's Injection rate ของเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลและดีเซล จากผลการทดลองพบว่า การผสมไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงลดลง รวมไปถึงสัมประสิทธิ์ในการฉีด (Discharge coefficient) และเลขเรย์โนลด์ (Reynold number) เมื่อเพิ่มขึ้นของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดจาก 140 เป็น 200 ไมโครเมตร ให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น ค่าวิกฤติของควาวิเตชัน (Critical cavitation) จากการเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิง พบว่าในส่วนของการฉีดที่ความดันเท่ากัน พบว่าการที่เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดจาก 140 เป็น 200 ไมโครเมตร ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 120 และ 80 เมกะปาสคาล ตามลำดับ

การแปรปรวนของความดันในการฉีดของดีเซล (B5) และปาล์มเมทิลเอสเทอร์ปาล์ม (B100) ใช้เป็นเชื้อเพลิงทดสอบที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่ 40, 80, 120 และ 160 เมกะปาสคาล ความดันกลับมากครั้งที่ 4.5 เมกะปาสคาลใน ห้อง Zuech chamber เปรียบเทียบที่ขณะที่ระยะเวลาการฉีดเชื้อเพลิง (ET) 0.5, 1 และ 2.5 มิลลิวินาที (ms) ของหัวฉีดเดี่ยวที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร

จากผลการทดลองพบว่าความหนาแน่นสูงขึ้นของปาล์มไบโอดีเซลน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้ค่าโมดูลัสการอัดตัวและความเร็วของเสียงที่เพิ่มขึ้นจน ค่าดังกล่าวส่งผลทำให้การลดของผลต่างความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง สำหรับลักษณะความดันฉีด เวลาในการฉีดเชื้อเพลิง ทำให้ความดันของการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อผู้ยืมได้เห็นว่าเบี่ยงเบนจากการศึกษาไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฉีดที่ลดลงเมื่อเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น ต่อมาเมื่อใช้ดีเซล (B5) ทำให้เกิดความแปรปรวนเชื้อเพลิงของการฉีดเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่ลดลง ถึงแม้มีการเพิ่มช่วงเวลาของการฉีดเชื้อเพลิง จากความหนืดและความหนาแน่นของเชื้อเพลิงมีผลกระทบการไหลของการฉีดภายในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น ตลอดจนการเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ทำให้ช่วงระยะเวลาที่มีเสถียรภาพของความดัน (Injection pressure stable) มีเวลาในการคงที่เวลาช้าลง โดยเฉพาะที่ความดันสูงและเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง 0.5 มิลลิวินาที การลดของความดันในการฉีดในท่อฉีดเชื้อเพลิง จนเกิดปรากฏการณ์น้ำค้อน (Water hammer) จากการกระแทกของคลื่นความดันในการกับฉีดซึ่งส่งผลกระทบต่อความแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง เพิ่มความแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงในกรณีไบโอดีเซล (B100) มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น อันเนื่องมาจากความเร็วของเสียงของเชื้อเพลิงที่เร็วขึ้นร่วมกับโมดูลัสการอัดตัวของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น

การศึกษาคุณลักษณะของสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงในห้องความดันสูงโปร่งใส โดยใช้ น้ำมันดีเซล (B5) ปาล์มไบโอดีเซล (B100) และไบโอดีเซลผสมดีเซลโดยใช้หัวฉีดรูปเดียวที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 และ 200 ไมโครเมตร ด้วยเทคนิคการถ่ายภาพสเปรย์แบบขาวดำรวมกล้องวิดีโอความเร็วสูง จากผลการทดลองพบว่าให้เห็นว่าการแพร่ของลำสเปรย์ (Spray penetration) ไบโอดีเซลที่ยาวกว่าดีเซลธรรมดาและดีเซลผสมไบโอดีเซล นอกจากนี้ยังพบว่าการเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการแพร่ของลำสเปรย์ที่เพิ่มขึ้น และมุมมองของสเปรย์ที่ใช้ไบโอดีเซลและดีเซลและไบโอดีเซลผสมมีแนวโน้มที่ลดลงตามความอัตราส่วนผสมของไบโอดีเซล การเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดทำให้ลดองศาของสเปรย์จากอัตราส่วนการผสมของไบโอดีเซลทำให้ลดลดปริมาตรของสเปรย์ การแทรกตัวของอากาศและค่าอัตราส่วนสมมูล

การเผาไหม้คุณลักษณะการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้โดยใช้ไบโอดีเซลพบว่า ความล่าช้าในการเผาไหม้ของไบโอดีเซลที่เร็วกว่าดีเซล ในทุกช่วงของความเข้มข้นของออกซิเจนของการเผาไหม้ ความดันในการเผาไหม้ อุณหภูมิในการเผาไหม้และอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนของไบโอดีเซลมีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อเทียบกับดีเซลในทุกช่วงความเข้มข้นของออกซิเจนในการเผาไหม้ การเกิดช่วง lift off length ของไบโอดีเซลมีแนวโน้มที่ลดลง เมื่อเทียบกับดีเซลและมีแนวโน้มที่ยาวขึ้นเมื่อลดความเข้มข้นของออกซิเจนลงมา เนื่องจากการลดตัวของ Premixed flame ทำให้เวลาคงตัวของ Lift off length ของไบโอดีเซลมีค่าลดลงจากส่วนผสมของออกซิเจนภายในตัวเชื้อเพลิง ที่เร่งให้การเผาไหม้เร็วขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SPRAY COMBUSTION WITH BIODIESEL- BLENDED IN A CONSTANT VOLUME COMBUSTION CHAMBER
Student	Mr. Prathan Srichai
Student ID.	53610210
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2016
Thesis Advisor	Asst.Prof.Dr. Chinda chareonphonphanich
Thesis Co-Advisor	Dr.Nuwong Chollacoop

ABSTRACT

This thesis designed a constant volume combustion chamber to visual biodiesel as alternative fuel for spray and combustion. Firstly the Isothermal spray condition with nitrogen to simulated pressure diesel engine conditions. The lean combustible gas composite to create initial conditions for diesel combustion. Solidworks simulation computer programing was simulated the strength of the combustion chamber and analysis with safety factor during high-pressure test.

In these experiments, injection quantity measured by Zeuch's Injection rate in order to analysis the injection characteristic of palm biodiesel and their blends with conventional diesel. Results shows, increases blending of biodiesel ratio with decreased Discharge coefficient and Reynold number. However, increase the diameter orifice from 140 to 200 micron then, all fuels increases fuel injection quantity. The critical cavitation for increasing pressure, found in parts of the fuel at a pressure equal to the diameter of the nozzle 140 micron for 120 MPa and 200 micron for 80 MPa.

The injection pressure variation for conventional diesel (B5) and methyl ester Palm biodiesel (B100) in various injection pressure 40, 80, 120 and 160 MPa and constant pressure resist pressure or back pressure at 4.5 MPa in Zuech chamber with various energizing time (ET) 0.5, 1 and 2.5 ms for single hole diameter of 140 micron.

High density of palm biodiesel fuel caused to increase bulk modulus and speed of sound then effect on faster pressure rise when compressed. For the injection pressure, forces energizing time (ET) causes the frequency of injection and decreasing pressure difference in high-pressure pipe. Diesel (B5) reduce injection frequency, due bio diesel increase in viscosity, injection pressure and density affected the flow of fuel injection is more advanced in the pipe line. The increase in injection pressure with increases period of stability injection. The high pressure

injection and ET 0.5 ms as longer injection steady duration decline as expected from เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

the pressure drop in a pipeline like water hammer phenomenon of pressure impulse a needle when it closed. Similarly, B100 cause faster approximately modulus of with the speed of sound in a high-pressure injection of periods.

This research attempted to characterize fuel spray visualization in a transparent high pressure chamber. Conventional diesel fuel (B5), palm biodiesel (B100), and four biodiesel blends were investigated using single hole injectors with diameters of 140 and 200 micron. Spray shadowgraph photography with a high speed video camera was used. Spray visualization results indicated that spray penetration of biodiesel was longer than conventional diesel and biodiesel blends. It was found that increasing the injector diameter contributed to longer spray penetration. The spray angles of biodiesel and diesel and biodiesel decreased with increasing biodiesel concentration. Increasing the injector diameter narrowed the spray angle. High concentrations of biodiesel in blends reduced spray volume. Both injection quantity and spray angle decreased the equivalence ratio.

Combustion results in constant volume combustion chamber, as shortest ignition delay for biodiesel when compared with conventional diesel for all oxygen concentrations. Biodiesel has lower combustion pressure and approximately combustion temperature than diesel for all oxygen concentration. The short lift off length for biodiesel when compare with biodiesel and longer when reduce oxygen concentration.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.จินดา เจริญพร พาณิชย์ และอาจารย์ที่ปรึกษาร่วม ดร.นงศ์ ชลคุป ตลอดจน ผศ.ดร. ปรีชา การินทร์ และ ดร.มานิดา ทองรุ่ง ที่ให้ความช่วยเหลือและการดูแลเอาใจใส่ที่ดีในระหว่างศึกษา ตลอดจนให้ความรู้ และประสบการณ์ที่ดีในด้านต่าง ๆ แก่ข้าพเจ้า

ขอขอบคุณพระคุณ ทุนการศึกษาจาก สถาบันบัณฑิตวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีไทย (TGIST) หมายเลขรับทุน TGIST 01-53-002 ร่วมกับห้องปฏิบัติการ Renewable Energy Lab Formerly Bioenergy ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ (MTEC) สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (NSTDA)

ขอขอบคุณพระคุณ กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักนโยบายอนุรักษ์และพลังงานทดแทน (EPPO) กระทรวงพลังงาน ที่มอบทุนสนับสนุนการทำวิจัยแก่นักศึกษาระดับอุดมศึกษา แผนพลังงานทดแทน ปีงบประมาณ 2554

ขอขอบคุณ Hi-Tech Resources Hi-Tech ที่อนุเคราะห์กล้องวิดีโอที่ความเร็วสูง ตลอดจนหัวฉีดที่ไม่เจาะรูที่ได้รับการสนับสนุนโดยบริษัท เด็นโซ่ ประเทศไทย จำกัด และการขึ้นรูปโลหะของห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่จาก บริษัทพาร์ทริช จำกัด

ขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน ที่อนุเคราะห์ระบบบันทึกข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ และระบบวัดอัตราการฉีด Zuech ที่ได้รับจากห้องปฏิบัติการวิจัย (CERL) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ขอขอบคุณ รศ.ดร. คณิต วัฒนวิเชียร และ รศ.ดร.จาร์วัตร เจริญสุข กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ข้อเสนอแนะในงานวิจัยนี้ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ รุ่นน้องโปรเจก ปี 2554 ปิยวรรณ แซ่เตียว, วิชเลิศ กลิ่นถือศิลป์, วิรุณชัย บุญเต็มพิทักษ์ ที่ร่วมมือกันออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

ขอขอบคุณ รุ่นน้องโปรเจก ปี 2555 โชติพัฒน์ พิระพันธ์, ณรงค์เดช มาสู่ และ ทินกร เกสรทอง และ รุ่นน้องโปรเจก ปี 2556 ภาณุกร กุศลนสมบัติ, ภาณุวัฒน์ ประโคม และ ภาณุวัฒน์ มานะวิทยารักษ์ ที่ได้ร่วมกันติดตั้งระบบทดสอบการเป็นสเปรย์ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซล

ขอขอบคุณ รุ่นน้องโปรเจก ปี 2557 มานะ พูนขยัน, สมบัติ มารศรี และสรพล แซ่เต็ง ที่ช่วยกันสร้างระบบวัดการฉีดเชื้อเพลิงแบบ Zeuch injection rate

ขอขอบคุณ รุ่นน้องโปรเจก ปี 2557 Mr.Poonnut Thaeviriyakul, Mr.Phirawich Rakpittayanon และ Aphiwat Khlaisuban

ขอขอบคุณ Mr.Poppaul Ewphun, Mr. Vo tan chau, Mr. Sukit Saeo และ Mr. Santosh Paudel ที่ช่วยเหลือในการทดสอบการเผาไหม้

ขอขอบคุณ อาจารย์ณเร็นศ ชัยธานี, อาจารย์พิศาล มูลอำคา และอาจารย์ทศพล แจ้งน้อย ที่คอยช่วยเหลือในการเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคุมความดันในการฉีดเชื้อเพลิง

ขอขอบคุณ ดร.รณชาติ มั่นศิลป์ ให้คำปรึกษาในการสร้างห้องเผาไหม้ การวิเคราะห์ผลการทดลองจนแนวทางในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ (ต่อ)

ขอขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ น้อง ๆ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล. ซึ่งมีรายนามดังนี้ ผศ. ดร.ภาคภูมิ ศรีธรรมรีน, ผศ.ดร.ธีรพัฒน์ ชมภูคำ, อาจารย์จิตกร กนกนัยการ, ผศ.ดร. สมพล สกุลหลง, ดร.สมบัติ ทำนา, ดร.สุรียา โชคเพิ่มพูน, ดร.สุภัทรชัย สุวรรณพันธ์, นาวาตรีปิจิราวุธ เวียงจันดา, ร้อยโทวิระพงษ์ จันทรบัว และ อาจารย์พงศ์พันธ์ วาหะสุนทรพงศ์ ตลอดจนรุ่นน้องปริญญาตรี ในชมรมยานยนต์และนักศึกษาปริญญาโทในโครงการหลักสูตรวิศวกรรมยานยนต์ (TAIST) ที่ทำวิจัยในโรงปฏิบัติการวิศวกรรมยานยนต์ ที่คอยให้ช่วยเหลืออย่างดีตลอดมา

ขอขอบคุณกำลังใจจากทางคุณน้ำพัชรี ยืนชนม์, ดร.อภิชาติ สังข์ทอง และอาลิขิตและอาวัฒนา ศรีชัย

ขอขอบคุณกำลังใจและความรักความเข้าใจจาก แพทย์หญิงจิตรวดี สุวรรณลี ตลอดช่วงเวลาในการศึกษา

ท้ายที่สุด สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับ บิดา มารดา น้องสาวทั้งสองคน อันเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

ประทาน ศรีชัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	V
สารบัญ.....	VII
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป.....	IX
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัยโดยรวม	3
1.3 ขอบเขตงานวิจัย	4
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์.....	5
1.6 เอกสารอ้างอิง.....	5
บทที่ 2 การออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่.....	6
2.1 ความเป็นมาและความสำคัญในการออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่.....	6
2.2 ทฤษฎีเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด.....	7
2.3 อุปกรณ์ในการศึกษาการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล.....	10
2.4 การเผาไหม้และเชื้อเพลิง.....	28
2.5 อุณหภูมิเปลวไฟแอดิเยแบติก.....	26
2.5 ก๊าซอุดมคติ	29
2.6 การคำนวณค่าความดันย่อย	30
2.7 ข้อจำกัดของการติดไฟ	31
2.8 การออกแบบถึงความดันในการออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่.....	32
2.9 ระบบความปลอดภัย.....	34
2.10 ผลการออกแบบ.....	36
2.11 ผลการทดสอบร้วของห้องเผาไหม้.....	46
2.12 สรุปผลการออกแบบ.....	49
2.13 เอกสารอ้างอิง.....	49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

บทที่ 3 การศึกษาคุณลักษณะการไหลของเชื้อเพลิงและความแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของไบโอดีเซล	51
3.1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ	51
3.1.2 งานวิจัยที่ผ่านมา.....	51
3.1.3 ระบบคอมมอนเรล (Common rail system)	65
3.1.4 การกำหนดคุณลักษณะในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection characteristics).....	67
3.1.5 การเกิดควิตซ์ในหัวฉีดเชื้อเพลิง.....	67
3.1.6 การทดลองหาค่าโมดูลัสการอัดตัว	70
3.1.7 วิธีการทดลองการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง.....	71
3.1.8 ผลการทดลองคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง	73
3.1.9 สรุปผลคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง	70
3.2 ผลของคุณลักษณะของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง.....	83
3.2.1 ที่มาและความสำคัญ.....	83
3.2.2 งานวิจัยที่ผ่านมา	84
3.2.3 ทฤษฎี.....	88
3.2.4 ฟังก์ชันการทดลอง.....	84
3.2.5 นิยามการกำหนดการวัดผลการทดลอง.....	92
3.2.6 ผลการทดลอง	94
3.2.7 สรุปผลการทดลองคุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิง	105
3.2.8 เอกสารอ้างอิง.....	106
บทที่ 4 การศึกษาสเปิร์ยของเชื้อเพลิงไบโอดีเซล.....	113
4.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	113
4.2 งานวิจัยที่ผ่านมา.....	114
4.3 Experimental methods.....	118
4.4 อุปกรณ์การทดลองศึกษาคุณลักษณะสเปิร์ยของน้ำมันเชื้อเพลิง	122
4.5 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลอง	130
4.6 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลอง	133
4.7 สรุปผลการทดลอง.....	155
4.4 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลอง	111
4.5 สรุปผลการทดลอง.....	134
4.8 เอกสารอ้างอิง.....	135

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 การศึกษาการเผาไหม้.....	160
5.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	160
5.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง.....	160
5.3 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล.....	163
5.4 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	175
5.5 ขั้นตอนของการศึกษาการเผาไหม้.....	185
5.6 การกำหนดการวัดคุณลักษณะการเผาไหม้จากภาพถ่าย.....	189
5.7 ผลการทดลองการเผาไหม้.....	191
5.8 สรุปผลการทดลอง.....	207
5.9 เอกสารอ้างอิง.....	208
บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	210
6.1 สรุปผลการทดลอง.....	210
6.2 ข้อเสนอแนะในการศึกษา.....	211
ภาคผนวก.....	212
ประวัติผู้เขียน.....	222

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	1 การเปรียบเทียบอุปกรณ์การศึกษาการลามของเปลวไฟแต่ละประเภท 0 = เป็นกลาง, + = ดี, - = แย่ [5]..... 11
2.2	การกำหนดเปอร์เซ็นต์ของโมลของก๊าซผลิตภัณฑ์และเปอร์เซ็นต์ของออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ [8]..... 25
2.3	สัดส่วนของแก๊สเชื้อเพลิงก่อนและหลังการเผาไหม้ 27
2.4	รายละเอียดจำเพาะของอะเซทิลีน..... 28
2.5	ขอบเขตล่างของการติดไฟของแก๊สบางชนิด 32
2.6	ส่วนผสมของก๊าซเชื้อเพลิงที่เปอร์เซ็นต์โมล 2.312..... 38
2.7	ส่วนผสมของก๊าซเชื้อเพลิงที่เปอร์เซ็นต์โมล 3.5..... 38
2.8	ส่วนผสมของก๊าซเชื้อเพลิงที่เปอร์เซ็นต์โมล 4..... 38
3.1	คุณสมบัติของเชื้อเพลิง 54
3.2	เงื่อนไขการทดสอบ bulk modulus 91
3.3	เงื่อนไข Injection pressure characteristic..... 91
4.1	เงื่อนไขในการทดลอง..... 131
4.2	ค่าความแม่นยำและความละเอียดของอุปกรณ์ทดลอง..... 132
5.1	เงื่อนไขในการศึกษาการเผาไหม้..... 187
5.2	แสดงการจ่ายแก๊สเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้..... 187

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	การทำงานเครื่องยนต์สี่จังหวะ..... 8
2.2	วัฏจักรดีเซล..... 9
2.3	(a) เครื่องยนต์สำหรับงานวิจัยแบบมองเห็นการเผาไหม้ (Optical engine) (b) เครื่องอัดเร็ว (Rapid compression machine) (c) ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ 10
2.4	เงื่อนไขในการเผาไหม้ในแต่ละอุปกรณ์การทดลอง..... 11
2.5	แสดงถึงการเผาไหม้แบบสองขั้นตอน..... 12
2.6	การติดตั้งควอตซ์กับห้องเผาไหม้ 13
2.7	ผังอุปกรณ์ทดลอง 14
2.8	ผังของชุดเซ็นเซอร์แสงที่ใช้ในการวัดค่าความล่าช้าในการเผาไหม้ 14
2.9	ภาพหน้าตัดของห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ 14
2.10	การเผาไหม้แบบสองขั้นตอน 16
2.11	อุปกรณ์การถ่ายภาพแบบชาโดว์กราฟ 17
2.12	แนวการมองการเผาไหม้ 17
2.13	การแยกส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ 18
2.14	ฝาครอบชุดควอตซ์ (ซ้าย) ภาพตัดการประกอบชุดควอตซ์เข้ากับฝาครอบโดยมีโอริง เป็นตัวรับควอตซ์ (ขวา) 18
2.15	ชุดพัดลมกวนภายนอกในห้องเผาไหม้ (ซ้าย) ภาพตัดของชุดพัดลมกวนภายในห้องเผาไหม้ (ขวา)..... 19
2.16	ตำแหน่งการติดตั้งของชุดฟุ้งต่อสายไฟที่ความดันและความร้อนสูงยี่ห้อ Conex [1]..... 19
2.17	(ซ้าย) ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ (ขวา) ภาพตัดของห้องเผาไหม้ [2]..... 20
2.18	การกระจายตัวของความร้อนขณะไม่เปิดพัดลมกวนอากาศ (ซ้าย) เปิดพัดลมกวนอากาศ (ขวา) 21
2.19	กราฟความดันในการเผาไหม้ในการทดลอง 22
2.20	ภาพตัดภายในของห้องเผาไหม้..... 23
2.21	ส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ 23
2.22	การกระจายของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้..... 23
2.23	ความดันในการเผาไหม้ในการจำลองเงื่อนไขการเผาไหม้ของดีเซล 24
2.24	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในการเผาไหม้ OH และ Minor species กับเวลาในการ เผาไหม้..... 26
2.25	ภาพตัดของหัวฉีด..... 27
2.26	กระบวนการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่..... 28

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตั้งชื่ออ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า	
2.27	กระบวนการไหลแบบสม่ำเสมออุณหภูมิลวไฟอะเดียแบติก	30
2.28	ถึงความดันทรงกระบอกผนังบาง	33
2.29	ถึงความดันทรงกระบอกผนังบาง	34
2.30	(a) วาล์วป้องกันไฟย้อนกลับ (b) ชิ้นส่วนภายในของวาล์วป้องกันไฟย้อนกลับ	35
2.31	ตัวแผ่นครอบทะเล (Rupture disk).....	35
2.32	ขั้นตอนเพื่อให้จำลองเผาไหม้เครื่องยนต์ดีเซลเงื่อนไขที่มีการเผาไหม้ก๊าซเชื้อเพลิง	37
2.33	ช่วงในการติดไฟ Flammability Limit (LFL) ที่ percent mol ต่างกัน	39
2.34	Adiabatic flame temperature ที่ percent of C ₂ H ₂ ที่ O ₂ หลังจากการเผาไหม้ ต่างกัน.....	39
2.35	ความดันสูงสุดของการเผาไหม้โดยใช้ก๊าซที่ความเข้มข้นของออกซิเจนต่างกัน	40
2.36	การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองห้องเผาไหม้.....	41
2.37	ภาพตัดของ Von mises stress ของห้องเผาไหม้	42
2.38	ผลของค่าความปลอดภัยของห้องเผาไหม้ (FOS).....	42
2.39	ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ กับอุปกรณ์ต่าง ๆ	44
2.40	(a) ส่วนประกอบของกระจกควอตซ์ (b) ส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ในส่วนหน้า และ มุมมอง isometric	45
2.41	ภาพตัดของห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่.....	45
2.42	ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่กับอุปกรณ์ต่าง ๆ.....	46
2.43	การตรวจสอบการรั่วของห้องเผาไหม้.....	46
2.44	ผลการทดสอบรั่วโดยใช้ก๊าซไนโตรเจนเทียบกับเวลาในการทดสอบ.....	47
2.45	ความดันในการเผาไหม้ที่ความดันย่อยของก๊าซผสมต่างกัน.....	48
2.46	ความดันในการเผาไหม้ที่รอบพัลลภต่างกัน.....	48
3.1	แรงบิดของเครื่องยนต์แบบคอมมอลเรลที่ใช้ปาล์มไบโอดีเซล.....	52
3.2	(a) คุณสมบัติของเชื้อเพลิงและ (b) สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง	52
3.3	(a) การยกตัวของเข็มหัวฉีด (b) ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 1200 บาร์.....	53
3.4	เวลาในการยกของเข็มหัวฉีด.....	54
3.5	(a) ความล่าช้าในการฉีดเชื้อเพลิง (b) ช่วงเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง.....	55
3.6	(a) ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับดีเซล.....	55
3.7	ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลและรากที่สองความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง.....	56
3.8	การเปรียบเทียบของภาพการเกิดควิวิตซ์และอัตราการไหลของเชื้อเพลิงดีเซล	56
3.9	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิง (Cd) และเลขเรโนล.....	56
3.10	สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงและเลขเรโนล	58

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.11 การเปรียบเทียบการยกของเข็มหัวฉีด (Needle lift) และอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 80 เมกปาascal ของเชื้อเพลิงดีเซลและไบโอดีเซล.....	58
3.12 ระยะเวลาของเข็มหัวฉีด (Needle lift) ความเร็วของเข็มหัวฉีด (Needle speed) ความเร็วของเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีด (Exit velocity) และ ความกว้างของสเปรย์ (Spray width).....	59
3.13 ระยะเวลาการยกของเข็มที่ช่วงเวลาในการจ่ายกระแสไฟ (ET) 230, 400, 630 และ 2500 ไมโครวินาที ของเชื้อเพลิง B0,B50 และ B100 ที่ความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง 900 บาร์.....	60
3.14 ระยะเวลาการยกของเข็มที่ช่วงเวลาในการจ่ายกระแสไฟ (ET) 230, 400, 630 และ 2500 ไมโครวินาที ของเชื้อเพลิง B0,B50 และ B100 ที่ความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง 900 บาร์ การทำนายคุณลักษณะในการไหลที่ผลต่างความดันที่ (Pressure drop in the injector) ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซล (a) mass flow rate and injection velocity (b) discharge coefficient และ normalized turbulent kinetic energy.....	61
3.15 การเปรียบเทียบส่วนที่เป็นไอในการเกิดควิเตชัน ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 80 MPa และความดันด้าน 17 และ 18 MPa.....	62
3.16 การเปรียบเทียบโมเมนต์ในการฉีดของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซล.....	63
3.17 มุมในการมองของการเกิดควิเตชันของหัวฉีด.....	63
3.18 ผลเฉลี่ยปริมาตรควิเตชันที่ของการเพิ่มความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง (b) ผลเฉลี่ยของปริมาตรการเกิดควิเตชัน.....	64
3.19 ส่วนประกอบหลักของระบบคอมมอนเรล.....	65
3.20 การทำงานของหัวฉีด (a) ในขณะที่ไม่ฉีดเชื้อเพลิง (b) ขณะฉีดเชื้อเพลิง.....	66
3.21 การกำหนด (a) injection delay (b) Injection duration and (c) Injection pressure drop.....	67
3.22 การเกิด Cavitation ในหัวฉีด.....	68
3.23 แผนผังการทดลองหาค่าโมดูลัสการอัดตัว.....	71
3.24 แผนผังการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง.....	72
3.25 ข้อมูลการทดลองหาค่าโมดูลัส.....	72
3.26 ชุดการวัดปริมาณการฉีดแบบ Zeuch พร้อมอุปกรณ์การทดลอง.....	73
3.27 ความล่าช้าในการฉีดเชื้อเพลิง.....	74
3.28 ผลกระทบของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อเวลาในการเปิดและปิดเข็มหัวฉีด.....	75
3.29 ผลกระทบของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อปริมาณการฉีด.....	76
3.30 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อเลขเรย์โนลด์.....	78
3.31 ผลของความดันในการฉีดต่อสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง.....	79
3.32 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อสัมประสิทธิ์ความเร็วในการไหล.....	80

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เมื่อผู้ใดเห็นชอบที่จะใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.33 สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงและเลขคาวีเตชัน	81
3.34 สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง (Cd) และเลขเรย์นัลที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงและเชื้อไบโอดีเซลต่างส่วนผสมกัน. ET 2.5 ms, P, back 4.5 MPa.....	82
3.35 ผลของปรากฏการณ์ค้อนน้ำต่อความดันของหัวฉีด	85
3.36 การแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเนื่องจากผลของค้อนน้ำ.....	85
3.37 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง	86
3.38 38 (a) ก่อนการ calibration maps for pressure wave compensation (b) หลังการชดเชยความดันในการฉีดเชื้อเพลิง	87
3.39 (a) fuel pressure in the duct profiles for 2000rpm tests (b) heat release และ cylinder pressure for 2000 rpm tests	88
3.40 ผังอุปกรณ์การทดลอง	90
3.41 โปรแกรม Dewetron data acquisition during bulk modulus test.....	92
3.42 การกำหนดวัด Injection pressure frequency และ Injection pressure stability	93
3.43 การกำหนด Negative and positive injection amplitude pressure.....	94
3.44 ผลของ Real-time pressure rise ตลอดช่วงโมดูลัสการอัดตัว	95
3.45 การหน่วงของความเพิ่มขึ้นของดันเทียบกับความดันในการอัดตัวของเชื้อเพลิง.....	96
3.46 โมดูลัสการอัดตัวที่ความดันเทียบกับความดันเริ่มต้นในการอัดตัว (Initial pressure).....	96
3.47 Approximate bulk modulus versus initial pressure	97
3.48 การประมาณ sound velocity versus initial pressure.....	98
3.49 ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเทียบกับเวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง (time after injection).....	99
3.50 การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงในการฉีดเชื้อเพลิง (a) B5 and (b) B100 ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงและ Energizing time ต่างกัน	101
3.51 แอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (a) diesel (B5) and (b) biodiesel (B100) with various injection pressure and Energizing Time (ET)	103
3.52 ช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง a) diesel (B5) and (b) biodiesel (B100) with various injection pressure and Energizing Time (ET).....	104

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.1	ผังของการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล..... 114
4.2 (a)	การแพร่ของลำสเปร์ย (b) องศาของสเปร์ย เปรียบเทียบที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 20 MPa ของระบบปั๊มแบบ In-line 115
4.3	การแพร่ของลำสเปร์ยที่เชื้อเพลิงต่างกันและความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 120 Mpa 116
4.4	องศาของสเปร์ยของแต่ละเชื้อเพลิง ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่างกัน 116
4.5	การแพร่ของลำสเปร์ย (Penetration length) ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดต่างกัน..... 117
4.6	ปริมาตรของสเปร์ยที่แยกระหว่างของเหลวและปริมาตรของสเปร์ยรวม 117
4.7	อัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio) ของเชื้อเพลิงเทียบที่ความยาวของแพร่ของลำ เชื้อเพลิง..... 118
4.8	กำหนดการวัดความยาวและองศาของสเปร์ย..... 119
4.9	ขั้นตอนการทำงานประมวลผลภาพ..... 120
4.10	ห้องความดันสูงในการทดสอบคุณลักษณะของละอองเชื้อเพลิง 123
4.11	หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง 123
4.12	ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม 124
4.13	แผนผังระบบบันทึกภาพแบบซูรีเรน 125
4.14	ระบบถ่ายภาพแบบซูรีเรน 125
4.15	กล้องถ่ายภาพความเร็วสูงยี่ห้อ Photron รุ่น fastcam SA7 Model30K-M2..... 126
4.16	เลนส์ยี่ห้อ NIKKOR รุ่น 50mm f1.4..... 126
4.17	เลนส์เพิ่มทางเดินไฟกัสยี่ห้อ KENKO Teleconverter รุ่น teleplus 1.4X..... 126
4.18	โปรแกรมควบคุมความดันการฉีดเชื้อเพลิง..... 127
4.19	โปรแกรมควบคุมการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและกล้องถ่ายภาพความเร็วสูง 128
4.20	ชุดอุปกรณ์ควบคุมการฉีดเชื้อเพลิง..... 128
4.21	ชุดอุปกรณ์บันทึกภาพและห้องความดันสูง..... 129
4.22	แผนผังการทดลองโดยรวมของการศึกษาลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิง 129
4.23	ภาพถ่ายของลำสเปร์ยของหัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (a) D _{inj} 140 ไมโครเมตร (b) D _{inj} 200 ไมโครเมตร, ที่ระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง (ET) 1 มิลลิวินาที, ความดันของ การฉีดเชื้อเพลิง (P _{inj}) เท่ากับ 120 เมกะปาสคาล, ความดันย้อนกลับ (P _{back}) เท่ากับ 4.5 เมกะปาสคาล 134
4.24	การเปรียบเทียบลักษณะของลำสเปร์ย ของเชื้อเพลิงดีเซล (B5) และไบโอดีเซล (B100) ที่เวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง 1.5 มิลลิวินาที 135

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.25 การแพร่ของลำสเปร์ย์ที่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (a) D,inj 140 μ m and (b) D,inj 200 μ m. ET 1ms, P,inj 120 MPa P,back 4.5 MPa.....	137
4.26 ความเร็วของสเปร์ย์ (a) 140 μ m (b) 200 μ m, ET 1 ms, P,back 4.5 MPa, injection pressure 120 MPa	139
4.27 องศาของสเปร์ย์ (a) D,inj 140 μ m (b) D,inj 200 μ m, ET 1 ms, P,back 4.5 MPa ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 120 MPa.	141
4.28 ปริมาตรของสเปร์ย์ (a) D,inj 140 μ m (b) D,inj 200 μ m, ET 1 ms, P,back 4.5 MPa และ injection pressure 120 MPa.	143
4.29 การแทรกตัวของอากาศที่การแพร่ของลำสเปร์ย์ต่างกัน (a) D,inj 140 μ m (b) D,inj 200 μ m P,back 4.5 MPa and injection pressure 120 MPa.	145
4.30 การประมาณอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ความยาวของสเปร์ย์ (a) D,inj 140 μ m (b) D,inj 200 μ m P,back 4.5 MPa และ Injection pressure 120 MPa.	147
4.31 ผลการประมาณค่าอัตราส่วนสมมูลที่ค่าความยาวของการแพร่ของลำสเปร์ย์ (a) D,inj 140 μ m (b) D,inj 200 μ m P,back 4.5 MPa และ injection pressure 120 MPa.....	150
4.32 การประมาณอัตราส่วนสมมูลตามแนวรัศมี ของหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (a) 140 μ m (b) 200 μ m โดยเลือกช่วงของความยาวของการแพร่ของลำสเปร์ย์ที่ 30, 40 and 50 mm ที่ P,back of 4.5 MPa and injection pressure 120 MPa.	152
4.33 การเปรียบเทียบสหสัมพันธ์ ที่ค่า a ต่างของเชื้อเพลิงดีเซล B5, D,inj 200 μ m, ET 1 ms, P,back 4.5 MPa.....	154
5.1 ผลของแรงดันในห้องเผาไหม้เทียบกับเวลาขณะฉีดเชื้อเพลิงดีเซล.....	141
5.2 อัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [12].....	143
5.3 การเปรียบเทียบแบบจำลองการเผาไหม้ดีเซล	145
5.4 แนวคิดรูปแบบดั้งเดิมของการเผาไหม้ดีเซลผ่านการเผาไหม้	146
5.5 แบบจำลองของการควบคุมการผสมในการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซล	147
5.6 ผลของการแพร่ของลำของเหลว [9].....	148
5.7 แผนผังอุปกรณ์การทดลองการเผาไหม้	151
5.8 แสดงห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่.....	152
5.9 ไดอะแกรมแสดงระบบควบคุมและการวัด	153
5.10 โปรแกรมควบคุมความดันในการฉีดเชื้อเพลิง.....	153
5.11 ตัวแปลงสัญญาณความดันในการเผาไหม้.....	154
5.12 ออสซิลโลสโคปในการบันทึกความดันในการเผาไหม้.....	154
5.13 ปุ่มสัญญาณ	154

เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับที่จัดทำขึ้นเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ XIV จึงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.14 อินเวอร์เตอร์คอนโทรล	155
5.15 ชุดหัวฉีด รางร่วม และมอเตอร์ขับเคลื่อน	156
5.16 หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง	156
5.17 เซ็นเซอร์วัดความดันในห้องเผาไหม้	157
5.18 ฟังก์ชันการทำงาน	157
5.19 ฟังก์ชันการทดลองแบบซูรีเรนกับห้องเผาไหม้ [6]	158
5.20 อุปกรณ์การทดลองแบบซาโคกราฟกับห้องเผาไหม้	158
5.21 กล้องวิดีโอความเร็วสูง Photron SA-X2 fastcam [11]	159
5.22 ความสัมพันธ์ของความดันและเวลาของแก๊สผสม	159
5.23 ความดันในการทดลองเทียบกับเวลา	160
5.24 ความล่าช้าในการเผาไหม้	163
5.25 ผลต่างความดันของการเผาไหม้	164
5.26 อุณหภูมิของการเผาไหม้	165
5.27 อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	167
5.28 ประสิทธิภาพการเผาไหม้	168
5.29 รูปถ่ายการเผาไหม้ของเปลวไฟ	170
5.30 ช่วงในการเป็นเฟสของของเหลวของสเปรย์ขณะเผาไหม้	171
5.31 ค่าเฉลี่ยของความยาวส่วนที่เป็นของเหลวที่ความเข้มข้นของ O ₂ ต่างกัน	172
5.32 การแพร่ของลำสเปรย์เพื่อสังเกตพฤติกรรม Cool-flame	174
5.33 Lift of length ที่ความเข้มข้นของออกซิเจน (O ₂) ต่างกัน	175
5.34 ประมาณสัดส่วนของเปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงกับอากาศในช่วงที่เกิด Lift-Off Length (%)	176
5.32 RES time เทียบที่เปอร์เซ็นต์ของความเข้มข้น O ₂ ต่างกัน	177

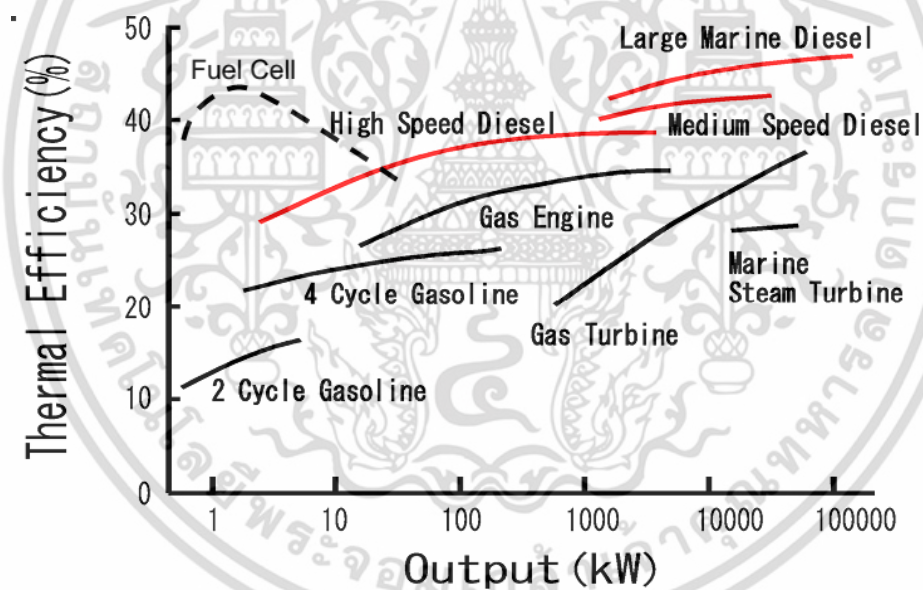
บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันเนื่องจากน้ำมันดีเซลที่ใช้ยังมีราคาที่แปรปรวน รวมถึงปัญหาทางภาคการเกษตรด้านผลผลิตล้นตลาดและราคาตกต่ำ ประกอบกับปัญหาทางการเงินของประเทศที่ต้องนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศทำให้เสียดุลย์การค้าและที่สำคัญคือปัญหาด้านมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมที่มีเพิ่มมากขึ้นส่งผลกระทบต่อภาวะโลกร้อน ซึ่งปัญหาที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้มีการมองหาพลังงานทางเลือกที่ใช้ทดแทนน้ำมันดีเซลได้แก่ น้ำมันไบโอดีเซลเป็นผลิตภัณฑ์ที่ผลิตจากพืช หรือไขมันสัตว์ โดยเป็นผลผลิตภายในประเทศ

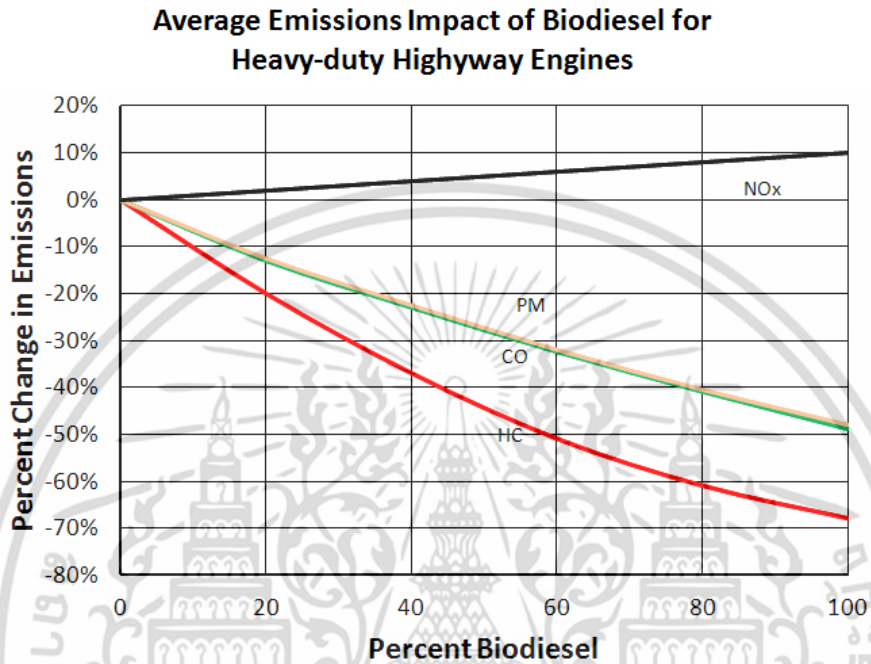
เครื่องยนต์ดีเซลรอบจืด (High speed diesel) เป็นเครื่องยนต์ที่ให้สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal efficiency) ที่มากกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสี่จังหวะ (4 Cycle Gasoline) ตามรูปที่ 1.1 ซึ่งเครื่องยนต์ดีเซลมีปริมาณการใช้ในภาคการขนส่งภายในประเทศที่เพิ่มขึ้น [1]



รูปที่ 1.1 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนและกำลังงานของเครื่องยนต์ที่ผลิตได้ (Output power) [2]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การใช้ไบโอดีเซล (น้ำมันไบโอดีเซลจากถั่วเหลือง) ที่ผสมดีเซลในอัตราส่วนที่สูงขึ้นของไบโอดีเซลทำให้มลพิษของเชื้อเพลิง Particulate matter (PM) , คาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) ไฮโดรคาร์บอน (HC) มีแนวโน้มที่ลดลง และส่งผลทำให้ออกไซด์ของไนโตรเจน (NOx) มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น [3] ดังรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 ค่ามลพิษที่ถูกปล่อยออกมาจากท่อไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลที่ผสมไบโอดีเซล [3]

การมองเห็นเผาไหม้ภายในของเครื่องยนต์นั้นมีความจำเป็นอย่างยิ่งในงานวิจัยและพัฒนาเชื้อเพลิงทางเลือก ตลอดจนปรับปรุงการเผาไหม้ เนื่องจากเผาไหม้ช่วยให้เห็นการผสมตัวของเชื้อเพลิง การติดไฟ เพื่อใช้ในการปรับปรุงการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ต่อไป

ในงานวิจัยนี้มีการออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ ซึ่งอุปกรณ์นี้สามารถจำลองการเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่การเผาไหม้ขณะที่ลูกสูบอยู่บริเวณศูนย์ตายบน โดยจ่ายผสมเป็นอะเซทิลีนผสมกับออกซิเจนและไนโตรเจนเข้าไปในห้องเผาไหม้แล้วทำการจุดระเบิดทำให้อุณหภูมิและความดันในการเผาไหม้สูงขึ้น เพื่อจำลองความร้อนและความดันการอัดตัวของลูกสูบอัดอากาศตามวัฏจักรดีเซล ซึ่งการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซทั้งหมดไปในขั้นตอนแรกอากาศยังคงมีอากาศเหลือที่ใช้ในการเผาไหม้ดีเซล เพื่อเกิดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและศึกษาช่วงการเผาไหม้ของดีเซลในช่วงนี้ ใช้อุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ (Initial temperature) ตลอดจนความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้ (Initial pressure) ซึ่งเป็นปัจจัยเริ่มต้นในการเผาไหม้ ซึ่งอุปกรณ์ตัวแรกที่ใช้ในการเก็บข้อมูลนี้คือการถ่ายภาพด้วยกล้องถ่ายภาพความเร็วสูง ประยุกต์กับเทคนิคถ่ายภาพแบบซาโดวกราฟ (Shadow graph) เพื่อบันทึกแพธภาพเปลวไฟในการเผาไหม้ ในการนำไปเพื่อการศึกษาคุณลักษณะของเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการฉีดเชื้อเพลิงและปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการเผาไหม้ของการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้ละเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ ในเชื้อเพลิงพลังงานทางเลือกนั้นมีคุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพ เช่น ความหนืดจลน์ ความหนาแน่น และที่สำคัญคือค่าความร้อน (Heating value) ที่แตกต่างกันกับเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป ดังนั้นจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งในการศึกษาในส่วนนี้

การเป็นฝอยละอองหรือการสเปรย์ของเชื้อเพลิงมีความจำเป็นอย่างยิ่งในการเปลี่ยนสถานะจากเหลวไปก๊าซและผสมตัวระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ โดยในส่วนนี้ได้นำเสนอส่วนของการเป็นฝอยละอองที่ไม่มีความร้อนมาเกี่ยวข้อง (Isothermal spray) ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซลผสมไบโอดีเซล

ในส่วนสุดท้ายนำเสนอการเผาไหม้ของไบโอดีเซลและดีเซลในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ที่เงื่อนไขการจำลองการลดความเข้มข้นของออกซิเจนเพื่อจำลองสภาวะการใช้ก๊าซไอเสียหมุนวนเข้าพอดี

1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัยโดยรวม

1.2.1 การออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

1.2.1.1 เพื่อออกแบบห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ใช้สร้างสภาวะเริ่มต้นในการสร้างการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล

1.2.1.2 ใช้โปรแกรม SolidWorks Simulation ในการจำลองการรับความดันในการเผาไหม้และระบบความปลอดภัยของชิ้นส่วนภายในห้องเผาไหม้

1.2.2 การศึกษาคูณลักษณะการฉีดของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลผสม

1.2.2.1 เพื่อศึกษาลักษณะการฉีด (เช่น ปริมาณการฉีดล่าช้าฉีดค่าสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง (Cd) ค่าสัมประสิทธิ์ของความเร็ว (Cv), ความดันฉีดลดลงของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป (B5) และผสมต่างๆของ B20 (20% ปาล์มเมทิลเอสเตอร์ + 80% ดีเซล), B40, B60, B80 และไบโอดีเซลปาล์มเรียบร้อย (B100)

1.2.2.2 การตรวจสอบผลกระทบของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดต่างๆในกระบวนการฉีด อัตราค่าสัมประสิทธิ์การปล่อยความดันลดลงและความล่าช้าในการฉีดไหล

1.2.2.3 ทำการศึกษาผลของคุณลักษณะของความดันของการฉีดของเชื้อเพลิง อันได้แก่ Injection frequency (ความถี่ในการฉีดเชื้อเพลิง), Injection pressure Amplitude (แอมพลิจูดของความดัน) และ Injection pressure stability duration (เวลาคงตัวของความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง) ของหัวฉีดแบบ Common-rail แบบ Solenoid แบบรูเดียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร โดยใช้เชื้อเพลิง ดีเซลและปาล์มเมทิลเอสเตอร์ ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่างกัน

1.2.3 การศึกษาการเป็นฝอยละอองของเชื้อเพลิงไบโอดีเซล

1.2.3.1 การวิจัยนี้ได้ศึกษาลักษณะจากการเป็นสเปรย์จากภาพถ่าย เช่น การแพร่ของลำสเปรย์ ความเร็วสเปรย์ องศาของลำสเปรย์ ปริมาตรสเปรย์อากาศ การแทรกตัวของอากาศในสเปรย์ (Air entrainment) และอัตราส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซล และการผสมของ B20 (20% ปาล์มไบโอดีเซล + 80% ดีเซล) B40, B60, B80 และปาล์มไบโอดีเซล (B100) ภายใต้เงื่อนไขที่ไม่มีการสูญเสียความร้อน (Isothermal conditions) ผลการทดลองผสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปาล์มไบโอดีเซล (B20, B40, B60, B80 และ B100) เปรียบเทียบกับดีเซล B5 เป็นเชื้อเพลิงอ้างอิงโดยเปรียบเทียบที่ขนาดผ่านศูนย์กลางหัวฉีดต่างกัน

1.2.4 การศึกษาการเผาไหม้

1.2.4.1 งานวิจัยนี้ได้ศึกษาใช้การใช้อากาศไอเสียหมุนเวียน EGR ด้วยการจำลองการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ โดยทำการศึกษาได้แก่ การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล และ ดีเซล ที่ความเข้มข้นของออกซิเจนก่อนการเผาไหม้ที่ 10, 15 และ 21% โดยเปอร์เซ็นต์โมล โดยศึกษาคุณลักษณะของการเผาไหม้ ได้แก่ ความล่าช้าในการเผาไหม้ ผลต่างความดันในการเผาไหม้ อุณหภูมิในการเผาไหม้ อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ ประสิทธิภาพการเผาไหม้ ความยาวในของของเหลวของสเปรย์ในการเผาไหม้ การเกิด Cool-flame ความยาวของ Lift off length และเวลาคงตัวในการเกิด Lift off length

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

1.3.1 ทำการออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ในการทดลองศึกษาคุณลักษณะของการเป็นฝอยละอองของเชื้อเพลิงที่ความดันสูงที่อุณหภูมิห้องและที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง

1.3.2 ใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม (Common rail) ในการฉีดเชื้อเพลิง ร่วมกับการหัวฉีดเชื้อเพลิงดีเซลแบบโซลินอยด์ (Solenoid) แบบรูเดียว

1.3.2 ใช้ไนโตรเจนในการสร้างความดันในการดำเนินการฉีดเชื้อเพลิงเพื่อจำลองความดันในห้องเผาไหม้ที่ 4.5 MPa

1.3.2 ใช้เทคนิคการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง Lean premix combustion ของก๊าซอะเซทิลีน (C_2H_2) ออกซิเจน (O_2) และไนโตรเจน (N_2) ในการสร้างความดันในการสร้างการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล ที่อุณหภูมิของการเผาไหม้ (Bulk temperature) 950 องศาเซลเซียส และ ความดันในการเผาไหม้ก่อนฉีดเชื้อเพลิงดีเซล 4.5 MPa

1.3.3 ใช้เทคนิคการถ่ายภาพแบบซาโตกราฟพร้อมกับกล้องถ่ายภาพความเร็วสูง (High speed video camera) ในการบันทึกภาพคุณลักษณะของละอองเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

1.3.3 ทำการทดลองการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงโดยใช้ Zeuch โดยใช้เพลิงเดียวกันกับเชื้อเพลิงที่ฉีด

1.3.4 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบเป็นปาล์มไบโอดีเซลเมทิลเอสเทอร์และเทียบกับดีเซล

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่เพื่อใช้ในการศึกษาพฤติกรรมของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล

1.4.2 ทำให้ทราบถึงคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง เช่น ความล่าช้าในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection delay) ช่วงเวลาในการเปิดของเข็มหัวฉีด (Injection duration) ตัวเลขคาวิตีชัน (Cavitation number) สัมประสิทธิ์การเทียบการไหลเชิงทฤษฎี (Discharge coefficient) ปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง (Injection quantity) และ คุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิงปาล์มไบโอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไบโอดีเซลในที การเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นเพื่อเป็นแนวทางการปรับปรุงการฉีดเชื้อเพลิงที่ใช้ปาล์มเมทิลเอสเตอร์เป็นพลังงานทางเลือกต่อไป

1.4.3 ทำให้ทราบถึงศึกษาคุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิงที่ Isothermal spray ที่ได้เป็นผลของการกระจายของ Spray penetration, Spray angle เพื่อเป็นพื้นฐานในการประเมิน ขนาดของปริมาตร (Spray volume) การแทรกตัวของอากาศในลำเชื้อเพลิง (Air entrainment) และผลของอัตราส่วนสมมูลของลำ Spray ของการใช้เชื้อเพลิง

1.4.4 ทำให้ทราบถึงศึกษาคุณลักษณะของการเผาไหม้จากกรวัดความดันในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ เช่น ความหน่วงในการจุดระเบิด (Ignition delay) ความดันในการเผาไหม้ (Combustion pressure) อุณหภูมิของการเผาไหม้ (Bulk temperature) ค่าการปล่อยพลังงานความร้อน (Apparent heat release) ตลอดจนประสิทธิภาพการเผาไหม้ (Combustion efficiency) ของการใช้เชื้อเพลิงปาล์มเมทิลเอสเตอร์

1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์เรื่อง “การศึกษาเชิงทดลองของการเผาไหม้แบบสเปรย์ด้วยเชื้อเพลิงที่มีไบโอดีเซลผสมในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่” เล่มนี้ได้แบ่งรายละเอียดของการนำเสนอออกเป็นทั้งหมด 6 บทหลัก ๆ ด้วยกัน โดย นำเสนอในบทที่ 1 ส่วนนี้ เป็นบทนำ ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา วัตถุประสงค์ ขอบเขตงานวิจัย ตลอดจนประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ บทที่ 2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่รวมไปถึงรายละเอียดในส่วนเครื่องมืออุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง ค่าพารามิเตอร์ที่คงที่ตลอดจนในการวิเคราะห์ข้อมูลในการทดลองนี้ บทที่ 3 ส่วนแรกนำเสนอเป็นการศึกษาของวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง ส่วนที่สองเป็นผลของการแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ในงานวิจัยนี้ บทที่ 4 การศึกษาคุณลักษณะการเป็นสเปรย์ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซลผสม ในงานวิจัยนี้ บทที่ 5 การศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซล บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

1.6 เอกสารอ้างอิง

- [1] กลุ่มสถิติการขนส่ง กองแผนงาน กรมการขนส่งทางบก. 2556. สถิติการขนส่งประจำไตรมาสที่ 4 : ปีงบประมาณ 2556
- [2] H. Kosaka. 2014. Lecture slide Advance of Internal combustion engine for TAIST Automotive Engineering Course.
- [3] Assessment and Standards Division Office of Transportation and Air Quality U.S. 2002. A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions. Environmental Protection Agency : Air and Radiation.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

การออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

2.1 ความเป็นมาและความสำคัญในการออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

2.1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันทั่วโลกกำลังประสบปัญหาขาดแคลนพลังงานและปัญหามลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์สันดาปภายในอันส่งผลให้เกิดสภาวะโลกร้อน ในต่างประเทศได้ให้ความสำคัญในการวิจัย และพัฒนาเกี่ยวกับพลังงานทดแทน ทำให้มีการมองหาพลังงานทางเลือกที่จะสามารถใช้ทดแทนกันได้ ผู้ผลิตเครื่องยนต์และเครื่องยนต์ รวมไปถึงนักวิจัยในสถาบันการศึกษา ต่างให้ความสำคัญในการวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์ในปัจจุบัน [1] โดยใช้เครื่องยนต์ดีเซลเป็นพื้นฐานในการศึกษา ในงานวิจัยนี้มีการออกแบบชุดห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ ซึ่งชุดอุปกรณ์นี้สามารถจำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง (Direct injection) ประกอบไปด้วยการออกแบบห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ สำหรับสร้างเงื่อนไขการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล การออกแบบถังผสมแก๊สสำหรับควบคุมส่วนผสมของอากาศกับแก๊สเชื้อเพลิง ก่อนที่จะถูกจ่ายเข้าสู่ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ รวมทั้งความปลอดภัยเพื่อป้องกันอันตรายที่อาจเกิดขึ้นจากการทดลอง โดยจำลองส่วนผสมระหว่าง เชื้อเพลิงกับอากาศให้สอดคล้องกับสภาวะเริ่มต้นในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล อาศัยหลักการจ่ายแก๊สเชื้อเพลิง คือ อะเซทิลีน (C_2H_2) ผสมกับอากาศ คือ ไนโตรเจน (N_2) และออกซิเจน (O_2) เข้าสู่ถังผสมแก๊ส (Mixing tank) ในอัตราส่วนที่เหมาะสมเมื่อแก๊สทั้งหมดผสมกันดีแล้ว จะถูกส่งเข้าสู่ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่จากนั้นทำการจุดระเบิดด้วยหัวเทียน เพื่อเพิ่มอุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้ ส่วนของอากาศที่ยังคงเหลือจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซนั้น จะถูกควบคุมปริมาณของออกซิเจนให้มีค่า 21% โดยเปอร์เซ็นต์โมล เพื่อสร้างเงื่อนไขเทียบเคียงกับสภาวะแวดล้อมของการเผาไหม้วัฏจักรดีเซล จากนั้นจึงฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพื่อให้เกิดการจุดระเบิด

2.1.2 ขอบเขตของการศึกษา

2.1.2.1 ออกแบบห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่สำหรับทดสอบการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล โดยสร้างสภาวะเริ่มต้นการเผาไหม้ ซึ่งอิงตามสภาวะการทำงานในเครื่องยนต์จริง

2.1.2.2 ออกแบบระบบท่อส่งแก๊สและระบบความปลอดภัยที่ อาจจะเกิดขึ้นจากการทดลองซึ่ง มีความดันและอุณหภูมิสูง โดยมีทางเลือกใช้อุปกรณ์ระบบความปลอดภัยให้เหมาะสมกับระบบ

2.1.3 ขั้นตอนการดำเนินงาน

2.1.3.1 รวบรวมข้อมูล ศึกษาทฤษฎี และงานวิจัยเกี่ยวข้องกับการออกแบบห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ รวมถึงระบบการจ่ายแก๊สและระบบความปลอดภัยในการทำการทดลอง

2.1.3.2 ออกแบบห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ ด้วยโปรแกรม SolidWorks Simulation และคำนวณ ความแข็งแรง พร้อมเปรียบเทียบกับผลการทำ Simulation เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.3.3 วิเคราะห์ผลที่ได้จากการคำนวณ นำข้อมูลจากการคำนวณมาทำการวิเคราะห์ผล ประเมินผลในการสร้างห้องเผาไหม้จริง

2.1.3.4 สรุปผลการทดสอบระบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่และข้อเสนอแนะที่ควรทำการวิจัยต่อไป

2.1.4 ประโยชน์ที่ได้จากการศึกษา

2.1.4.1 ได้ต้นแบบห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ สำหรับศึกษาพฤติกรรมการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล

2.1.4.2 ได้ระบบความปลอดภัยของชุดทดลอง สำหรับป้องกันอันตรายที่อาจก่อให้เกิดขึ้นจากการทดลอง

2.1.4.3 สามารถเลือกใช้แก๊สปริมาณก๊าซให้เชื้อเพลิงเหมาะสมมาในการสร้างเผาไหม้เพื่อจำลองเงื่อนไขเริ่มต้นของวัฏจักรดีเซล

2.1.4.4 ทำให้ทราบถึงความสัมพันธ์ของปฏิกิริยาการเผาไหม้ ซึ่งพิจารณาจากส่วนผสมระหว่างแก๊สเชื้อเพลิงกับอากาศ

2.2 ทฤษฎีเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

เครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายในที่ใช้ความร้อนของการบีบอัดเพื่อเริ่มต้นการจุดระเบิดทำการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่ ถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ระหว่างขั้นตอนในสุดท้ายของการอัดโดยได้รับการพัฒนาจากรูดอล์ฟดีเซล (Rudolf Diesel) วิศวกรชาวเยอรมัน ในปี ค.ศ. 1897 อาศัยการทำงานของกลจักร คาร์โนต์ (Carnot's cycle)) ซึ่งคิดค้นโดยชาวฝรั่งเศส ชื่อ ซาร์ดี คาร์โน (Sardi Carnot) ซึ่งตามทฤษฎีแล้วเครื่องยนต์ดีเซลจะมีการสันดาปภายในแตกต่างจากเครื่องยนต์เบนซินที่ใช้หัวเทียนจุดระเบิด การจุดระเบิดของเครื่องยนต์ดีเซลหลักการอัดอากาศและเชื้อเพลิง ให้มีความดันสูงจนเชื้อเพลิงสามารถติดไฟได้ [2]

2.2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์

หลักการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซล คือ อากาศเมื่อถูกอัดตัวจะมีความร้อนสูงขึ้น แต่ถ้าอากาศถูกอัดตัวอย่างรวดเร็วโดยไม่การสูญเสียความร้อน (Adiabatic compression) ทั้งความดันและทั้งความร้อนสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อฉีดละอองน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าไปในอากาศที่สภาวะอากาศร้อนจัดจากการอัดตัว ก็เกิดการเผาไหม้ขึ้นอย่างทันทีทันใด ทำให้เกิดความดันในการเผาไหม้ขึ้น และกำลังงานที่ได้จากการเผาไหม้นำไปใช้ประโยชน์เป็นแรงขับหรือแรงผลักดันก้านลูกสูบและก้านสูบทำให้เพลาค้อเหวี่ยงหมุน ณ กำลังอัดเดียวกัน อากาศที่อุณหภูมิเริ่มต้นสูงกว่า เมื่อถูกอัดย่อมมีอุณหภูมิสูงกว่าหรือร้อนกว่า

เครื่องยนต์ดีเซลแบ่งออกเป็นแบบใหญ่ๆ ได้เป็น 2 แบบ คือ

1. เครื่องยนต์ 4 จังหวะ (The 4- stroke engine)
2. เครื่องยนต์ 2 จังหวะ (The 2- stroke engine)

เครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก โดยทั่วไปเป็นเครื่องยนต์ 4 จังหวะ สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ มักใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลขนาดใหญ่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

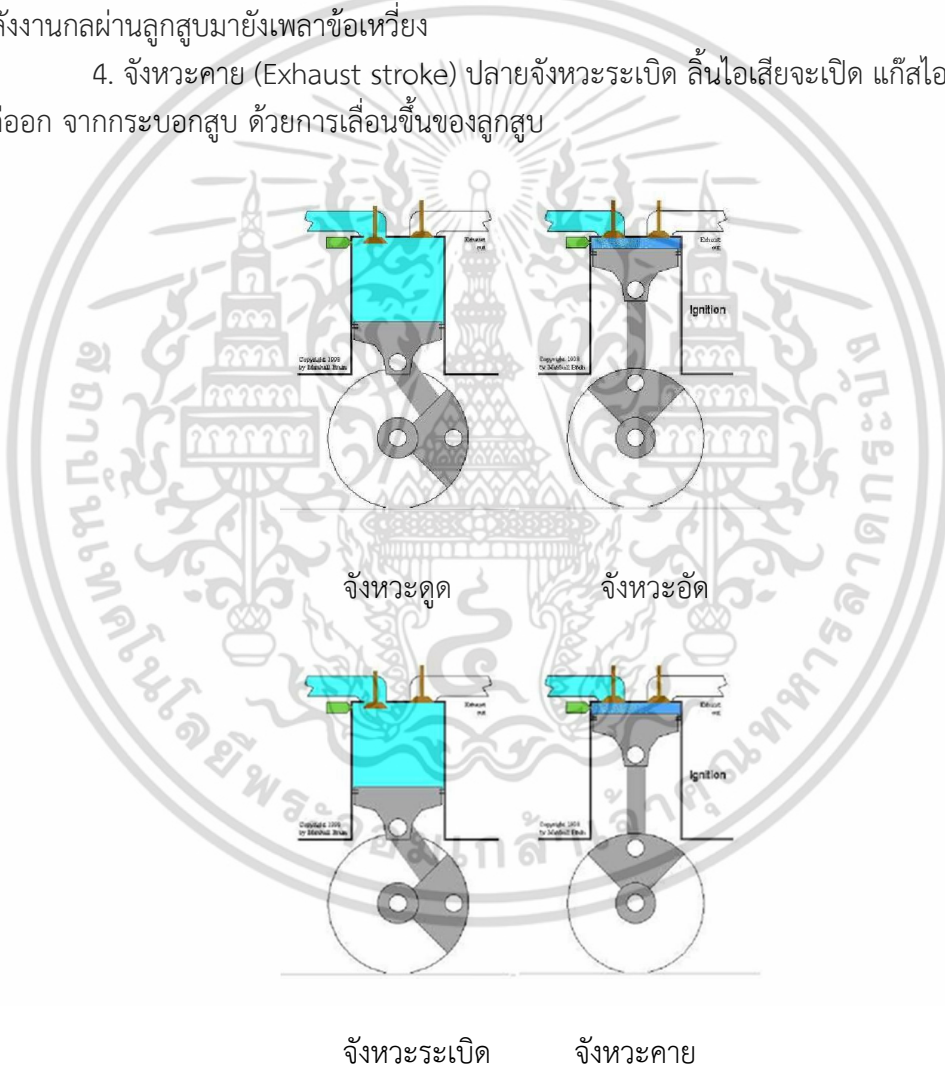
การทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ

1. จังหวะดูด (Intake stroke) เมื่อลูกสูบเคลื่อนลงจากจุดศูนย์ตายบนถึงจุดศูนย์ตายล่าง (TDC-BDC) ลิ้นไอดีจะเปิด อากาศจะถูกดูดเข้ามาประจุในห้องเผาไหม้ แต่ในขณะที่ ลิ้นไอเสียยังคงปิดอยู่

2. จังหวะอัด (Compression stroke) เมื่อลูกสูบเริ่มเคลื่อนขึ้นจากศูนย์ตายล่าง (BDC) ลิ้นทั้ง สองจะปิด ดังนั้นอากาศในกระบอกสูบจึงถูกอัดโดยกระบอกสูบ แรงดันและความร้อนของอากาศ จึงสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว อากาศในขณะนี้ เป็นอากาศที่ร้อน ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนการอัด

3. จังหวะกำลัง (Power stroke) เมื่อลูกสูบเคลื่อนขึ้นเกือบจุดศูนย์ตายบน ในปลายจังหวะอัด ละอองน้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างทันทีทันใด แรงดันจากการเผาไหม้จะผลักดันให้ลูกสูบเคลื่อนลงและในจังหวะระเบิดนี้พลังงานความร้อนจะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานกลผ่านลูกสูบบมายังเพลาค้อเหวี่ยง

4. จังหวะคาย (Exhaust stroke) ปลายจังหวะระเบิด ลิ้นไอเสียจะเปิด แก๊สไอเสียจึงขับไล่แก่ออก จากกระบอกสูบ ด้วยการเคลื่อนขึ้นของลูกสูบ

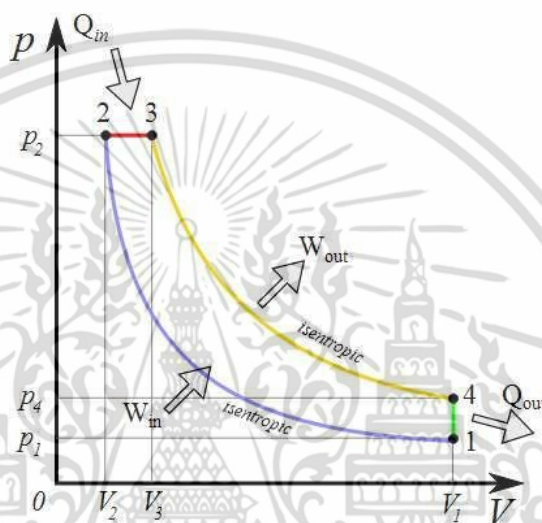


รูปที่ 2.1 การทำงานเครื่องยนต์ 4 จังหวะ [2]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.2 วัฏจักรดีเซล

วัฏจักรดีเซล กระบวนการและมีกระบวนการปริมาตรคงที่ (Constant volume) ที่ 1 กระบวนการ และความดันคงที่ (Constant pressure) อีก 1 กระบวนการ วัฏจักรนี้รู้จักกันอย่างแพร่หลาย และใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล ในการหาประสิทธิภาพความร้อนของวัฏจักรดีเซล ในกรณีนี้ สมมุติว่าใน กระบอกสูบมีอากาศอยู่เต็ม และหลังจากนั้นก็จะถูกอัดตัวในกระบวนการอะเดียแบติก เชื้อเพลิงจะถูกส่งเข้ามาและเกิดการเผาไหม้ ทำให้ลูกสูบเลื่อนลง ขณะนั้นความดันจะคงที่ ตลอดเวลา และหลังจากนั้น ก็จะขยายตัวออกในลักษณะอะเดียแบติก และเมื่อถึงจุดศูนย์ตายล่างหรือลูกสูบเลื่อนต่ำสุด (BDC) ความร้อนก็จะถูกส่งถ่ายเทออกในลักษณะปริมาตรคงที่ตามรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 วัฏจักรดีเซล [2]

เครื่องยนต์ดีเซลมีหลักการการทำงานตามวัฏจักรดีเซลดังนี้

กระบวนการ 1 ไป 2 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบอะเดียแบติก (Adiabatic process) โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อนออกจากระบบ

กระบวนการ 2 ไป 3 เป็นกระบวนการรับความร้อนภายใต้ความดันคงที่ และปริมาตรของอากาศขยายตัวตามอัตราส่วนจุดตัด (Cut-off ratio) r_c

กระบวนการ 3 ไป 4 เป็นกระบวนการขยายตัวแบบอะเดียแบติก (Adiabatic process) จนกระทั่งอากาศมีปริมาตรเท่ากับสถานะเริ่มต้น

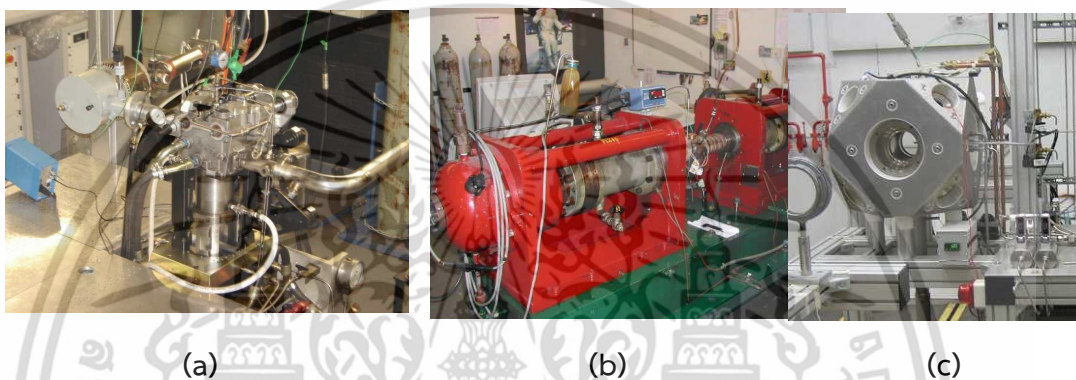
กระบวนการ 4 ไป 1 เป็นการถ่ายเทความร้อนภายใต้ปริมาตรคงที่

การจำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลด้วยห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่นั้นสามารถจำลองได้ในกระบวนการที่ 2 ตามรูปที่ 2.2 ในช่วงการเกิดการอ็อกซิเดชันและการเกิดการเผาไหม้ของเปลวไฟแบบพรีมิคส์ (Premix combustion) เนื่องจากในช่วงนี้ยังคงเป็นช่วงการเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 อุปกรณ์ในการศึกษาการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล

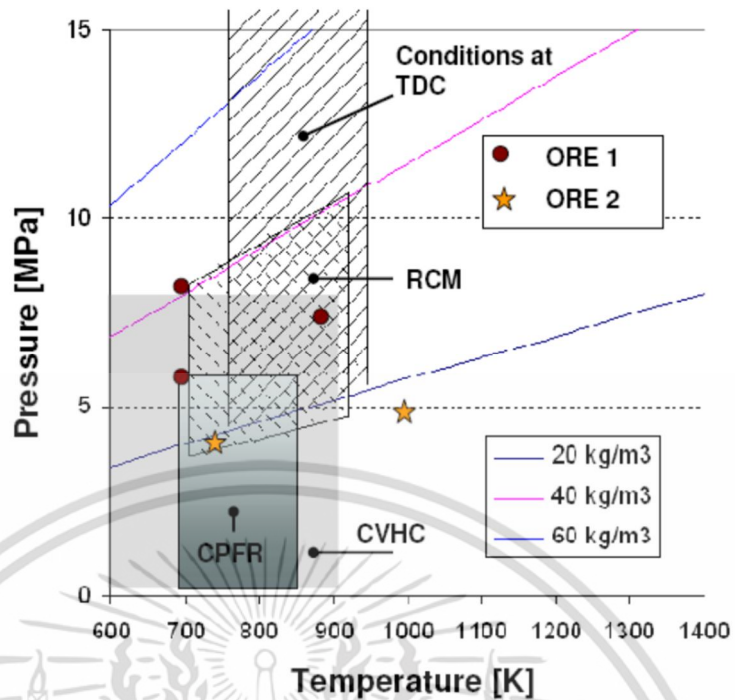
ในการที่ศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้ของเปลวไฟของการจุดระเบิดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compression ignition engine) ด้วยน้ำมันดีเซล หรือเชื้อเพลิงใดๆก็ตามที่ ซึ่งเชื้อเพลิงสามารถถูกจุดระเบิดได้ด้วยอากาศร้อน ซึ่งเป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นจากการอัดตัวของลูกสูบที่ความเร็วสูงโดยทั่วไปห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์มีลักษณะที่บไม่สามารถมองเห็นภายในได้เพื่อให้เห็นถึงการเผาไหม้ภายในจึงจำเป็นต้องใช้ชุดทดลองที่ออกแบบมาพิเศษที่สามารถมองเห็นเข้าไปเห็นกระบวนการเผาไหม้ของเปลวไฟภายในได้ อุปกรณ์ดังกล่าวได้แก่เครื่องยนต์สำหรับงานวิจัยแบบมองเห็นการเผาไหม้ได้ (Optical research engine) เครื่องอัดเร็ว (Rapid compression machine) และ ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ (Constant volume combustion chamber) ดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 (a) เครื่องยนต์สำหรับงานวิจัยแบบมองเห็นการเผาไหม้ (Optical engine)
(b) เครื่องอัดเร็ว (Rapid compression machine)
(c) ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ [3]

เงื่อนไขในการเผาไหม้ของอุปกรณ์การทดลองการศึกษาการเผาไหม้ของเปลวไฟ ในรูปที่ 2.4 แสดงถึงเมื่อเปรียบเทียบกับเงื่อนไขที่ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนของเครื่องยนต์ (Condition at TDC) [3] โดยมีการเปรียบเทียบอุปกรณ์ดังนี้ เครื่องยนต์โปร่งใส (ORE) เครื่องอัดแบบเร็ว (RCM) ห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่มีการไหล (CPFR) ห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่แบบใช้ความร้อน (CVHC) และห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่แบบใช้เชื้อเพลิงเผาไหม้ล่วงหน้า (CVPC หรือ CVCC) และสรุปได้ว่า CPFR และ CVHC ไม่สามารถสร้างความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้เท่ากับเงื่อนไขตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนของเครื่องยนต์ เนื่องจากค่าการทำความร้อนและความดันของอุปกรณ์ทั้งสองคู่ไม่สอดคล้องกับเครื่องยนต์จริง ต่อมาเป็น ORE สามารถทำเงื่อนไขใกล้เคียงกับตำแหน่งของ TDC ได้แต่ยังติดปัญหา ดังนี้ การกระทบของละอองเชื้อเพลิงกับผนังด้านบนของลูกสูบ (Spray interaction) การเกิดความเค้นของความร้อน (Thermal stress) ของกระจกที่ทำให้เห็นการเผาไหม้ และไม่สามารถถ่ายภาพต่อเนื่องของการลามเปลวไฟได้ต้องใช้วิธีการข้ามการถ่ายรูปของเปลวไฟในแต่ละวัฏจักร (Skip mode)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.4 เงื่อนไขในการเผาไหม้ในแต่ละอุปกรณ์การทดลอง [3]

ตารางที่ 2.1 การเปรียบเทียบอุปกรณ์การศึกษาการลามของเปลวไฟแต่ละประเภท 0 = เป็นกลาง, + = ดี, - = แย่ [3]

Type of optical test rig	ORE	RCM	RCYM	CPFR	CVHC	CVPC
Optical accessibility	0	0	++	++	-	+
Similarity to the real engine situation	0	-	--	-	--	--
Free spray penetration distance	0	+	+	+++	++	++
Control on trapped gas p / T	0	+	0	++	++	++
Control on trapped gas composition (f.i.e. EGR)	0	-	0	+	++	+++
Flow field impact on combustion	--	-(-)	-	0	-	-
Test facility volume	0	+	0	0	++	++
Time to switch between operating conditions (f.i.e. T)	0	0	0	0	--	++
Time between tests [s] (*)	1	120-600	1	1-3	60	600

จากตารางที่ 2.1 เป็นการเปรียบเทียบอุปกรณ์การศึกษาการเผาไหม้ของเปลวไฟแต่ละประเภท ความสามารถในการมองเห็นเปลวไฟ (Optical accessibility) พบว่า RCM และ CPFR มีความสามารถในการมองเห็นเปลวไฟได้ดี ส่วน CPVC มีอันดับลดลงมา และที่แย่ที่สุดเป็น ORE และ RCM ความคล้ายกันกับการทำงานของเงื่อนไขการทำงาน of เครื่องยนต์จริง (Similar to the real engine) พบว่า ORE มีการทำงานคล้ายกับเครื่องยนต์จริงที่มากกว่าอุปกรณ์การศึกษาการลามของเปลวไฟประเภทอื่น ระยะช่วงระยะแพร่ในการฉีดละอองน้ำมันเชื้อเพลิง (Free spray penetration distance) ความเหมาะสมในการแพร่ของละอองน้ำมันในการคลุกเคล้ากับอากาศ ในส่วนนี้ CVHC มีความเหมาะสมมากกว่า CVHC CPVC และ ORE ตามลำดับ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

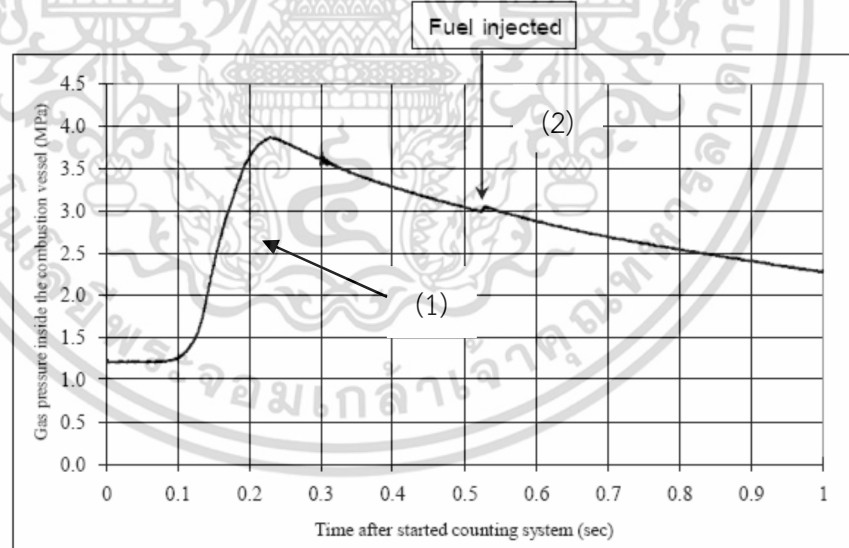
การควบคุมการความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้และอุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ (Control on trapped P/T) ซึ่งสำคัญมากในงานวิจัยด้านนี้ พบว่า CPFR CVHC และ CVPC สามารถควบคุมในส่วนนี้ได้ดีแต่ในกรณีของ ORE และ RCYM ควบคุมได้ยากกว่าเพราะมีชิ้นส่วนของอุปกรณ์การทดลองที่มากกว่า

การควบคุมส่วนผสมของอากาศในการจำลองการทำงานของ EGR (Exhaust Gas Recirculation) ในส่วนนี้เป็นการควบคุมความเข้มข้นของออกซิเจนเพื่อจำลองสภาวะการทำงานของ EGR ก่อนการฉีดดีเซล ในการลดมลพิษในการเผาไหม้ เช่น ไนโตรเจนไดออกไซด์ พบว่า CVPC หรือ CVCC สามารถควบคุมส่วนผสมได้ดีกว่าชุดทดลอง CVHC CPFR RCYM และ ORE ตามลำดับการไหลที่มีผลกระทบต่อเผาไหม้ (Flow field impact on combustion) ในส่วนนี้พบว่า CVPC และ CVHC มีผลกระทบต่อการไหลและการเผาไหม้น้อยที่สุด โดยที่ RCM และ ORE มีผลน้อยลงมา

2.3.1 ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่จากงานวิจัยที่ผ่านมา

การสำรวจเทคนิคในการสร้างห้องเผาไหม้จากผลงานวิจัยที่ผ่านมา

Romphol และคณะ [4] ได้ทำการเสนอการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ โดยใช้ไฮโดรเจนเป็นเชื้อเพลิงเผาไหม้ให้เกิดความร้อนและความดันในการเผาไหม้ เพื่อจำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล โดยศึกษาการเผาไหม้ของน้ำมันปาล์ม โดยขั้นตอนแรกจะใช้ไฮโดรเจนเผาไหม้ตามรูปที่ 2.5 แบบส่วนผสมบางผสมกับออกซิเจนตามขั้นตอนที่ (1) เพื่อให้เกิดการเผาไหม้และยังมีอากาศพอหลังจากนั้นจะทำการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล (2) เข้าไปในห้องเผาไหม้และศึกษาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลในช่วงนี้



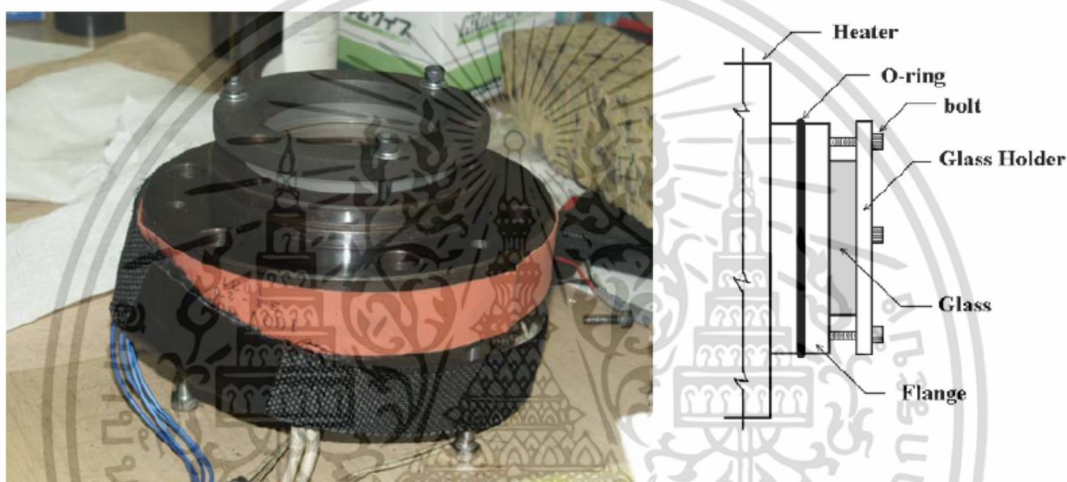
รูปที่ 2.5 แสดงถึงการเผาไหม้แบบสองขั้นตอน [4]

ซึ่งในการทดลองดังกล่าวใช้สร้างห้องเผาไหม้จำลองขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 80 มิลลิเมตร ปริมาตรภายใน 2,200 ซีซี ใช้ควอตซ์เป็นวัสดุโปร่งใส โดยการจ่ายไฮโดรเจนพร้อมออกซิเจนเข้าห้องเผาไหม้จากนั้นมีใบพัดกววนอากาศเพื่อผสมเชื้อเพลิงให้คลุกเคล้ากันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ หัวเทียนจุดประกายไฟเพื่อให้เกิดการเผาไหม้ของไฮโดรเจน ในขณะที่เชื้อเพลิงส่วนแรกสิ้นสุดการเผาไหม้จากนั้น หัวฉีดจะทำการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าไป จากนั้นทำการบันทึกผลการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดีเซลได้แก่ ความดันในการเผาไหม้เปรียบเทียบกับเวลาเริ่มจากการจุดระเบิด และภาพการลามของเปลวไฟด้วยกล้องความไวแสงสูงในการศึกษาอุณหภูมิในการลามของเปลวไฟ

เนื่องจากความดันจากก๊าซในการเผาไหม้มีความดันสูง ประกอบกับการต้องการมองเห็นการเผาไหม้ภายในจึงจำเป็นต้องเลือกใช้กระจกที่ทนความดันและความร้อนสูง ซึ่งได้เลือกใช้ควอตซ์ในการมองเป็นการเผาไหม้ แต่ด้วยคุณลักษณะของควอตซ์ที่เป็นวัสดุเปราะจึงต้องมีการออกแบบเพื่อให้สามารถ รับความดันในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดได้ดังรูปที่ 2.6 ประกอบไปด้วยฮีตเตอร์ (Heater) ใช้ในการให้ความร้อนกับควอตซ์เพื่อป้องกันคราบไอน้ำเนื่องจากผลต่างของอุณหภูมิ โอริง (O-ring) ใช้ป้องกันความดันในการเผาไหม้รั่ว ชุดยึดควอตซ์ (Glass Holder) ใช้ยึดควอตซ์เพื่อป้องกันการเคลื่อนตัวกระแทกกับขอบของห้องเผาไหม้เมื่อมีแรงดันการเผาไหม้ขึ้นตามรูปที่ 2.6 ด้านขวา

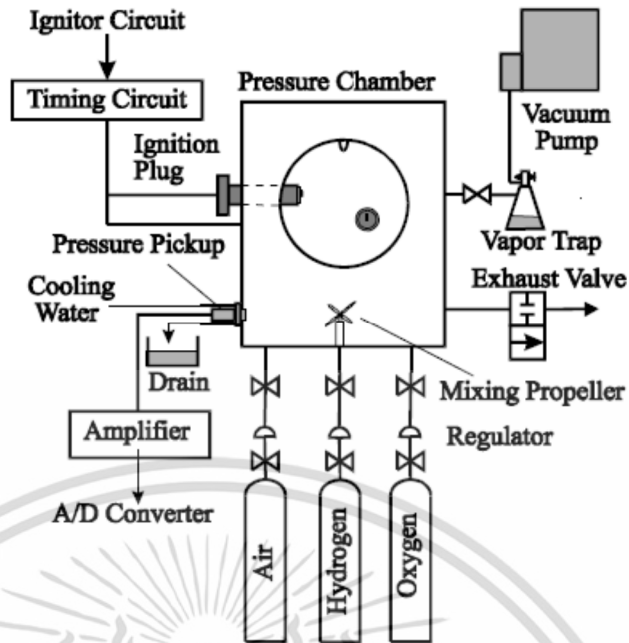


รูปที่ 2.6 การติดตั้งควอตซ์กับห้องเผาไหม้ [4]

จากรูปที่ 2.7 แสดงถึงอุปกรณ์การทดลองโดยรวมโดยแบ่งอุปกรณ์ออกเป็น 3 ส่วนดังนี้

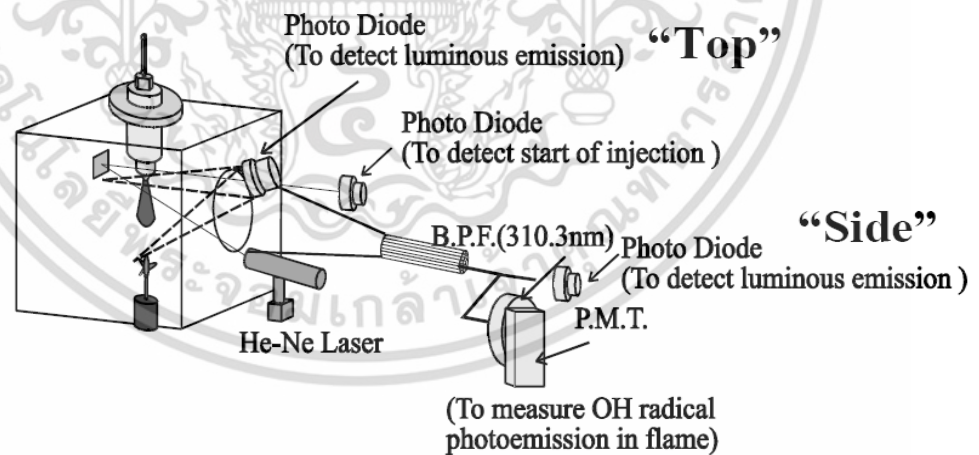
1. ระบบจ่ายเชื้อเพลิง ได้แก่ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซเช่น อากาศ (Air) ไฮโดรเจน (Hydrogen) และออกซิเจน (Oxygen)
2. ระบบจุดประกายไฟ ได้แก่ ชุดวงจรจุดระเบิด (Ignitor circuit) ชุดกำหนดตำแหน่งในการจุดระเบิด (Timing circuit) และหัวเทียนในการจุดระเบิด (Spark plug)
3. ชุดดูดไอเสียออกจากห้องเผาไหม้ ทำหน้าที่ดูดไอเสียหลังจากการเผาไหม้ออกจากห้องเผาไหม้ ประกอบไปด้วยปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) และชุดดักไอ (Vapor trap)
4. ชุดควบคุมการทดลอง โดยควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงทั้งเชื้อเพลิงก๊าซและดีเซล การปิดและเปิดใบพัดกวนอากาศ การจุดระเบิด ให้เป็นไปตามตัวแปรต้นที่กำหนด
5. ชุดบันทึกผลความดันในการเผาไหม้ (Combustion pressure) ชุดนี้ประกอบไปด้วยเซ็นเซอร์วัดความดันในการเผาไหม้ (Pressure pick up) ชุดขยายสัญญาณ (Amplifier) ชุดแปลงสัญญาณ (A/D converter)
6. ชุดการจ่ายไอดีและระบายไอเสีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.7 ผังอุปกรณ์ทดลอง [4]

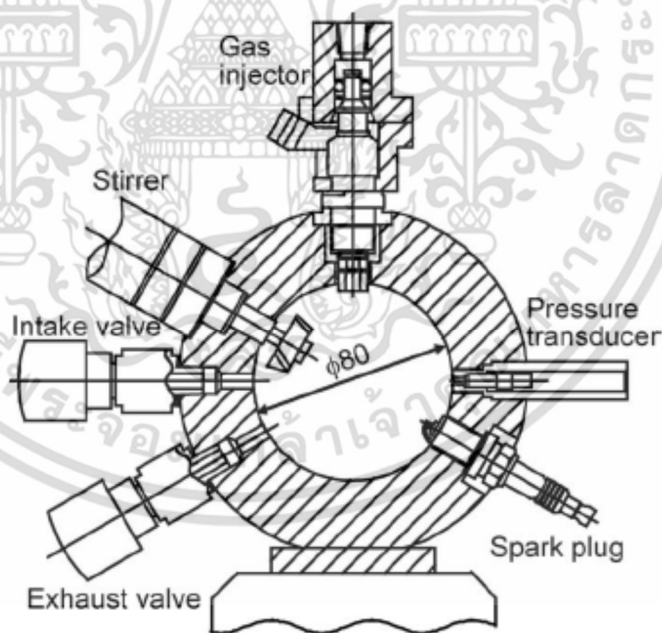
ในการวัดความล่าช้าในการเผาไหม้และช่วงเวลาในการเผาไหม้โดยใช้เซ็นเซอร์วัดแสง 2 ชุดดังนี้ เซ็นเซอร์แสง (Photo diode) เป็นตัวแรก ทำหน้าที่รับรู้การเริ่มฉีดของเชื้อเพลิง (Detect start of injection) และตัวที่ชุดที่ 2 ตัวแรกเป็นเซ็นเซอร์รับแสงตัวบนใช้ในการบันทึกการสะท้อนของมลพิษจากการเผาไหม้ (Luminous emission) ทั้งตัวบนและตัวล่าง (OH radical) ดังรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 ผังของชุดเซ็นเซอร์แสงที่ใช้ในการวัดค่าความล่าช้าในการเผาไหม้ [4]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Nguyen Ngoc Dung [5] ได้นำเสนอการทดลองการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซเพื่อหาค่าความล่าช้าในการจุดระเบิดการเผาไหม้โดยดำเนินการทดลองในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ ดังรูปที่ 2.9 แสดงถึงภาพตัดถึงห้องเผาไหม้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 80 มิลลิเมตร ยาว 30 มิลลิเมตร ปริมาตรภายใน 150 ลูกบาศก์เซนติเมตร ใช้ควอตซ์เป็นวัสดุโปร่งใสเพื่อทำให้มองเห็นการเผาไหม้ ความดันในการจ่ายเชื้อเพลิงโดยใช้หัวฉีดก๊าซความดันที่สูงที่สุด 15 Mpa โดยทำการจ่ายเชื้อเพลิงครั้งเดียวโดยควบคุมปริมาณต่อมาการจ่ายเชื้อเพลิงด้วยระยะเวลาของการยกตัวของโซลินอยด์หัวฉีด การจ่ายอากาศใช้วาล์วทางเข้า (Intake valve) ทางเข้าเพื่อเป็นการปรับค่าความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้ จากนั้นมีใบพัด (Stirrer) หมุนที่ความเร็วคงที่เพื่อผสมคลุกเคล้าให้เชื้อเพลิงกับอากาศเข้าเป็นการผสมของไอดีเพื่อให้คลุกเคล้าอากาศกับเชื้อเพลิงและการกระจายอุณหภูมิให้เท่าทั้งห้องเผาไหม้ ก่อนที่จะทำการจุดประกายไฟด้วยหัวเทียน โดยมีการความดันในการเผาไหม้ ในการคำนวณค่าอัตราการปล่อยพลังงานความร้อน (dq/dt) และความล่าช้าในการจุดระเบิด ซึ่งนิยามได้ไว้ที่ไม่ช้ากว่า 2 ms ซึ่งปัจจุบันรายงานการวิจัยนี้ถูกกำหนดตั้งแต่เชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาจากหัวฉีด (ความดันในการฉีด 50Mpa/s) โดยสเปรย์ของเชื้อเพลิงถูกปล่อยออกมา เพื่อมองให้เห็นการเผาไหม้ในเวลาที่ถูกต้องโดยเลือกใช้เทคนิคการถ่ายภาพแบบซาโดกราฟพร้อมกับการใช้กล้องถ่ายภาพความเร็วสูง ความเร็วในการบันทึกภาพ 10,000 ภาพต่อวินาที ช่วงเวลาในการเปิดชัตเตอร์ 30 ไมโครวินาที ในการแก้ปัญหาคราบฝ้าที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิควอตซ์ โดยติดตั้งฮีตเตอร์ให้ความร้อนกับควอตซ์ที่อุณหภูมิ 230 องศาเซลเซียส ทุกครั้งก่อนทำการทดลอง

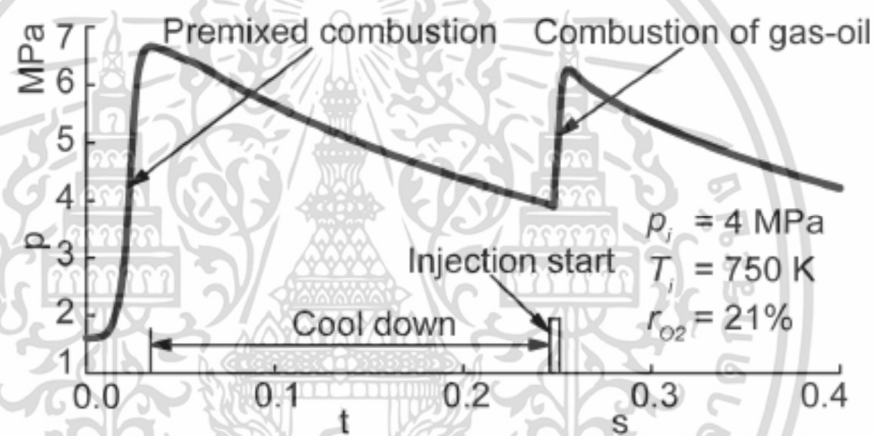


รูปที่ 2.9 ภาพหน้าตัดของห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ [5]

การสร้างของการเผาไหม้ 2 ขั้นตอน ตามรูปที่ 2.10 นั้นการสร้างความดันและอุณหภูมิในการเผาไหม้นั้นได้มีงานวิจัยที่ทำมาแล้วโดยที่เชื้อเพลิง เช่น C_2H_6 , H_2O_2 และ N_2 ผสมกันก่อนที่ถูกปล่อยเข้าไปยังห้องเผาไหม้เป็นการเผาไหม้ขั้นตอนแรก (Premixed combustion) จากนั้นฉีดเชื้อเพลิงดีเซลในการเผาไหม้ตามมาเป็นขั้นตอนที่สอง (Combustion of gas-oil) เพื่อเป็นการจำลองให้สอดคล้องกับการเผาไหม้ของของลูกสูบก่อนตำแหน่งจุดศูนย์กลางบน การเลือกอุณหภูมิและความดันเริ่มต้น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับวิชาการเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำมาใช้เพื่อประโยชน์อื่นใดโดยไม่ได้รับอนุญาตให้ถือว่าผิดกฎหมาย

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

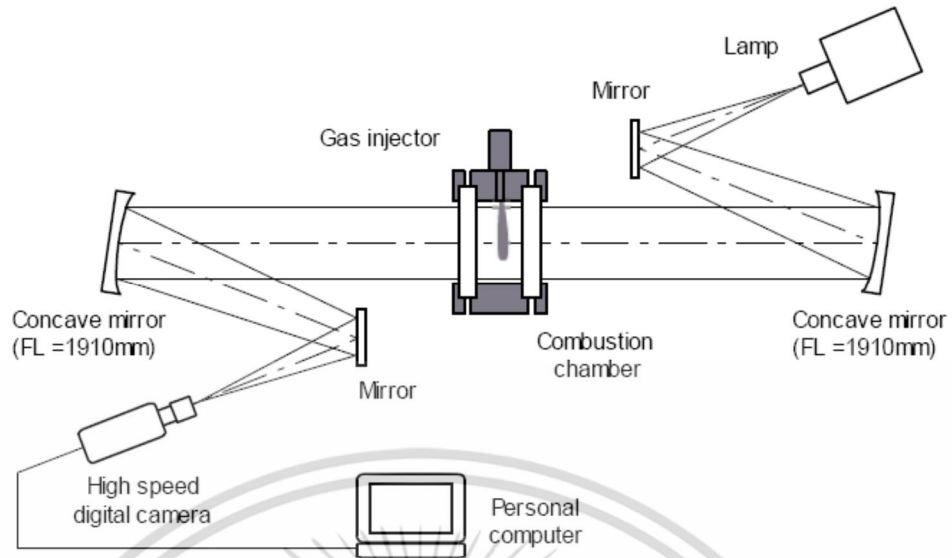
ก่อนที่จะจุดประกายไฟเพื่อให้เกิดการเผาไหม้นั้นจะทำการเลือกมาจากการคำนวณทางเทอร์โมไดนามิกส์ ได้อธิบายเมื่อช่วงเวลาในการเผาไหม้ของเปลวไฟลดลงเป็นผลทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนจากผนังไปยังห้องเผาไหม้ โดยที่เชื้อเพลิงเผาไหม้หมดแล้ว แต่อุณหภูมิและความดันของอากาศก่อนการเผาไหม้ตามที่กำหนดจากเงื่อนไขเริ่มต้น จากนั้นหัวฉีดทำการฉีดเชื้อเพลิงออกมาผสมกับอากาศ การกำหนดความล่าช้าในการเผาไหม้โดยใช้เซ็นเซอร์ในการรับรู้ตำแหน่งในของเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ แล้วส่งระบบควบคุมในการสั่งการทำงานของใบพัดที่เวลา 20 วินาที แล้วทำการจุดประกายไฟเพื่อเผาไหม้เชื้อเพลิงในขั้นตอนแรกเพื่อให้เกิดการเผาไหม้ ที่เวลาหลังการเผาไหม้ 0.24 วินาที ทำการฉีดเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้ด้วยหัวฉีดดีเซล (Oil gas) เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ โดยมีการบันทึกผลจากการทดลองได้แก่ ความดัน (Combustion pressure) เปรียบเทียบกับช่วงเวลาในการเผาไหม้ (Time after ignition) เพื่อคำนวณค่าอัตราการปล่อยพลังงานความร้อน (Heat release rate) และภาพของการลามของเปลวไฟของดีเซลจากเทคนิคการถ่ายภาพแบบซาโดว์กราฟ (Shadow graph)



รูปที่ 2.10 การเผาไหม้แบบสองขั้นตอน [5]

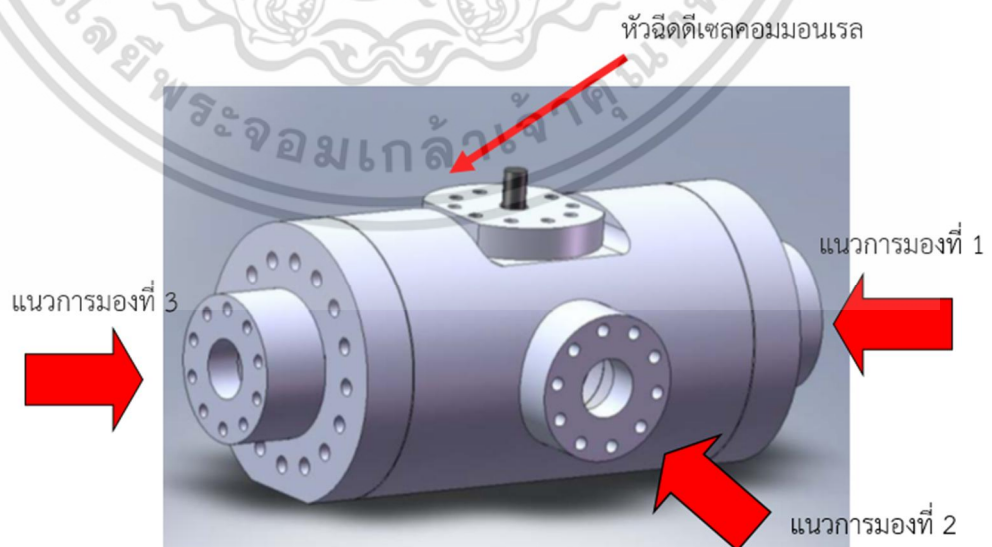
รูปที่ 2.11 แสดงถึงอุปกรณ์ในการถ่ายภาพแบบซาโดว์กราฟ ประกอบไปด้วยหลอดกำเนิดแสงฟลูออโรซีนอน (Xenon) ซึ่งทำหน้าที่เป็นแหล่งกำเนิดแสง จากนั้นลำแสงถูกส่งไปยังกระจกบานเรียบ (Mirror) เพื่อทำการลดระยะการเดินทางของแสง และแสงจะถูกส่งไปยัง กระจกโค้ง (Concave mirror) เพื่อทำให้เกิดการหักเหของแสง เมื่อทำการหักเหแสงแล้วลำแสงนี้จะถูกส่งไปยังชุดทดสอบ (Test section) ซึ่งเป็นห้องเผาไหม้ (Combustion chamber) จากนั้นลำแสงถูกส่งไปกระทบกระจกกระจกโค้งตัวที่ 2 เพื่อทำการหักเหแสงอีกครั้งและส่งเข้าสู่กระจกบานเรียบเพื่อลดระยะการเดินทางของแสง ในขณะที่ตำแหน่งโฟกัสหลังกระจกบานเรียบนี้จึงได้วางตำแหน่งของกล้องถ่ายภาพความเร็วสูง (High speed digital camera) เพื่อบันทึกภาพการลามของเปลวไฟ เปรียบเทียบกับกับช่วงเวลาหลังการเผาไหม้ (Time after ignition)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



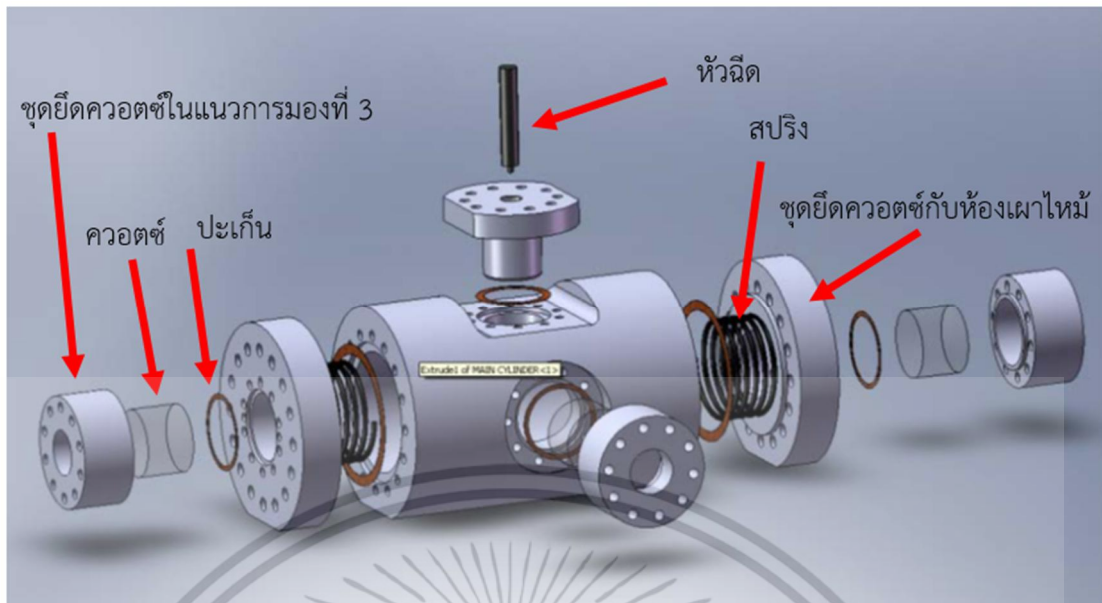
รูปที่ 2.11 อุปกรณ์การถ่ายภาพแบบชาโดว์กราฟ [5]

Anthony Phan [6] ได้พัฒนาออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ (CVPC) ในการศึกษาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล โดยใช้เทคนิคการถ่ายภาพแบบ Planar laser induce florescent ซึ่งหัวฉีดที่ใช้เป็นแบบ รูเดี่ยว โดยไม่เปิดเผยปริมาตรของห้องเผาไหม้ ใช้ควอตซ์ประกบ 3 ด้านของห้องเผาไหม้เพื่อในการมองเห็นการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้นี้ได้ใช้เหล็ก Nickel chromoly เกรด AISI 4340 ส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ได้แก่ ชุดยึดควอตซ์ในแนวการมองทั้ง 3 ด้านของห้องเผาไหม้ในรูปที่ 2.12 โดยที่มีจุดน่าสนใจที่การยึดของชุดยึดควอตซ์ มีการออกแบบให้ใช้สปริงเพื่อดันให้ชุดยึดควอตซ์ออกมาเมื่อต้องการทำความสะอาด ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการถอดประกอบขณะทำการทดลองโดยเฉพาะอย่างยิ่งในช่วงอุณหภูมิของห้องเผาไหม้ที่สูงทำให้เกิดการขยายตัวของโลหะซึ่งเป็นผลทำให้ถอดประกอบชุดยึดควอตซ์และเป็นสาเหตุที่ทำให้ควอตซ์เกิดการเสียหายได้



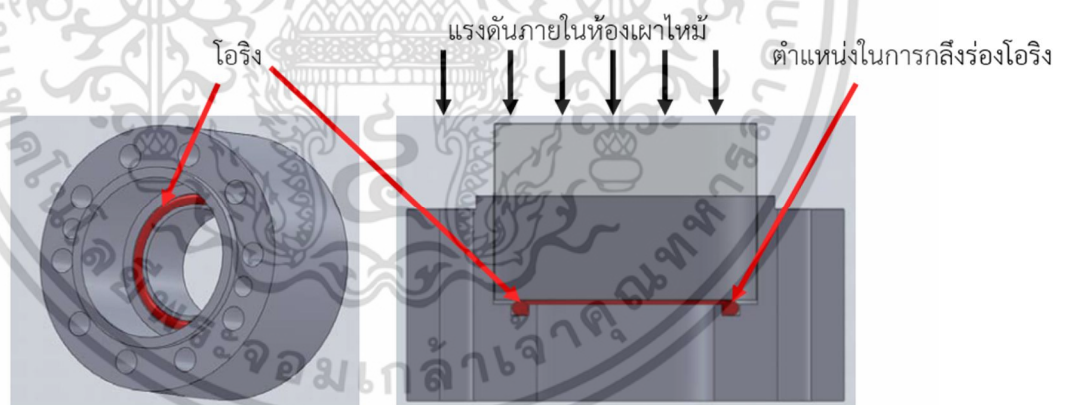
รูปที่ 2.12 แนวการมองการเผาไหม้ [6]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.13 การแยกส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ [6]

การออกแบบการยึดควอตซ์กับห้องเผาไหม้นั้นได้ออกแบบโดยการใช้ ซีลคอนโอริง (O-ring) โดยที่โอริงชนิดนี้มีคุณสมบัติทางเคมีที่เหมาะสม ในการป้องกันแรงดันภายในห้องเผาไหม้รั่วออกมาและการรับควอตซ์ในไม่ให้อัดแน่นกับเหล็กยึดควอตซ์ โดยเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้เกิดการร้าวของควอตซ์เมื่อรับแรงดัน โอริงที่ใช้ยี่ห้อ Parker โดยสามารถรับความดันสูงสุดได้ที่ 40 บาร์ และทนความร้อนได้สูงสุดได้ที่ 533 เคลวิน ทำการติดตั้งด้วยการกลึงร่องโอริงตรงบริเวณฝาครอบควอตซ์ดังรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 ฝาครอบชุดควอตซ์ (ซ้าย) ภาพตัดการประกอบชุดควอตซ์เข้ากับฝาครอบโดยมีโอริงเป็นตัวรับควอตซ์ (ขวา) [6]

ในงานวิจัยนี้เลือกใช้เชื้อเพลิงก๊าซในการเผาไหม้ล่วงหน้าเพื่อสร้างเงื่อนไขอุณหภูมิและความดันให้สอดคล้องกับเงื่อนไขการเริ่มต้นของเครื่องยนต์ดีเซลนั้นได้เลือกเชื้อเพลิงก๊าซ 4 ชนิดและเปอร์เซ็นต์โมลดังนี้ ไนโตรเจน (N_2) ในร้อยละ 68 ออกซิเจน ออกซิเจน (O_2) ร้อยละ 25.8 อะซิทีลีน (C_2H_2) ร้อยละ 3 และไฮโดรเจน (H_2) ร้อยละ 0.5 โดยกระบวนการเผาไหม้หมดแล้วทำให้ได้อุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ ที่ 1200 เคลวินและอัตราสัดส่วนกลับของเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ทางทฤษฎีเท่ากับ

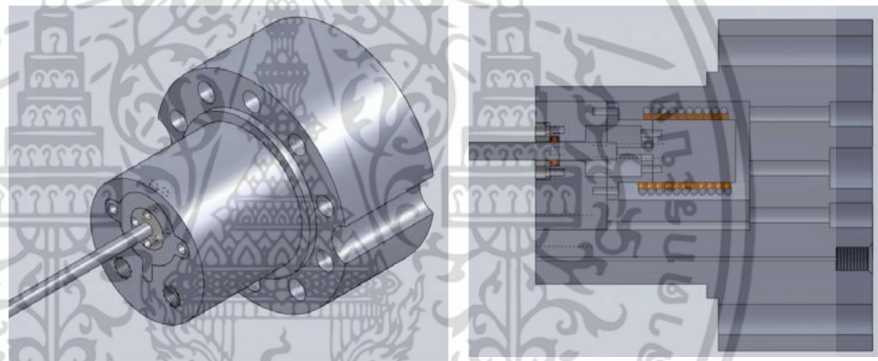
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(λ) เท่ากับ 3.62 ที่สำคัญในงานวิจัยนี้การติดตั้งใบพัดลมอากาศในห้องเผาไหม้ในงานวิจัยนี้มีจุดประสงค์ดังนี้

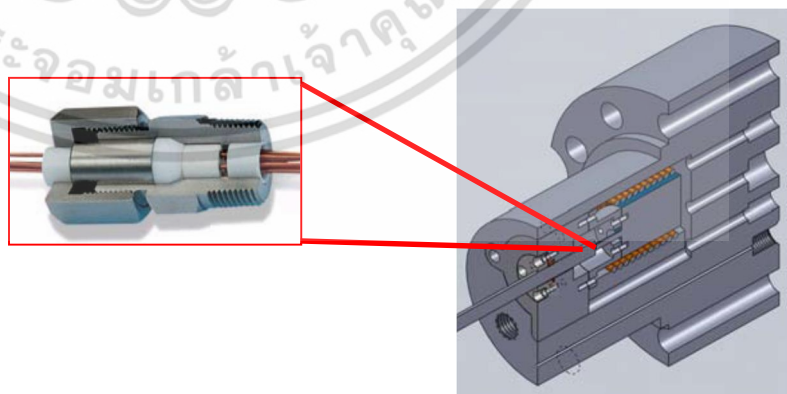
จุดประสงค์แรก เพื่อมั่นใจว่าอุณหภูมิของก๊าซภายในห้องเผาไหม้มีความสม่ำเสมอตลอดทั้งห้องเผาไหม้แต่ขอบของห้องเผาไหม้จนถึงอุณหภูมิภายใน

จุดประสงค์สอง เพื่อเพิ่มความเร็วของเปลวไฟในห้องเผาไหม้ให้กระจายทั่วห้องเผาไหม้ได้เร็วขึ้น

โดยที่งานวิจัยนี้ได้ประสบปัญหาในการใช้ซิลพัลคมในห้องเผาไหม้ที่สามารถใช้งานทดสอบได้ 2-3 ครั้ง และซิลราคา 80 ดอลลาร์ ซึ่งเป็นต้นทุนในการทดสอบที่แพง ทางผู้วิจัยได้จึงแนวคิดในการพัฒนาโดยการออกแบบให้ติดตั้งพัลคมภายในห้องเผาไหม้โดยใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไร้แปรงถ่าน (Brushless) ความเร็วเพลลา 10,500 รอบต่อนาที ควบคุมการทำงานด้วยความกว้างของพัลส์ในช่วงการทำงานของพัลคมที่ 10 ms โดยติดตั้งภายในห้องเผาไหม้ ทั้งนี้หากเป็นมอเตอร์มีแปรงถ่านทำให้เกิดประกายไฟขณะเริ่มต้นการทำงานจึงทำให้เกิดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซภายในห้องเผาไหม้ก่อนกำหนดได้ ส่วนการซิลระหว่างสายไฟที่เข้าไปจ่ายให้กับห้องเผาไหม้นั้นเลือกใช้ชุดฟ่วงต่อสายไฟที่ความดันและความร้อนสูงยี่ห้อ Conex ราคาอยู่ที่ประมาณ 7,000 ดอลลาร์



รูปที่ 2.15 ชุดพัลคมอากาศภายในห้องเผาไหม้ (ซ้าย)
ภาพตัดของชุดพัลคมอากาศในห้องเผาไหม้ (ขวา) [6]



รูปที่ 2.16 ตำแหน่งการติดตั้งของชุดฟ่วงต่อสายไฟที่ความดันและความร้อนสูงยี่ห้อ Conex [6]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

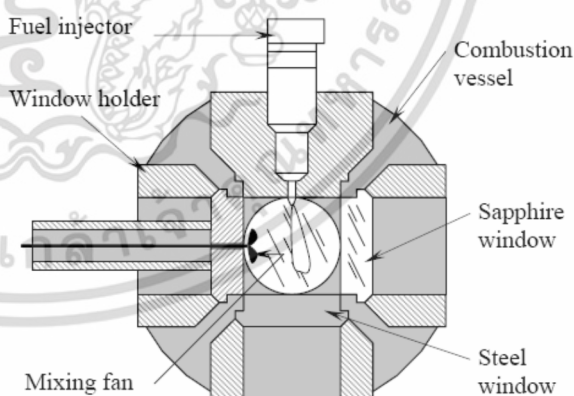
ข้อเสนอแนะในการสร้างห้องเผาไหม้เพื่อการศึกษาการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล [6]

1. กล่าวถึงฮีตเตอร์ในการให้ความร้อนเริ่มต้นภายในห้องเผาไหม้ โดยควรที่จะแบ่งฮีตเตอร์ออกเป็นสองชุดด้วยกัน ได้แก่ ชุดแรกในการควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ และส่วนที่สองเป็นการรักษาอุณหภูมิไม่ให้สูญเสียไปสู่สภาวะแวดล้อม ทั้งนี้เนื่องจากสมรรถนะของฮีตเตอร์ที่ใช้ในการทดลองนี้มีอยู่เพียงอันเดียวและเป็นการยากที่จะควบคุมให้คงที่ทั่วถึงได้ตั้งนั้นควรแยกส่วนเพื่อทำให้อุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้คงที่ในการทดลอง

2. กรณีใช้ความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้เท่ากับ 689 กิโลปาสกาล ซึ่งทำให้เชื้อเพลิงติดไฟได้ง่าย ซึ่งการใช้หัวเทียนเพียงแค่สองตัวทำให้เชื้อเพลิงก๊าซติดไฟได้ยาก ซึ่งมีข้อเสนอแนะในการติดตั้งหัวเทียนในการเผาไหม้เพิ่มในกรณีที่ความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้ที่ต่ำ ทั้งนี้เพราะช่วยในการติดไฟได้ดีขึ้น

3. ในส่วนสุดท้ายควรส่งควอตซ์มาใช้ในการสำรวจเพราะอาจจะมี การทดลองบางเงื่อนไขการทดสอบที่ทำให้ควอตซ์ขาว

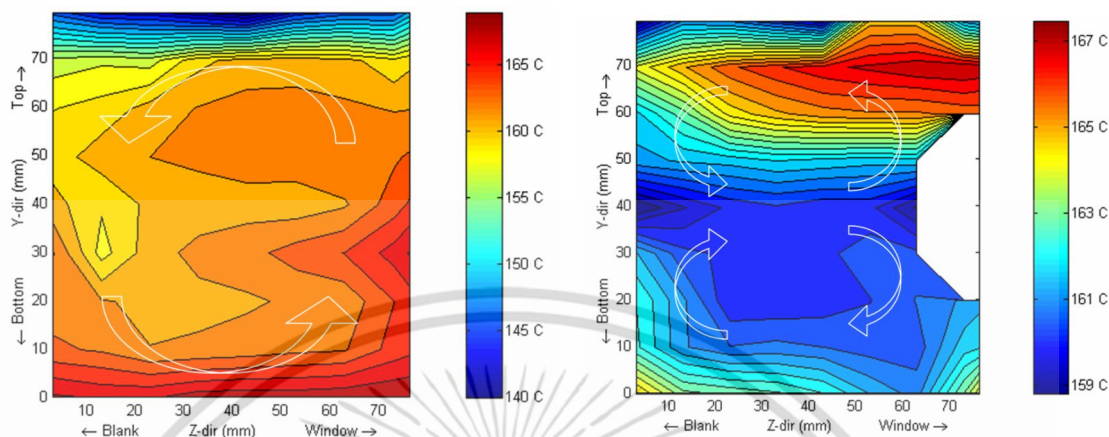
Swenson และคณะ [7] ได้ทำการออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ในการศึกษาการเกิดเขม่า (Soot) โดยการใช้การเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซล่วงหน้า ในการออกแบบห้องเผาไหม้ได้ใช้วัสดุเป็น สแตนเลสสตีลเป็นวัสดุในการทำห้องเผาไหม้ โดยมีขนาด ขนาดของแซฟไฟร์ (Sapphire) ในเป็นวัสดุโปร่งใสในการสังเกตเปลวไฟขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 76.2 มิลลิเมตร ช่องเล็กจำนวน 3 ช่อง และเส้นผ่านศูนย์กลางช่องใหญ่ 254 มิลลิเมตร ยาว 254 มิลลิเมตร ในแนวตั้งฉากกับห้องเผาไหม้ในลักษณะทรงสี่เหลี่ยมคี่บิกแปดเหลี่ยม ปริมาตรห้องเผาไหม้ 0.5 ลูกบาศก์เดซิเมตร ใช้ฮีตเตอร์แบบแท่งขนาด 500 วัตต์ จำนวน 8 ตัว เพื่อทำอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ให้เท่ากับ 400 องศาเซลเซียส เพื่อจำลองเงื่อนไขเริ่มต้นในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์และป้องกันการกลั่นตัวของน้ำบริเวณของแซฟไฟร์เนื่องจากผลต่างอุณหภูมิในห้องเผาไหม้และภายนอกต่างกัน



รูปที่ 2.17 (ซ้าย) ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ (ขวา) ภาพตัดของห้องเผาไหม้ [7]

ห้องเผาไหม้ประกอบไปด้วย หัวฉีดดีเซลแบบคอมมอนเรล (Fuel injector) วางตำแหน่งกึ่งกลางของห้องเผาไหม้ลักษณะของรูปในการฉีดเป็นแบบบูรณาการและเยื้องเส้นผ่านศูนย์กลางในการฉีด ส่วนในการมองเห็นการเผาไหม้ภายในนั้นได้ใช้กระจกทนความร้อนและความดันสูงแซฟไฟร์ (Sapphire window) มีลักษณะพิเศษที่แตกต่างกับห้องเผาไหม้ที่อื่นคือลักษณะการยึดในแนวเฉียง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของชุดยึดแซฟไฟร์ (Window holder) เพื่อเพิ่มพื้นที่ในการรับแรงในการเผาไหม้ และยังคงติดตั้งพัดลม กวนอากาศด้านข้างของห้องเผาไหม้ดังรูปที่ 2.17

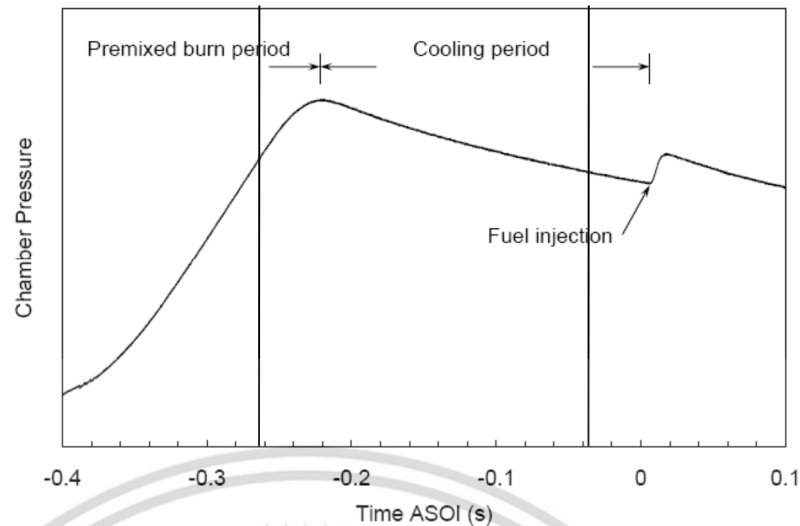


รูปที่ 2.18 การกระจายตัวของความร้อนขณะไม่เปิดพัดลมกวนอากาศ (ซ้าย)
เปิดพัดลมกวนอากาศ (ขวา) [7]

ในงานวิจัยนี้ได้นำเสนอถึงการเปรียบเทียบการกระจายตัวของอุณหภูมิเชื้อเพลิงก๊าซโดยที่เปิดและไม่เปิดพัดลมกวนก๊าซในห้องเผาไหม้ด้วยวิธีการทดลองแบบ 3-D Grid คือใช้เทอร์โมคัปเปิ้ล Type K ติดตั้งที่ระยะห่าง 10 มิลลิเมตร ในห้องเผาไหม้เพื่อวัดอุณหภูมิในการแผ่ความร้อนในแต่ละจุดแล้วนำมาเปรียบเทียบ ในรูปที่ 2.18 (ขวา) แสดงถึงการการวัดอุณหภูมิของก๊าซในห้องเผาไหม้ พบว่าการเปิดพัดลมกวนอากาศทำให้อากาศหมุนควงในห้องเผาไหม้หมุนตามเข็มนาฬิกาสองทิศทางบริเวณด้านบนและด้านล่างของห้องเผาไหม้ทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิในแต่ละตำแหน่งของห้องเผาไหม้ที่ 8 องศาเซลเซียส เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีไม่เปิดพัดลมสังเกตเห็นการหมุนควงของอากาศเพียงทิศทางเดียว รูปที่ 2.18 (ขวา) ผลต่างของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ต่างกันอยู่ 20 องศาเซลเซียส แสดงให้เห็นว่าจำนวนการหมุนควงเพิ่มขึ้นทำให้การพาความร้อนในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นส่งผลทำให้การกระจายความร้อนในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิต่างกันน้อยลงและยังเป็นการระบายความร้อนให้กับเข็มของหัวฉีดด้วย นอกจากนี้ประเด็นที่กล่าวมาแล้วข้างต้นเป็นข้อดีในการเพิ่มพัดลมในห้องเผาไหม้และยังมีข้อดีอีกอย่างคือ ลดเวลาในการของเปลวไฟในช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซลงประมาณ 0.2 ถึง 0.75 วินาที

เชื้อเพลิงก๊าซที่ใช้ในการเผาไหม้ประกอบไปด้วยอะซิทีลีน 3 เปอร์เซ็นต์ ไฮโดรเจน 5 เปอร์เซ็นต์ ไนโตรเจน 68.11 เปอร์เซ็นต์ (โดยเปอร์เซ็นต์สมมูลกับออกซิเจน) โดยที่เชื้อเพลิงก๊าซทั้งหมดถูกจุดประกายไฟด้วยหัวเทียนและเหลือออกซิเจนในการเผาไหม้ที่ 21 เปอร์เซ็นต์ โดยลำดับขั้นตอนการเผาไหม้สังเกตได้จากรูปที่ 2.19 ในเวลาหลังจากการจุดระเบิด (AOSI) -0.4 ถึง -0.22 วินาทีแสดงถึงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซจากนั้นเป็นช่วง Cooling period ระหว่าง -0.22 ถึง 0 วินาที จากนั้นเป็นการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเพื่อเผาไหม้ที่ 0 วินาที ที่อุณหภูมิ 1,000 เคลวินและความหนาแน่นของอากาศ 16.6 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร ตามเงื่อนไขการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลจนสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ 0.1 วินาที

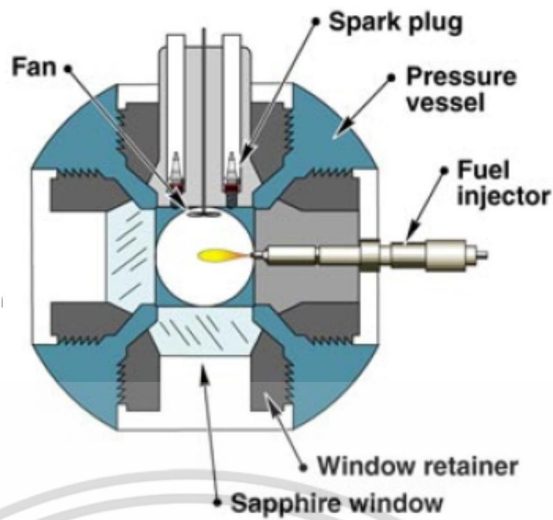
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



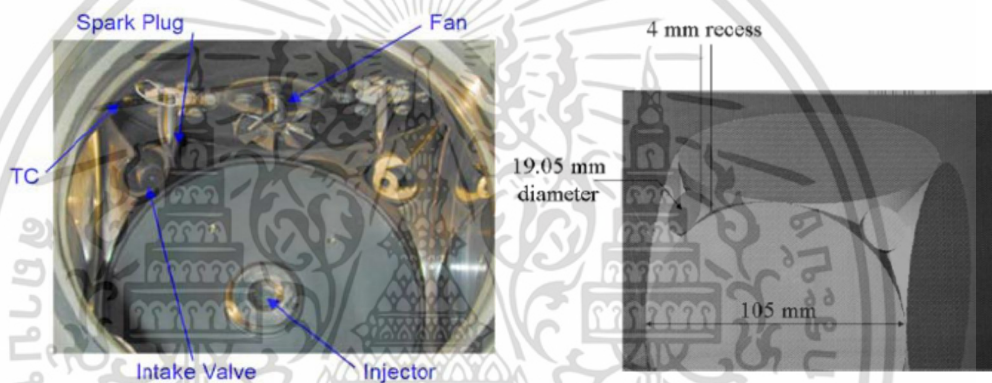
รูปที่ 2.19 กราฟความดันในการเผาไหม้ในการทดลอง [7]

การออกแบบห้องเผาไหม้ของห้องปฏิบัติการเผาไหม้ Sandia [8] ได้ออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่เพื่อศึกษาการเผาไหม้ของดีเซลโดยที่สามารถสร้างเงื่อนไขในการทดลองได้ดังนี้ อุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ 450 ถึง 1300 องศาเซลเซียส ความหนาแน่นของก๊าซในห้องเผาไหม้ก่อนการเผาไหม้ดีเซล 3 ถึง 60 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร เพอร์เซ็นต์ของออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ 0 ถึง 21 เพอร์เซ็นต์ ลักษณะห้องเผาไหม้มีเป็นแบบคิวบิกแปดเหลี่ยม ดังรูปที่ 2.20 ช่องทางในการมองเห็นเส้นผ่านศูนย์กลาง 108 มิลลิเมตร ติดตั้งหัวฉีดแบบบูรเดียวในแนวขนานด้านขวาของห้องเผาไหม้ ใช้หัวเทียนในการจุดประกายไฟจำนวน 2 ตัว ติดตั้งบริเวณด้านบนของห้องเผาไหม้เหนือใบพัดกววนอากาศ ติดตั้งแซฟไฟร์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 105 มิลลิเมตร สี่ด้านของห้องเผาไหม้ในการมองเห็นการเผาไหม้ภายใน การจ่ายก๊าซใช้เป็นการจ่ายก๊าซสี่ด้านจากมุมข้างบนของห้องเผาไหม้ และเหล็กที่ใช้ในการสร้างห้องเผาไหม้เกรด 4043 ดังรูปที่ 2.21 ตำแหน่งอุปกรณ์ที่ติดตั้งที่ห้องเผาไหม้ดังนี้ ถึงหัวเทียน (Spark plug) วางห่างขอบบนอยู่ที่ใต้ห้องเผาไหม้ที่ระยะ 16.5 มิลลิเมตร และห่างจากขอบด้านข้างในแนวรัศมี 31.8 มิลลิเมตร กราวดหัวเทียนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอิเล็กโทรด 1.6 มิลลิเมตรมีลักษณะเป็นตัวยูและปล่อยกระแสไฟแรงสูงผ่านอิเล็กโทรดดังกล่าว โดยหัวเทียนทั้งสองวางห่างกันที่ระยะ 21 มิลลิเมตร ชุดรับแซฟไฟร์ (Window retainer) ไม่ได้ระบุงู๊สแต่มีรูปร่างหน้าสัมผัสที่เอียงเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการรับแรงจำนวนสี่คู่ และทำการดัดแปลงหน้าสัมผัสของแซฟไฟร์ให้มีลักษณะเอียงตามและยังมีปะเก็นเพื่อป้องกันความดันสูงในห้องเผาไหม้รั่วออกมาภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

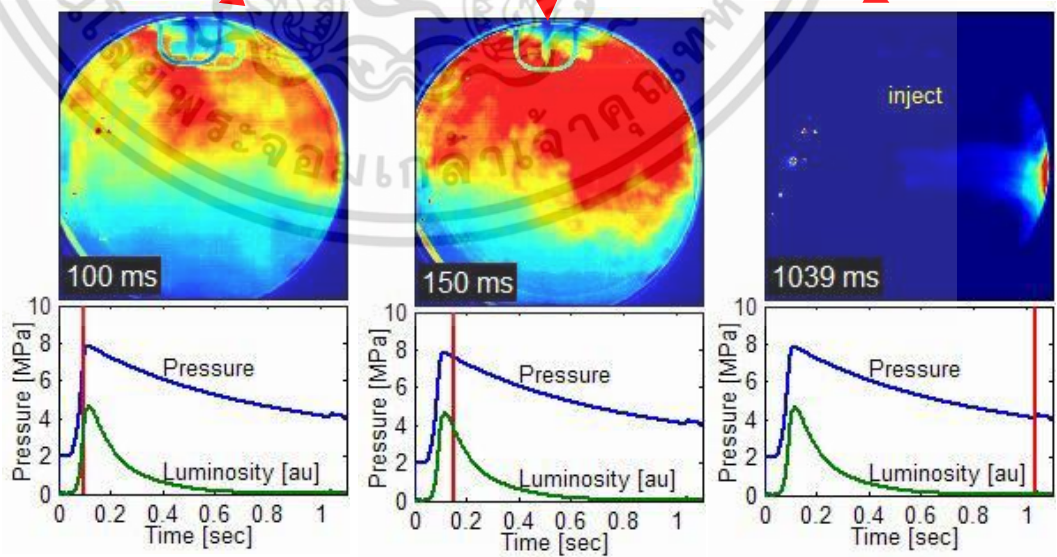


รูปที่ 2.20 ภาพตัดภายในของห้องเผาไหม้ [8]



รูปที่ 2.21 ส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ [18]

ตำแหน่งของไบท์กวน



(a)

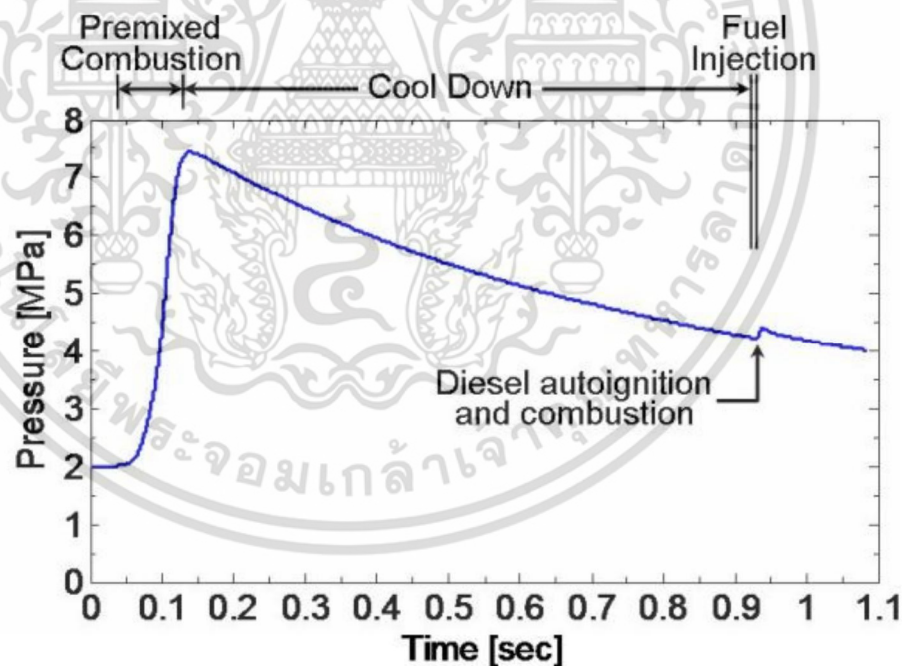
(b)

(c)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับ... รูปที่ 2.22 การกระจายของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ [8] ...โยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การกวนอุณหภูมิของก๊าซในห้องเผาไหม้นั้นได้ใช้ใบพัดลม (Fan) ดังรูปที่ 2.21 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 มิลลิเมตร ความหนา 0.85 มิลลิเมตร มุมเอียงของใบพัด 30 องศา จำนวน 12 ใบ รอบที่ใช้ในการกวน 8000 รอบต่อนาที การวัดอุณหภูมิของก๊าซในห้องเผาไหม้ได้โดยใช้เทอร์โมคัปเปิ้ล (TC) ติดตั้งมุมของห้องเผาไหม้ใกล้กับหัวเทียน ส่วนการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซนั้นทำการติดตั้งท่อจ่ายก๊าซ (Intake valve) บริเวณทั้งมุมบนทั้งสองของห้องเผาไหม้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 19.05 มิลลิเมตรและมีส่วนยื่นออกมา 4 มิลลิเมตร แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในการเผาไหม้ใช้เทคนิค PLIF ในการถ่ายภาพ สีแดงหมายถึงอุณหภูมิร้อนส่วนสีน้ำเงินคืออุณหภูมิต่ำ จากรูปที่ 2.22 (a) แสดงถึงการทำงานของใบกวนหลังจากเวลาในการจุดระเบิดไป 100 ms ในช่วงนี้เกิดแรงดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ ส่วนรูปที่ 2.22 (b) แสดงถึงการกระจายของความร้อนที่เวลาหลังจากการเผาไหม้ที่ 150 ms สังเกตได้ว่าค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิมากขึ้นในห้องเผาไหม้ทั้งนี้เนื่องจากการกวนของใบพัดลมที่ติดตั้งอยู่ที่ตำแหน่งบนของห้องเผาไหม้จากนั้นเมื่ออุณหภูมิของอากาศในห้องเผาไหม้เท่ากันแล้วจึงฉีดดีเซลที่เวลาหลังจากการจุดระเบิดที่ 1039 ms รูปที่ 2.22 (c)

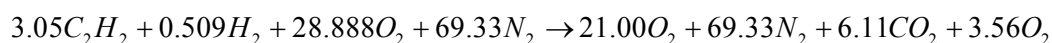
สภาวะเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล ก่อนการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าไปในห้องเผาไหม้นั้น เงื่อนไขเริ่มต้นในการเผาไหม้นั้นมีความสำคัญอย่างยิ่ง ซึ่งเงื่อนไขในการเผาไหม้ในการทดลองนี้ ประกอบไปด้วย ความดันของเชื้อเพลิงก๊าซ อุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ ความหนาแน่นของก๊าซ และเปอร์เซ็นต์ของออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้ จากรูปที่ 2.23 การจำลองเงื่อนไขเริ่มต้นในการเผาไหม้ในการจำลองเงื่อนไขการเผาไหม้ของดีเซลในระยะเวลา 1.1 วินาที สังเกตเห็นได้ว่าการ



รูปที่ 2.23 ความดันในการเผาไหม้ในการจำลองเงื่อนไขการเผาไหม้ของดีเซล [8]

การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซ (Premixed combustion) ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซ จะมีความรวดเร็วมากและได้ความดันสูงสุดในการเผาไหม้ที่ 7.5 เมกกะปาสคาล ในเวลาประมาณ 0.1 วินาที จากนั้นปล่อยให้ความดันลดลงมาเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนของก๊าซสู่สภาวะภายนอก หรือ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช่วง (Cool down) ด้วยเวลาประมาณ 0.93 วินาที ที่ความดันในการเผาไหม้ประมาณ 4.5 เมกกะปาสกาล จึงทำการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลไปเผาไหม้ ซึ่งเงื่อนไขในการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลไปนั้นต้องสอดคล้องกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลที่อุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ 950 เคลวิน ความหนาแน่น 14.8 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนเท่ากับ 21 โดยส่วนประกอบทางเคมีดังนี้



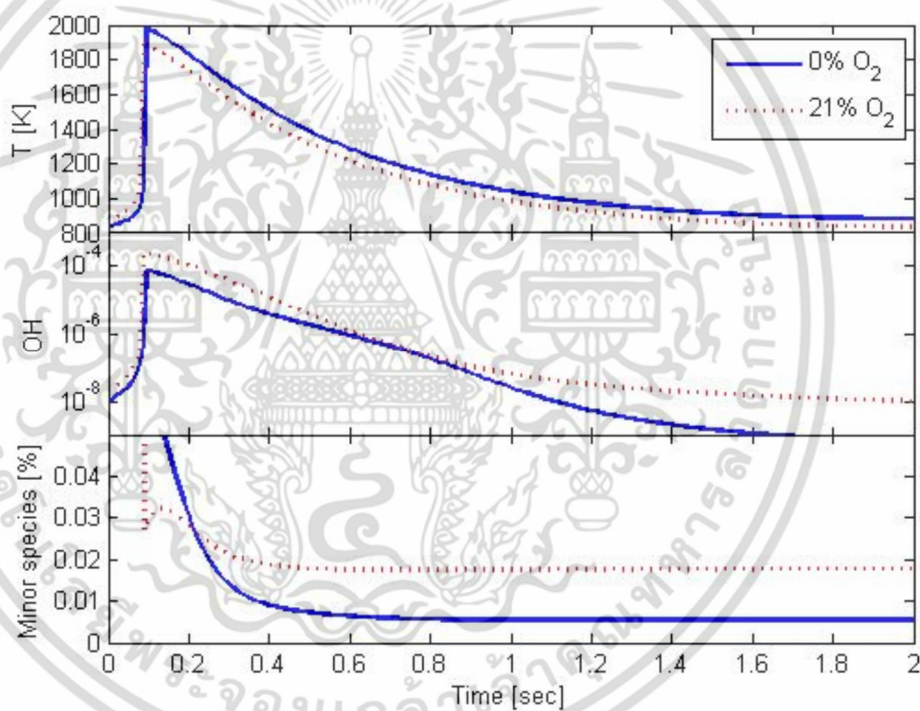
สารผลิตภัณฑ์ตั้งต้นได้แก่ อะซีทิลีน (C_2H_2) ไฮโดรเจน (H_2) ออกซิเจน (O_2) และไนโตรเจน (N_2) โดยเปรียบเทียบเป็นส่วนใน 100 เปอร์เซ็นต์โมล ซึ่งตัวอย่างเปอร์เซ็นต์โมลในการทดลองนี้สามารถสรุปได้ในตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 การกำหนดเปอร์เซ็นต์ของโมลของก๊าซผลิตภัณฑ์และเปอร์เซ็นต์ของออกซิเจนที่เหลือจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ [8]

Products (composition at diesel injection time)					Reactants (prior to spark ignition)			
O_2	N_2	CO_2	H_2O	MW	rC_2H_2	rH_2	rO_2	rN_2
21.00	69.33	6.11	3.56	29.47	3.00	0.50	28.38	68.12
20.00	70.30	6.13	3.57	29.43	3.01	0.50	27.42	69.07
19.00	71.27	6.15	3.58	29.40	3.02	0.50	26.46	70.02
18.00	72.24	6.17	3.59	29.36	3.03	0.50	25.50	70.97
17.00	73.21	6.19	3.60	29.32	3.04	0.50	24.54	71.92
16.00	74.18	6.21	3.61	29.28	3.05	0.50	23.59	72.87
15.00	75.15	6.23	3.62	29.24	3.06	0.50	22.63	73.82
14.00	76.12	6.24	3.63	29.21	3.07	0.50	21.67	74.77
13.00	77.09	6.26	3.64	29.17	3.08	0.50	20.71	75.72
12.00	78.06	6.28	3.65	29.13	3.09	0.50	19.75	76.67
11.00	79.04	6.30	3.66	29.09	3.10	0.50	18.79	77.61
10.00	80.01	6.32	3.67	29.06	3.10	0.50	17.83	78.56
9.00	80.98	6.34	3.68	29.02	3.11	0.50	16.87	79.51
8.00	81.95	6.36	3.69	28.98	3.12	0.50	15.91	80.46
7.00	82.92	6.38	3.70	28.94	3.13	0.50	14.96	81.41
6.00	83.89	6.40	3.71	28.91	3.14	0.50	14.00	82.36
5.00	84.86	6.42	3.72	28.87	3.15	0.50	13.04	83.31
4.00	85.83	6.44	3.73	28.83	3.16	0.50	12.08	84.26
3.00	86.80	6.46	3.74	28.79	3.17	0.50	11.12	85.21
2.00	87.77	6.48	3.75	28.75	3.18	0.50	10.17	86.15
1.00	88.74	6.50	3.76	28.72	3.19	0.50	9.21	87.10
0.00	89.71	6.52	3.77	28.68	3.20	0.50	8.25	88.05

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

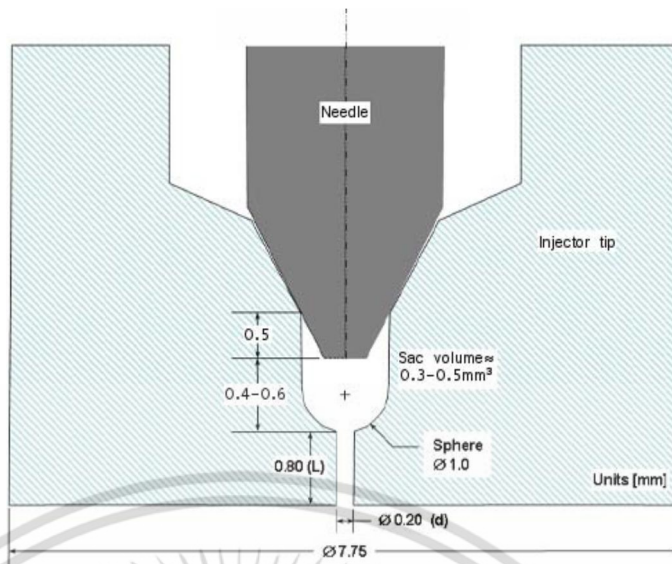
จากตาราง 2.2 แสดงถึงปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซได้มาจากการคำนวณในโปรแกรม Senkin และ Kemkin โดยกำหนดรายละเอียดของ Species ในการจำลองจำนวน 52 ชนิด ในโปรแกรม GRI 3.0 เพื่อทำนายปริมาณของการจ่ายก๊าซเพื่อให้ได้อุณหภูมิในการเผาไหม้สอดคล้องกับเงื่อนไขเริ่มต้นในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 800 ถึง 1,000 องศาเซลเซียส โดยในตารางแสดงถึงเปอร์เซ็นต์โมลก่อนและหลังการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซด้านซ้ายของตาราง เป็นผลิตภัณฑ์ (Product composite at diesel injection) โดยเป็นค่าเฉลี่ยในช่วง Cool down ส่วนด้านขวาเป็นการเตรียมปริมาณของเชื้อเพลิงก๊าซแต่ละชนิด (Reaction pier to spark ignition) โดยรายละเอียดของการเผาไหม้แสดงในรูปที่ 2.24 รูปบนแสดงถึงอุณหภูมิในการเผาไหม้มีค่าสูงสุดที่เวลาหลังการจุดระเบิดประมาณ 0.12 วินาทีที่มีค่าอุณหภูมิในการเผาไหม้ที่ 2,000 องศาเซลเซียส กรณีเปอร์เซ็นต์ของออกซิเจนเท่ากับ 21 และค่า OH มีค่าสูงสุดที่อุณหภูมิเดียวกันและค่า Minor species มีแนวโน้มที่ลดลงโดยค่าทั้งหมดมีแนวโน้มที่ลดลงเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนออกจากภายในห้องเผาไหม้ทำให้อุณหภูมิและความดันในการเผาไหม้ลดลง



รูปที่ 2.24 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในการเผาไหม้ OH และ Minor species กับเวลาในการเผาไหม้ [8]

การทดลองนี้ได้ทำการออกแบบหัวฉีดคอมมอลเรล แบบรูเดี่ยว ชนิด Solenoid ใช้หัวแบบ Mini-sac (มีร่องภายในใต้เข็มหัวฉีด) มีปริมาตรโดยประมาณ 0.3 ถึง 0.5 ลูกบาศก์มิลลิเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางทางออก 0.2 มิลลิเมตร ระยะความของห้อง sac กับทางออก 0.8 มิลลิเมตร ดังรูปที่ 2.25 การควบคุมความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงที่ 78 ถึง 178 เมกกะปาสกาล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.25 ภาพตัดของหัวฉีด [8]

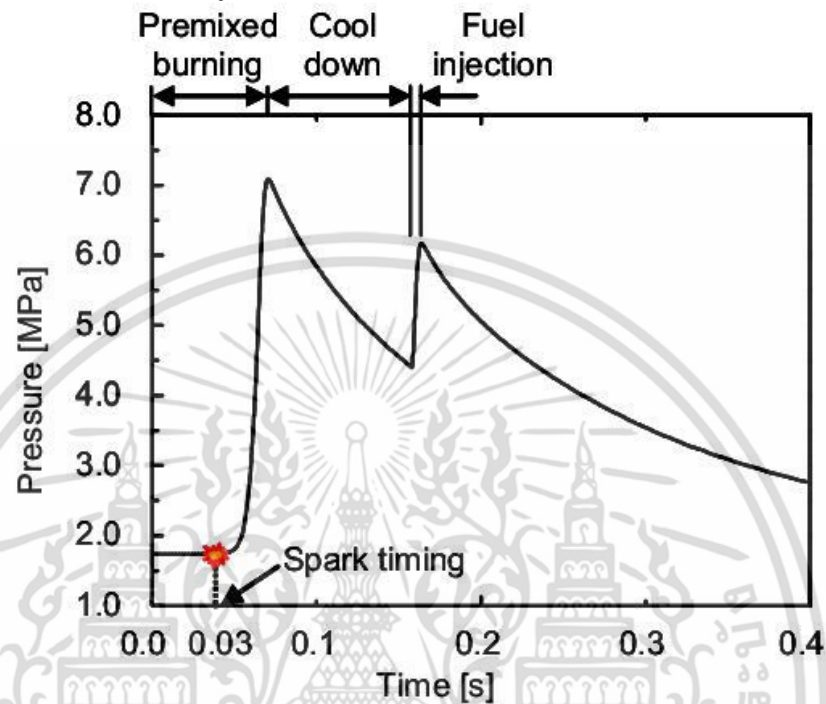
การศึกษาผลกระทบจากอุณหภูมิและปริมาณออกซิเจนที่มีผลต่อเข้ามาในเปลวไฟในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ ของน้ำมันดีเซล โดย Fujimoto และคณะ [9] ใช้ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่เป็นอุปกรณ์ในการทดลอง ห้องเผาไหม้ดังกล่าวมีรูปร่างคล้ายแพนเค้ก มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 70 มิลลิเมตร หนา 26 มิลลิเมตร ปริมาตรภายในประมาณ 0.1 ลิตร กระบวนการในการทดลองนั้นแบ่งเป็นสองขั้นตอน ขั้นตอนแรก คือการสร้างสภาวะภายในห้องเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นและอุณหภูมิคล้ายกับการอัดด้วย กระบอกสูบ กระบวนการนี้จะอาศัยการจ่ายแก๊สเชื้อเพลิง คือแก๊สอะเซทิลีน ผสมกันกับออกซิเจนและไนโตรเจนในสัดส่วนที่เหมาะสมเข้าไปในห้องเผาไหม้ จากนั้นจึงจุดระเบิดด้วยหัวเทียนเพื่อเพิ่มความดันและอุณหภูมิ ซึ่งสัดส่วนของแก๊สเชื้อเพลิงดังกล่าวในงานวิจัยนี้เป็นดังตารางด้านล่าง โดยโมลของแก๊สอะเซทิลีนได้กำหนดไว้ที่ 3.5% ส่วนโมลของออกซิเจนถูกกำหนดให้เมื่อเผาไหม้ เสร็จแล้วคงเหลืออยู่ 21, 15, 13 และ 10% ตามลำดับทั้งนี้ เพื่อจำลองอากาศที่ลดน้อยลงในสภาวะระบบหมุนเวียนไอเสีย (EGR Process) ก่อนการฉีดเชื้อเพลิงดีเซล

ตารางที่ 2.3 สัดส่วนของแก๊สเชื้อเพลิงก่อนและหลังการเผาไหม้ [9]

Set point of Oxygen	Gas composition before pre-mixed burning [mol%]			Gas composition after pre-mixed burning [mol%]			
	C ₂ H ₂	O ₂	N ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	CO ₂
21%	3.5	29.3	67.2	21.0	68.4	3.5	7.1
15%	3.5	23.4	74.4	15.0	74.4	3.5	7.1
13%	3.5	21.5	76.4	13.0	76.4	3.5	7.1
10%	3.5	18.5	79.4	10.0	79.4	3.5	7.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากทำการเผาไหม้แก๊สเชื้อเพลิงเรียบร้อยแล้วแก๊สร้อนในห้องเผาไหม้ภายในเย็นตัวลง (Cool down) ถึงจุดที่ความดันใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลของจริง คือความดันในการเผาไหม้ 4 – 4.5 MPa จากนั้นจึงเริ่มขั้นตอนที่สอง คือ ทำการฉีดน้ำมันดีเซลเพื่อให้เกิดการเผาไหม้แบบแพร่ (Diffusion combustion) และทำการวิเคราะห์ต่อไปกระบวนการทั้งหมด ที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ ปริมาตรคงที่สามารถอธิบายได้ดังรูปที่ 2.26



รูปที่ 2.26 กระบวนการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ [9]

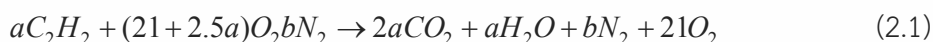
2.4 การเผาไหม้และเชื้อเพลิง

การเผาไหม้ (Combustion) เป็นกระบวนการเปลี่ยนแปลงการรวมตัวทางปฏิกิริยาเคมีของเชื้อเพลิงกับอากาศ โดยปกติทั่วไปแล้วการเผาไหม้เป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นเมื่อเชื้อเพลิงเกิดการออกซิเดชัน (Oxidation) กับอากาศโดยให้ผลของความร้อนออกมาจากกระบวนการ [10]

เชื้อเพลิงหมายถึงสารที่สามารถเผาไหม้ได้เมื่อทำปฏิกิริยากับอากาศหรือออกซิเจน และสามารถปลดปล่อยพลังงานในรูปแบบความร้อนออกได้ โดยที่เชื้อเพลิงโดยปกติมีส่วนประกอบด้วยสารคาร์บอน (Carbon) เป็นหลัก ส่วนปริมาณสารไฮโดรเจนมีปริมาณในส่วนผสมที่ไม่เกิน 14% นอกจากนี้ยังมีออกซิเจนและสารอื่น ๆ ความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้นั้นสามารถนำมาใช้งานอย่างได้คุ้มค่าทางเศรษฐกิจ ดังนั้นการนำสิ่งใดมาใช้เป็นเชื้อเพลิงได้นั้นจำเป็นต้องสามารถผลิตได้เป็นจำนวนมาก สามารถจัดหามาใช้ได้อย่างสะดวก เก็บรักษา ขนส่ง ได้อย่างปลอดภัยและใช้งานได้ง่าย นอกจากนี้ สารที่เกิดจากหลังจากกระบวนการเผาไหม้ เช่น ไอเสีย ควัน เป็นต้น ต้องไม่ทำให้เกิดมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมทางอากาศ

2.4.1 แก๊สเชื้อเพลิงที่ใช้ที่ใช้ในการสร้างเงื่อนไขของเครื่องยนต์ดีเซล

ในการสร้างสภาพจำลองการเผาไหม้จากงานวิจัยที่ผ่านมาในหัวข้อ 2.3.1 ทั้งอุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล ได้เลือกการผสมตัวแบบบางของเชื้อเพลิง ไฮโดรเจน อะเซทิลีน และโพรเพน แต่เนื่องด้วยความปลอดภัยของเชื้อเพลิงแก๊สจึงไม่สามารถใช้ไฮโดรเจนในงานวิจัยนี้ได้ จึงเลือกใช้แก๊สอะเซทิลีน เนื่องจากราคาถูกและหาได้ง่าย โดยสมการเคมีของการเผาไหม้ระหว่างอะเซทิลีนกับอากาศจะมีลักษณะดัง สมการที่ (2.1) โดยที่รายละเอียดของเชื้อเพลิงจะแสดงได้ในตารางที่ 2.4



ตารางที่ 2.4 รายละเอียดจำเพาะของอะเซทิลีน [11]

คุณสมบัติเชื้อเพลิงอะเซทิลีน	
สูตรโมเลกุล	C ₂ H ₂
น้ำหนักโมเลกุล	26.038
ความหนาแน่น (kg/L, 20°C)	-
เอนทาลปีของการระเหย (kJ/kg)	-
ค่าพลังงานความร้อนต่ำ (LHV, kJ/kg)	48,280
ค่าพลังงานความร้อนสูง (HHV, kJ/kg)	49,970
ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg.K)	1.69

2.4.2 การวิเคราะห์กฎข้อที่หนึ่งอุณหภูมิจลศาสตร์กับกระบวนการเผาไหม้

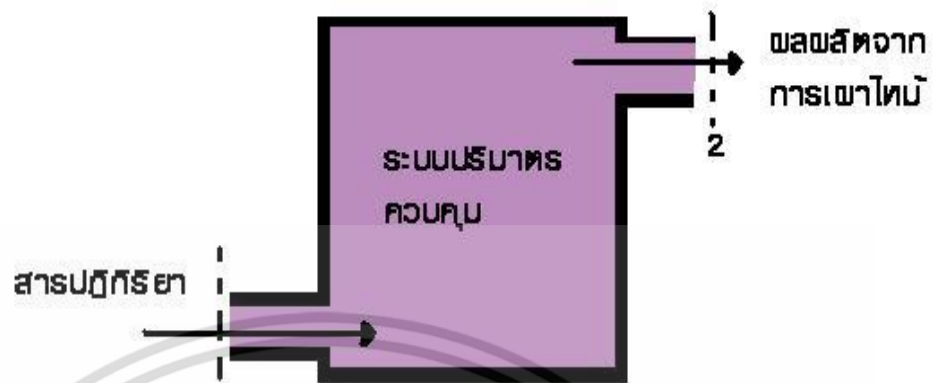
โดยปกติทั่วไปแล้วการใช้กฎข้อหนึ่งของอุณหภูมิจลศาสตร์สำหรับวิเคราะห์กระบวนการที่ไม่มีการไหลจำเป็นต้องทราบถึงปริมาณของพลังงานภายในแต่ในขณะเดียวกันในระบบที่มีการไหลเราจะใช้ ปริมาณของเอนทาลปีแทนทางวิศวกรรมศาสตร์ ปฏิกริยาการเผาไหม้จะเกิดขึ้นสถานะความดันคงที่ไม่ว่าจะเป็นระบบที่ไม่มีการไหลหรือระบบที่มีการไหล

2.5 อุณหภูมิเปลวไฟอะเดียแบติก (Adiabatic flame temperature)

การหาค่าอุณหภูมิจลศาสตร์อะเดียแบติกในการหาอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นได้ในกระบวนการเผาไหม้โดยมีความจำเป็นต่อการออกแบบระบบการเผาไหม้ อันเนื่องจากต้องพิจารณาเลือกวัสดุที่เหมาะสมในการสร้างห้องเผาไหม้ เพื่อรับอุณหภูมิสูงสุดของกระบวนการเผาไหม้สามารถหาได้เมื่อระบบ (ห้องเผาไหม้) โดยมีฉนวนที่สมบูรณ์ห่อหุ้มอยู่เพื่อป้องกันไม่ให้ความร้อนถ่ายเทสู่สิ่งแวดล้อม ซึ่งกระบวนการดังกล่าวได้แก่กระบวนการอะเดียแบติกและอุณหภูมิสูงสุดของแก๊สที่ได้จากการเผาไหม้ในกระบวนการดังกล่าวเราเรียกว่า “อุณหภูมิเปลวไฟอะเดียแบติก” (Adiabatic flame temperature) ซึ่งสามารถหาได้จากกระบวนการไหลแบบสม่ำเสมอ [12]

สำหรับการไหลแบบต่อเนื่องและสม่ำเสมอ กระบวนการเผาไหม้แบบอะเดียแบติก งานมีค่าเป็นศูนย์ การเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์มีค่าน้อยมากจากกฎข้อที่หนึ่งของอุณหภูมิจลศาสตร์ จะได้ สารปฏิกริยา (Enthalpy of Reactant) เท่ากับ ผลผลิตจากการเผาไหม้ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(Enthalpy of Product) โดยที่ แทนฟลักซ์เอนทาลปีสำหรับสารปฏิกิริยาที่ ไหลเข้าและไหลออก ดังรูปที่ 2.27 ในกระบวนการปฏิกิริยาเริ่มต้นเกิดที่ สภาวะที่ 1



รูปที่ 2.27 กระบวนการไหลแบบสม่ำเสมออุณหภูมิเปลวไฟอะเดียแบติก [12]

แบบปริมาตรคงที่ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2.2) คือ

$$\sum_R n_i (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_i = \sum_P n_e (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_e \quad (2.2)$$

เมื่อ

R แทน สารตั้งต้น

P แทน สารผลิตภัณฑ์

n แทน จำนวนโมลของสาร

i แทน สภาวะเริ่มต้น

e แทน สภาวะสิ้นสุด

h_f^o แทน เอนทัลปีของการเกิด (Enthalpy of formation)

Δh แทน ผลต่างเอนทัลปีที่อุณหภูมิพื้นฐานกับอุณหภูมิที่ พิจารณา

2.6 การคำนวณค่าความดันย่อย

เนื่องจากการจ่ายแก๊สเข้าไปในห้องเผาไหม้ได้อย่างแม่นยำและถูกต้องตามที่กำหนดไว้ ดังนั้นจึงเกิดความคิดในการจ่ายก๊าซแบบความดันย่อย (Partial pressure) ซึ่งประยุกต์กฎของดาลตัน (Dalton's law) เพื่อความแม่นยำของการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซ และยังช่วยในการชดเชยค่าการอัดตัวของก๊าซ (Compressibility) [13]

$$PV = Z_{tot} NR_u T \quad (2.4)$$

$$Z_{tot} = (a * Z_a) + (b * Z_b) + (c * Z_c) + \dots + (n * Z_n) \quad (2.5)$$

$$P_{Za} = (a * z_a * P) / Z_{tot} \quad (2.6)$$

โดยที่

P_{Za}, P_{Zb}, P_{Zc} คือ ค่าแก๊สของ สัมประสิทธิ์ของความดันย่อยของก๊าซ

a, b, c, ..., n คือ ความเข้มข้นของก๊าซผสมต่างๆ เทียบเป็น (เปอร์เซ็นต์ของก๊าซ/100)

Z_{tot} คือ ค่าการอัดตัวรวมของก๊าซ (Compressibility)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.1 การประมาณความดันในการเผาไหม้

ในงานวิจัยนี้ได้ใช้สมการของก๊าซจริง (Real gas) ในการประมาณความดันสูงสุดในการเผาไหม้ที่ใช้ในการออกแบบห้องเผาไหม้ โดยการประยุกต์ใช้กฎของ van der Waal [14]

$$P = \frac{nRT}{V - nb} - \frac{n^2 a}{V^2} \quad (2.7)$$

โดยที่ P คือ ความดันในการเผาไหม้
 R คือ ค่าคงที่ของก๊าซ
 n คือ จำนวนโมลของก๊าซ
 a และ b คือ ค่าคงที่ของ Van der Waals
 V คือ ปริมาตรของห้องเผาไหม้

2.7 ข้อจำกัดของการติดไฟ

ข้อจำกัดของการติดไฟ (Flammability limits) หมายถึง สัดส่วนของแก๊สเชื้อเพลิงในแก๊สผสมที่ยังคงติดไฟได้เมื่ออยู่ในขอบเขตดังกล่าว แก๊สผสมนั้นมักจะประกอบด้วยแก๊สเชื้อเพลิง แก๊สออกซิไดซ์ และแก๊สเฉื่อยซึ่งสามารถติดไฟได้ภายใต้สภาวะที่เหมาะสมเท่านั้น เราใช้ขอบเขตล่างของการติดไฟ (Lower flammability limits) เป็นตัวอธิบายส่วนผสมที่เจือจางที่สุดที่แก๊สผสมยังสามารถติดไฟได้ ในขณะที่ขอบเขตบนของการติดไฟ (Upper flammability limits) หมายถึง ส่วนผสมที่หนาที่แก๊สผสมสามารถติดไฟได้จุดที่ เราสามารถคำนวณค่าขอบเขตล่างของการติดไฟได้จากกฎการผสมของ Le Chatelier [15] ดังสมการที่ (2.8)

$$LFL_{mix} = \frac{1}{\sum_{i=1}^N \frac{y_i}{LFL_i}} \quad (\% \text{ โดยปริมาตร}) \quad (2.8)$$

เมื่อ LFL_{mix} คือ ขอบเขตล่างของการติดไฟของแก๊สผสม
 LFL_i คือ ขอบเขตล่างของการติดไฟของแก๊สย่อย
 y_i คือ สัดส่วนโมลของแก๊สย่อย

$$\left(\frac{LFL}{100} \right) = \frac{C_p \Delta T^*}{(-\Delta h_c)} \quad (\% \text{ โดยปริมาตร}) \quad (2.9)$$

เมื่อ C_p คือ ค่าความจุความร้อนของแก๊สผสม
 ΔT^* คือ อุณหภูมิอะเดียแบติก
 Δh_c คือ ค่าความร้อนจากการเผาไหม้

โดยส่วนใหญ่แล้ว แก๊สผสมเจือจางมักมีส่วนผสมของแก๊สที่เป็นเชื้อเพลิงอยู่ไม่กี่เปอร์เซ็นต์ส่วนผสมหลักมักจะเป็นไนโตรเจน ค่าความจุความร้อนของแก๊สผสมจึงมีค่าใกล้เคียงกับ ค่าความจุความร้อนของไนโตรเจน (29.2 J/mol.K) ดังนั้นจึงอาจใช้ค่าความจุความร้อนของ ไนโตรเจนในการคำนวณแทนได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.5 ขอบเขตล่างของการติดไฟของแก๊สบางชนิด [15]

Compound	Experimental LFL (vol.%)	Δh_c (kJ/mole)	$T_{ad}@LFL$ (K)	Calculated LFL from Equation $C_{pN_2} (\Delta T_{ad LFL}) / -\Delta h_c$
Methane	5.3	-890.3	1481	4.9
Acetylene	2.5	-1299.6	1268	2.8
Ethylene	2.7	-1411.2	1370	2.8
Ethane	3.0	-1559.8	1534	2.9
Propyne	2.2	-1935.8	1431	2.2
1-Butene	1.6	-2716.8	1479	1.6
1-Hexene	1.2	-4032.5	1583	1.1
Ethanol	3.3	-1409.2	1492	3.1
Dimethyl ether	3.4	-1460.5	1565	3.1
Acetone	2.6	-1821.4	1541	2.5

2.8 การออกแบบถังความดันในการออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

เกณฑ์ในการออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

1. สามารถรับแรงดันการเผาไหม้ของการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซที่ความดันไม่น้อยกว่า 100 บาร์
2. ใช้หัวฉีดเดี่ยวในการออกแบบห้องเผาไหม้
3. มีการติดตั้งพัดลมในห้องเผาไหม้

2.8.1 ถังความดันทรงกระบอกผนังหนา

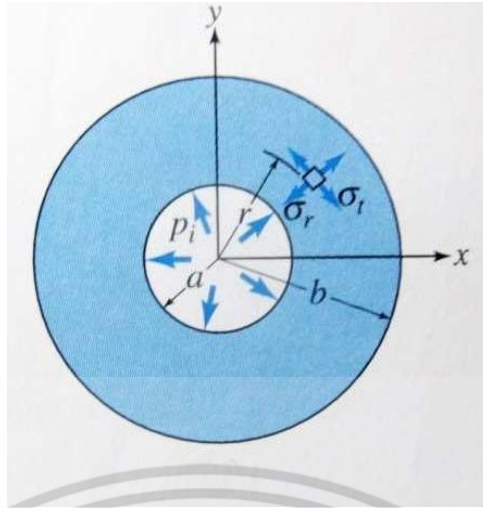
เมื่อความหนาของถังความดันนั้นมากกว่ารัศมีวงในของถังเกินกว่า 10 % เราจะพิจารณาให้เป็นถังความดันผนังหนา [16] และการเปลี่ยนแปลงของความเค้นตามกึ่งตามภายใต้รัศมีของถังจะไม่สามารถตัดทิ้งอีกต่อไปได้ ถังความดันผนังหนานั้นถูกใช้อย่างกว้างขวางในทางอุตสาหกรรม เช่น ถังแก๊สความดันสูง ท่ออากาศ ท่อไฮดรอลิก และเป็นส่วนประกอบของเครื่องจักรกลต่าง ๆ อีกมากมาย

ที่ขอบเขตผนังด้านในของถังความดัน $r=a$ ความเค้นตามแนวรัศมี σ_r จะเท่ากับ $-p_i$ ดังสมการที่ (2.10) เช่นเดียว ที่ขอบเขตนอกของถัง $r=b$ ตามเค้นตามแนวรัศมีจะเท่ากับศูนย์ ดังสมการที่ (2.11)

$$(\sigma_r)_{r=a} = -p_i \quad (2.10)$$

$$(\sigma_r)_{r=b} = 0 \quad (2.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.28 ถึงความดันผนังหนา [16]

ความเค้นตามแนวรัศมีและความเค้นตามแนวสัมผัส สามารถหาได้จากสมการ (2.12) และสมการที่ (2.13) สมการเหล่านี้คิดขึ้นโดยวิศวกรชาวฝรั่งเศส ชื่อ G. Lamé ในปี ค.ศ. 1833

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (2.12)$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (2.13)$$

2.8.2 ความเค้นหลัก

ความเค้นที่จุดใดจุดหนึ่งนั้นจะมีขนาดแตกต่างกันเมื่อมันถูกพิจารณาให้อยู่ในเพลนที่วางตัว ต่างกัน [17] ความเค้นที่สูงที่สุดที่เป็นไปได้ทั้งความเค้นตึงฉากและทั้งความเค้นเฉือนและเพลนที่เกิดความเค้นสูงสุดนั้นมีความสำคัญเป็นอย่างมากเพราะการแตกหักในเชิงโครงสร้างมักเกิดในกรณีนี้เพลนที่ค่าความเค้นตึงฉากสูงที่สุดซึ่งความเค้นเฉือนในนั้นจะมีค่าเป็นเพลนศูนย์ เรียกว่า เพลนหลัก (Principal plane) และความเค้นที่กระทำบนเพลนนั้นทั้งความเค้นตึงฉากที่มากที่สุดและน้อยที่สุดเรียกว่า ความเค้นหลัก (Principal stress) ความเค้นหลักแบบสองมิติ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2.31)

$$\sigma_{\max, \min} = \sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.14)$$

เมื่อ σ_1 คือ ความเค้นหลักสูงสุด

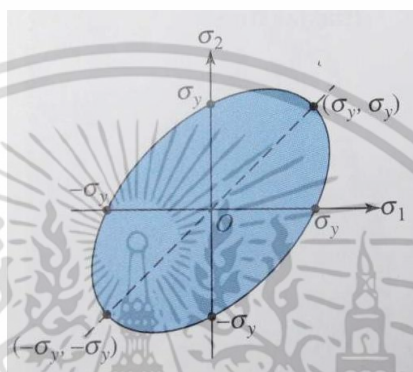
σ_2 คือ ความเค้นหลักต่ำสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.8.4 ความเค้นวอนมิส

ทฤษฎี distortion energy หรือที่รู้จักกันว่า ทฤษฎีวอนมิส เป็นหนึ่งในทฤษฎีที่ใช้อธิบายแตกหักของวัสดุแบบเหนียว [17] ทฤษฎีนี้คิดขึ้นโดย M. T. Huber ในปี ค.ศ. 1904 และ ถูกพัฒนาต่อมา โดย R. von Mises (1913) และ H. Hencky (1925) ทฤษฎีนี้ อธิบายว่า การคราก (yielding) เกิดขึ้นเมื่อค่าเฉลี่ยกำลังสอง (Root mean square) ของผลต่างระหว่าง ความเค้นหลักในระบบสามมิติ เข้าใกล้ค่าเดียวกันใน การทดสอบแรงดึงดั่งสมการที่ (2.14) [16]

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_y^2 \quad (2.15)$$

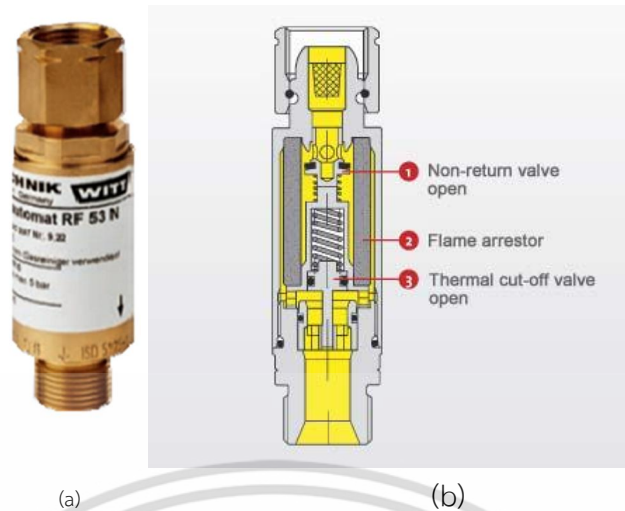


รูปที่ 2.29 เหน้การแตกหักบนพื้นฐานของทฤษฎีวอนมิส [17]

2.9 ระบบความปลอดภัย

ในการสร้างความดันในการเผาไหม้จากเชื้อเพลิงก๊าซโดยจะมีสาเหตุของอุบัติเหตุและการป้องกันได้ 2 ประการดังนี้
ประการแรก เปลวไฟย้อนจากห้องเผาไหม้ลามผ่านทางเดินเชื้อเพลิงก๊าซกลับเข้าถึงก๊าซอะเซทิลีนและออกซิเจน อันส่งผลให้เกิดการระเบิดของถังบรรจุก๊าซได้ การป้องกันโดยการติดตั้ง วาล์วป้องกันไฟย้อนกลับ

ระบบความปลอดภัย คือ ระบบที่ถูกติดตั้งอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อป้องกันอันตรายที่อาจจะเกิดขึ้น จากการทดลอง ซึ่งมีความดันและอุณหภูมิเป็นตัวกำหนด ระบบความปลอดภัยประกอบไปด้วย (Flashback arrestors) ตามตัวอย่างในรูปที่ 2.30



รูปที่ 2.30 (a) วาล์วป้องกันไฟย้อนกลับ (b) ชิ้นส่วนภายในของวาล์วป้องกันไฟย้อนกลับ [18]

ประการที่สอง ความดันเกินหากมีความดันเกินจากการเผาไหม้จำเป็นที่จะต้องมีการระบายความดันเนื่องจากจากป้องกันการเสียหายของห้องเผาไหม้ ป้องกันอันตรายจากระเบิดกรณีที่ความดันในห้องเผาไหม้เกินพิกัด โดยตัวแผ่นครอบทะลุ (Rupture disk) ที่ถูกติดตั้งกับห้องเผาไหม้และแตกออก ส่งผลให้ความดันในห้องเผาไหม้ลงกระจายไปยังบริเวณนอกห้องเผาไหม้ ซึ่งความดันในการแตกของ Rupture disc อยู่ที่ 1500 Psi หรือ 10.3 MPa ตามรายละเอียดของผู้ผลิต [19]



รูปที่ 2.31 ตัวแผ่นครอบทะลุ (Rupture disk) [19]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.10 ผลการออกแบบ

ผลการออกแบบแนวคิดและการอภิปรายผลการแนวคิดการออกแบบห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ กล่าวถึงดังต่อไปนี้

ประการแรกแรกที่ทุกส่วนของห้องเผาไหม้ CVCC ต้องทนต่อความดันสูงในช่วงกระบวนการเผาไหม้ประมาณจากการจำลอง

ประการที่สองการเลือกใช้แผ่นครอบทะลุ (Rupture disc) และขนาดของควอตซ์ ได้ถูกต้อง และหลีกเลี่ยงความเสียหายใด ๆ ทั้งหมดต้องทนต่อสูงดันก๊าซผสมที่ความดันออกจากเผาไหม้ (CVCC) เพื่อป้องกันการระเบิด

2.10.1 แนวคิดของการคำนวณการเผาไหม้ก๊าซ

การคำนวณรวมกันก๊าซคือการให้แน่ใจว่าอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดและแรงดัน ของเงื่อนไขดีเซลก่อนดังแสดงในรูปที่ 2.32 ขั้นตอนการคำนวณการเผาไหม้ที่ความดันจุดสูงสุดสำหรับการเผาไหม้ ที่มีส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซผสม และการเลือกขนาดสำหรับความดัน Rupture disc ขั้นตอนของ ที่มีคำอธิบายเพิ่มเติมดังต่อไปนี้

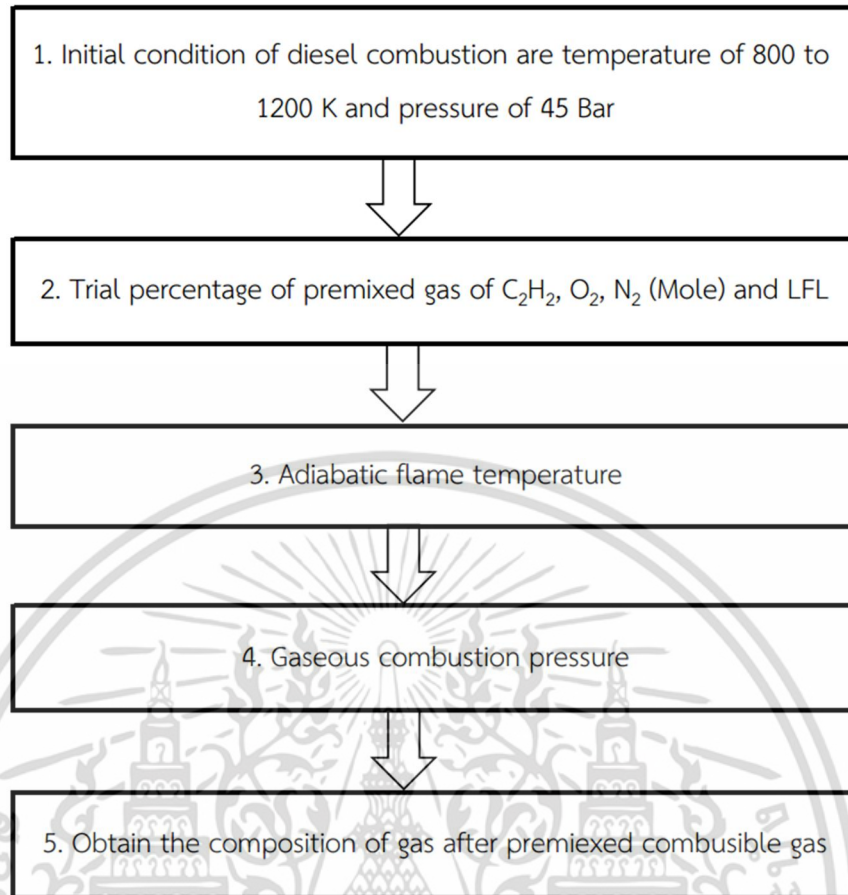
ขั้นแรกตรวจสอบของการวิจัยก่อนหน้านี้ว่า เงื่อนไขทางอุณหภูมิจลศาสตร์ของการเผาไหม้ เครื่องยนต์ดีเซล (Initial conditions) ที่อุณหภูมิระหว่าง 850-1,200 เคลวิน และ ความดัน 45 บาร์ ขั้นตอนที่สองโดยเชื้อเพลิงที่ใช้เผาไหม้แก๊สผสมส่วนแบบ ค่า Partial pressure ได้แก่ O_2 , N_2 และ C_2H_2 เพื่อให้ได้เพียงพอลอกซิเจนที่เหลือสำหรับการเผาไหม้ที่เผาไหม้ดีเซล

ขั้นตอนที่สามการคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟอะเดียแบติก (Adiabatic flame temperature) จากส่วนผสมที่เป็นอุณหภูมิที่สูงที่สุดในการออกแบบหาปฏิกิริยาเปลวไฟหลังจากได้รับจากการเผาไหม้อุณหภูมิ

ขั้นตอนที่สี่ กำหนดมวลความดันเริ่มต้นแบบความดันย่อย (Partial pressure) ของแก๊ส ในการทำปฏิกิริยากับจุดระเบิดส่วนผสมที่ได้ความดันการเผาไหม้ ที่สร้างความดันภายใต้เงื่อนไขการเผาไหม้ดีเซล โดยที่การคำนวณที่มีส่วนโมลของก๊าซและความดันเริ่มต้นในขั้นตอนที่สองโดยใช้เปอร์เซ็นต์โมลที่ต่างกัน

ขั้นตอนที่ห้า ได้มาซึ่งความดันและอุณหภูมิก๊าซ (Obtain gas composite) ที่ใช้ในการสร้างเงื่อนไขการเผาไหม้ของดีเซล ที่อุณหภูมิระหว่าง 850-1,200 เคลวิน และ ความดัน 45 บาร์ ให้ทำการเพิ่มความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้

จากในรูปที่ 2.33 พบว่าเปอร์เซ็นต์ของการเพิ่มขึ้นของ CO_2 เพิ่มขึ้นร้อยละส่วนตามโมลของ C_2H_2 ตั้งแต่อะตอมของคาร์บอนใน C_2H_2 จะถูกเปลี่ยนเป็น CO_2 นอกจากนี้ยังมีการลดของออกซิเจนที่ความเข้มข้นร้อยละ 10, 13, 15 และ 21 หลังจากการเผาไหม้ ผลการคำนวณปริมาณของ C_2H_2 และอากาศเพื่อให้แน่ใจว่าการเผาไหม้แบบบาง ระบุว่า LFL จากสมการ 2.8 เป็น 2.5% LFL ที่ C_2H_2 ส่วนผสมของ 3.5 และ 4% จะสูงขึ้น อย่างไรก็ตามด้วยของก๊าซ 2.31, LFL ต่ำกว่า LEF เพราะต่ำกว่า



รูปที่ 2.32 ขั้นตอนเพื่อให้จำลองเผาไหม้เครื่องยนต์ดีเซลเงื่อนไขที่มีการเผาไหม้ก๊าซเชื้อเพลิง

ตารางที่ 2.6 ถึง 2.8 แสดงร้อยละของแต่ละก๊าซก่อนและหลังการเผาไหม้ เงื่อนไขส่วนที่เหลืออีกจำนวนอย่างต่อเนืองของ CO_2 และ H_2O สามารถควบคุมได้โดยการเปลี่ยนแปลงปริมาณของผสม O_2 กับคงที่ของ C_2H_2 ไปยังเพิ่มประสิทธิภาพขององค์ประกอบทางเคมีสำหรับผสมก๊าซ C_2H_2 กับ โมลร้อยละ 3.5 ได้รับการคัดเลือกด้วยเหตุผลดังต่อไปนี้ เหตุผลแรก C_2H_2 มีร้อยละของโมล 2.312 ต่ำกว่ามาตรฐาน LFL (เส้นสีแดงในรูปที่ 2.33) ที่ส่วนผสมของก๊าซ เหตุผลที่สองคือที่ต่ำกว่าเปอร์เซ็นต์ของ CO_2 หลังจากส่วนผสมของก๊าซที่ 4% ของ C_2H_2 ไปร้อยละ นอกจากนี้ค่านี้เปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมาของ Sandia [8] และ H.gen [9] ด้วยที่ 7% mol ที่ร้อยละที่เหลือ O_2 21% เหตุผลส่วนผสมที่ได้ตกลงกับก่อนหน้านี้รายงานเกี่ยวกับการเผาไหม้ของ C_2H_2 เชื้อเพลิงนี้ในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

ตารางที่ 2.6 ส่วนผสมของก๊าซเชื้อเพลิงที่เปอร์เซ็นต์โมล 2.312

%โดยโมลของ O ₂ ที่กำหนด	ส่วนผสมก่อนการเผาไหม้			ส่วนผสมหลังการเผาไหม้			
	C ₂ H ₂	O ₂	N ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	CO ₂
21	2.312	26.78	72.064	21	72.064	2.312	4.624
15	2.312	20.78	78.064	15	78.064	2.312	4.624
13	2.312	18.78	80.064	13	80.064	2.312	4.624
10	2.312	15.78	83.064	10	83.064	2.312	4.624

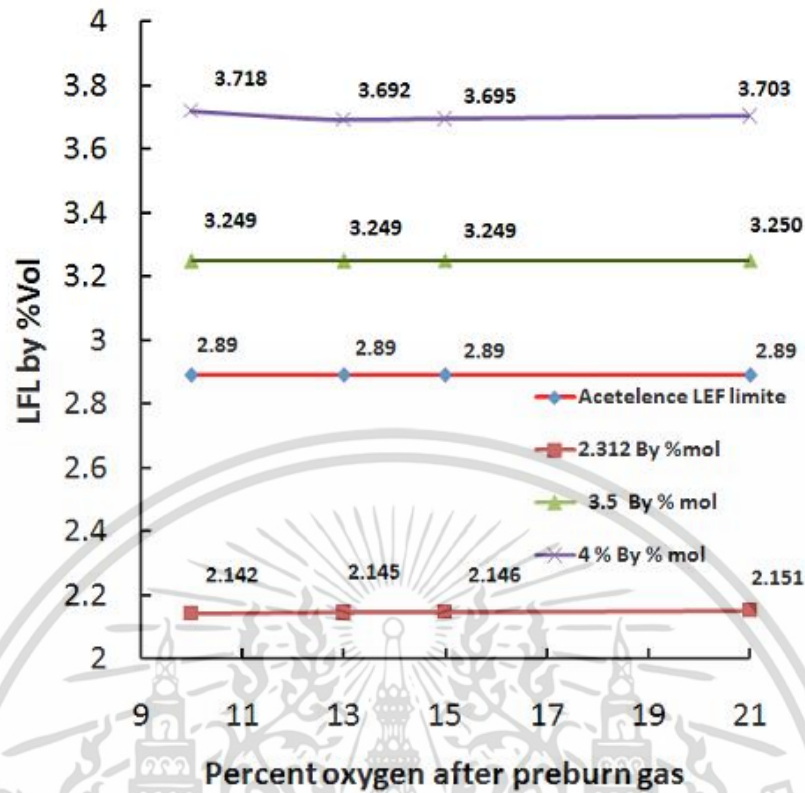
ตารางที่ 2.7 ส่วนผสมของก๊าซเชื้อเพลิงที่เปอร์เซ็นต์โมล 3.5

%โดยโมลของ O ₂ ที่กำหนด	ส่วนผสมก่อนการเผาไหม้			ส่วนผสมหลังการเผาไหม้			
	C ₂ H ₂	O ₂	N ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	CO ₂
21	3.5	29.75	68.5	21	68.5	3.5	7
15	3.5	23.75	74.5	15	74.5	3.5	7
13	3.5	21.75	76.5	13	76.5	3.5	7
10	3.5	18.75	79.5	10	79.5	3.5	7

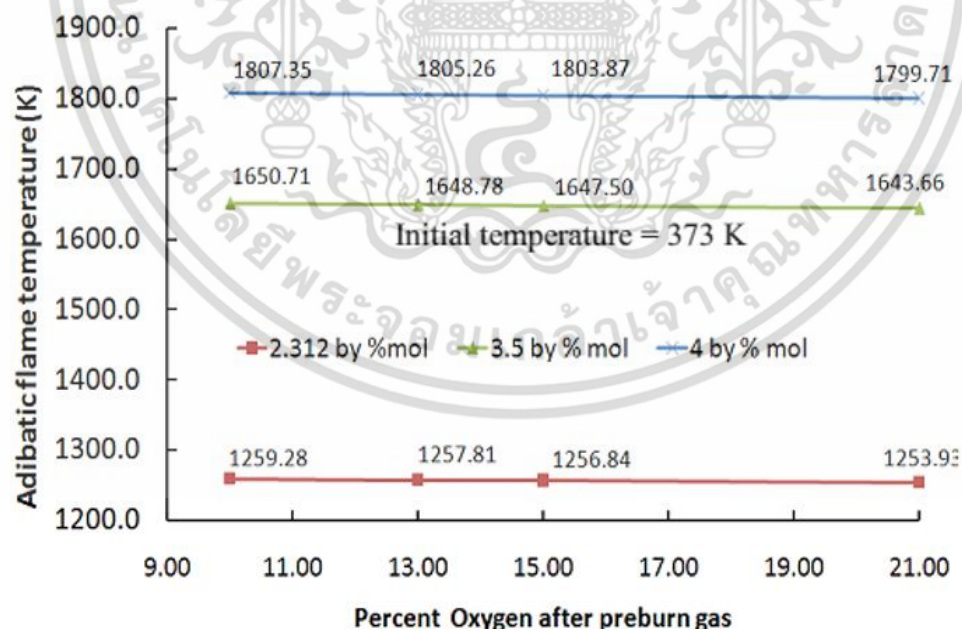
ตารางที่ 2.8 ส่วนผสมของก๊าซเชื้อเพลิงที่เปอร์เซ็นต์โมล 4

%โดยโมลของ O ₂ ที่กำหนด	ส่วนผสมก่อนการเผาไหม้			ส่วนผสมหลังการเผาไหม้			
	C ₂ H ₂	O ₂	N ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	CO ₂
21	4	31	67	21	67	4	8
15	4	25	73	15	73	4	8
13	4	23	75	13	75	4	8
10	4	20	78	10	78	4	8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



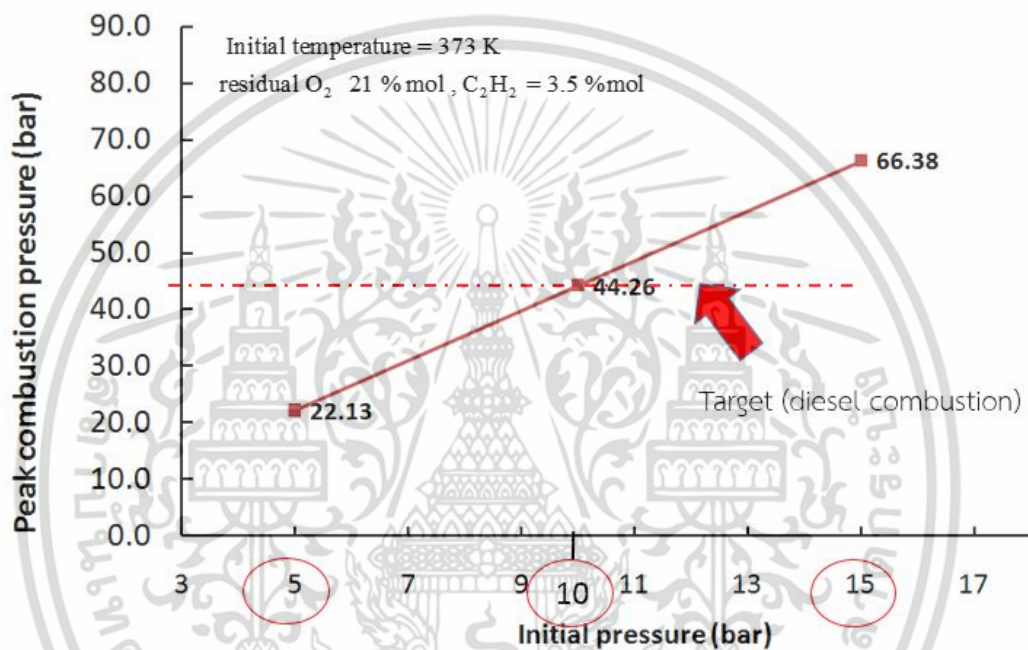
รูปที่ 2.33 ช่วงในการติดไฟ Flammability Limit (LFL) ที่ C_2H_2 ที่ความเข้มข้นของออกซิเจนหลังจากการเผาไหม้ต่างกัน



รูปที่ 2.34 Adiabatic flame temperature ที่เทียบที่ส่วนผสมของ C_2H_2 (%mol) และความเข้มข้นของออกซิเจนหลังจากการเผาไหม้ต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.34 แสดงให้อุณหภูมิเปลวไฟอุณหภูมิอะเดียแบติก ยกตัวอย่างที่ความเข้มข้นของออกซิเจนที่ 21 ที่เพิ่มขึ้นและเพิ่มเปอร์เซ็นต์ของโมลของ C_2H_2 ผลที่ได้จากเปลวไฟอะเดียแบติกการเผาไหม้เป็นมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นด้วยอุณหภูมิ 1,799.71, 1,643.66 และ 1,253.90 เคลวิน สำหรับ C_2H_2 ร้อยละของ C_2H_2 ที่ 4, 3, 2.312 ตามลำดับ ค่าเปอร์เซ็นต์ของอะเซทิลีนที่สูงขึ้นทำให้ผลปฏิกิริยาเชื้อเพลิงในเปลวไฟแบบอะเดียแบติกที่สูงขึ้น ข้อสังเกตว่าการที่อุณหภูมิไม่ได้เพิ่มขึ้นสูงและความเข้มข้นของออกซิเจนของทุกกรณีเพราะปริมาณออกซิเจนเพียงพอสำหรับการเกิดปฏิกิริยาเคมีของดีเซลในการเผาไหม้ขั้นตอนต่อไปคือการทดลองการทำนายของความดันเริ่มต้นการเตรียมความพร้อมสำหรับความดันก๊าซกับความดันบางส่วน

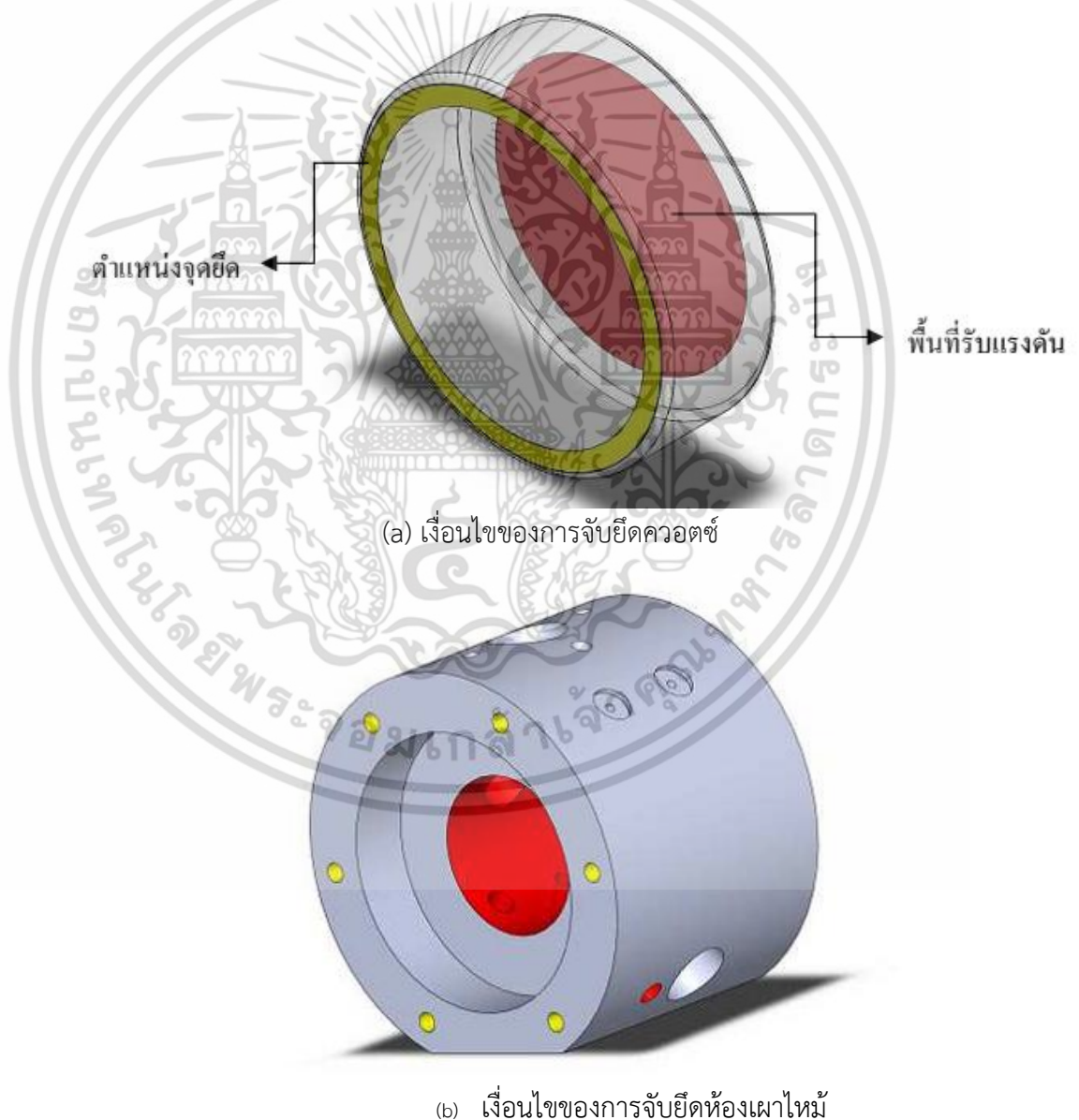


รูปที่ 2.35 ความดันสูงสุดของการเผาไหม้โดยใช้ก๊าซที่ความเข้มข้นของออกซิเจนต่างกัน

แสดงผลของการที่การประมาณความดันในการเผาไหม้โดยใช้ก๊าซจริงกับก๊าซพรีมิกซ์เริ่มต้นที่แตกต่างกันความดันและความเข้มข้นของออกซิเจนที่ 21 เปอร์เซ็นต์ รูปที่ 2.35 จากสมการของ real gas ที่การเผาไหม้ความดันที่ออกซิเจนร้อยละ 21 เริ่มต้นความดันของก๊าซผสมจาก 5, 10 และ 15 และได้ผลประมาณของความดันสูงสุดในการเผาไหม้ (Peak combustion pressure) 22.12, 44.26 และ 67.38 บาร์ ตามลำดับ การเพิ่มขึ้นของความดันเริ่มต้น แสดงให้เห็นถึงปริมาณที่เพิ่มขึ้นของปริมาณก๊าซสำหรับปฏิกิริยาในการเผาไหม้หลังจากการคำนวณพื้นฐานขององค์ประกอบทางเคมีก่อนและหลังการเผาไหม้ ขอบล่างของการการติดไฟ (LFL) อุณหภูมิเปลวไฟอะเดียแบติกและความดันสูงสุดเผาไหม้สามารถได้รับเสร็จสมบูรณ์องค์ประกอบก๊าซก่อนการเผาไหม้

2.10.2 ผลของการจำลองความแข็งแรงของการเผาไหม้

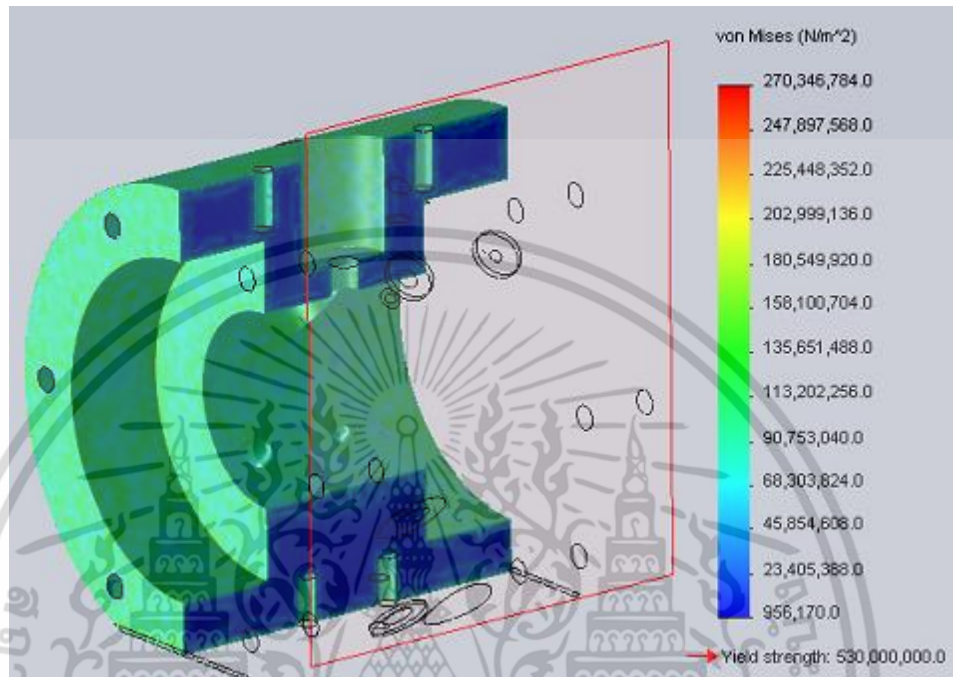
เงื่อนไขขอบเขตสำหรับการจำลอง ในโปรแกรม SolidWorks Simulation เริ่มต้นด้วยเลือกความละเอียดของ Mesh เป็นสามเหลี่ยม (Tri-angular) ปรับขนาดกว้าง 4 มิลลิเมตร ใช้ความดันแก๊สสูงสุดในการเผาไหม้ 100 บาร์ (เทียบที่ 1.5 เท่าของความดันที่ได้จากความดันที่ได้จากการเผาไหม้จากรูปที่ 2.35) การกำหนดความดันที่ 100 บาร์ซึ่งสูงกว่าความดันจากการคำนวณประมาณ 1.5 เท่าโดยมีการติดตั้งอุปกรณ์ในรูป 2.36 โดยใช้จุดจับยึด (Fix support) แบบ Bond (สีเหลือง) และจุดที่จ่ายแรงดัน (สีแดง) ของชิ้นส่วนประกอบ เช่น ห้องเผาไหม้และแท่นพัดลม เช่นเซอร์ความดันในห้องเผาไหม้ หัวฉีดเชื้อเพลิง วาล์วจ่ายแก๊สและวาล์วไอเสียและใช้วัสดุเป็นเหล็กคาร์บอนปานกลาง ใน (a) จุดรับของควอตซ์และ (b) การจุดยึดของชุดยึดควอตซ์ โดยเลือกใช้เหล็กเกรด S45C ที่ความเค้นเท่ากับ 340 เมกะปาสคาล และจุดแตกหักความเครียดจาก 620 MPa



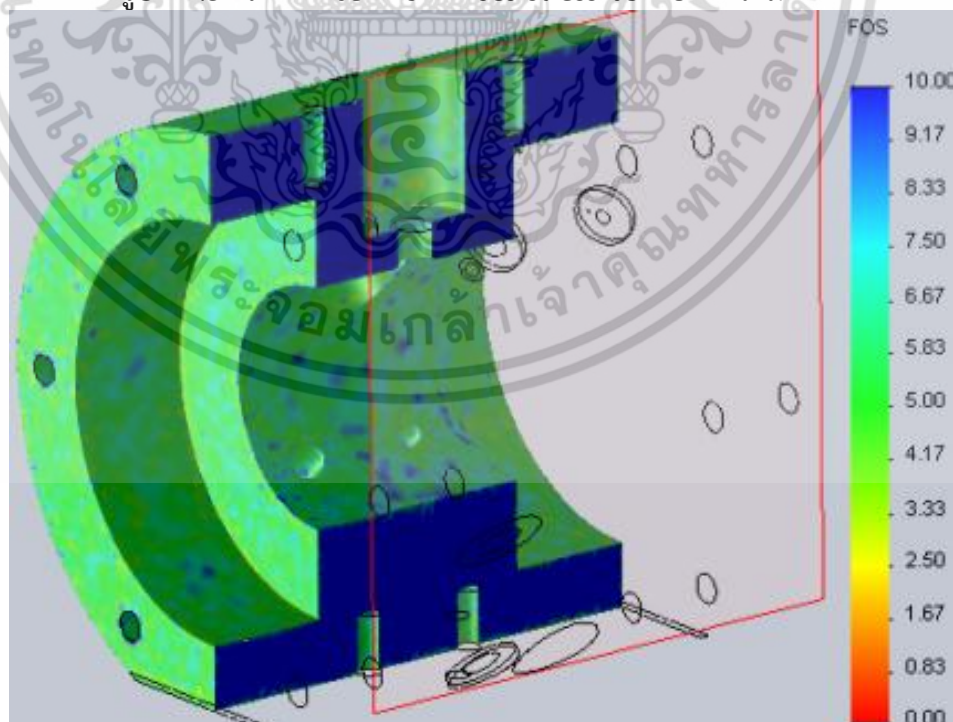
รูปที่ 2.36 การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นของการจำลองห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.37 แสดงให้เห็นความเค้นวอนมิส ของห้องเผาไหม้เมื่อตัดให้เห็นภายในที่ความดัน 100 บาร์ (10 MPa) อยู่ในช่วง 47-52.4 เมกะปาสคาล ด้านนอกมีความเค้นประมาณ 30 กิโลปาสคาล แต่ยังคงค่าความปลอดภัย (Safety factor) ที่เท่ากับ 10 ในรูปที่ 2.38 และพบว่าโครงสร้างของห้องเผาไหม้สามารถรับความดันตามที่กำหนดไว้ได้



รูปที่ 2.37 ภาพตัดของ Von mises stress ของห้องเผาไหม้



รูปที่ 2.38 ผลของค่าความปลอดภัยของห้องเผาไหม้ (FOS)

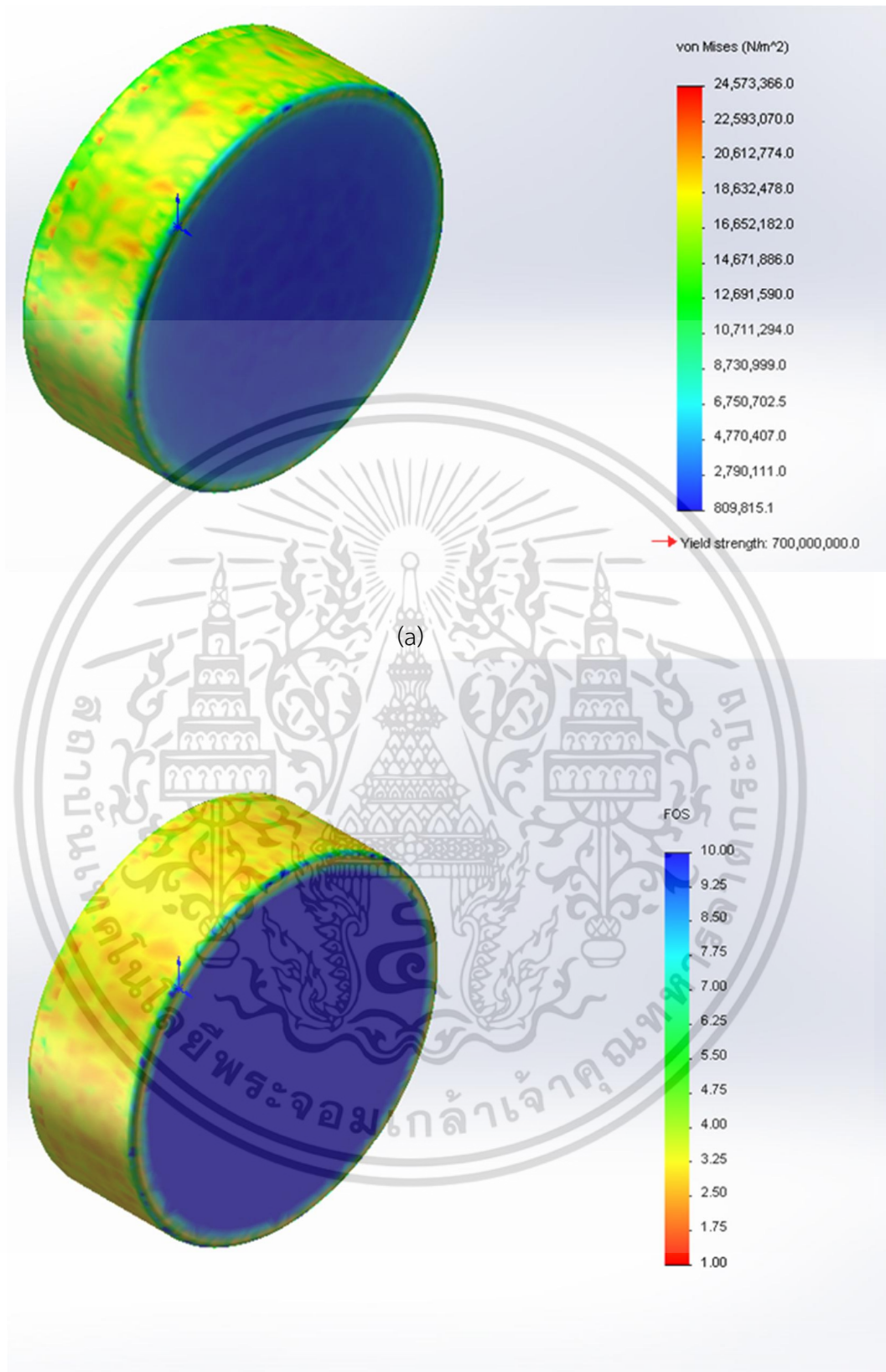
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.39 (a) แสดงให้เห็นว่าความเค้นจากทฤษฎีของวอนมิสของควอตซ์สูงขึ้นกับอยู่ที่ตำแหน่งรับที่ 809815 N/m^2 ในบริเวณส่วนกลางของควอตซ์และสูงสุดที่ช่วงการรับแรง $2.45734e+007 \text{ N/m}^2$ ในขณะที่ส่วนประกอบอื่น ๆ รูปที่ 2.39 (b) แสดงให้เห็นว่าปัจจัยด้านความปลอดภัย (FOS) ของควอตซ์มีค่าต่ำสุดที่ 2.11 ในบริเวณส่วนที่รับแรงดัน ในขณะที่ค่าความปลอดภัยสูงสุดและส่วนประกอบส่วนที่มีความเค้นสูงสุดอยู่ที่โซนกลางของควอตซ์ที่เท่ากับ 10 จากนั้นการวิเคราะห์ก็สามารถมั่นใจได้ว่าความหนาของควอตซ์ที่ 35 มิลลิเมตร สามารถนำมาใช้สังเกตการเผาไหม้ของเปลวไฟได้ เพื่อที่การออกแบบการยึดควอตซ์ PTFE ใช้ในยึดควอตซ์ในด้านข้าง ให้ไม่ให้เกิดการเคลื่อนที่คลุมในแต่ละพื้นผิวด้านข้างซึ่งอยู่ในการติดตั้งควอตซ์ เพื่อป้องกันความเสียหายที่ขอบในระหว่างถอดชิ้นส่วนของควอตซ์มาการทำสะอาดพื้นผิวและการเกิดรอยร้าวที่ขอบ (Edge damage) เช่นเดียว การป้องกันรั่วไหลของความดันสูงและอุณหภูมิสูงโดยเลือกใช้ O-ring และปะเก็นกราไฟท์ทนความร้อนสูงที่แสดงใน รูปที่ 2.40 (a)

นอกจากนี้อุปกรณ์ที่ติดตั้งในห้องเผาไหม้เป็นหัวฉีดดีเซลในการทดลองนี้หัวฉีดจะเฉพาะเดียวจาก บริษัทเดินโซอินเตอร์เนชั่นแนลเอเชีย หัวฉีดเดี่ยวที่เป็นศูนย์กลางของปลายหัวฉีดโดยไมโคร Electrical discharge machine (EDM) เนื่องจากการใช้ฮีตเตอร์แบบรีดขนาด 2,200 วัตต์ เพื่อใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ โดยการใช้ชุดทำความเย็นของหัวฉีด (Injector cooler) ที่ใช้ในการอุ่นอากาศด้วยฮีตเตอร์ ใช้ในการให้ความร้อนเพื่อควอตซ์หลีกเลี่ยงการควบแน่นของน้ำที่เกิดจากผลต่างอุณหภูมิของเปลวไฟและอุณหภูมิห้อง และเพิ่มขึ้นอุณหภูมิการเผาไหม้ก๊าซเริ่มต้นในการลดความล่าช้าในการเผาไหม้ ดังนั้นจึงเกิดการนำความร้อนต้องทำการควบคุมอุณหภูมิไม่เกิน 90 องศาเซลเซียสเป็นน้ำอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ และเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทางกายภาพของน้ำมันเชื้อเพลิงและความร้อนการขยายตัวของหัวฉีดเข็ม โดยใช้น้ำหล่อเย็นไหลผ่านที่อัตราการไหล 15 กิโลกรัมต่อนาที

การออกแบบพิเศษของผสมพัดลมมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 28 มิลลิเมตร มีอุปกรณ์สำหรับกวนอุณหภูมิการเผาไหม้ก๊าซเครื่องแบบ Premixed ให้เท่ากับทั่วห้องเผาไหม้โดยตำแหน่งในรูปที่ 2.40 (b) มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง (DC) ที่ใช้ขับพัดลมผสมก๊าซและกระจายตัวของอุณหภูมิของการเผาไหม้ก๊าซความดันและอุณหภูมิสูง โดยมีการออกแบบซีลพอลิเมอร์เส้นผ่าศูนย์กลางเพลลา 15 มิลลิเมตรและใช้การออกแบบวงแหวนเพื่อลดการพาความร้อนจากกระบวนการเผาไหม้ในให้ถูกซีล

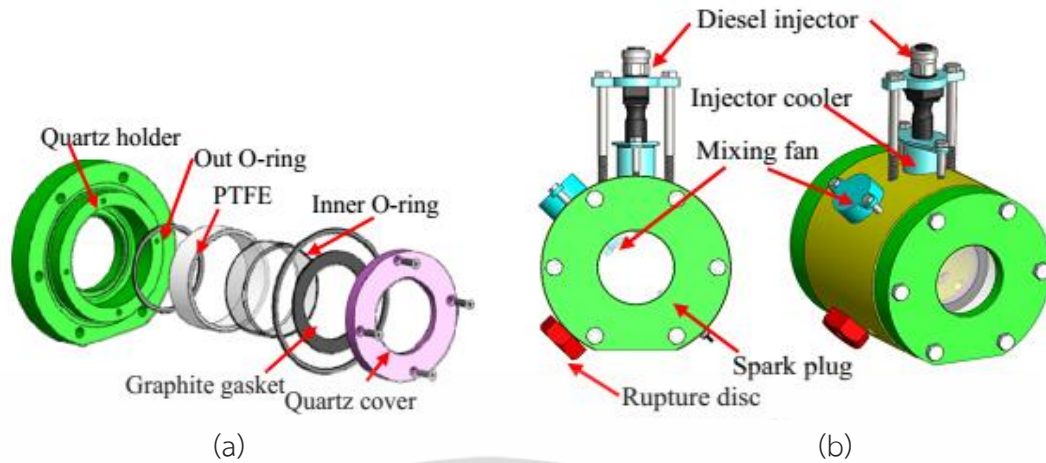
ส่วนแผ่นครอบทะเล (Rupture disk) ใช้ที่มีความดันระเบิดของ 100 บาร์ ใช้ในการระบายความดันส่วนเกินจากการเผาไหม้โดยที่พื้นที่การไหลออกสูงที่สุดถึง 23.76 ตารางมิลลิเมตร ซึ่งตำแหน่งในการติดตั้งอยู่ในรูปที่ 2.41



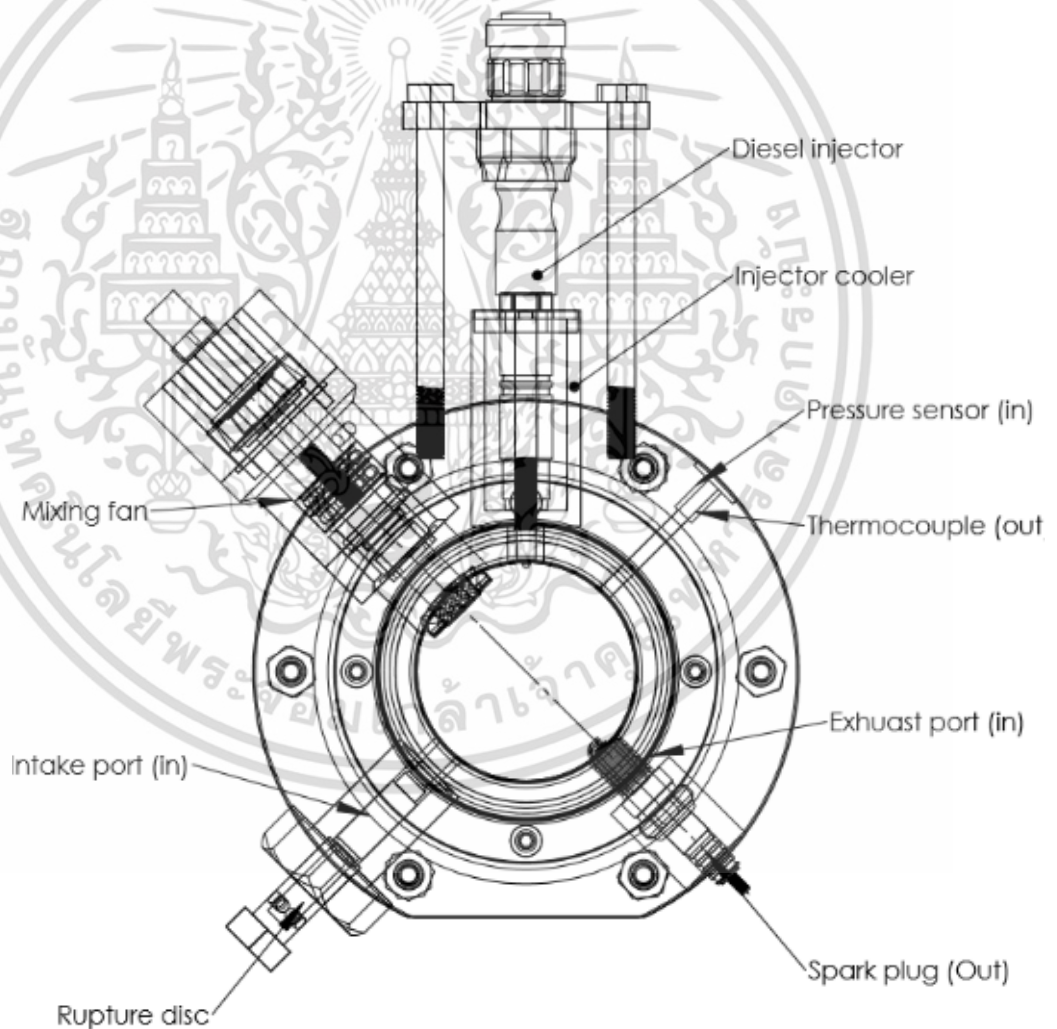
(b)

รูปที่ 2.39 (a) ความเค้นจากทฤษฎี Von Mises ของควอตซ์ (b) ค่าความปลอดภัยของควอตซ์ FOS

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.40 (a) ส่วนประกอบของกระจกควอตซ์
(b) ส่วนประกอบของห้องเผาไหม้ในส่วนหน้า และมุมมอง isometric



รูปที่ 2.41 ภาพตัดของห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.11 ผลการทดสอบรั่วของห้องเผาไหม้

หลังจากที่ได้แบบห้องเผาไหม้และได้ทำการขึ้นรูปโลหะเป็นการเสร็จสิ้นแล้วและทำการประกอบชุดหัวฉีด ชุดพัดลม วาล์วทางเข้าและทางออกเชื้อเพลิง ชุดยึดควอตซ์ ห้องเผาไหม้เข้าดังรูปที่ 2.42 เพื่อเตรียมการทดสอบรั่ว



รูปที่ 2.42 ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่กับอุปกรณ์ต่าง ๆ

จากการงานวิจัยที่ผ่านมา Antony [18] ได้แนะนำการการทดสอบรั่วของห้องเผาไหม้ทำได้โดยใช้แก๊สไนโตรเจน ซึ่งงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบเช่นกัน โดยแช่ห้องเผาไหม้ใช้ความดันของไนโตรเจนที่ความดัน 35 บาร์ อัดเข้าสู่ห้องเผาไหม้แล้วปิดวาล์วแล้วทำการจับเวลาซึ่งผลของการจับของการทดสอบรั่ว (Time after closed all valve) แสดงผลได้ดังรูปที่ 2.44

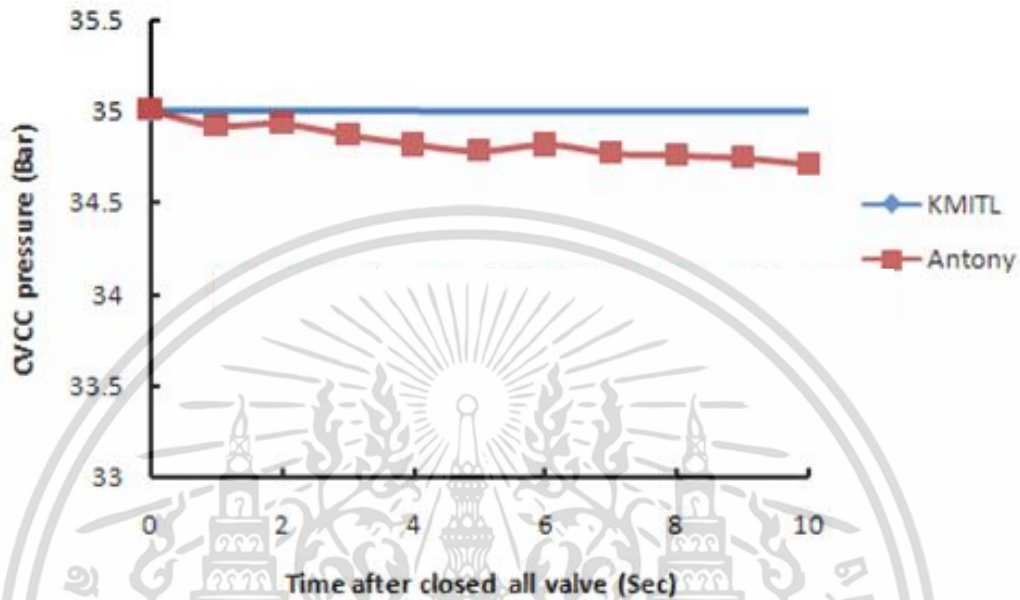
Supplied
35 bar of N₂



รูปที่ 2.43 การตรวจสอบการรั่วของห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

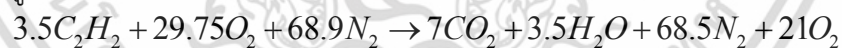
ผลการทดสอบการรั่วของความดันในขณะที่ใช้ไนโตรเจนที่ความดันเริ่มต้นในการวัดการรั่วที่ 35 บาร์ แสดงดังรูปที่ 2.44 เมื่อเทียบกับผลการรั่วพบว่าการรั่วของไนโตรเจนของห้องเผาไหม้ที่ทำการออกแบบ (KMITL) มีค่ารั่วน้อยกว่าห้องเผาไหม้ของ [6] โดยที่อัตราการลดของความดันในห้องเผาไหม้ (CVCC pressure) อยู่ที่ 50 กิโลปาสกาล ที่เวลา 10 วินาที การทดสอบรั่วผ่านเกณฑ์เมื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมา



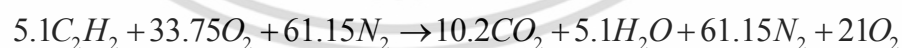
รูปที่ 2.44 ผลการทดสอบรั่วโดยใช้ก๊าซไนโตรเจนเทียบกับเวลาในการทดสอบ

2.12 การทดสอบห้องเผาไหม้ในการทดลองจริง

หลังจากผ่านการทดสอบห้องเผาไหม้ที่สภาวะเย็นเพื่อมีความมั่นใจในการทดสอบการเผาไหม้ โดยทำการทดสอบห้องเผาไหม้ที่การเพิ่มของความดันย่อย (Partial pressure) ของเชื้อเพลิงก๊าซผสมในรูปที่ 2.44 ที่ความเข้มข้นของออกซิเจน 21 %



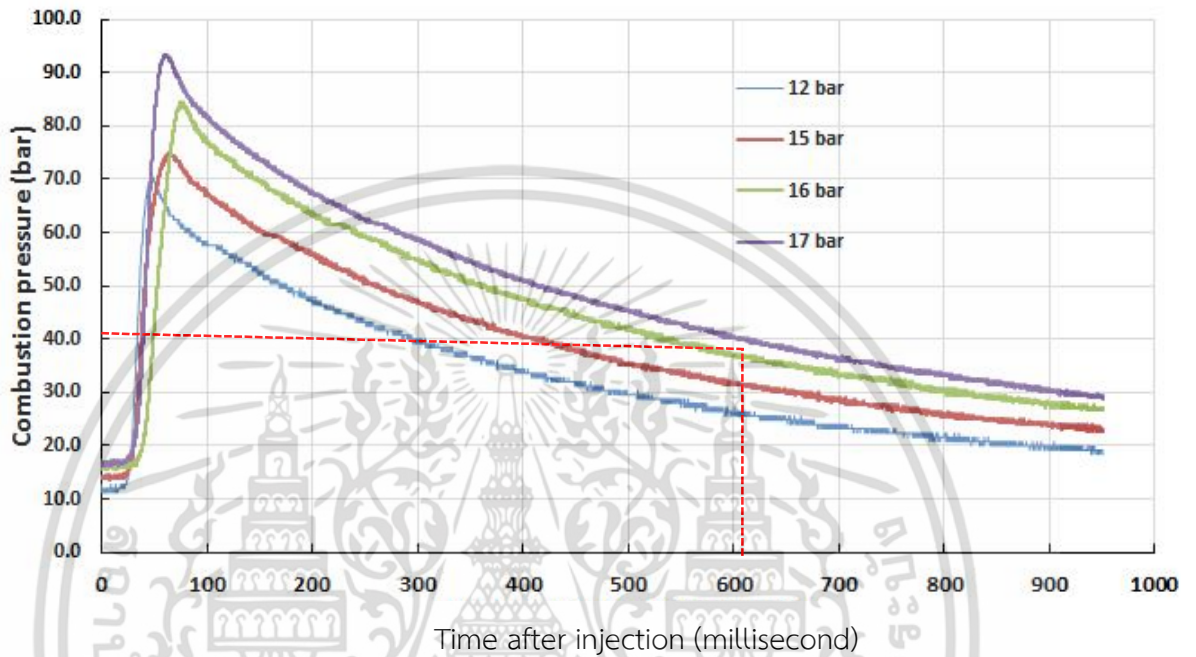
ซึ่งไม่สามารถติดไฟได้คาดว่ามาจากคุณภาพของก๊าซอะเซทิลีน ไนโตรเจน และออกซิเจน ตลอดจนการคลุกเคล้าของเชื้อเพลิงที่ความดันสูงก่อนการเผาไหม้ไม่มีพอในการเผาไหม้ และได้เปลี่ยนส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซมาเป็น



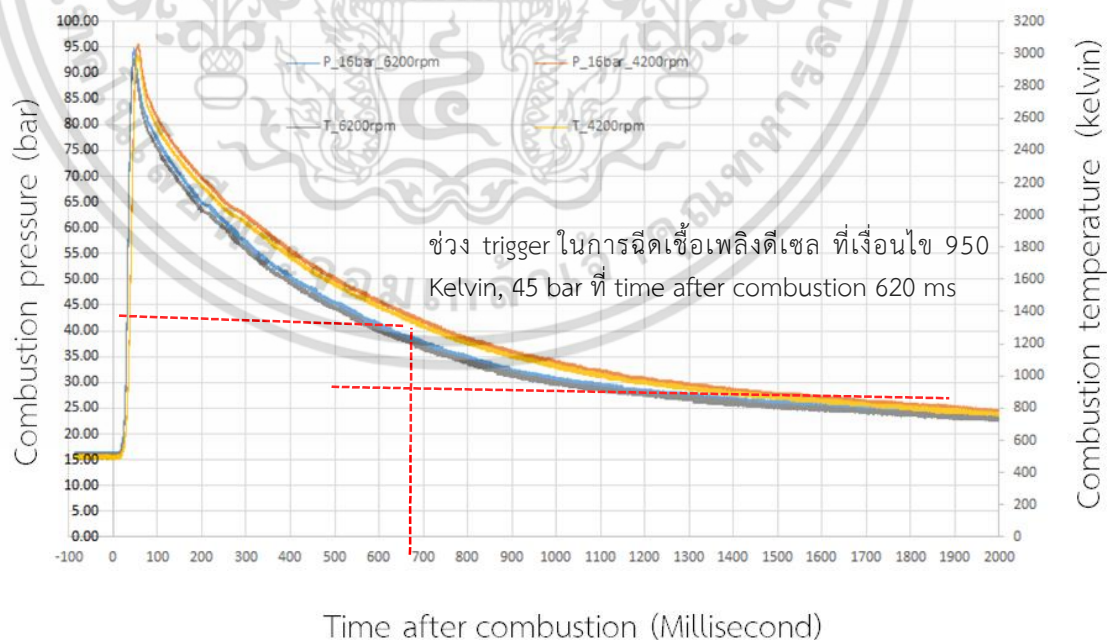
จึงสามารถติดไฟและสร้างเงื่อนไขอของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลได้ โดยส่วนผสมดังกล่าวได้มีงานวิจัยที่ผ่านมาใช้ได้ Bert [3] และ Munsin [20]

จากสัดส่วนผสมของก๊าซใหม่สามารถติดไฟและสร้างเงื่อนไขอของการเผาไหม้และได้มาซึ่งความดันในการเผาไหม้ในรูปที่ 2.45 การเพิ่มของความดันย่อยก่อนการเผาไหม้ทำให้ความดันสูงสุดในการเผาไหม้เพิ่มขึ้น โดยเทียบที่ความดันเริ่มต้นของการเผาไหม้ 12 บาร์มีความดันสูงสุดในการเผาไหม้ 55.6 บาร์ 12 บาร์มีความดันสูงสุดในการเผาไหม้ 55.6 บาร์, ความดันเริ่มต้นของการเผาไหม้ 15 บาร์มีความดันสูงสุดในการเผาไหม้ 70 บาร์, ความดันเริ่มต้นของการเผาไหม้ 16 บาร์มีความดันสูงสุดในการเผาไหม้ 74.25 บาร์ และ ความดันเริ่มต้นของการเผาไหม้ 17 บาร์มีความดันสูงสุดในการเผาไหม้ 92.5 บาร์ จากผลการทดลองได้เลือกความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซเท่ากับ 16 บาร์ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อได้ความดันที่จะสร้างเงื่อนไขในการเผาไหม้ของดีเซลได้แล้วก็จะทำการเลือกรอบของพัลสมที่จะช่วยในการกระจายตัวของอนุกรมในการเผาไหม้พบว่รอบของพัลสมที่ทำให้ช่วงอนุกรมและความดันคล้ายกับการเผาไหม้ที่สุคคือรอบของพัลสมที่ 4200 และรอบของพัลสม 6200 rpm และได้ช่วงเวลาเริ่มต้นในการเผาไหม้ (Time after trigger) ที่ในการฉีดเชื้อเพลิงที่ 620 ms เพื่อใช้ในการทดลองในการทดลองต่อไป



รูปที่ 2.45 ความดันในการเผาไหม้ที่ความดันย่อยของก๊าซผสมต่างกัน



รูปที่ 2.46 ความดันในการเผาไหม้ที่รอบพัลสมต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.12. สรุปผลการออกแบบ

การออกแบบรายละเอียดของปริมาณคงที่ห้องเผาไหม้ (CVCC) เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการมองเห็นการเผาไหม้ภายในของเครื่องยนต์ดีเซล โดยสามารถสรุปได้ดังนี้

1) ได้แบบในการสร้างอุปกรณ์ที่มีความปลอดภัยการจำลองการเผาไหม้ของดีเซลได้รับแรงดันการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงสร้างเงื่อนไขในการเผาไหม้ดีเซล

2) ได้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซความดันย่อยในการสร้างเงื่อนไขการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซเพื่อจำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล

3) ได้เงื่อนไขในการเผาไหม้และเวลาการเริ่มการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่สอดคล้องกับเงื่อนไขการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล

ในส่วนรายละเอียดของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลจะนำเสนอเพิ่มเติมในบทที่ 5 ในวิทยานิพนธ์นี้

2.13 เอกสารอ้างอิง

[1] S.Shafiee and E. Topal. When will fossil fuel reserves be diminished. **Energy Policy**. 2009, Vol. 37. pp. 181-189.

[2] Willard W. Pulkrabek. **Diesel Cycle**. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine Internal Combustion Engine.

[3] Rik S. G. Baert. "Design and Operation of a High Pressure, High Temperature Cell for HD Diesel Spray Diagnostics: Guidelines and Results." 2009. **SAE Technical Paper 2009-01-0649**.

[4] กาญจน รั่มพล. การศึกษาการเผาไหม้ของละอองฝอยจากการฉีดเชื้อเพลิงปาล์มดีเซล. วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

[5] Nguyen Ngoc Dung. **Study on Ignition and Combustion of Gas-Jet and Liquid-Spray Fuels**. 2009.

[6] Anthony Phan. "Development of a rate of injection bench and constant volume combustion chamber for diesel spray diagnostics." 2009.

[7] Kenth Ingemar Swenson. 2005. **Effect of Fuel Molecular Structure and Combustion on Soot Formation in Direct-Injection Spray Flames**. Thesis in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy : Brigham Young University.

[8] Engine Combustion Network. 2010. URL: <http://www.sandia.gov/ecn/index.php> edit by Lyle Pickett, Last modified on December 14, 2010.

[9] H. Gen Fujimoto, K.H., T. Yamashita and J. Senda. 2006. Effects of Ambient Temperature and Oxygen Concentration on Soot Behavior in Diesel Flame. **SAE Technical Paper 2006-01-3371**.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [10] การเผาไหม้
URL: <http://mte.kmutt.ac.th/elearning/themodanamic/web3/CHAP3/three11-33-1.htm>
- [11] Cengel, Y.A.a.M.A.B. 2007. **Thermodynamics An Engineering Approach**. Sixth edition : McGrawHill.
- [12] Adiabatic flame temperature
URL: <http://mte.kmutt.ac.th/elearning/themodanamic/web3/CHAP3/three11-33-1.htm>
- [13] Partial pressure. URL: http://www.baue.org/library/gas_calc.pdf
- [14] Real gas equation. URL: <http://pages.towson.edu/ladon/gases.html>
- [15] Crowl and C.V.M.a.D.A. 2000. **Derivation of Le Chatelier’s Mixing Rule for Flammable Limits**. Process Safety Progress, Vol 19 pp. 6.
- [16] Stress in Heavy Wall. URL: <http://as.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-EHEP000640.html>
- [17] Mechanics of Materials. URL: <http://as.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-EHEP000640.html>
- [18] Flash back. URL: <http://www.thaisafetywork.com/flashback-arrestor/>
- [19] Rupture disc.
URL: http://www.onehalf20.com/pdf/datasheets/rupture_disks_data_sheet_rd2.pdf
- [20] Ronachart Munsin “**A fundamental Study of Bio-ethanol combustion under SI and CI engine conditions**” The doctoral degree thesis King mongkut’s of Technology Thonburi 2014.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การศึกษาคุณลักษณะการไหลของเชื้อเพลิงและความแปรปรวน ของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของไบโอดีเซล

ในส่วนนี้นำเสนอถึงคุณลักษณะในการฉีดเชื้อเพลิงและผลของคุณลักษณะของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง

3.1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

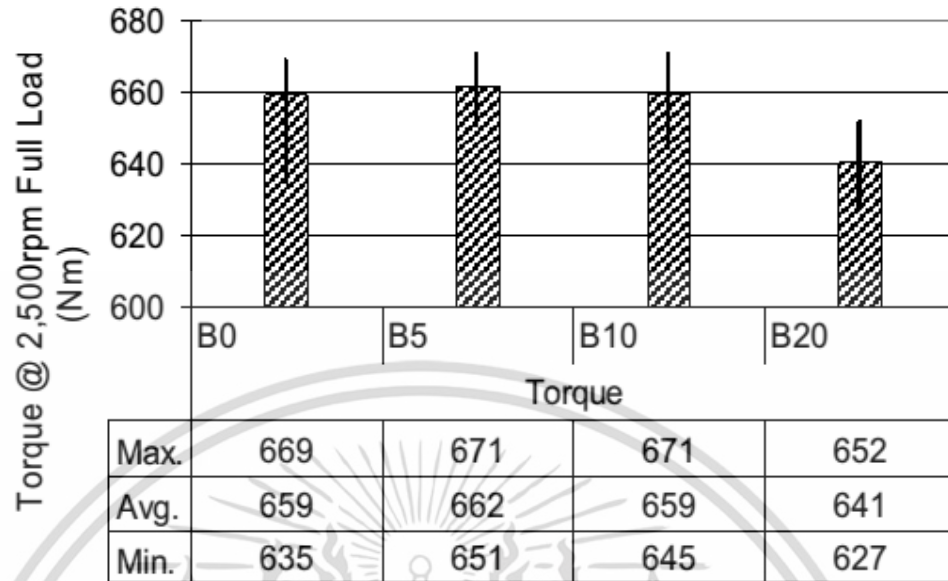
ในปัจจุบันโลกของเราได้ประสบปัญหาขาดแคลนน้ำมันดิบและก๊าซธรรมชาติที่ใกล้หมดลงซึ่งสังเกตได้จากอัตราการใช้พลังงานต่อวันของแต่ละประเทศเทียบกับความสามารถในการผลิตซึ่งพบว่าโดยส่วนใหญ่จะมีอัตราการใช้ที่ค่อนข้างสูงกว่าความสามารถในการผลิต ซึ่งอาจส่งผลให้เกิดวิกฤติพลังงานได้ จึงทำให้มีการคิดค้นหาแหล่งพลังงานทดแทนมาใช้แทนแหล่งพลังงานฟอสซิล

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองและการวัดอัตราการฉีดของน้ำมัน [1] เพื่อศึกษาอัตราการฉีดของน้ำมัน ซึ่งผลของอัตราการฉีดนั้นสามารถนำไปเป็นแนวทางในการปรับปรุงเพื่อหาความเหมาะสมของปริมาณการฉีดของน้ำมันในเครื่องยนต์ได้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์และเพื่อให้สามารถใช้งานเชื้อเพลิงชนิดใหม่ที่มีคุณสมบัติทางกายภาพต่างจากน้ำมันที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย และนอกจากนั้นยังสามารถนำไปสู่การทดลองเพื่อศึกษาคุณลักษณะของสเปรย์น้ำมันและการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ได้อีกด้วย

3.1.2 งานวิจัยที่ผ่านมา

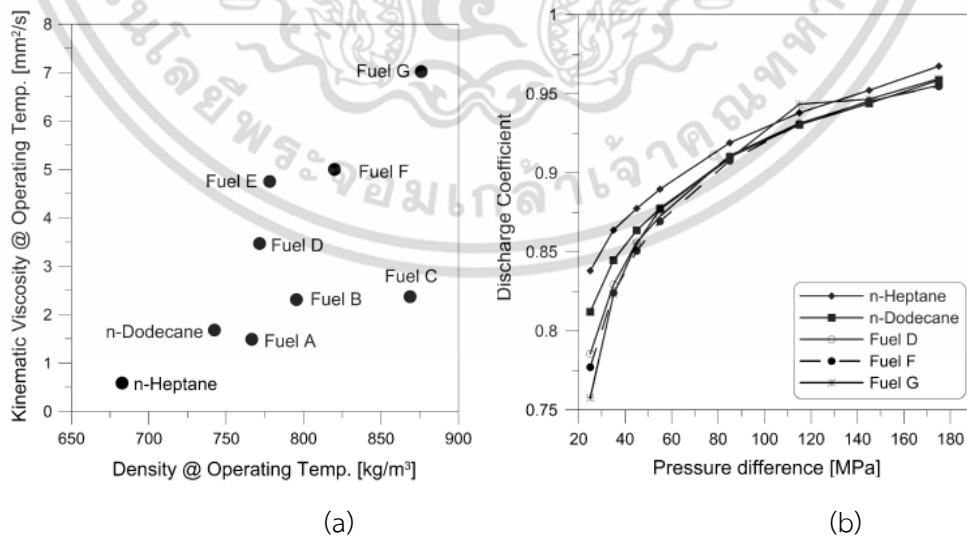
นักวิจัยหลายท่านมีความสนใจในการใช้ไบโอดีเซลเป็นพลังงานทางเลือกให้กับเครื่องยนต์ดีเซลและชี้ให้เห็นสาเหตุจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงเช่น ความหนาแน่น ความหนืด ตลอดจนแรงตึงผิวของไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ที่มีผลต่อพฤติกรรมการฉีดและผสมตัวระหว่างอากาศเชื้อเพลิงและทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ต่ำกว่า

การทดลองที่ศึกษาเกี่ยวกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ดีเซลคอมมอนเรลที่ไม่ได้มีการปรับเปลี่ยนที่ทำงานบนปาล์มไบโอดีเซลพบว่าประสิทธิภาพและแรงบิด (Torque) ของเครื่องยนต์ลดลง 8% ผสมกับดีเซล เมื่อผสมปาล์มเมทิลเอสเทอร์ไบโอดีเซลที่อัตราส่วนผสม 20% [18] ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 แรงบิดของเครื่องยนต์แบบคอมมอลเรลที่ใช้ปาล์มไบโอดีเซล [18]

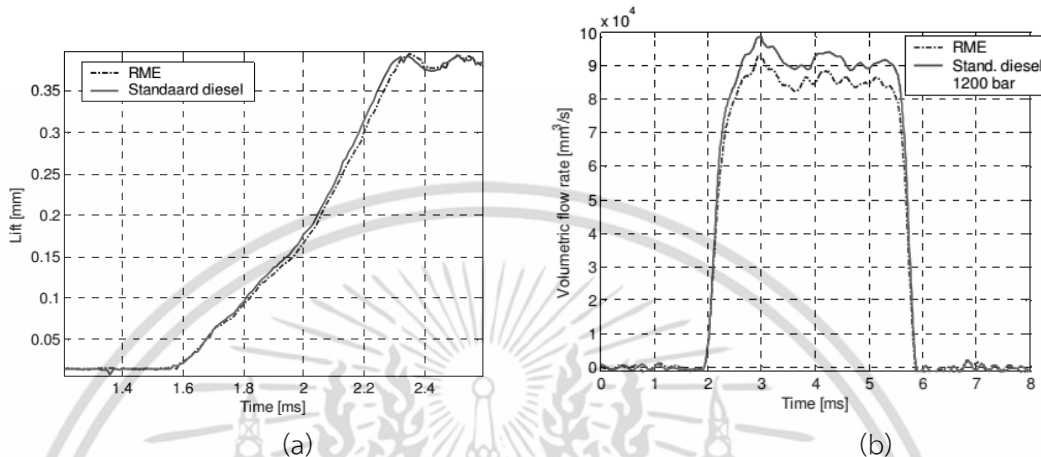
นอกจากนี้บางส่วนคุณสมบัติทางกายภาพไบโอดีเซลเป็นอันตรายกับการไหลในระบบจ่ายเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ [26] ผลกระทบของจากเชื้อเพลิง เช่น ความหนืดและความหนาแน่นต่ออัตราการฉีดได้นำเสนอโดย Demotte และคณะ [9] ได้ทดลองวัดการฉีดเชื้อเพลิงโดยยี่ห้อ IAV พบว่าความหนืดจะเพิ่มขึ้นตามรูปที่ 3.2 (a) ทำให้ปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและค่าสัมประสิทธิ์การฉีดพฤติกรรมการณ์ลดลงเนื่องจากความหนืดที่เพิ่มขึ้นเป็นการต้านการไหลของเชื้อเพลิงโดยสังเกตจากการเพิ่มของความหนืดของเชื้อเพลิง D F และ G ตามรูปที่ 3.2 (b)



รูปที่ 3.2 (a) คุณสมบัติของเชื้อเพลิงและ (b) สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง [9]

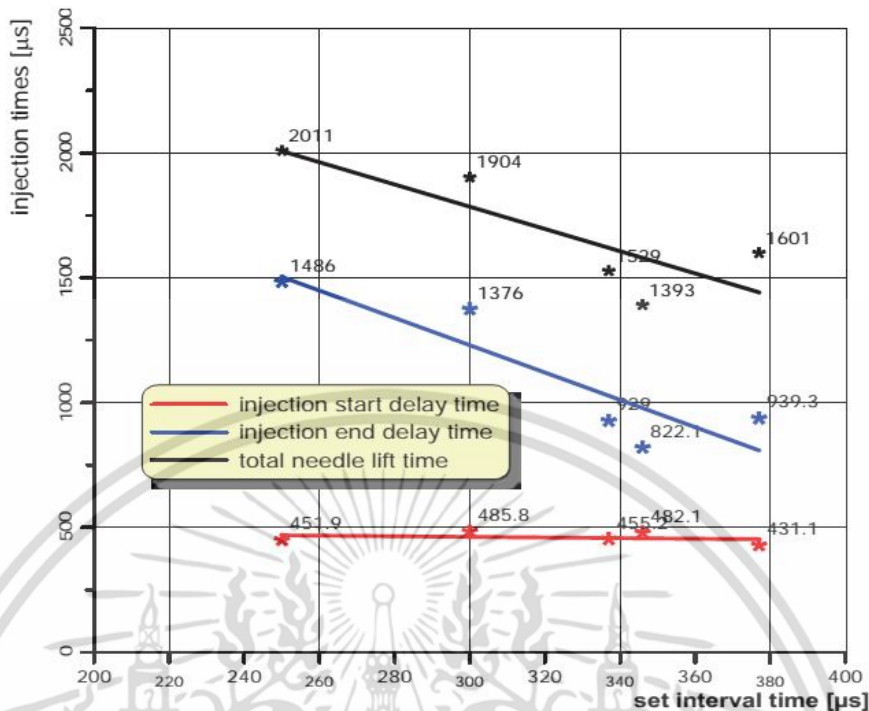
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

น้ำมันเชื้อเพลิงกับ RME (Rapeseed Methyl Ester) ไบโอดีเซลและดีเซลถูกทดสอบด้วยในวิธีอัตราการฉีดแบบ Zeuch [44] ผลการศึกษาพบว่ากลุ่มโมดูลัสการอัดตัวสูงของเชื้อเพลิง RME ทำให้การยกเข็มหัวฉีดที่ช้าตามรูปที่ 3.3 (a) มีแนวโน้มที่ช้าลงและส่งผลที่ให้อัตราการฉีดเชื้อเพลิงตามรูปที่ 3.3 (b) มีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง RME ที่ลดลงที่ 6.9 เปอร์เซ็นต์



รูปที่ 3.3 (a) การยกตัวของเข็มหัวฉีด (b) ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 1200 บาร์ [4]

นอกจากนี้การเพิ่มขึ้นของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของหัวฉีดแบบคอมมอนเรล มีผลทำให้ต่อกระบวนการหัวฉีดคอมมอนเรลที่ล่าช้าของวงจรไฮดรอลิกในการยกเข็มหัวฉีด (Injection delay time) ลดลงเวลาในการเปิดและปิดของเข็มหัวฉีด (Injection delay time) และการเปลี่ยนแปลงในระยะเวลาการฉีด (Injection end delay time) และเวลารวมในการฉีดเชื้อเพลิง (Total needle lift time) มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น [22] รูปที่ 3.4 ทั้งนี้เกิดเนื่องจากของโมดูลัสการอัดตัวและความเร็วเสียงของเชื้อเพลิงเมื่อความดันของน้ำมันเชื้อเพลิงสูงขึ้น



รูปที่ 3.4 เวลาในการยกของเข็มหัวฉีด [22]

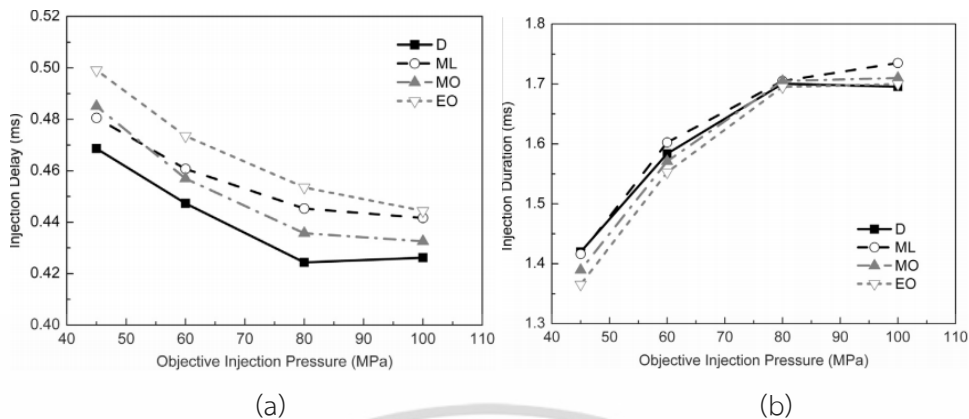
ในงานวิจัยของ Han และคณะ [14] ได้ทำการวัดคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิงจากกรดไขมันอิ่มตัวที่ผ่านกระบวนการ Ester Methyl laurate (ML) Methyl oleate (MO) และ Ethyl oleate โดยคุณสมบัติ ตามตารางที่ 3.1 เทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล (D) ด้วยอุปกรณ์วัดอัตราการฉีดแบบ Mono Injection Qualifier จากผลการทดลองพบว่า ความล่าช้าในการฉีดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น ดังรูปที่ 3.5 (a) และพบว่ามีคามหนืดสูงของกรดไขมันก่อให้เกิดการความล่าช้าในการฉีดที่เพิ่มมากขึ้น ตามรูปที่ 3.5 (b) ที่ความแปรปรวนของความดัน ลดปริมาณการฉีด การเกิดคavititation และแตกต่างของความดันในการฉีดมีผลกระทบต่อปริมาณการฉีดของเชื้อเพลิงที่ลดลงตามรูปที่ 3.5 ความแตกต่างของความดันในทางเข้าของ Orifice และความดันทำให้ปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงลดลง เนื่องการเกิดโพรงอากาศหรือคavititation ที่ด้านกรไหลของเชื้อเพลิงที่ในรูหัวฉีด

ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิง [14]

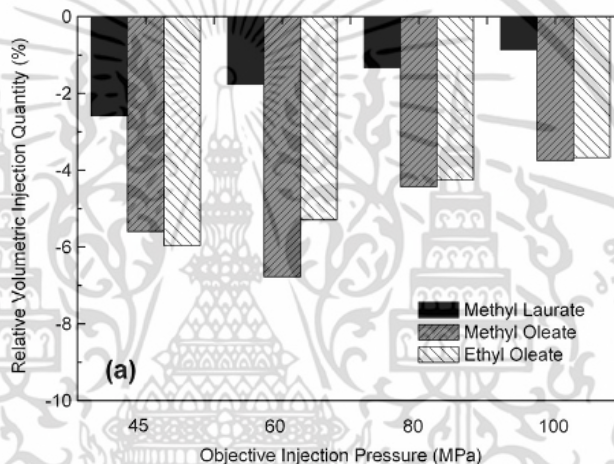
Fuel	Diesel	Methyl laurate	Methyl oleate	Ethyl oleate
Molecular formula	-	C ₁₃ H ₂₆ O ₂	C ₁₉ H ₃₆ O ₂	C ₂₀ H ₃₈ O ₂
Molecular structure	-	CH ₃ (CH ₂) ₁₀ COOCH ₃	CH ₃ (CH ₂) ₇ CH=CH(CH ₂) ₇ COOCH ₃	CH ₃ (CH ₂) ₇ CH=CH(CH ₂) ₇ COOCH ₂ CH ₃
Density @ 313 K (g/cm ³)	0.8035	0.8605	0.8640	0.8585
Viscosity @ 313 K (mm ² /s)	2.48	2.38	4.20	4.76
Surface tension @ 293 K (mN/m)	27.1	29.3	30.9	31.0
Bulk modulus @ 0 MPa, 313 K (MPa)	1394 [25]	1409 [25]	1550 [25]	1508 [26]*

* Calculated based on the speed of sound data in reference 26 and at atmospheric pressure.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

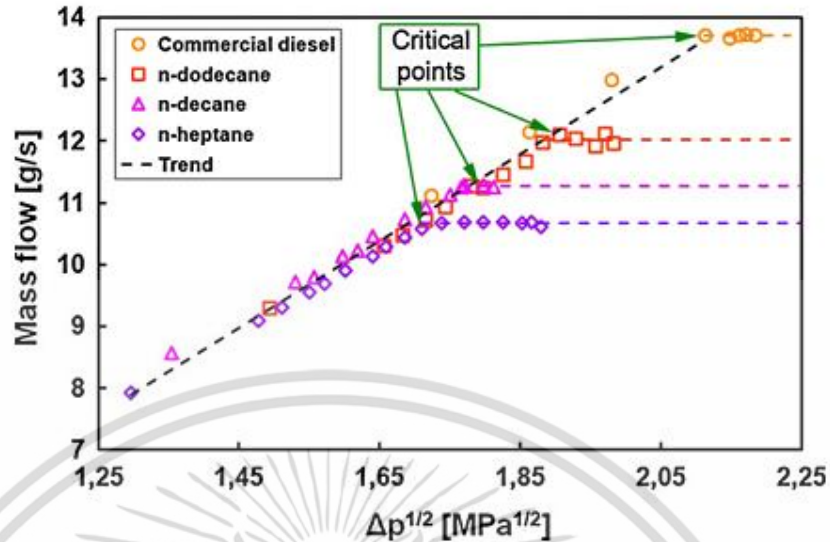


รูปที่ 3.5 (a) ความล่าช้าในการฉีดเชื้อเพลิง (b) ช่วงเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง [14]

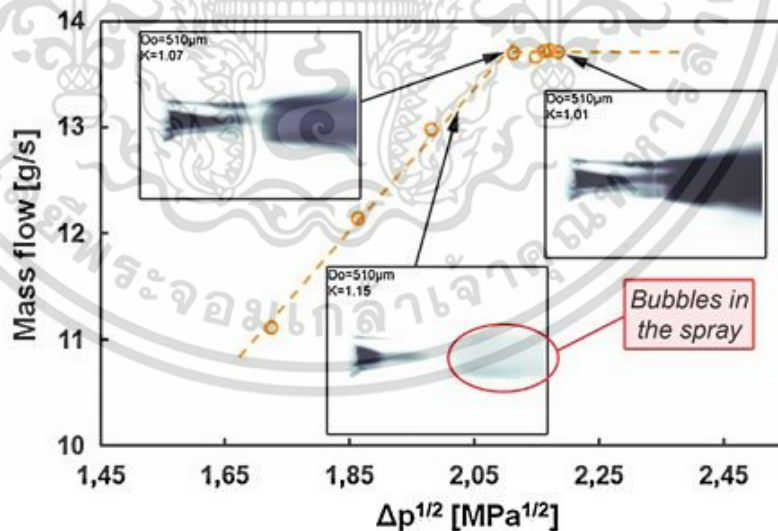


รูปที่ 3.6 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับดีเซล [14]

เมื่อเพิ่มความดันของการฉีดเชื้อเพลิงขึ้นมาทำให้เกิด เปลี่ยนเฟสของน้ำมันเชื้อเพลิงหลังจากผ่านช่องรูหัวฉีด โดยพฤติกรรมนี้เรียกว่า Vena-contracta [10] และทำให้เกิดการไหลแบบ Choked flow เกิดที่ทางออกของหัวฉีดที่เปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดการไหลให้ลดลงในพื้นที่และปริมาณการฉีดของเชื้อเพลิงที่ลดลง ซึ่งงานวิจัยของ Payri และคณะ [72] ได้นำเสนอผลการเกิดควิตซ์ขึ้นของเชื้อเพลิง โดยการถ่ายภาพโดยใช้หัวฉีดโปร่งใสและวัดการฉีดของเชื้อเพลิงทดสอบอันได้แก่ ดีเซล (Commercial diesel), n-dedocane , n-decane และ n- heptane และอ้างอิงการคงตัวหลังจากเพิ่มความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงเป็นจุด Critical point และเกิดการลดลงของอัตราการไหล (Mass flow rate) เมื่อเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลและรากที่สองความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง [72] เทคนิคการมองเห็นการเกิดคาวิเทชัน (Cavitation visualization) และเปรียบเทียบกับรากที่สองของผลต่างความดันในการฉีดเชื้อเพลิงดังแสดงในรูปที่ 3.8 ซึ่งมีการเปรียบเทียบในส่วนที่เป็นสี่ด้านสองช่วงคือช่วงในการไหลในหัวฉีดแบบโปร่งใสและช่วงเริ่มต้นของโคนสเปรย์ (Bubble in the spray) พบว่าช่วงที่ยังไม่เกิดคาวิเทชัน ที่ K เท่ากับ 1.15 และเมื่อเพิ่มความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงเป็นให้มีค่า K เท่ากับ 1.07 เริ่มมีสี่ด้าน และจนเกิดช่วงที่มีการพัฒนาของคาวิเทชัน ที่ K เท่ากับ 1.01 ซึ่งสังเกตเห็นเป็นสี่ด้านทั้งในหัวฉีดและช่วงเริ่มต้นของสเปรย์

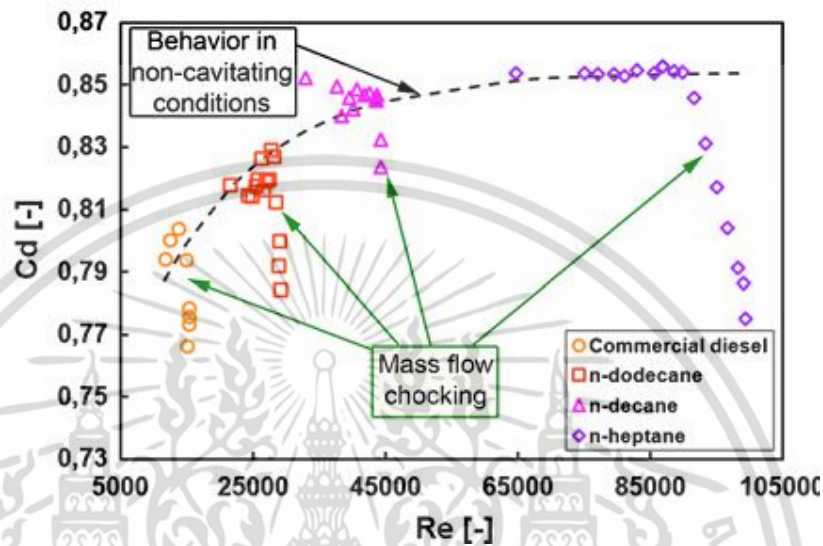


รูปที่ 3.8 การเปรียบเทียบของภาพการเกิดคาวิเทชันและอัตราการไหลของเชื้อเพลิงดีเซล

[72]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลของการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรโนลด์ (Reynold number) กับสัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิงตามรูปที่ 3.9 พบว่าการช่วงที่มีการลดลงของ C_d ที่ที่อยู่ภายใต้เส้น non-cavitation ที่เป็นการบ่งบอกถึงช่วงที่เกิดควิเตชันในการไหลและทำให้เกิดการไหลแบบ Mass flow Choking



รูปที่ 3.9 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิง (C_d) และเลขเรโนลด์ [72]

การใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกที่ช่วยลดการเกิดควิเตชัน ที่ทางเข้าของรูหัวฉีดเชื้อเพลิงตามงานวิจัยที่ผ่านมา [38] และ [39]

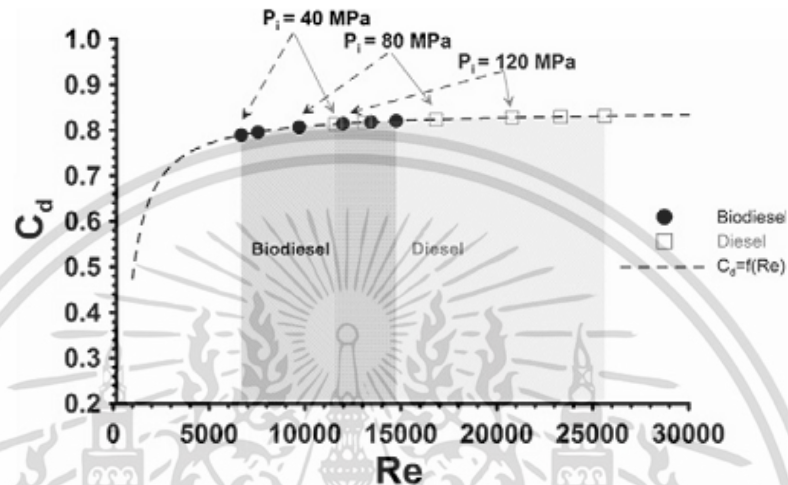
นักวิจัยหลายท่านมีความสนใจศึกษาในการใช้ไบโอดีเซลในเครื่องยนต์และชี้ให้เห็นปัญหาที่สำคัญเนื่องจากความหนาแน่น ความหนืด และแรงตึงผิวที่เพิ่มสูงขึ้น โดยมีผลต่อพฤติกรรมฉีดตลอดจน ทำให้กระบวนการผสมระหว่างอากาศเชื้อเพลิงที่แย่ง อันนำไปสู่การเกิดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ต่ำกว่า

การทดลองที่ศึกษาเกี่ยวกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ดีเซลคอมมอนเรลที่ไม่มีการปรับเปลี่ยนที่ทำงาน ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลพบว่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดลง 8% ที่การเพิ่มสัดส่วนในการผสมปาล์มเมทิลโอดีเซลได้ถึง 50% [18]

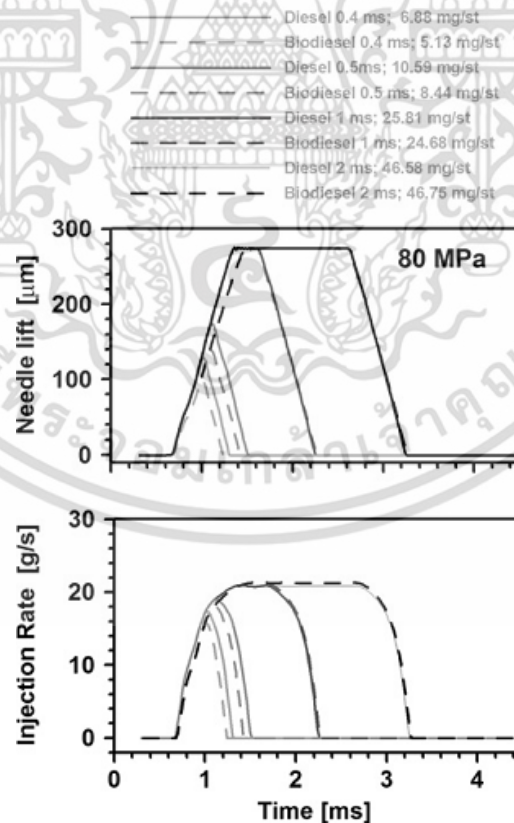
นอกจากนี้บางส่วนคุณสมบัติทางกายภาพของไบโอดีเซลทำให้ลักษณะการไหลกระทบต่อการไหลของเชื้อเพลิง [26] จากความหนืดและความหนาแน่นต่ออัตราการฉีดจากงานวิจัยของ [9] ความหนืดเพิ่มขึ้นสามารถลดปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเนื่องจากความหนืดที่เพิ่มขึ้นต้านทานการไหลและค่าสัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิง (Discharge coefficient) ที่มีค่าลดลง พฤติกรรมฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงกับ RME Methyl Ester ไบโอดีเซลและดีเซลถูกตรวจสอบในวิธีอัตราการฉีดแบบ Zeuch [44] ผลการศึกษาพบว่าโมดูลัสการอัดตัวของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นโดยเฉพาะ RME ก่อให้เกิดการยกเข็ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวฉีดที่ช้าและอัตราการฉีดเชื้อเพลิงลดลง นอกจากนี้การเพิ่มขึ้นในโมดูลัสการอัดตัวและความเร็วเสียงของไบโอดีเซลได้ส่งผลกระทบต่อเกี่ยวกับขั้นตอนการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง [65] โดยมีผลกระทบต่อความล่าช้าของกลไกไฮดรอลิกส์ของหัวฉีดเชื้อเพลิงแบบคอมมอนเรล การยกเชื้อเพลิงและการเกิดเปลี่ยนแปลงในระยะเวลาการฉีด ในกระบวนการของหัวฉีดคอมมอนเรล [30] พบว่าช่วงของเลขเรโนลด์ของไบโอดีเซลมีแนวโน้มที่น้อยกว่าดีเซลดังรูปที่ 3.10



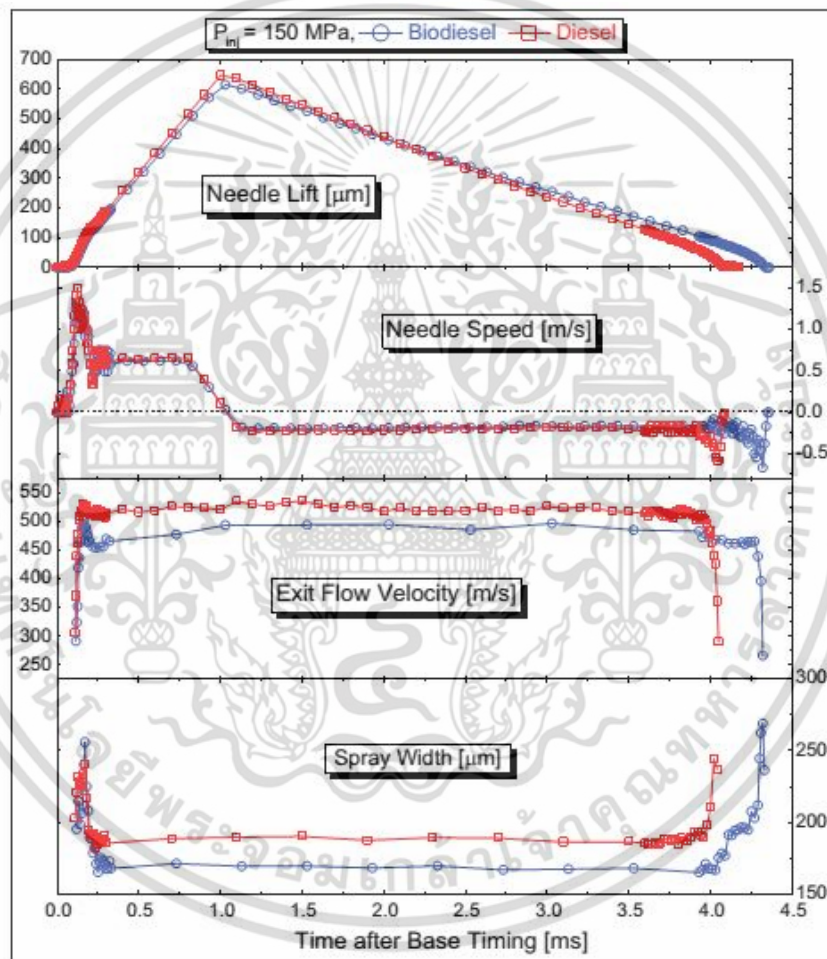
รูปที่ 3.10 สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงและเลขเรย์โนลด์ [30]



รูปที่ 3.11 การเปรียบเทียบการยกของเข็มหัวฉีด (Needle lift) และอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 80 เมกาปาสกาล ของเชื้อเพลิงดีเซลและไบโอดีเซล [30]

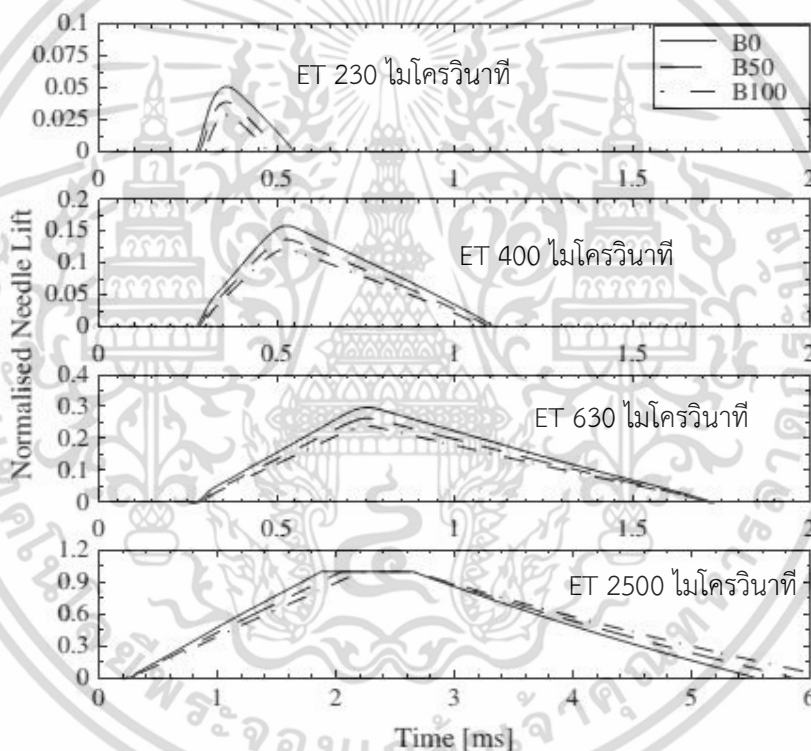
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการทำงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Moon และคณะ [24] การทดสอบการเปรียบเทียบพฤติกรรมการวัดระยะการยกของเข็มหัวฉีด (Needle lift) ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซลด้วยเทคนิคการถ่ายภาพความเร็วสูงแบบ X-ray ที่ใช้หัวฉีดแบบคอมมอนเรล จากผลการทดลองในรูปที่ 3.12 พบว่าระยะยกของเข็มหัวฉีด เชื้อเพลิงที่ใช้ไบโอดีเซลเนื่องจากโมดูลัสการอัดตัวที่สูงขึ้นและความหนืดของน้ำมันไบโอดีเซลทำให้ระยะยกเข็มหัวฉีดลดลงและทำให้ความความเร็ว (Exit velocity) ในการฉีดเชื้อเพลิงลดลง และทำให้ความกว้างของสเปรย์มีค่าน้อยลง (Spray width) ซึ่งผลที่นำเสนอมาเป็นปัจจัยดังกล่าวทำให้พฤติกรรมในการฉีดของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลที่เป็นพลังงานทางเลือกที่เปลี่ยนไป



รูปที่ 3.12 ระยะยกของเข็มหัวฉีด (Needle lift) ความเร็วของเข็มหัวฉีด (Needle speed) ความเร็วของเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีด (Exit velocity) และ ความกว้างของสเปรย์ (Spray width) [24]

Plamondon และคณะ [50] ได้ทำการวัดระยะยกของเข็มหัวฉีด (Needle lift) และสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของหัวฉีดคอมมอลเรวแบบ Piezo electric ที่ใช้เชื้อเพลิงไบโอดีเซล (B0) และ ดีเซลผสม B50 และ B100 เป็นไบโอดีเซล จากผลการทดลอง ในรูปที่ 3.13 พบว่าในช่วงเวลา (Energizing time, ET) 250 ไมโครวินาที สังเกตว่า B100 มีการยกตัวของเข็มหัวฉีดที่น้อยลง เมื่อเพิ่มเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 630 และ 2500 ไมโครวินาที พบว่า B100 มีช่วงในการยกของเข็มหัวฉีดที่ช้ากว่าดีเซลเล็กน้อยในช่วงเริ่มต้นการยกของเข็มหัวฉีดและสังเกตการยกตัวของเข็มหัวฉีดที่น้อยลงในช่วง ET ในการฉีดของเชื้อเพลิง 630 ไมโครวินาที ทั้งนี้เกิดมาจากการที่ไบโอดีเซลมีค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้การยกตัวของระบบไฮดรอลิกส์ที่ใช้ในการควบคุมการของหัวฉีดมีการทำงานที่ใช้เวลาช้าลงและการที่ไบโอดีเซลมีค่าโมดูลัสในการอัดตัวที่สูงขึ้นทำให้การยกของเข็มหัวฉีดในห้องควบคุมการยกของหัวฉีด

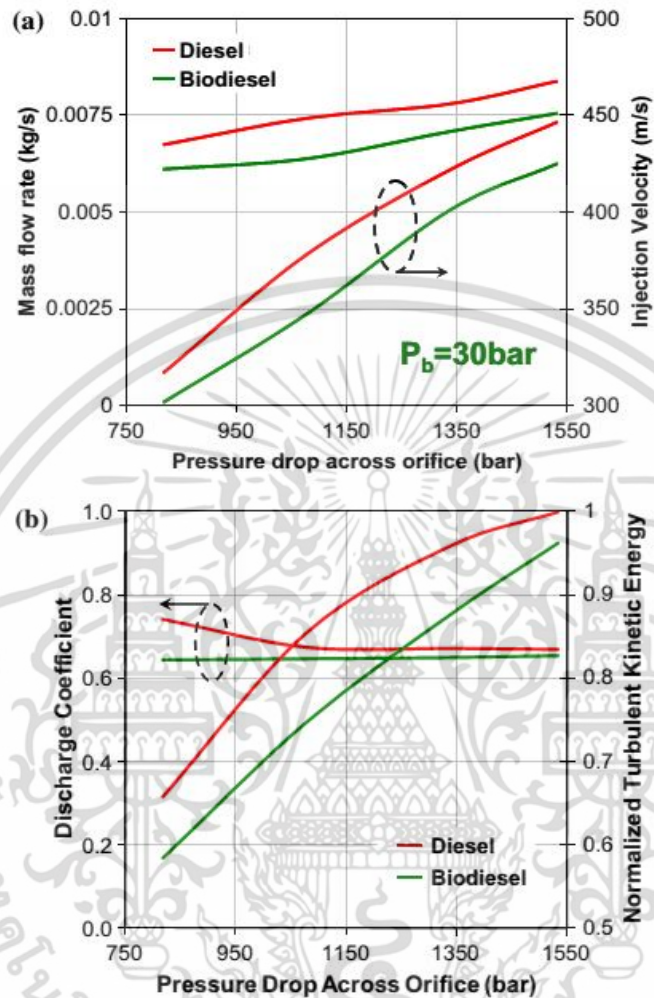


รูปที่ 3.13 ระยะการยกของเข็มที่ช่วงเวลาในการจ่ายกระแสไฟ (ET) 230, 400, 630 และ 2500 ไมโครวินาที ของเชื้อเพลิง B0, B50 และ B100 ที่ความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง 900 บาร์

Som และคณะ [38] ได้ทำการจำลองการฉีดเชื้อเพลิงในโปรแกรม FLUENT v6.3 โดยใช้ KH-ACT and KH-RT breakup models ในการทำนายอัตราการฉีดของเชื้อเพลิง (Mass flow rate) และ สัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิง (Discharge coefficient) ที่การเพิ่มของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงโดยคงที่ความดันที่ต้นการฉีด ความดันต้าน (Pressure back , Pb) 30 บาร์ ตามผลการทดลองในรูปที่ 3.14 การเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงทำให้อัตราการฉีดมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น ในส่วนเชื้อเพลิงพบว่าอัตราการฉีดเชื้อเพลิง สัมประสิทธิ์และ Normalized turbulent kinetic energy

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

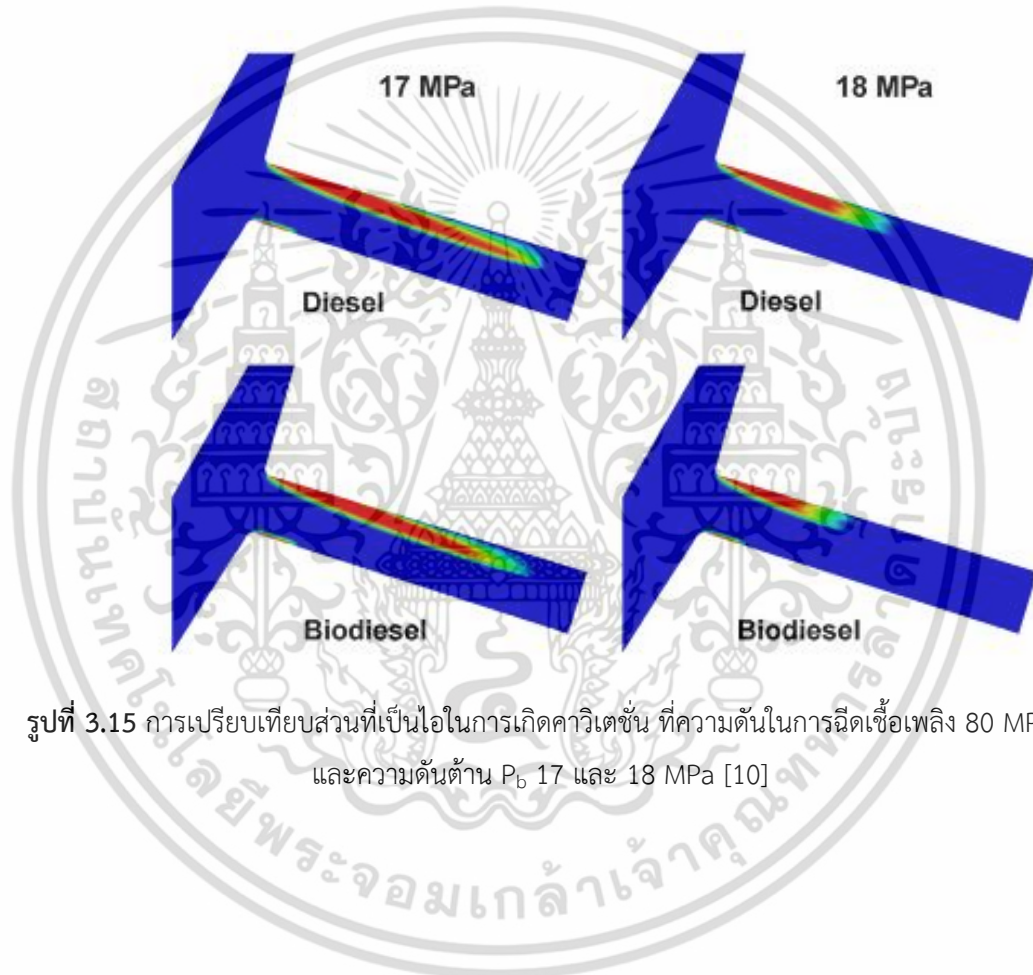
ของเชื้อเพลิงของไบโอดีเซลมีแนวโน้มที่ลดลงเนื่องจากไบโอดีเซลมีค่าความหนืดจลน์ที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดการต้านทานการไหลของเชื้อเพลิง



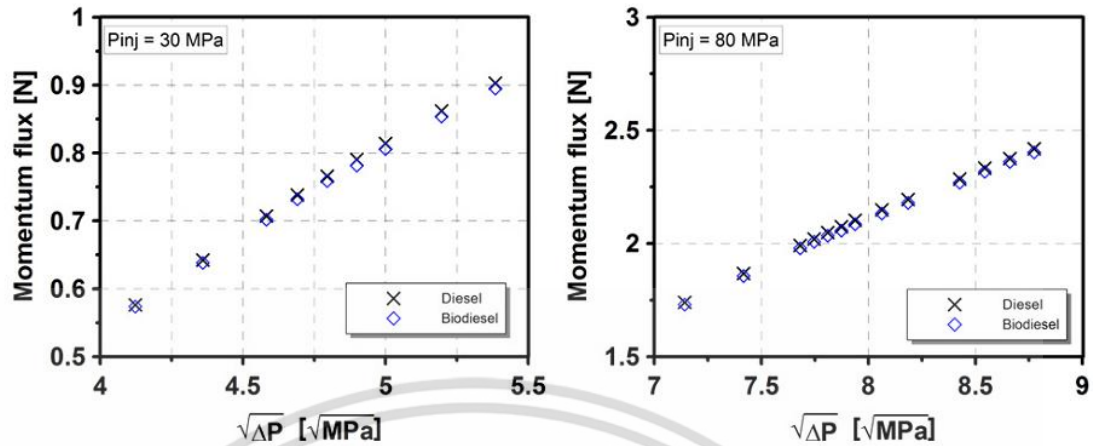
รูปที่ 3.14 การทำนายคุณลักษณะในการไหลที่ผลต่างความดันที่ (Pressure drop in the injector) ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซล (a) mass flow rate and injection velocity (b) discharge coefficient และ normalized turbulent kinetic energy [38]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Salvador และคณะ [10] ได้ทำการทำนายอิทธิพลของการไหลของเชื้อเพลิงไบโอดีเซล (Soybean oil) และดีเซล โดยผลการทดลองพบว่าการเกิดควิเตชันของการกลายเป็นไอภายในการไหลของหัวฉีดตามรูปที่ 3.15 ไบโอดีเซลมีความยาวของการกลายเป็นไอที่ลดลงในทุกช่วงของความดันที่ด้านการฉีดเชื้อเพลิง P_b ทั้ง 17 และ 18 MPa เมื่อเปรียบเทียบโมเมนต์ในการฉีดของเชื้อเพลิงพบว่าไบโอดีเซลมีโมเมนต์ในการฉีดของเชื้อเพลิงเล็กน้อยทั้งที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 30 และ 80 MPa และสรุปได้ว่าการเกิดการเป็นไอของช่วงของไบโอดีเซลและการเกิดควิเตชันน้อยกว่าดีเซล



รูปที่ 3.15 การเปรียบเทียบส่วนที่เป็นไอในการเกิดควิเตชัน ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 80 MPa และความดันด้าน P_b 17 และ 18 MPa [10]



รูปที่ 3.16 การเปรียบเทียบโมเมนตัมในการฉีดของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซล [10]

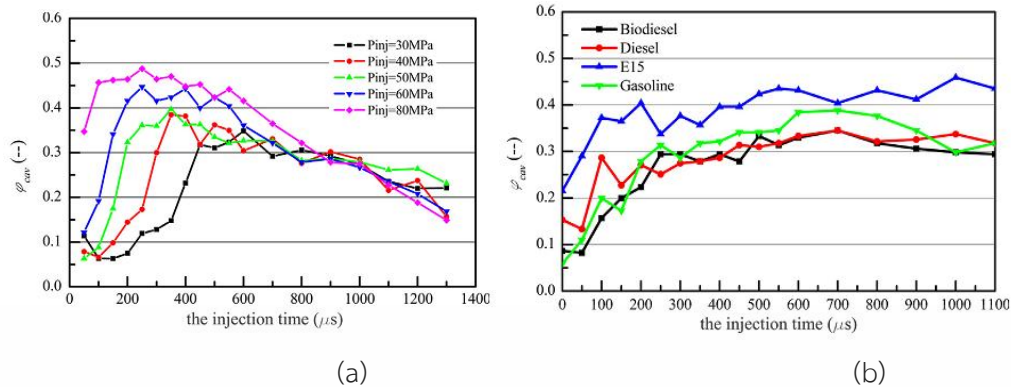
ต่อมาผลต่างของความดันและความดันกลับมาในปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงลดลงเนื่องจากเกิดคาวิตีชันขวางทิศทางการไหลของเชื้อเพลิงที่ orifice [10] เนื่องจากก่อให้เกิดการเปลี่ยนเฟสของน้ำมันเชื้อเพลิงหลังจากผ่านรูของหัวฉีด ทำให้เกิดปรากฏการณ์ Vena-contracta ทางออกที่ลดพื้นที่ในการไหลและปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ลดลงตามตามงานวิจัยที่ผ่านมา [6] และ [34]

Jiang และคณะ [13] ได้ทำการศึกษาการเกิดคาวิตีชันในหัวฉีดโปร่งใสและเทคนิคในการมองการเกิดคาวิตีชัน ตามมุมมองในรูปที่ 3.17 จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่มความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง ทำให้มีการเกิดของคาวิตีชันที่เพิ่มขึ้น ตามรูปที่ 3.18 โดยการใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกที่ช่วยลดการเกิดโพรงอากาศเริ่มก่อตั้งในทางของหัวฉีด เนื่องจากการเพิ่มของความหนืดจลน์ที่ต้านการแยกตัวเป็นไอของเชื้อเพลิงและทำให้ปรากฏการณ์คาวิตีชันลดลง



รูปที่ 3.17 มุมในการมองของการเกิดคาวิตีชันของหัวฉีด [13]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.18 (a) ผลเฉลี่ยปริมาตรควาเวตชั่นที่ของการเพิ่มความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง (b) ผลเฉลี่ยของปริมาตรการเกิดควาเวตชั่น [13]

จากงานวิจัยที่ผ่านมาในการปรับปรุงการไหลของหัวฉีดที่ความดันสูงและการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง โดยมีเทคนิคที่ช่วยลดการเกิดควาเวตชั่นในรูหัวฉีดด้วย การขัดส้นหัวฉีด (Abrasive flow Machining) เพื่อลดความผิดในการไหลที่จะลดความเร็วของการไหลอันเป็นสาเหตุของควาเวตชั่น [39] หรือใช้หัวฉีด (Orifice) แบบทรงกรวย Tapper หรือ รูหัวฉีดทรงกรวย [19] ถูกใช้ในการเพิ่มอัตราการไหลและเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ของดีเซล และยังมีเปรียบเทียบับรูหัวฉีดทรงกระบอกกับหัวฉีดทรงกรวย จากงานวิจัยของ [22] และ [36] มีอัตราการไหลที่ดีขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์การไหล (Discharge coefficient)

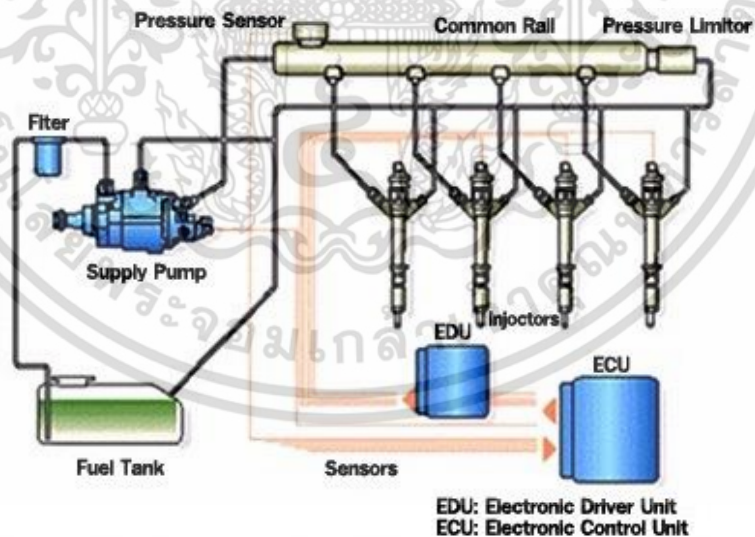
ในส่วนของการลดลงและความแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ในระหว่างการฉีดมีผลกระทบต่อพฤติกรรมฉีดของเชื้อเพลิงคอมมอลเรล เช่น ระยะเวลาของเข็มหัวฉีด ซึ่งขึ้นอยู่กับ ขึ้นอยู่กับความหนาแน่นที่ส่งผลให้ค่าความเร็วเสียงในการไหลของคลื่นแรงดันเชื้อเพลิงที่โดยมางานวิจัยที่ผ่านมา [12] และ [28] ได้นำเสนอไปบางส่วน และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดเพิ่มขึ้นทำให้ปริมาณการฉีดและสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนของเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดต่อความยาว [5] และ [37] และมีผลต่อความดันในการฉีดเชื้อเพลิง การเพิ่มขึ้นขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดที่ใช้ในการเพิ่มปริมาณการฉีดของเชื้อเพลิงตามงานวิจัยที่ผ่านมา [73] เพิ่มกำลังของเครื่องยนต์ อย่างไรก็ตามมีการศึกษาส่วนน้อยที่ศึกษาเกี่ยวกับลักษณะวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงของของปาล์มเมทิลเอสเตอร์ไบโอดีเซลโดยที่คุณสมบัติพื้นฐานในการไหล เช่น ความหนืดจลน์ซึ่งทำให้ปริมาณฉีดเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนไป ดังนั้นจึงเป็นแนวคิดในการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 และ 200 ไมโครเมตร เพื่อคุณศึกษาลักษณะการฉีด เช่น ปริมาณการฉีด ค่าซ้ำฉีดค่าสัมประสิทธิ์การปล่อย (Cd) ค่าสัมประสิทธิ์ของความเร็ว (Cv), ความดันฉีดลดลง ของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป (B5) และผสมต่างๆ ของ B20 (20% ปาล์มเมทิลเอสเตอร์ + 80% ดีเซล), B40, B60, B80 และไบโอดีเซลปาล์มเรียบร้อย (B100) นอกจากนี้การวิจัยครั้งนี้มีการตรวจสอบผลกระทบของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดต่างๆในกระบวนการฉีดอัตราค่าสัมประสิทธิ์การปล่อยความดันลดลงและความล่าช้าในการฉีดไหลและการเกิดควาเวตชั่นที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.3 ระบบคอมมอนเรล (Common rail system)

ระบบคอมมอนเรล [4] หรือระบบจ่ายน้ำมันแบบรางร่วม ตามรูปที่ 3.19 เป็นระบบจ่ายน้ำมันที่ได้รับการพัฒนาล่าสุดสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลสมัยใหม่การทำงานของระบบจะเริ่มต้นโดยอาศัยปั๊มแรงดันสูง (Supply Pump) ที่สามารถจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงด้วยแรงดันที่สูงเข้าสู่รางน้ำมันคอมมอนเรล (Common Rail) ซึ่งมีอุปกรณ์เซนเซอร์วัดความดัน (Pressure sensor) เพื่อทำหน้าที่ควบคุมแรงดันของน้ำมันภายในรางที่ถูกส่งมาจากปั๊มแรงดันสูงให้เหมาะสมกับสภาพการทำงานของเครื่องยนต์

การทำงานในทุกขั้นตอนของระบบคอมมอนเรลแบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้ ถูกควบคุมด้วยกล่อง ECU (Electronic Control Unit) โดยอาศัยข้อมูลที่ถูส่งมาจากส่วนต่างๆ เช่น เซ็นเซอร์ของเพลลา ข้อเหวี่ยง คันเร่ง อุณหภูมิ อากาศ เป็นต้น แล้วนำมาประมวลผล เพื่อให้กล่อง EDU (Electric Driver Unit) มีการส่งจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงที่หัวฉีด (Injector) อย่างถูกต้อง แม่นยำและสอดคล้องกับความเร็วรอบและภาระงานของเครื่องยนต์ ซึ่งกล่อง ECU ยังควบคุมจังหวะการเปิด-ปิดวาล์วควบคุมปริมาณน้ำมัน (Suction Control Valve) ของปั๊มแรงดันสูงให้เหมาะสมกับจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ด้วยส่งผลให้เครื่องยนต์อีกทั้งยังสามารถแก้ปัญหาในเรื่องการฉีดน้ำมันของหัวฉีดที่ไม่เท่ากันได้อีกด้วย ทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะดีขึ้นกำลังสูงขึ้น ประหยัดน้ำมันมากขึ้น สิ้นสละเทือนน้อย มีความทนทานสูง ค่าบำรุงรักษาต่ำและมลพิษในไอเสียต่ำ จนสามารถผ่านข้อกำหนดมาตรฐานไอเสียในระดับยูโร 4 ซึ่งเป็นเกณฑ์มาตรฐานไอเสียที่หลายประเทศบังคับใช้



รูปที่ 3.19 ส่วนประกอบหลักของระบบคอมมอนเรล [4]

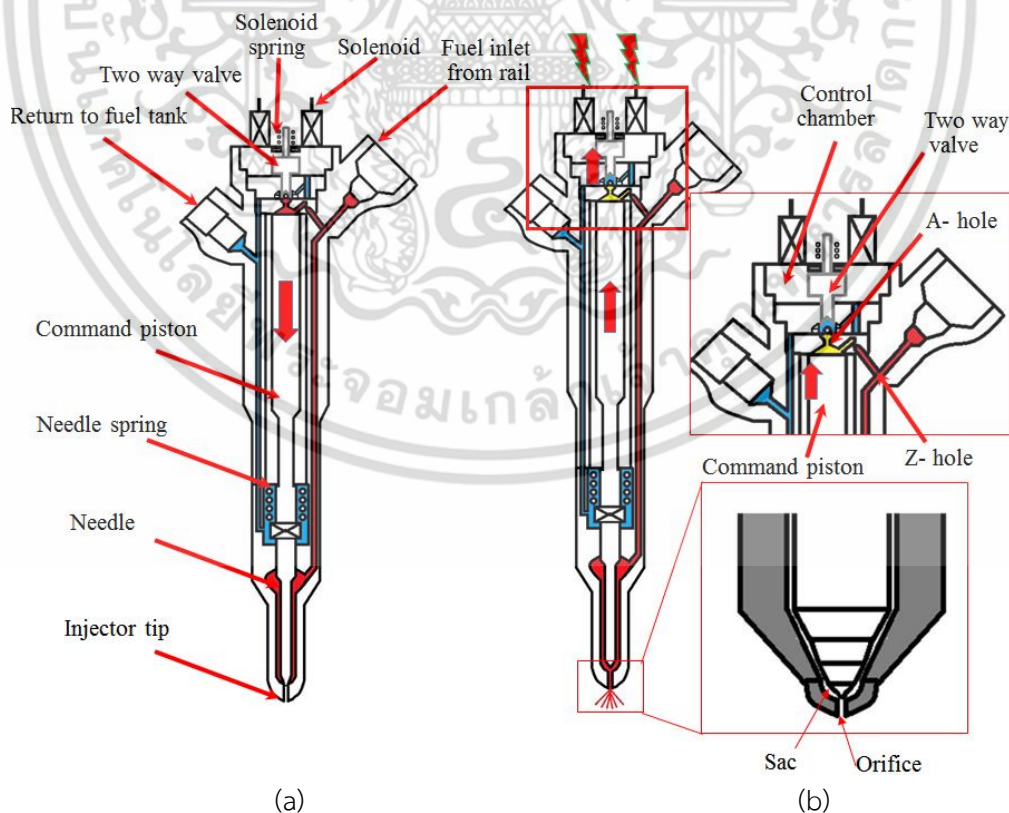
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.4.1 หัวฉีดโซลินอยด์ (Solenoid Injector)

ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้หัวฉีดโซลินอยด์ไฟฟ้า ซึ่งมีภาพประกอบหลักการทำงานรูปที่ 3.20 (a) แสดงถึงสถานะไม่ฉีดของเชื้อเพลิง โดยในช่วงการทำงานนี้ชุด two-way valve ถูกปิดด้วยสปริงของโซลินอยด์ กดลงจากความดันเชื้อเพลิงที่มาจาก Rail และช่วงนี้ทำให้เกิดสภาวะการสมดุลย์ในแรงกดของแรงกดระหว่าง Control chamber และ เข็มหัวฉีด (Needle) จึงไม่มีเชื้อเพลิงฉีดออกมาจากหัวฉีด

ในช่วงการฉีดเชื้อเพลิงตามรูปที่ 3.20 (b) เมื่อ EDU ทำการกระตุ้นกระแสไฟฟ้า (Energized) ทำให้โซลินอยด์ในหัว ทำงานและยก two-way valve ทำให้ เกิดการ leak pressure ของ Control chamber โดยมีเชื้อเพลิงความดันสูงบางส่วนไหลผ่านช่อง A-hole ไปยัง return fuel tank ทำให้ความดันในห้อง Control volume ลดลงทำให้ จนทำให้เกิดแรงยก ที่ชนะแรง Needle Spring ที่กีดกั้น Command piston และ Needle ทำให้เชื้อเพลิงความดันสูงไหลผ่านช่อง Sac และไหลผ่าน orifice และฉีดไปยังห้องเผาไหม้

ในช่วงการหยุดฉีดเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงที่ leak flow ที่ผ่าน A-throttle จะหยุดไหล เนื่องจากกระแสไฟฟ้าหยุดการ Energized จาก EDU ทำให้ two-way valve เคลื่อนที่ลงด้วยแรงกดจาก Solenoid spring ร่วมกับความดันใน control chamber ในช่วงนี้ความดันใน A- throttle ลดลงและทำให้ความดันที่ Z-throttle เพิ่มขึ้นจากความดันเชื้อเพลิงจาก rail ร่วมกับ Needle spring ให้ดัน Command piston กดให้ Needle เคลื่อนที่ลงมาปิดทางเดินของท่อเชื้อเพลิง จึงนับเป็นสภาวะหยุดฉีดเชื้อเพลิง รูปที่ 3.20 (a).

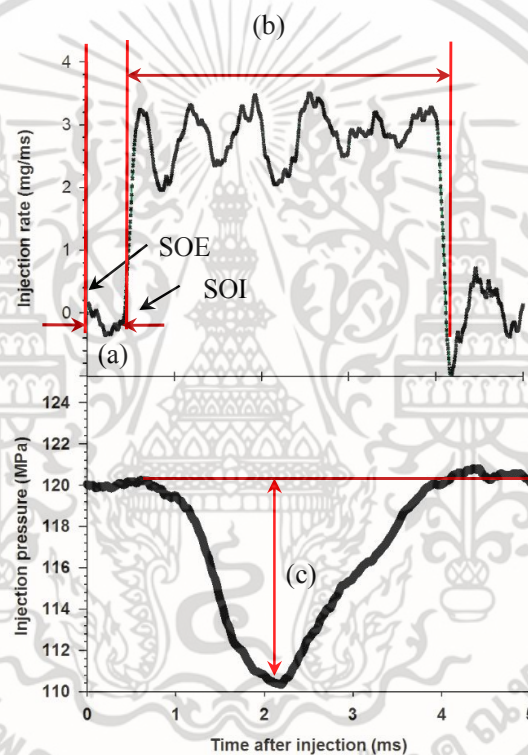


รูปที่ 3.20 การทำงานของหัวฉีด (a) ในขณะไม่ฉีดเชื้อเพลิง (b) ขณะฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.4 การกำหนดคุณลักษณะในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection characteristics)

คุณลักษณะการฉีดรวมทั้งความล่าช้าในการฉีดระยะเวลาการฉีดและความดันลดลงการฉีดมีการกำหนดไว้ในรูปที่ 3.21 ความล่าช้าในการฉีด (a) หมายถึงช่วงระหว่างจ่ายใช้งานโวลต์สูงให้กับขดลวดแม่เหล็กไฟฟ้ากำหนดให้เป็นจุดเริ่มต้นของ Energized (SOE) จุดเริ่มต้นของการฉีด (SOI) ที่ค่าเป็นศูนย์ [14] ระยะเวลาการฉีด (b) เป็นระยะเวลาตั้งแต่เริ่มต้นของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (c) จนกระทั่งปิดเข็ม การวิจัยนี้ได้นำไปใช้วิธีทางคำนวณด้วยการใช้ $1/3$ Simson ในการคำนวณปริมาณการฉีดโดยใกล้เคียงกับพื้นที่ใต้กราฟในส่วน (b) ความดันลดลงการฉีด (c) ถูกกำหนดให้เป็นความแตกต่างความดันระหว่างที่สูงที่สุด (เช่น 120 MPa) และแรงดันการฉีดต่ำสุด (เช่น 110 MPa) ในช่วงระยะเวลาการฉีด

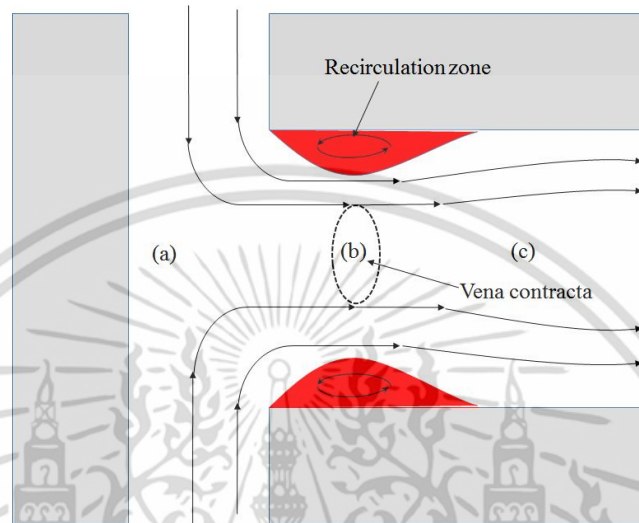


รูปที่ 3.21 การกำหนด (a) Injection delay (b) Injection duration and (c) Injection pressure drop

3.1.5 การเกิดควาเวตชันในหัวฉีดเชื้อเพลิง (Cavitation in diesel orifices)

เมื่อเข็มหัวฉีดยกมีปริมาณของน้ำมันเชื้อเพลิงแรงดันสูงไหลผ่านช่องหัวฉีดไปในห้องเผาไหม้ รูปที่ 3.22 แสดงให้เห็นกระบวนการที่เกิดควาเวตชันขึ้นในช่วงทางเข้า (Inlet cavitation) น้ำมันเชื้อเพลิงแรงดันสูงผ่านเพื่อ Orifice ในชั้นช่วง (a) หลังจากทางเข้าไหลเข้าความดันและความเร็วลดลงเนื่องจากการสูญเสียพลังงานจลน์ของการเคลื่อนที่ และความดันเกิดการเปลี่ยนแปลง ดังนั้นการ

เปลี่ยนสถานะเกิดขึ้นและส่งผลให้การไหลสองสถานะอันประกอบไปด้วยของเหลวและไอที่เรียกว่า คาวิตีชั่นที่ตำแหน่ง (b) โพรงอากาศในรูปแบบชั้นขอบเขตที่ไหลเวียนไปรอบ ๆ โชนหมุนเวียนและลดพื้นที่การไหล ดังนั้นอัตราการไหลลดลงเรียกว่าปรากฏการณ์ Vena contracta ที่เกิดขึ้นตลอดความยาวในการไหล



รูปที่ 3.22 การเกิด Cavitation ในรูหัวฉีด [10]

3.1.5.1 สัมประสิทธิ์การฉีดของเชื้อเพลิง Discharge Coefficient

สัมประสิทธิ์การฉีดของเชื้อเพลิง คือ สัดส่วนระหว่างอัตราการฉีดของเชื้อเพลิงเฉลี่ยจริงต่ออัตราการฉีดของเชื้อเพลิงเชิงทฤษฎี [12] ซึ่งเป็นตัวบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพของหัวฉีด โดยที่แสดงในรูปสมการได้เป็น

สมการอัตราการฉีดเชื้อเพลิงในระบบการวัดการฉีดของเชื้อเพลิงแบบ Zeuch injection rate แสดงในรูปสมการ 3.1 [17]

$$\frac{dm}{dt} = \rho \frac{V_o}{K_B} \frac{dP}{dt} \quad (3.1)$$

เมื่อ $\frac{dm}{dt}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล (mg/ms)

ρ คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)

$\frac{dP}{dt}$ คือ ความดันที่เปลี่ยนแปลงของห้องจำลองในรูปของความดันที่เพิ่มขึ้นต่อ

เวลา (MPa/ms)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C_d = \frac{\dot{m}_{measured}}{\dot{m}_{theory}} \quad (3.2)$$

เมื่อ C_d คือ สัมประสิทธิ์การฉีดของเชื้อเพลิง

$\dot{m}_{measured}$ คือ อัตราการฉีดเชื้อเพลิงเฉลี่ย (mg/ms)

\dot{m}_{theory} คือ อัตราการฉีดเชื้อเพลิงเชิงทฤษฎี (mg/ms)

อัตราการฉีดเชื้อเพลิงเชิงทฤษฎีแสดงในรูปสมการได้เป็น

$$\dot{m}_{theory} = n_{orifice} \cdot S \sqrt{2\Delta P \cdot \rho} \quad (3.3)$$

เมื่อ $n_{orifice}$ คือ จำนวนรูของหัวฉีด

S คือ พื้นที่หน้าตัดของรูหัวฉีด (m^2)

ρ คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)

ΔP คือ ความผลต่างของความดันของหัวฉีดกับความดันภายในห้องจ่าย
(MPa)

3.1.5.2 สัมประสิทธิ์ความเร็วของเชื้อเพลิง

สัมประสิทธิ์ความเร็วของการฉีดของเชื้อเพลิงเทียบระหว่างทฤษฎีเทียบกับ ความเร็วของการฉีดจริงที่ได้จากการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงด้วยเทคนิค Zeuch

ค่าความเร็วของการฉีดจริงได้จากสมการของเบอร์นูลลี

$$V_{theory} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho f}} \quad (3.4)$$

โดยที่สัมประสิทธิ์ความเร็วของการฉีดสามารถจัดรูปสัดส่วนระหว่างการฉีดจริงและทางทฤษฎีได้ตามสมการที่ 8

$$C_v = \frac{V_{average}}{V_{theory}} \quad (3.5)$$

3.1.5.3 เลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number)

เลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ [12] คือ ตัวแปรไร้มิติซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างความเร็ว (V_{mean}) เพื่อบ่งบอกของลักษณะการไหล และความหนืด (ν) โดย Reynolds number นั้นจะเพิ่มขึ้นตามความเร็ว ซึ่งแสดงในรูปสมการได้เป็น

$$Re = \frac{V_{mean} D_o}{\nu} \quad (3.6)$$

$$V_{mean} = \frac{m_{measured}}{n_{orifice} \cdot S \cdot \rho} \quad (3.7)$$

เมื่อ	V_{mean}	คือ ความเร็วของเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีด (m/s)
	D_o	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด (mm)
	ν	คือ ความหนืดจลน์ (cSt)
	S	คือ พื้นที่หน้าตัดของรูหัวฉีด (m ²)
	ρ	คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m ³)

3.1.5.4 เลขคาวิเตชัน Cavitation number

เลขคาวิเตชัน Cavitation number [43] คือ ตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการบ่งบอกถึงการเกิดฟองอากาศของของไหล

$$Ca = \frac{P_{inj} - P_v}{P_{inj} - P_{back}} \quad (3.8)$$

เมื่อ	C_a	คือ เลขคาวิเตชัน
	P_{inj}	คือ ความดันในการฉีดน้ำมัน (MPa)
	P_v	คือ ความดันของเหลวที่ทำให้เกิดเป็นไอ (MPa)
	P_{back}	คือ ความดันภายในห้องจำลอง (MPa)

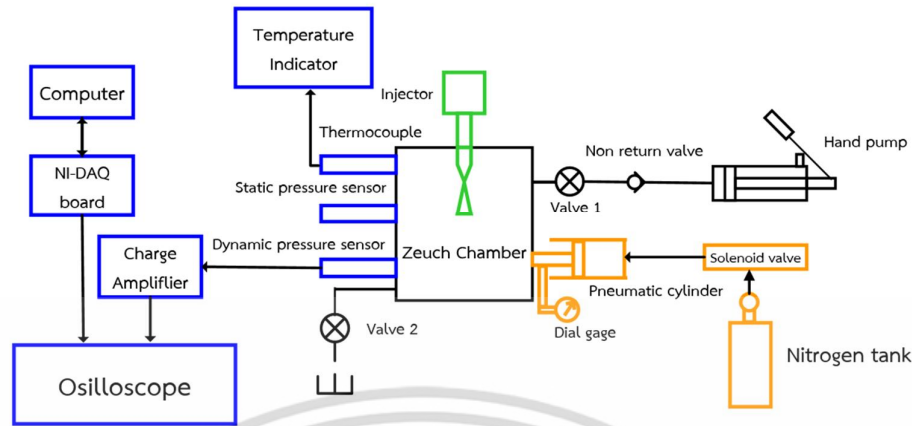
ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้มีการกำหนดให้ความดันของเหลวที่ทำให้เกิดเป็นไอ (P_v) ไม่มีผลกับการทดลอง เนื่องจากการทดลองในระบบปิดจึงทำให้ไม่มีการเกิดเป็นไอของน้ำมัน

3.1.6 การทดลองหาค่าโมดูลัสการอัดตัว

การทดลองจะถูกควบคุมให้อุณหภูมิของเชื้อเพลิงคงที่ตลอดการทดลอง ซึ่งจะสังเกตเห็นอุณหภูมิขณะทำการทดลองได้จากจอแสดงผลอุณหภูมิ (Temperature indicator) ซึ่งการทดลองหาค่าโมดูลัสการอัดตัวมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. เริ่มจากการใช้ปั๊มมือ (Hand pump) อัดน้ำมันที่ใช้ในการทดลองเข้าสู่ห้องจำลองโดยกำหนดให้ความดันเริ่มต้นในห้องทดลองเท่ากับ 4.5 MPa
2. วัดโมดูลัสการอัดตัวของน้ำมันโดยใช้โซลินอยด์วาล์ว ควบคุมการเคลื่อนที่ของกระบอกลม (Pneumatic cylinder) ให้อัดลูกปั๊ม (Pump plunger) ซึ่งมีเกจวัดระยะการเคลื่อนที่ของกระบอกลม ซึ่งมีการควบคุมให้มีระยะขจัดอยู่ที่ 2.5 มิลลิเมตร
3. เครื่องแปลงสัญญาณ (Charge Amplifier) จะส่งสัญญาณที่ได้จากเซนเซอร์วัดความดันไปยังเครื่องรับสัญญาณ (Oscilloscope) จากนั้นบันทึกผลตามรูปที่ 3.24 ซึ่งรูปของสัญญาณที่ได้จากการทดลองแสดงตามรูปที่ 3.25
4. จากผลการทดลองที่บันทึกค่าความดัน นำไปคำนวณค่าโมดูลัสการอัดตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

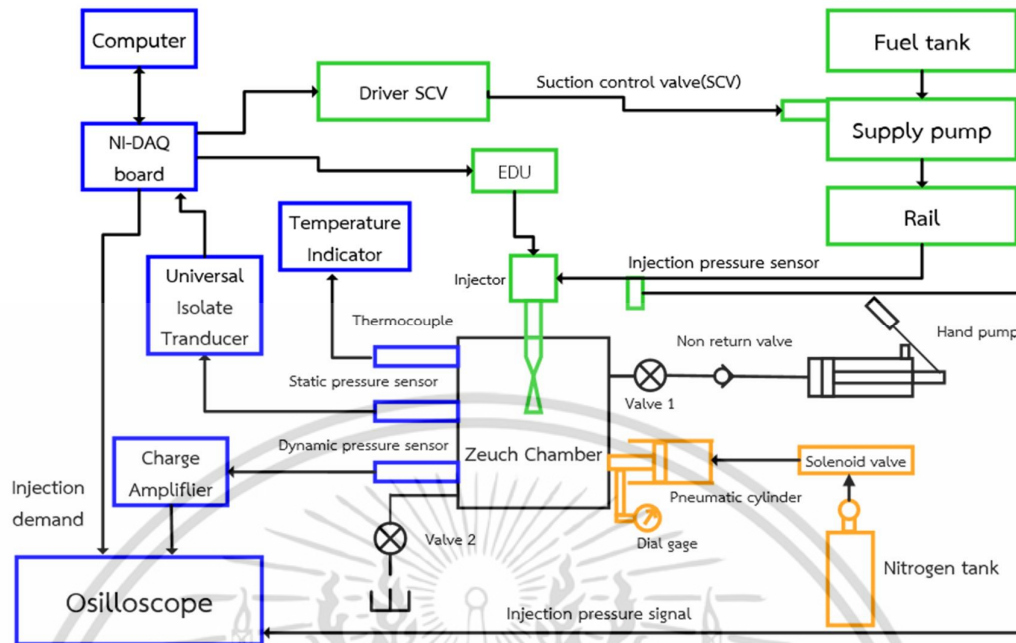


รูปที่ 3.23 แผนผังการทดลองหาค่าโมดูลัสการอัดตัว

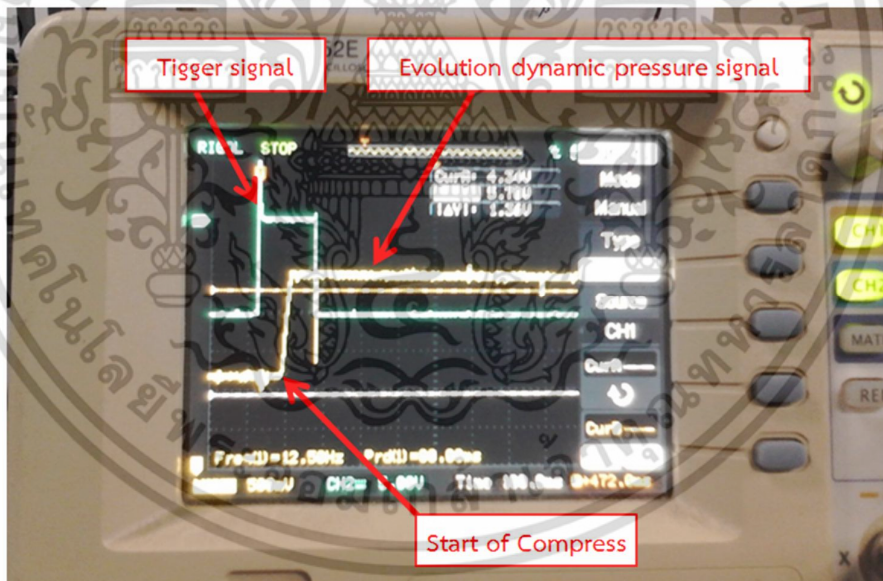
3.1.7 วิธีทดลองการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง

ชุดการทดลองและอุปกรณ์การทดลองทั้งหมดแสดงตามรูปที่ 3.24 โดยการทดลองจะถูกควบคุมให้อุณหภูมิของเชื้อเพลิงคงที่ตลอดการทดลอง ซึ่งจะสังเกตเห็นอุณหภูมิขณะทำการทดลองได้จากจอแสดงผลอุณหภูมิ (Temperature indicator) ตามแผนผังการวัดปริมาณการฉีด ซึ่งการทดลองการวัดปริมาณการฉีดมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. เริ่มจากการใช้ปั๊มมือ (Hand pump) อัดน้ำมันที่ใช้ในการทดลองเข้าสู่ห้องจำลองโดยมีการควบคุมความดันในห้องจำลองเริ่มต้นให้เท่ากับ 4.5 MPa
2. คอมพิวเตอร์จะเป็นตัวส่งควบคุมอุปกรณ์การทดลองซึ่งจะมีบอร์ด (NI-DAQ board) เป็นตัวแปลงสัญญาณไปยังวาล์วควบคุมปริมาณน้ำมัน ซึ่งจะทำหน้าที่ควบคุมปริมาณของน้ำมันจากถังน้ำมันเข้าสู่ปั๊มน้ำมัน (Supply Pump) ซึ่งปั๊มน้ำมันจะทำหน้าที่จ่ายน้ำมัน เข้าไปยังรางคอมมอนเรลทำให้เกิดความดันสูง ซึ่งจะใช้ความดันราง 40, 60, 80, 120 และ 160 MPa และส่งสัญญาณไปยังตัวควบคุมสัญญาณอิเล็กทรอนิกส์ (EDU)
3. สั่งให้หัวฉีดทำงาน โดยทำการฉีดน้ำมันเข้าไปในห้องจำลอง
4. หลังจากนั้นเครื่องแปลงสัญญาณ (Charge Amplifier) จะช่องสัญญาณที่ได้เซนเซอร์วัดความดัน (Dynamic pressure sensor) ซึ่งเป็นความดันที่ได้จากการฉีด ไปยังเครื่องรับสัญญาณ (Oscilloscope) อีกทั้งสัญญาณการฉีดที่ได้จากหัวฉีดได้ถูกส่งไปเครื่องรับสัญญาณแบบบันทึกเป็นไฟล์ .csv เพื่อใช้ในการวิเคราะห์
5. นำผลการทดลองที่ได้ ซึ่งเป็นสัญญาณความดันที่ได้จากการฉีดไปคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตามสมการที่ 3.1 จากนั้นหาคุณลักษณะการฉีดและคำนวณเกี่ยวกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเฉลี่ยตามหัวข้อที่ 3.1.8.4 ต่อไป

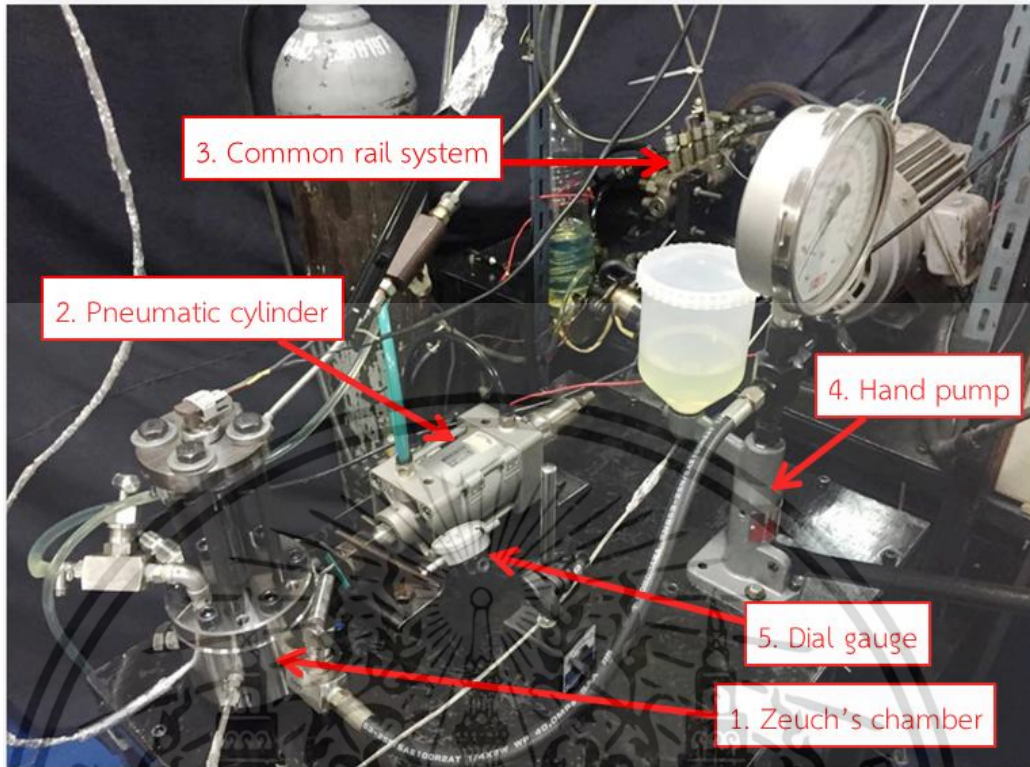


รูปที่ 3.24 แผนผังการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง



รูปที่ 3.25 ข้อมูลการทดลองหาค่าโมดูลัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.26 ชุดการวัดปริมาณการฉีดแบบ Zeuch พร้อมอุปกรณ์การทดลอง

3.1.8. ผลการทดลองคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง

3.1.8.1 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง

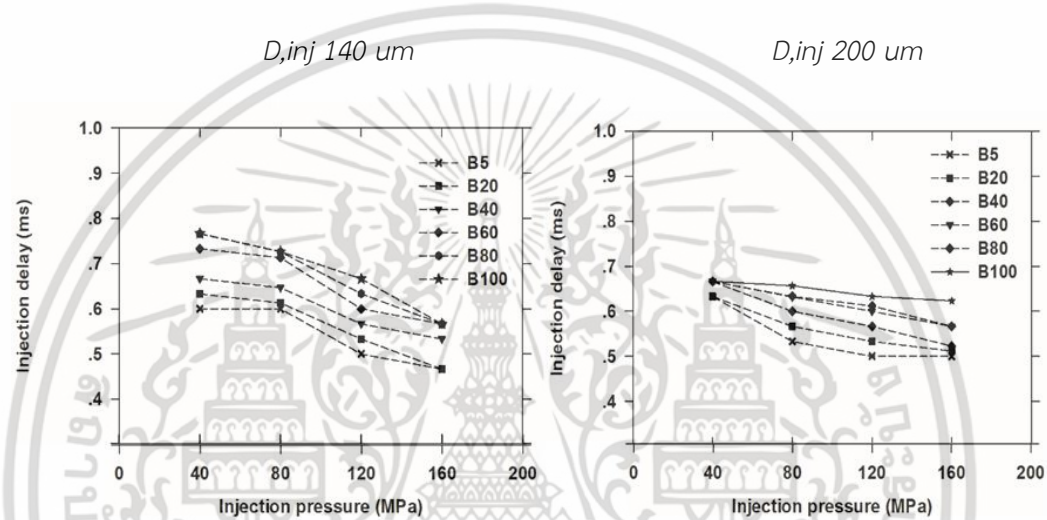
3.1.8.2 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อความล่าช้าในการฉีดเชื้อเพลิง

ผลกระทบของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อความล่าช้าในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง (Injection delay) ผลการศึกษาพบว่าความล่าช้าในการฉีดลดลงเมื่อความดันเพิ่มขึ้นฉีดทั้งสองขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด ความแตกต่างระหว่างท่อความดันสูงในห้องควบคุมและห้อง Control chamber เนื่องจากความดันในการฉีดที่สูงขึ้นส่งผลในการยกเข็มอย่างรวดเร็วตอบสนองจากจุดเริ่มต้นของการกระตุ้นด้วยกระแสไฟฟ้าที่เข้าโซลินอยด์ [22] ดังนั้นน้ำมันเชื้อเพลิงไหลผ่านหัวฉีดก่อนหน้านี้ที่มีแรงดันสูงฉีด

ในการเปรียบเทียบกับผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด พบว่าความล่าช้าฉีดลดลงเมื่อขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มจาก 140 เป็น 200 ไมโครเมตร ตามรูปที่ 3.27 จากการศึกษาก่อนหน้านี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดขนาดโตขึ้นทำให้พื้นที่ผิวในการรับแรงกดที่ติดกับบริเวณที่รับความดันที่ด้านการฉีด

(Back pressure) ที่เพิ่มขึ้นและทำให้การยกและบังคับให้ยกเข็มเร็วขึ้น [23] ต่อจากนั้นการเคลื่อนที่ ยกตัวอย่างรวดเร็ว ทำให้น้ำมันเชื้อเพลิงผ่านรูหัวฉีดเร็วขึ้น

สำหรับผลกระทบของเชื้อเพลิงทดสอบความล่าช้าในการฉีดเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นของไบโอดีเซล เพิ่มขึ้น นี้สอดคล้องกับการตรวจสอบก่อนหน้านี้ที่มีความหนืดสูงของไบโอดีเซลต่อต้านการไหลของ น้ำมันเชื้อเพลิงในทางเข้า [14] และ [34] อย่างไรก็ตามในการศึกษาในปัจจุบันผลกระทบของการผลิตไบโอดีเซลในความล่าช้าในการฉีดพบว่าไม่มีนัยสำคัญเมื่อใช้ฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 200 ไมโครเมตร ที่ความดันในการฉีดต่ำ (40 MPa) เช่นเดียวกับในรูปที่ 3.27



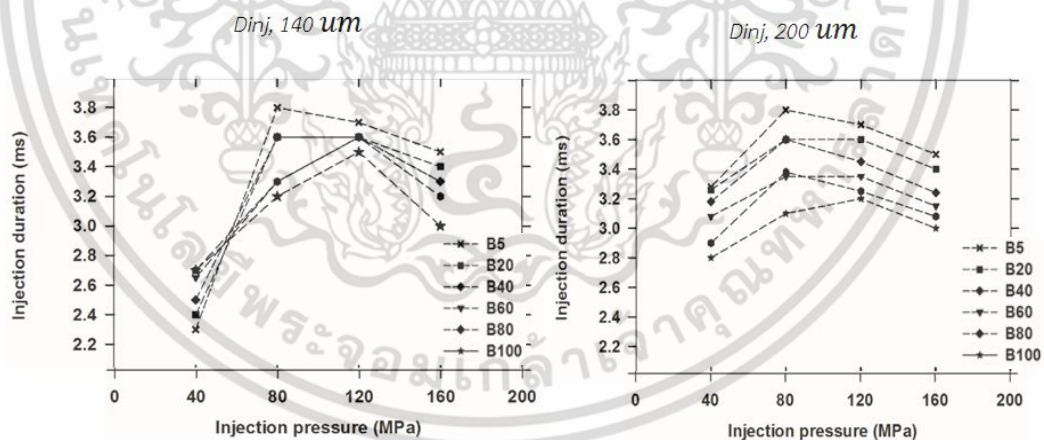
รูปที่ 3.27 ความล่าช้าในการฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.8.3 ผลกระทบของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อเวลาในการเปิดและปิดเข็มหัวฉีด

ระยะเวลาฉีดเปิดและปิดของในเข็มระบบหัวฉีดคอมมอนเรลขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่อยู่ในห้อง Control chamber ซึ่งควบคุมการยกตัวขึ้นและลงของเข็มหัวฉีด มีอิทธิพลและมีผลกระทบต่อปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิง ผลของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดต่างๆ และสังเกตระยะเวลาการฉีดจริงในอัตราการฉีด Zuech ตามที่กำหนดผ่านมาแล้วในรูปที่ 3.21 ตามที่ (b) ระยะเวลา รูปที่ 3.21 นำเสนอระยะเวลาการฉีดในทั้งสองกรณีเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด พบว่าการเพิ่มขึ้นร่วมกับการเพิ่มความดันเพิ่มในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นการฉีดที่ 120 MPa ทำให้การฉีดเชื้อเพลิงมีเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวขึ้น จนกระทั่งความดันในการฉีดเชื้อเพลิงความดันในการฉีดเพิ่มขึ้นที่ 160 MPa เนื่องจากการต้านการฉีดเข็มเคลื่อนที่จากความดันและโมดูลัสในการอัดตัวที่สูงขึ้นส่งผลกระทบต่อระยะเวลาในการฉีดสั้นลง

ผลกระทบของความดันในการฉีดอยู่กับระยะเวลาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของแต่นำเสนอในรูปที่ 3.28 จากความดัน 40 ถึง 80 MPa ของความดันในการฉีดระยะเวลาการฉีดที่ยาวเมื่อเพิ่มความดันในการฉีด แต่เมื่อความดันในการฉีดเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องทำให้ช่วงเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงระยะเวลาสั้นลง การเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงให้สูงส่งผลให้โมดูลัสการอัดตัวของน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้ความดันใน Control Chamber เป็นผลให้เข็มหัวฉีดปิดความดันสูงฉีด มีการเปลี่ยนแปลงที่ลดลง สดคล้องตามงานวิจัยของ [42]



รูปที่ 3.28 ผลกระทบของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อเวลาในการเปิดและปิดเข็มหัวฉีด

เมื่อเทียบกับในเชื้อเพลิงการทดสอบระยะเวลาการฉีดแสดงให้เห็นแนวโน้มที่แตกต่างกันระหว่างขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดทั้งสองขนาด สำหรับหัวฉีดขนาดเล็กเช่นเดียวกับในรูปที่ 3.28 ระยะเวลาการฉีดของเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นด้วยตามอัตราส่วนของไบโอดีเซลที่ความดันในการฉีดในช่วง 40 MPa จากผลโมดูลัสเป็นทำให้ในการตอบสนองยกเข็มหัวฉีดที่ช้า แต่เมื่อความดันในการฉีดเพิ่มความเข้มข้นของไบโอดีเซลลดลงในช่วงระยะเวลาการฉีด ในกรณีที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดขนาด 200

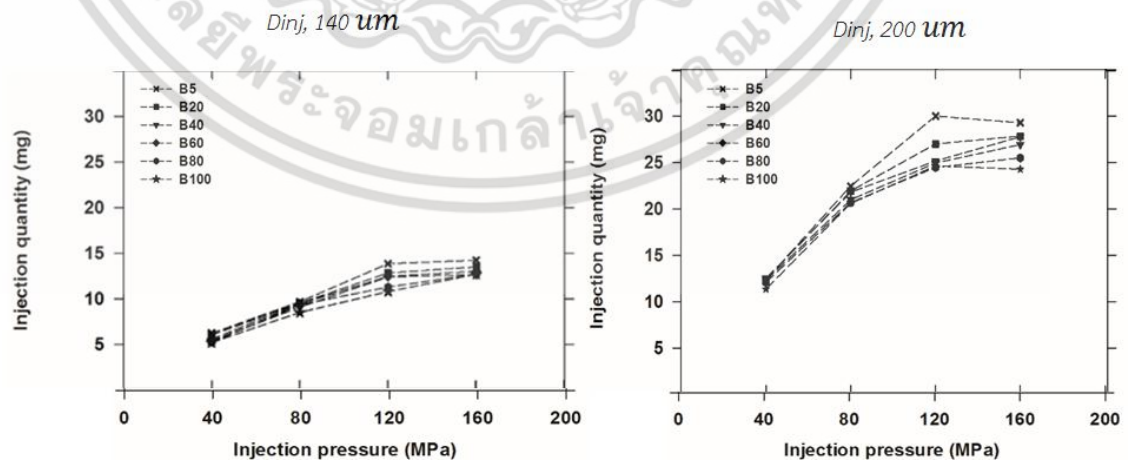
ไมโครเมตร รูปที่ 3.28 ที่ระยะเวลาการฉีดลดลงมีจำนวนที่เพิ่มขึ้นของไบโอดีเซลถูกตั้งข้อสังเกตด้วย เหตุผลของการผสมอัตราผสมของไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้นทำให้ช่วงระยะเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่สั้นลง คาดว่าจะมาจากสาเหตุดังนี้

- (i) ไบโอดีเซลมีค่ามอดูลัสการอัดตัวที่สูงขึ้นทำให้ค่าการยุบตัวของเชื้อเพลิง (fuel elastic) ของเชื้อเพลิงลดลง ค่านี้ทำให้เมื่อ Control chamber เคลื่อนที่ลงมาปิด ทำให้การยุบตัวของปริมาตรของเชื้อเพลิงระหว่าง control chamber และดันให้ Command piston เคลื่อนที่ลงปิดตัวเร็วขึ้น
- (ii) การที่ Viscosity ของ B100 ที่เพิ่มขึ้นทำให้ อัตราการรั่วระหว่าง Command piston ไปยัง needle ได้น้อยกว่า จึงทำให้ Command piston เคลื่อนที่ลงปิดได้เร็วขึ้น

3.1.8.4 อิทธิพลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง

การเปรียบเทียบผลของเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดที่ต่อปริมาณการฉีดที่แสดงในรูปที่ 3.9 ผลการศึกษาพบว่าปริมาณการฉีดเพิ่มขึ้นกับการเพิ่มขึ้นที่การไหลตามขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดและทำให้การไหลของเชื้อเพลิงไหลได้ดีขึ้น นอกจากนี้ปริมาณการฉีดลดลงเมื่อการเพิ่มส่วนผสมของไบโอดีเซลขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากความหนืดสูงของไบโอดีเซลมากขึ้นทำให้เกิดการแรงเสียดทานของการไหลที่เกิดขึ้นระหว่างรูหัวฉีดและผนังของหัวฉีด ต่อมาเมื่อความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่ 160 MPa ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงมีผลต่อปริมาณการฉีดน้ำมันไบโอดีเซล (B100) สำหรับทั้งขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด ซึ่งมาจากสาเหตุดังนี้

- (i) ระยะเวลาการฉีดสั้นที่ความดันสูงฉีด
- (ii) การเกิดโพรงอากาศ (Cavitation) ในที่ทางเข้าในช่วงที่แรงดันของเชื้อเพลิงสูงขึ้นและ
- (iii) ความล่าช้าในการยกเข็มเนื่องจากโมดูลัสสูงขึ้นทำให้สูญเสียการยกในช่วง Energizing ของการฉีด



รูปที่ 3.29 ผลกระทบของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อปริมาณการฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.8.5 อิทธิพลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อการลดของความดันสูงสุดในการฉีดเชื้อเพลิง (Effects of injection pressure on the maximum pressure drop)

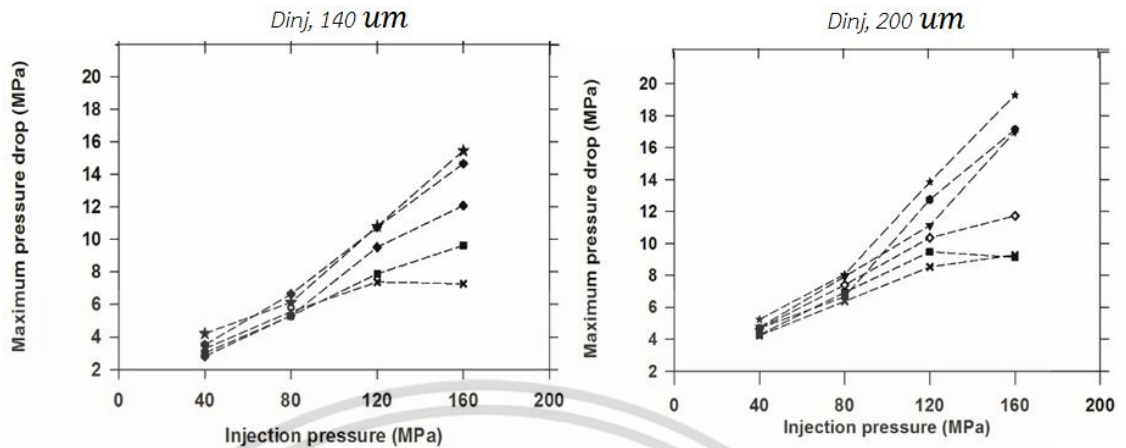
ในส่วนนี้นำเสนอผลของการลดตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงทำให้เกิดการลดตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุด (Maximum Pressure drop) โดยผลได้นำเสนอในรูปแบบที่ 3.30

จากผลการทดลองพบว่าการเพิ่มขึ้นเนื่องจากค่าการอัดตัวที่สูงขึ้นทำให้โมดูลัสการอัดตัวของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น ตลอดจน Sound velocity สูงขึ้นตาม ซึ่งในหัวฉีดหัวฉีดคอมมอลเร็วการเกิดการยกตัวขึ้นของ Two- way valve ทำให้เชื้อเพลิงไหลผ่าน A-throttle และเกิดการเปลี่ยนแปลงของความดันในห้อง Control chamber จนทำให้เกิดการยกตัวของเข็มหัวฉีดที่ความดันในรางหัวฉีดคงที่ เมื่อความดันในการฉีดเชื้อเพลิงสูงทำให้โมดูลัสการอัดตัวของเชื้อเพลิงสูงขึ้นทำให้อัตราการไหลของเชื้อเพลิงผ่านช่อง A-throttle และ Pressure drop ในความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่ลดลง ในกรณีของไบโอดีเซลที่สูงขึ้นทำให้โมดูลัสการอัดตัวสูงขึ้นและเมื่อ Two- way valve ยกตัวทำให้เชื้อเพลิงออกจากห้อง control chamber ได้เร็วขึ้นเพราะเชื้อเพลิงมีการอัดตัวได้น้อย

การเพิ่มขนาดของหัวฉีดทำให้การลดตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดเพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นตามขนาดหัวฉีดที่เนื่องจากการระบายแรงดันในท่อหัวฉีดและท่อความดันสูงตลอดจนรางและส่งผลการเพิ่มของการลดตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงในท่อฉีดลดตัว

เมื่อเปรียบเทียบผลของเชื้อเพลิง พบว่าการผสมไบโอดีเซลที่สัดส่วนเพิ่มขึ้นทำให้ ลดตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเกิน 120 MPa การเพิ่มขึ้นของส่วนผสมไบโอดีเซลทำให้เป็นการเร่ง Sound velocity ที่มีผลต่อแพร่ของความดันและเกิดการเร่งการเคลื่อนที่ของเชื้อเพลิงภายในท่อและรางหัวฉีดตลอดช่วงเวลาการฉีดเชื้อเพลิง

การลดของความดันในการทำให้เกิดความล่าช้าของระบบไฮดรอลิกส์ (Hydraulic delay) ต่อกลไกการยกตัวของหัวฉีดคอมมอลเร็ว ที่ได้รับจากแรงจากการเปลี่ยนแปลงความดันในการยกเข็มหัวฉีด (Needle) ที่แปรผันตรงทำให้ห้อง control chamber ให้มีการเปลี่ยนแปลงความดันในการยกเข็มของหัวฉีดที่ตอบสนองช้าลงและมีผลต่อการ ทำให้การแพร่ของลำสเปรย์ (Spray penetration) และการฉีดในการฉีดเชื้อเพลิงแบบหลายครั้ง (Multi-injection) เช่น จังหวะฉีดนำร่อง (Pilot) และฉีดกำลัง (Main injection) ได้ตามงานวิจัยที่ผ่านมา [15] และ [29]

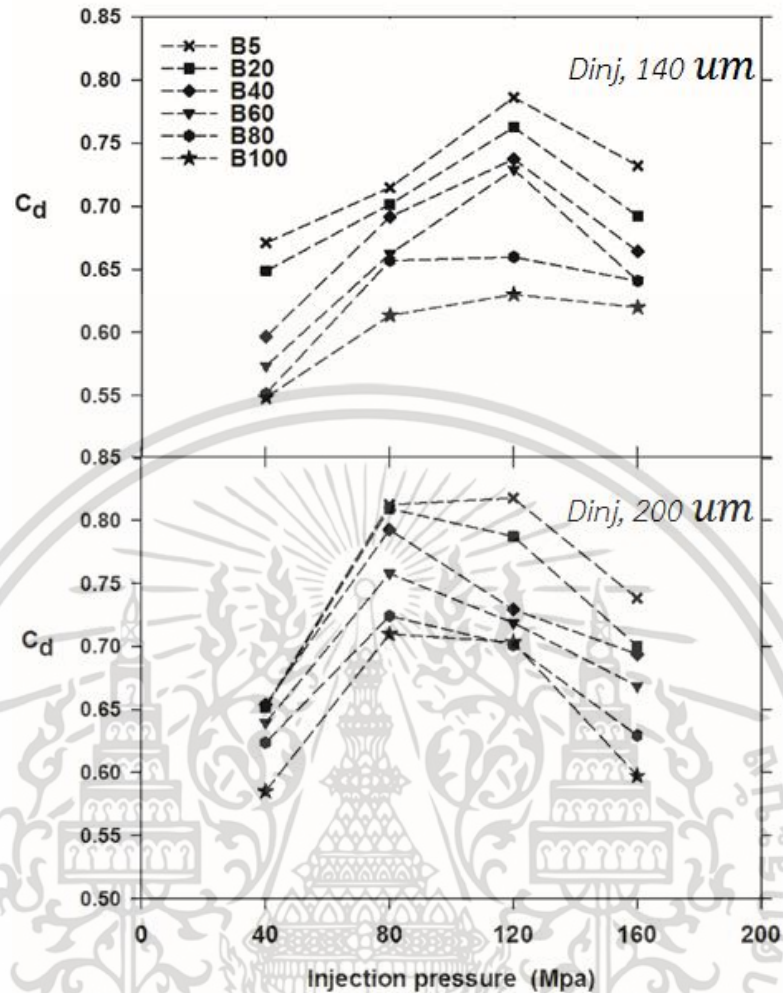


รูปที่ 3.30 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อเลขเรย์โนลด์

3.1.8.6 อิทธิพลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง (Effects of injection pressure on discharge coefficient)

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในหัวฉีดที่ผ่านมาสามารถนำไปประเมินสัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิงตามสมการที่ 3.2 โดยผลนำเสนอในรูปที่ 3.31 ที่เปรียบเทียบผลแรงดันการฉีดกับค่าสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง (C_d) เมื่อใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด (140 และ 200 ไมโครเมตร) ในผลการทดลองพบว่า ที่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร มีผลหัวฉีดค่าสัมประสิทธิ์การฉีดของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นด้วยแรงดันในการฉีดเพิ่มขึ้นถึง 120 MPa และจากนั้นลดลงเมื่อความดันในการฉีดยังคงเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับหัวฉีดเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 140 ไมโครเมตร ค่าสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง ของหัวฉีดขนาดใหญ่ 200 ไมโครเมตร รูปที่ 3.31 เมื่อเพิ่มความดันในการฉีดขึ้นด้วยแรงดันในการฉีดเพิ่มขึ้น แต่เริ่มลดลงเมื่อความดันในการฉีดเชื้อเพลิงน้อยกว่า 80 MPa อย่างไรก็ตามค่าสัมประสิทธิ์การฉีดของเชื้อเพลิงของดีเซล (B5) ลดลงที่ 160 MPa ที่น้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมไบโอดีเซลและดีเซลล้วนในอัตราส่วน

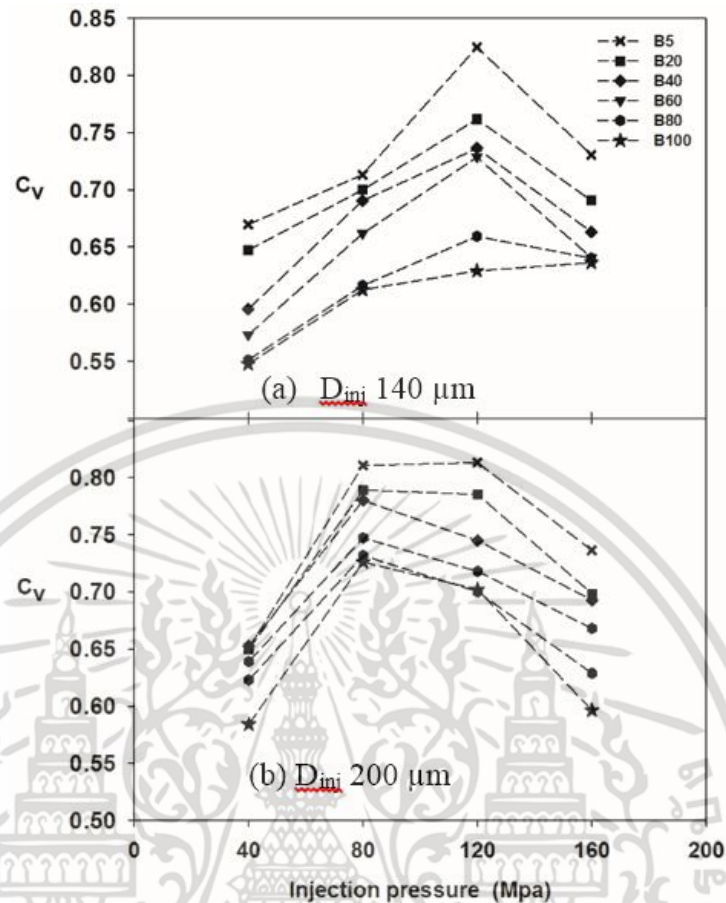
ค่าสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับการสูญเสียพลังงานในการไหล ที่ความดันความดันที่สูงขึ้นในการปล่อยค่าสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงลดลง ที่ความดันในการฉีดที่สูงกว่า 120 MPa จะเกิดการสูญเสียในการไหลของเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นทั้งนี้ จากการเกิดคาวิตีชันที่ขวางการไหลของเชื้อเพลิงซึ่งแยกเป็นสองชั้นตอนในการไหลวนของเชื้อเพลิงที่ช่องทางเข้าและสถานะไปเป็นไปไอ (Vena contracta) ป้องกันการไหลในทางเข้าและลดปริมาณการไหลของเชื้อเพลิงที่ผ่านรูของเชื้อเพลิง [36]



รูปที่ 3.31 ผลของความดันในการฉีดต่อสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง

3.1.8.7 อิทธิพลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อสัมประสิทธิ์ความเร็วในการไหล (Effects of injection pressure on velocity coefficient)

จากผลการคำนวณสัมประสิทธิ์ความเร็วในการไหลตามสมการที่ 3.5 โดยผลแสดงในรูปที่ 3.32 พบว่าการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนผสมของไบโอดีเซล ทำให้สัมประสิทธิ์ความเร็วในการไหล (Coefficient of velocity) ลดลง เนื่องจากความหนืดที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดการต้านของความเร็วของการไหลขึ้นของเชื้อเพลิงภายในหัวฉีด โดยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดจาก 140 ไปเป็น 200 ไมโครเมตร ทำให้สัมประสิทธิ์ความเร็วในการไหลลดลง เนื่องจากการเปลี่ยนขนาดของพื้นที่การไหลของช่องหัวฉีดจากใหญ่ (Sac) ไปยังช่องหัวฉีดทำให้ ความเร็วในการไหลลดลงจนทำให้ความดันที่สถิต (Static pressure) ทำให้เร่งเกิดฟองและ Cavitation ที่เพิ่มขึ้นซึ่งเหตุผลดังกล่าวสอดคล้องกับ Sarre [32] และ Schmidt [33] จนทำให้สัมประสิทธิ์ความเร็วในการไหลที่ลดลง



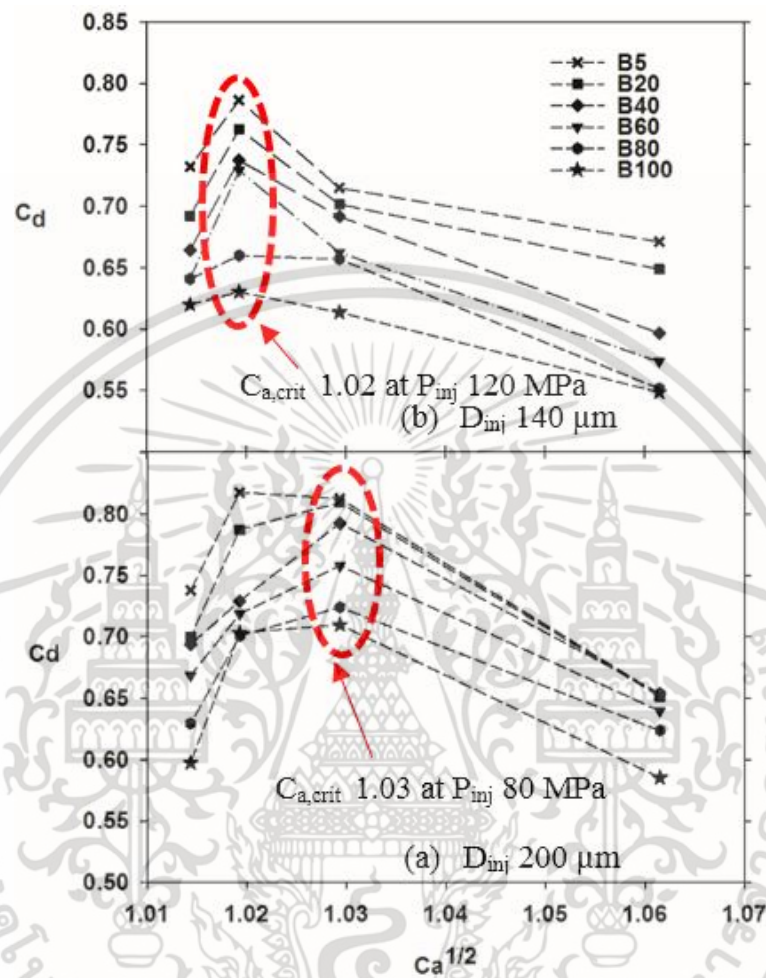
รูปที่ 3.32 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อสัมประสิทธิ์ความเร็วในการไหล

3.1.8.8 เลขควิตเตชัน Cavitation Number

เลขควิตเตชัน Cavitation numbers (C_a) จากสมการที่ 3.8 เปรียบเทียบกับสัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิง (C_d) คือ เพื่อใช้ในการสังเกตการณ์เกิด Chocking flow ที่เกิดมาจากการพัฒนาเต็มตัวของควิตเตชัน (Fully develop cavitation) ซึ่งจะเห็นการลดลงของสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันสูงขึ้นโดยปกติแล้วมีค่าแปรผันตามปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงลดลงเนื่องจากการเกิด ตามส่วนที่ 3.1.5 ส่วนที่สองเป็นผลของรากที่สองของเลขควิตเตชัน ($C_a^{1/2}$) กับสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง (C_d) ที่แสดงได้ดังรูป 3.33 การเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่มากขึ้นทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของของเหลวกลายเป็นควิตเตชันเมื่อเพิ่มความที่เพิ่มขึ้น

โดยการเปรียบเทียบที่ C_d แกน y คือผลของ ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงจริงต่อทฤษฎี และ ที่ได้จากการคำนวณการไหลและ แกนแนวตั้งคือค่าเลขควิตเตชัน (Cavitation number) เป็นตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการเปรียบเทียบ Cavitation โดยคิดที่ผลต่างความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงและคงที่ P_{back} ทำให้ ผลงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า สัมประสิทธิ์ในการฉีดเชื้อเพลิง ลดลงเมื่อเพิ่มไปโอดีเซลขึ้นตามผลการจำลองในคอมพิวเตอร์ของ

Som [38] และผลการทดลองที่เพิ่มไปโอติเซลเพิ่มเติมแต่ ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงและ Cd ลด ตาม งานวิจัยของ Suh และคณะ [37]



รูปที่ 3.33 สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงและเลขควาเวเตชั่น

3.1.8.9 สัมประสิทธิ์การไหลของเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับเลขเรโนลด์สเบอร์ Discharge coefficient and Reynolds number

ตามการไหลทางทฤษฎีการเพิ่มความดันการฉีดเชื้อเพลิงทำให้มวลในการฉีดเชื้อเพลิงออกมา มากขึ้นและส่งผลทำให้เลขเรโนลด์เพิ่มขึ้นสัมประสิทธิ์การไหลนั้นก็ต้องเพิ่มขึ้นตามกันตาม Reynolds ที่เพิ่มขึ้น หากมีการลดของสัมประสิทธิ์การไหลเป็นการไหลแบบมีการเกิดควาเวเตชั่น ทำให้มีปริมาณ การฉีดที่ลดลง ลดลง

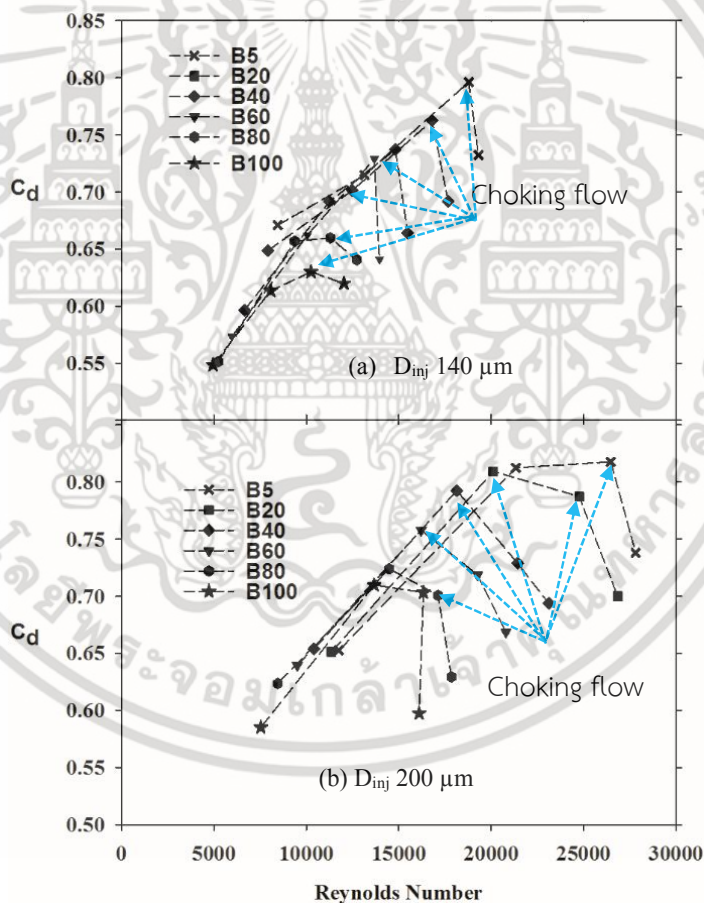
ในรูปที่ 3.34 แสดงถึงผลการเพิ่มของเส้นผ่านศูนย์กลางจาก 140 มาเป็น 200 ไมโครเมตร พบว่า แนวโน้มการลดตัวของ Cd มีแนวโน้มที่มากขึ้นเล็กน้อยแต่ค่าเรโนลด์มีค่าเพิ่มขึ้นและสังเกตเห็น ถึง Chocking flow ลักษณะการลดตัวของ Cd ที่เลขเรโนลด์เพิ่มสูงขึ้นซึ่งลักษณะของเกิดการ Chocking flow ความสอดคล้องกับกรณีที่เป็นหัวฉีดแบบทรงกระบอก (Cylindrical) ของ Payri [36]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ขนาดของหัวฉีด 140 ไมโครเมตร ของเชื้อเพลิง B80 และ B100 เกิดการลดของ C_d ในช่วงที่เกิด Choking flow ที่ น้อยกว่า B5 ถึง B60 ตามลำดับ แต่ค่าเลขเรโนลของการไหลเชื้อเพลิงดังกล่าวมีค่าน้อยกว่า เนื่องจากความหนืดจลน์ของเชื้อเพลิง B80 และ B100 มีค่ามากกว่า จึงทำให้การเกิดควิเตชันได้น้อยกว่า โดยผลความหนืดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น โดยสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา Ben [7] Dernott [9] และ Payri [10]

เพิ่มขนาดหัวฉีดมาเป็น 200 ไมโครเมตร พบว่าจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นทำให้เลขเรโนลสูงขึ้นมากกว่าหัวฉีด 140 ไมโครเมตร เนื่องจากพื้นที่ ในการไหลที่เพิ่มขึ้นทำให้

สังเกตการเกิดลดของสัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิงที่เลขเรโนลค่าที่ 3 (120 MPa) เนื่องจาก Choking flow ทั้งนี้คาดว่ามาจากผลของการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดการไหลของเชื้อเพลิง จาก Sac มาเป็น Orifice ที่โตขึ้น ทำให้ความเร็วในการไหลลดลง (ตาม velocity coefficient) เมื่อความเร็วในการไหลที่ลดลงทำให้เกิด Static pressure เพิ่มมากขึ้น Schmidt [33] และเพิ่มการเกิด Vena – contracta ทำให้เกิดควิเตชันโดยการแยกตัวเป็นชั้นขีดผิว (Boundary layer) เป็น Vapor fraction ระหว่าง orifice ด้านทางการไหลของเชื้อเพลิง Som [38] ส่งผลให้อัตราการไหลที่ลดลง



รูปที่ 3.34 สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง (C_d) และเลขเรย์นอลที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงและเชื้อไบโอดีเซลต่างส่วนผสมกัน. ET 2.5 ms, P, back 4.5 Mpa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.9 สรุปผลคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง

ในการศึกษาการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงของปาล์มไบโอดีเซลผสมดีเซลที่อัตราส่วนต่างกัน ด้วยการวัดปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงแบบ Zeuch ซึ่งสามารถสรุปได้ดังนี้

- 1) การผสมไบโอดีเซลที่เพิ่มมากขึ้นทำให้ ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง สัมประสิทธิ์การฉีดเชื้อเพลิง เลขเรโนล ลดลง เป็นเพราะความหนืดจลน์ที่ต้านการไหล
- 2) การลดตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเมื่อผสมไบโอดีเซลที่อัตราส่วนสูงขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่ 160 MPa ของเชื้อเพลิง B60 ,B80 ตลอดจน B100 ที่มีการลดลงของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงลง ซึ่งค่าการลดลงดังกล่าว อาจจะทำให้ช่วงผลต่างความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของระบบคอมมอลเร็วในการฉีดหลาย ครั้ง (multiple injection) มีผลกระทบในการเปลี่ยนแปลงช่วงเวลาการฉีดได้
- 3) การเพิ่มขึ้นของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด จาก 140 เป็น 200 ไมโครเมตร ทำให้ ปริมาณการฉีดของตามในแต่ละความดันของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นโดยเฉลี่ยที่ 20 เปอร์เซ็นต์
- 4) ในการเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงจนกระทั่งถึง Critical cavitation ของหัวฉีดขนาด 140 ไมโครเมตร ที่ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 120 MPa มีแนวโน้มในการเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่มากกว่า Dinj 200 ไมโครเมตร ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 80 MPa.

3.2 ผลของคุณลักษณะของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง

3.2.1 ที่มาและความสำคัญ

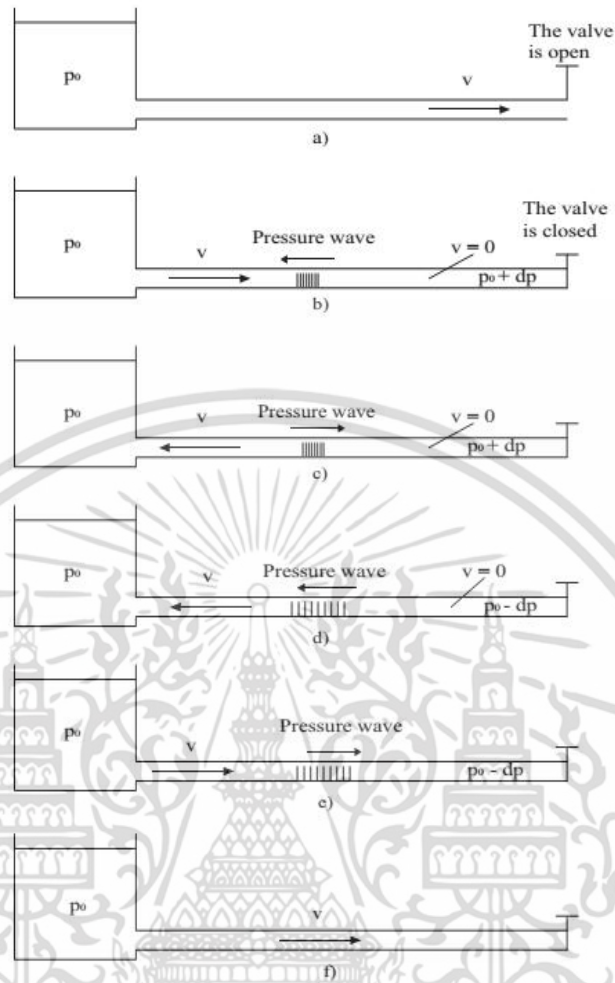
การพัฒนาการฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ดีเซลในปัจจุบันได้พัฒนาจาก ระบบปั๊มและ หัวฉีดเชื้อเพลิงดีเซลแบบกลไก (Unite pump) มาเป็นระบบการฉีดเชื้อเพลิง ที่ใช้ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น การใช้ปาล์มไบโอดีเซล ที่เป็นเชื้อเพลิงที่เชื้อเพลิงทางเลือกสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล เนื่องจากคุณสมบัติโดยพื้นฐานของปาล์มไบโอดีเซล (Palm Biodiesel) ที่แตกต่างกันได้แก่ ความหนืด (Viscosity) และความหนาแน่น (Density) ที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซลแบบรางร่วม (Common rail) โดยการฉีดเชื้อเพลิงมีการทำงานที่ความดันการฉีดเชื้อเพลิง (Injection pressure) ที่สูงและอาจจะมีผลต่อการฉีดเชื้อเพลิงหากมีการแปรปรวน (Variation) ของ Injection characteristic ต่อการทำงานของหัวฉีดเชื้อเพลิงในระบบการฉีดแบบ common rail โดยเฉพาะอย่างยิ่งใน Control chamber ที่เป็นขึ้นภายในที่ทำหน้าที่ควบคุมยกเข็ม หัวฉีด (Needle) ตามที่ Solenoid สั่งการทำงาน

3.2.2 งานวิจัยที่ผ่านมา

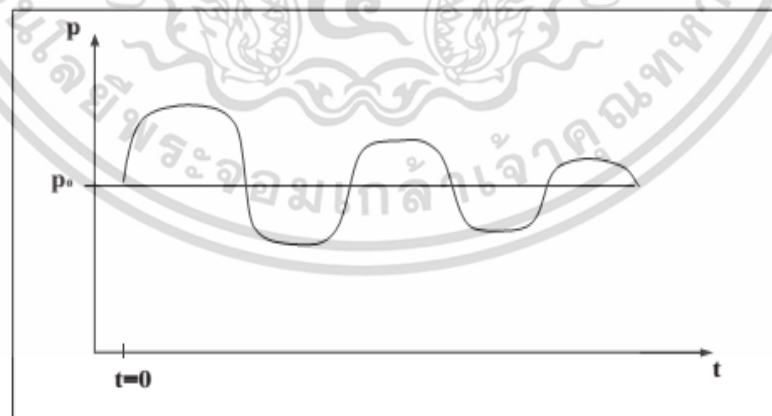
ในปัจจุบันเครื่องยนต์ดีเซลมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ (Thermal efficiency) สูงกว่าเครื่องยนต์เบนซินเนื่องจาก อัตราส่วนการอัด (Compression ratio) และยังมีข้อได้เปรียบด้านในการใช้เครื่องยนต์ดีเซลย่อมมีความได้เปรียบในด้านแรงบิดที่สูงขึ้นและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่น้อยกว่าเครื่องยนต์เบนซิน

ระบบการฉีดเชื้อเพลิงมีผลอย่างยิ่งในกระบวนการผสมตัวระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ (Mixing formation) ภายในห้องเผาไหม้ ผลต่อเนื่องในการไปถึงการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ แต่อย่างไรก็ตาม วิวัฒนาการของเครื่องยนต์ดีเซลในปัจจุบันมีการปรับปรุงมาใช้ในการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันสูงซึ่งมีความได้เปรียบทางด้านขนาดของขนาด droplet size [46] เพื่อช่วยการกระจายตัวและผสมของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ [47] ในระบบ common rail โดยการควบคุมของหัวฉีดแบบ Solenoid จึงทำให้เกิดความแม่นยำในการจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าระบบการจ่ายเชื้อเพลิงแบบปั๊มกลไก (Inline plunger) และปั๊มแบบ VE [48]

พฤติกรรมเกิดการแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของระบบคอมมอนเรลจากงานวิจัยของ Ahlin [49] ในรูปที่ 3.35 (a) เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเข็มหัวฉีดเปิด (The valve is open) ในรูปที่ 3.35 (b) ระบบของการจ่ายเชื้อเพลิงดีเซลนั้นเกิดมาจากการไหลของเชื้อเพลิงในช่วงขณะการฉีด ณ ตำแหน่งนั้น เกิดการปิด (The valve is closed) ความเร็วของเชื้อเพลิงจะถูกอั้นและดันให้เกิดผลต่างความดัน (PO+dp) และสร้างเป็น pressure wave ย้อนกลับไปหารางของเข็มหัวฉีดและทำให้ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเกิดการกระแทกความดันกับเข็มหัวฉีดโดยที่เชื้อเพลิงโดยมีการเพิ่มขึ้นของความดันที่ไม่สมดุลตามการแปรปรวนของความดัน และสร้างเป็น pressure wave กระแทกย้อนกลับตามในรูปที่ 3.35 (e) โดยที่การแปรปรวนนี้จะมีค่าสมมูลย์เมื่อเวลาที่นานขึ้นและเข้าสู่ภาวะสมดุลย์



รูปที่ 3.35 ผลของปรากฏการณ์ค้อนน้ำต่อความดันของหัวฉีด [49]



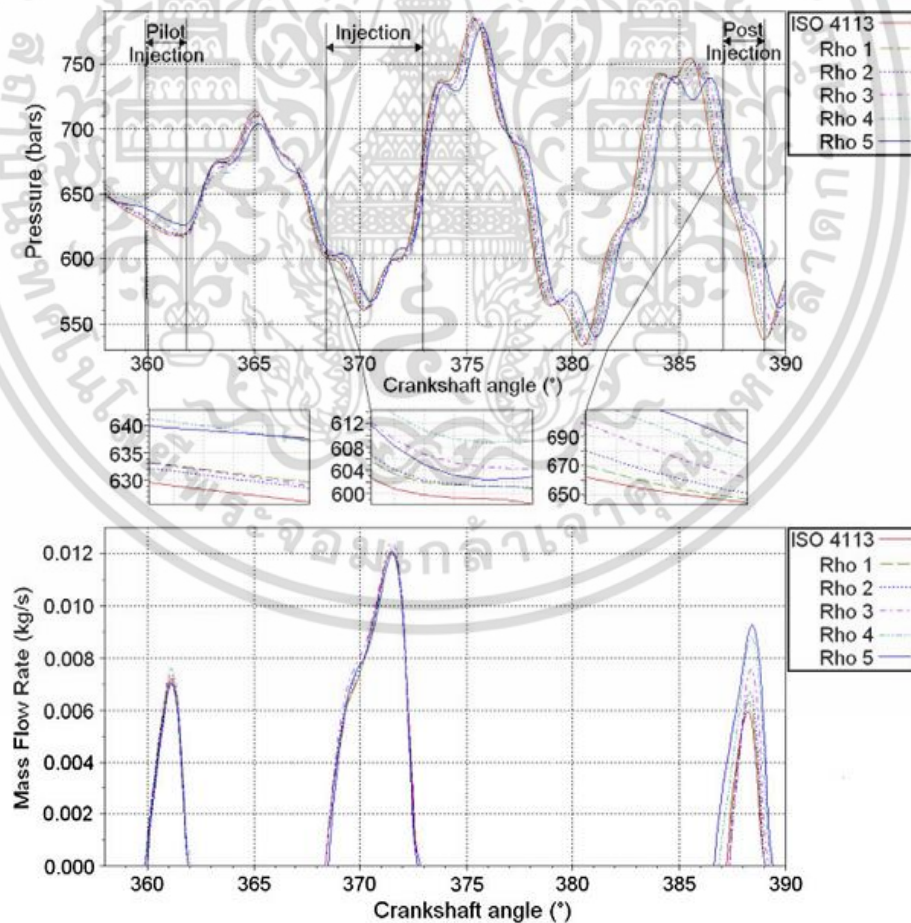
รูปที่ 3.36 การแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเนื่องจากผลของค้อนน้ำ [49]

การเกิดการกระแทกนี้ส่งผลทำให้เกิดการแปรปรวน (imbalance) ในรูปที่ 3.36 กลายเป็นคลื่นของการแปรปรวนลูกใหม่และเกิดการแพร่การแปรปรวนของคลื่นนี้ไปยังรางร่วม (Rail) และทำให้เกิดคลื่นการกวนของเชื้อเพลิงภายในรางหัวฉีด โดยที่ซึ่งคลื่นนี้ (Pressure wave) นี้ลักษณะที่เกิดขึ้นจะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการทำงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของเชื้อเพลิงและการเคลื่อนที่ เปิด-ปิดตาม ความยาวของสัญญาณในการฉีดเชื้อเพลิง Energizing duration ของเข็มหัวฉีดและคลื่นดังกล่าวจะมีผลต่อการเคลื่อนที่ของเข็มหัวฉีดด้วยเนื่องจาก ระบบหัวฉีด common rail ใช้ผลต่างของปริมาตรและความดันของเชื้อเพลิง ในกลไกการทำงานของเข็มหัวฉีด

ในปัจจุบันเชื้อเพลิงไบโอดีเซลได้ถูกสนใจและนำมาเลือกใช้เป็นเชื้อเพลิงพลังงานทางเลือกกับเครื่องยนต์ดีเซล แต่อย่างไรก็ตาม คุณสมบัติพื้นฐานของเชื้อเพลิง เช่น ความหนาแน่น, ความหนืดจลน์ และ โมดูลัสการอัดตัว (Bulk modulus) ที่มีคุณสมบัติที่แตกต่างกับดีเซลและการใช้เชื้อเพลิงพลังงานทางเลือกนี้ ทำให้การทำงานของระบบหัวฉีดแบบrail ที่เปลี่ยนไป เช่น ความหนืดจลน์ ของไบโอดีเซลที่สูงขึ้นทำให้เกิดการต้านการไหลของเชื้อเพลิงและทำให้อัตราการฉีดเชื้อเพลิงลดลง โดยที่เชื้อเพลิงจะไหลผ่าน ช่อง OA (ช่องที่เป็นทางเดินของเชื้อเพลิง) ที่ทำหน้าที่ควบคุมการยกของเข็มหัวฉีดซึ่งเป็นผลทำให้ผลต่างความดันในห้อง Control orifice และ ห้องรูหัวฉีด (Sac) มีน้อยลงจึงส่งผลทำให้เกิดการเคลื่อนของเข็มหัวฉีดยกตัวขึ้น (Needle lift) และเปิดที่ช้าและตอบสนองต่อสัญญาณ Energizing time ที่ช้าลง [50] และส่งผลทำให้ตำแหน่งเกิดการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้า (retard injection dwell time) และลดปริมาณการฉีดของเชื้อเพลิงในกรณีฉีดเชื้อเพลิงแบบหลายครั้ง (Multi pulse) [51] ตามรูปที่ 3.37

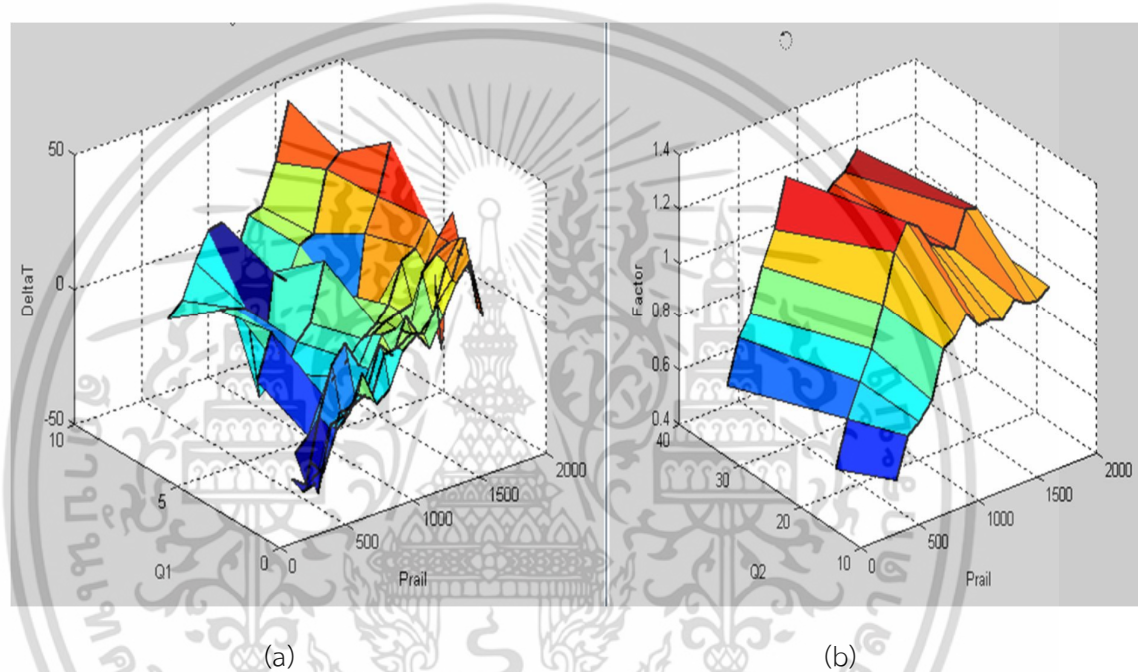


รูปที่ 3.37 ผลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง [51]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งมีผลต่อเนื่องทำให้การแพร่ของลำสเปร์ยที่ช้าลงและส่งผลทำให้ค่า Heat release rate ลดน้อยลงเล็กน้อย [52] ค่าความหนาแน่นที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของ pressure wave และการเพิ่มขึ้นของการเกิดปฏิกิริยา Water hammer ในขณะที่เข็มหัวฉีดปิดและมีผลทำให้เกิดการแปรปรวนของความดันของเชื้อเพลิง (Injection pressure variation) [53]

จากงานวิจัยที่ผ่านมา ได้มีการการชดเชย (Compensate) ความแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงนี้ได้โดยการปรับจูนช่วงจังหวะในการฉีดเชื้อเพลิง ตามรูปที่ 3.38 โดยมีการชดเชยค่าการจากกลยุทธ์การฉีดเชื้อเพลิง (Injection strategy) ฉีดใน Mapping ของ electric control unit (ECU) [54] [55]

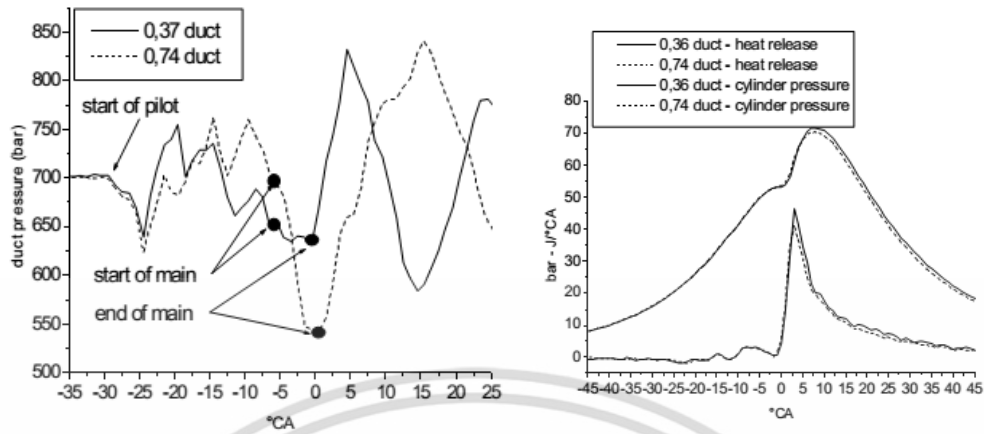


รูปที่ 3.38 (a) ก่อนการ calibration maps สำหรับ Pressure wave compensation (b) หลังการชดเชยความดันในการฉีดเชื้อเพลิง [54]

การเปิดของเข็มหัวฉีดที่นานขึ้น (increasing energizing duration) ในช่วงการฉีดเชื้อเพลิงนำร่อง (Pivot) นั้นจะทำให้ผลต่างความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงในห้อง control orifice และห้อง camand port มีค่าลดลงส่งผลทำให้การตอบสนองของเข็มหัวฉีดลดลงตามไป [56]

คุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิง (Injection characteristics) เช่น injection pressure amplitude and injection frequency effect มีผลดังนี้

ในส่วนแรก ทำให้เกิด Mechanic stress ต่อชิ้นส่วนของระบบจ่ายเชื้อเพลิง เช่น พวงท้อ rail และชิ้นส่วนภายในของหัวฉีด ในส่วนที่สอง ปริมาตรของ rail , ความยาวของท่อจ่ายเชื้อเพลิง, จำนวนข้อต่อท่อ ที่มีผลต่อการเกิด wave propagation [56] and [57]



รูปที่ 3.39 (a) fuel pressure in the duct profiles for 2000rpm tests (b) heat release และ cylinder pressure for 2000 rpm tests [58]

นอกจากนั้นมิงงานวิจัยที่ผ่านมาของ Siri [13] ได้ทำการศึกษาคผลของการเกิด pressure wave จากการเปลี่ยนแปลงความยาวของท่อส่งเชื้อเพลิง (High pressure pipe) ในรูปที่ 3.39 และพบว่าความยาวของ pipe ที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้การการเพิ่มตัวของ pressure wave ซึ่งทำให้เกิดการลดของปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงโดยสังเกตจากลดลง ของ Injection pressure drop และทำให้ Injection rate profile ซึ่งเหตุผลดังกล่าวทำให้มีผลกระทบต่อการเผาไหม้โดยค่าความดันสูงสุดและค่า Heat release rate ในการเผาไหม้มีแนวโน้มที่ลดลงเล็กน้อย

3.2.3 ทฤษฎี

โมดูลัสเป็นกลุ่มและความเร็วเสียง (Wave propagation) ในความดันเริ่มต้นสูงสามารถประมาณได้ดังต่อไปนี้ เป็นโมดูลัส isothermal จำนวนมากแสดงให้เห็นถึงความยืดหยุ่นของน้ำมันเชื้อเพลิงซึ่งบ่งชี้ว่าการอัดของน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อมันถูกบีบอัดความดันสูงที่กำหนดไว้ในสมการที่ 1 [49] [50].

$$K = V_o \frac{dp_b}{dv} \quad (3.9)$$

เมื่อ

V_o ปริมาตรเดิม

dp_b ความดันที่เปลี่ยนไป

dv การเปลี่ยนแปลงปริมาตร

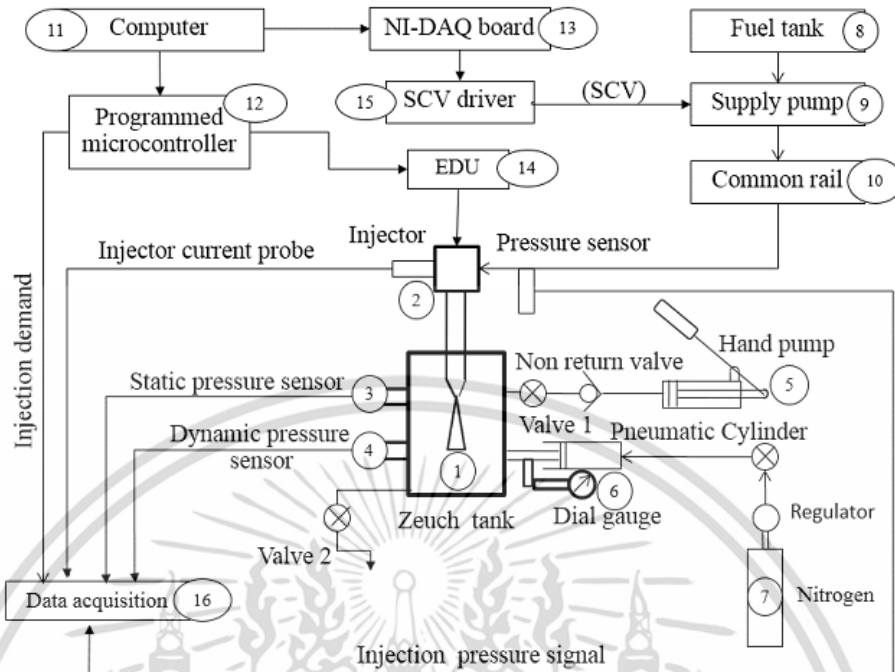
ความเร็วเสียง Sound velocity หรือ wave propagation สามารถคำนวณได้ตามโมดูลัสการอัดตัวในสมการที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (3.10)$$

3.2.4 ผังอุปกรณ์การทดลอง

ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงดีเซล Common – rail แบบ Solenoid แบบรูเดียว ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 microns ซึ่งหัวฉีดนี้ได้ถูกติดตั้งสอดปลายของหัวฉีดเข้าไปในตาม ผังอุปกรณ์การทดลองรูปที่ 3.40 Zeuch’s tank และควบคุมความดันของ zeuch (P, back) เท่ากับ 4.5 MPa เพื่อจำลองสภาวะความดันในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขณะฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งความดันใน zeuch’s tank ถูกสร้างด้วยปั๊มมือไฮดรอลิกส์ (Hand pump) ส่วน Injection pressure ถูกสร้างด้วยปั๊มเชื้อเพลิงความดันสูง (Supply pump) แบบลูกสูบคู่ (HP3, 2nd Common rail generation) ที่ถูกขับด้วยมอเตอร์กระแสสลับ ขนาด 5 แรงม้า จากนั้นน้ำมันเชื้อเพลิงความดันสูงได้ถูกส่งไปยังหัวฉีดผ่านท่อเชื้อเพลิงความดันสูง ซึ่งงานวิจัยนี้ได้ใช้ท่อเชื้อเพลิงความดันสูง (High pressure pipe) ความยาว 2,000 mm และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.3 mm ในส่วนการควบคุม Injection pressure ควบคุมให้คงที่ โดยขั้นตอนแรก ใช้การอ่านค่าจาก Injection pressure sensor ยี่ห้อ GEMS ย่านการวัดความดัน 220 MPa โดยตำแหน่งติดตั้งอยู่บริเวณก่อนทางเข้าหัวฉีดที่ระยะห่าง 50 mm และใช้ระบบควบคุมย้อนกลับแบบ Closed loop แบบ PID (PID feedback controller) ด้วย Computer programing ที่ Interface กับ NI-DAQ board ในการปรับตั้ง Duty cycle ของ Suction control valve เพื่อจำกัดปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเข้า High pressure pump หรือ Supply pump และขั้นตอนที่สองควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ขับ Supply pump ด้วยการใช้ Variable-frequency drive (Motor inverter)



รูปที่ 3.40 ผังอุปกรณ์การทดลอง

การปรับค่า Energizing time โดยใช้ Computer programming Interface กับ NI-DAQ board ในการสร้าง Pulse delay เพื่อสั่งให้ EDU (Electrical Driver Unite) สั่งให้ Solenoid ของหัวฉีดทำงานและสร้าง trigger ในการเริ่มบันทึกข้อมูลของ การทดลองวัด Injection characteristic

การบันทึกผลของผลต่างความดัน (Pressure rise) ในการวัดโมดูลัสการอัดตัว และ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของการทดลอง Injection pressure characteristic ถูกบันทึกด้วย Data acquisition ยี่ห้อ Dewetron รุ่น Dewe 5000 ที่ความเร็วในการบันทึกข้อมูล (Sampling rate) 10,000 sample / sec

ตารางที่ 3.2 แสดงถึงรายละเอียดของเงื่อนไขในการวัดโมดูลัสการอัดตัวโดยเชื้อเพลิงใช้เป็น B5 และ B100 Initial pressure ที่ถูกสร้างด้วยปั๊มมือไฮดรอลิกส์ และ วัด ความดันเริ่มต้นใน Zeuch tank ด้วย Static pressure sensor ที่ 1.45, 4.5 และ 5.75 MPa ในการกำหนด Volume change (dv) ในการวัด Bulk modulus ด้วยการระยาระยัด (displacement) ของ Bulk modulus piston ใช้ Dial gage ที่พิกัดความผิดพลาดที่ (+/-) 0.1 mm และนำขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของ Bulk modulus piston และค่าระยาระยัดไปหาค่าปริมาตร (dv) ในสมการที่ 1 ที่เปลี่ยนแปลงไปตามที่แรงกดของกระบอกนิวแมติกส์ (Pneumatic) ตามความดันในของไนโตรเจน 0.8 MPa ที่พิกัดความผิดพลาดที่ (+/-) 0.002 MPa

ตารางที่ 3.3 เงื่อนไขในการทดสอบของ (Injection characteristic) โดยเลือกทดสอบเป็น B5 และ B100 Injection pressure ในการฉีดเชื้อเพลิงที่ 4 ความดัน เลือกเวลาที่ใช้ในการกระตุ้นหัวฉีดให้

ทำงาน (Energizing time) 3 ช่วงเวลาและคงที่ความดันในการต้านหัวฉีด (P,back) เพื่อจำลองสถานะของเครื่องยนต์จริง

ตารางที่ 3.2 เงื่อนไขการทดสอบวัตโมดูลัสการอัดตัว

เชื้อเพลิง	B5 และ B100
ความดันเริ่มต้น (MPa)	1.45, 4.5 และ 57.5
ปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงไป (CC)	4.7
Bulk piston การเคลื่อนที่ของลูกสูบ วัต โมดูลัสการอัดตัว (mm)	2
ความดันของกระบอกสูบนิวแมติกส์ (MPa)	0.8

ตารางที่ 3.3 เงื่อนไขการทดลองของคุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิง Injection pressure characteristic

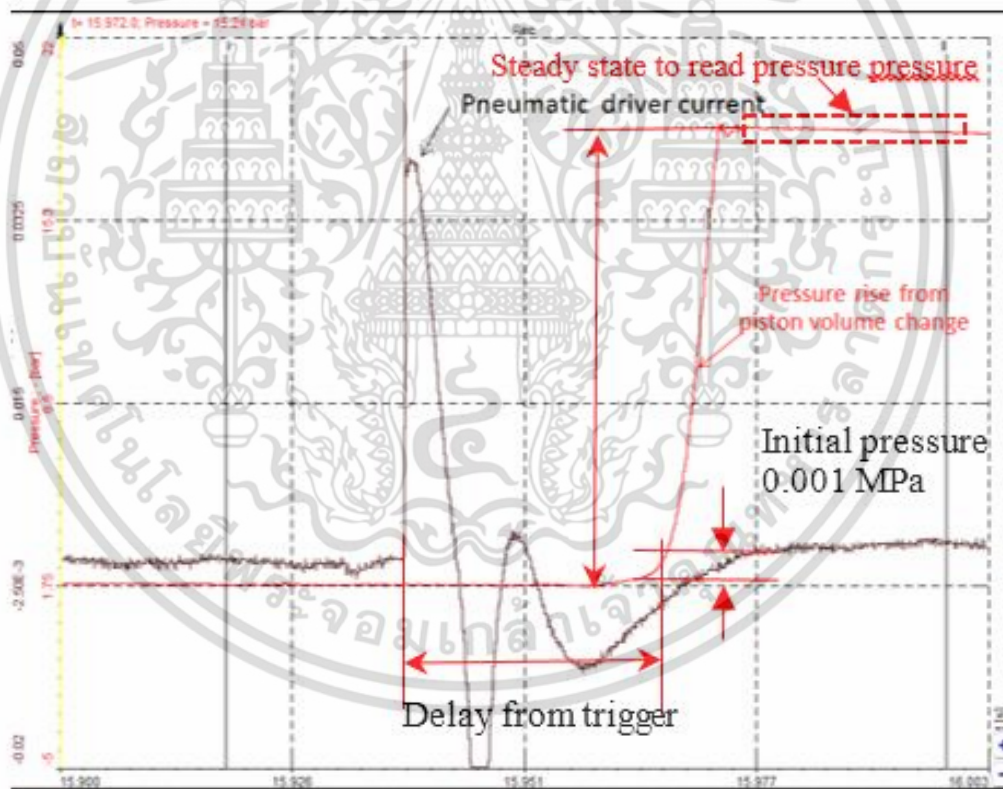
เชื้อเพลิง	B5 และ B100
ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (MPa)	40,80,120 and 160
Energizing time ET (ms)	0.5, 1, 2.5
Back pressure (MPa)	4.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.5 นียามการกำหนดการวัดผลการทดลอง

3.2.5.1 วัดผลการทดลองโมดูลัสการอัดตัว

ในการวัดค่าโมดูลัสการอัดตัวได้ทำการบันทึกสัญญาณ 2 สัญญาณดังนี้ตาม รูปที่ 3.41 ดังนี้ สัญญาณแรก Pneumatic driver current (เส้นสีดำ) การกำหนดเวลาเริ่มของ การหน่วงของความดันจากการกด โดยนับจากเวลาที่กระบอกสูบ Pneumatic ถูกขับด้วยกระแสไฟฟ้าและมีการเพิ่มขึ้นของกระแส ดังกล่าวและนับเป็นค่าเริ่มต้นการเริ่มกดอัดเชื้อเพลิง จากนั้นความดันใน Zeuch มีค่าผลต่างความดันที่เพิ่มขึ้น (Pressure rise) เนื่องจากสัญญาณรบกวนจากของขดลวด Solenoid ของ Pneumatic cylinder มีการรบกวนต่อการวัดความดันในช่วงเริ่มต้น จึงได้กำหนดค่าผลต่างความดันที่ 0.001 MPa เพื่อเป็นจุดวัด Delay after trigger เมื่อลูกสูบที่อัดโมดูลัสการอัดตัวเคลื่อนที่ออกสุดทำให้ผลต่างความดันในเส้นสีแดง มีลักษณะความดันคงที่ ในช่วงนี้เป็นทำการวัดอ่านค่า (Steady state to read different pressure) ในการอ่านค่าผลต่างความดัน เพื่อคำนวณหา โมดูลัสการอัดตัวตามสมการที่ 3.9



รูปที่ 3.41 โปรแกรม Dewetron data acquisition ที่ช่วงการทดสอบ bulk modulus

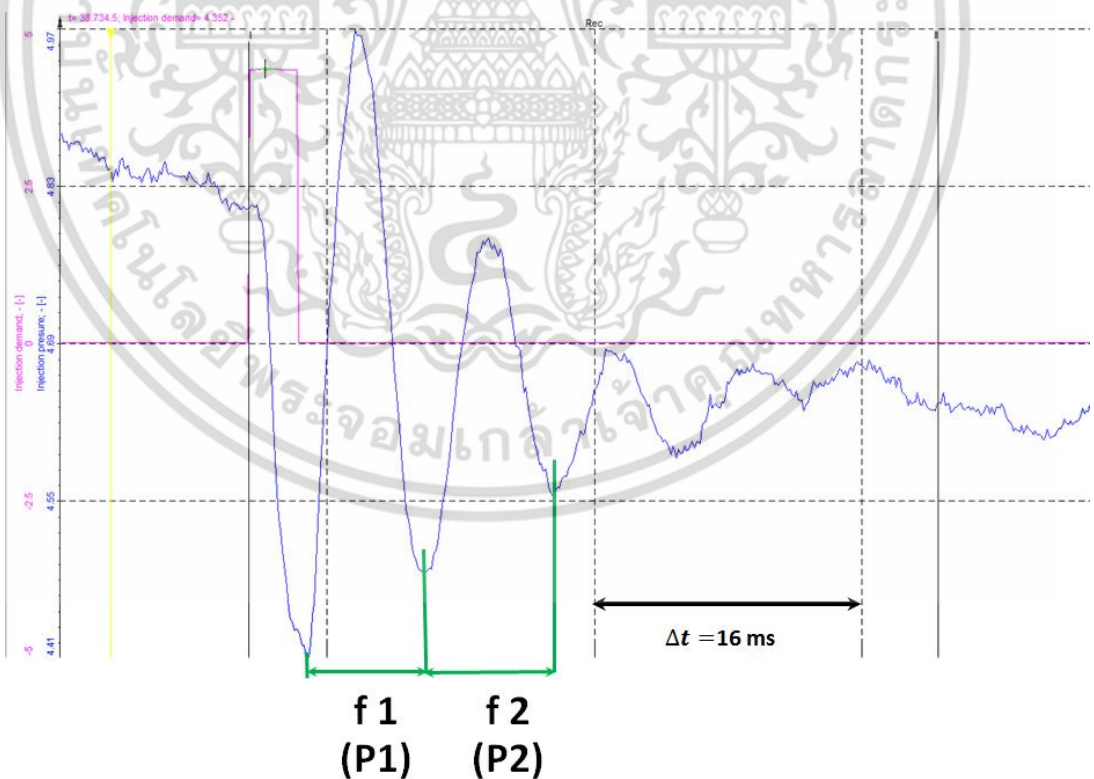
3.2.5.2 Injection pressure characteristic ในงานวิจัยนี้ได้นำเสนอ 3 ส่วนข้อดังนี้

ส่วนแรก คือ Injection pressure frequency หรือความแปรปรวนในการฉีดของเชื้อเพลิงในรูปที่ 3.41 โดยกำหนดจากวัดคาบของเวลา (t) ที่ต่ำที่สุดของคลื่น Injection pressure ลูกที่ 1 (f1) และ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

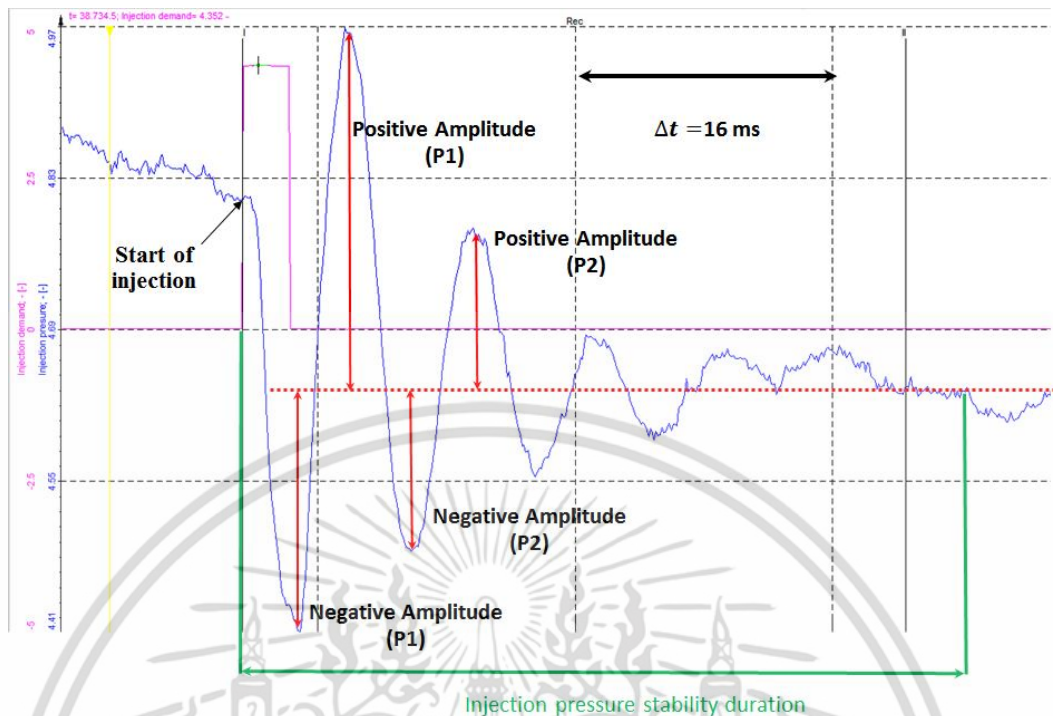
คลื่นลูกที่สอง (f_2) ตามลำดับและนำไปคำนวณตามสมการที่ 3 โดยมีหน่วยในการวัดเป็น Hz ส่วนที่สอง นำเสนอการวัด Amplitude โดยแบ่งออกเป็น 2 ค่าด้วยกันระหว่าง Positive และ Negative ตามคาบการแปรปรวนของ Injection pressure การกำหนดวัด Amplitude แสดงได้ตาม รูปที่ 3.42 การวัด Amplitude ได้กำหนด ค่าของเฉลี่ยของความดันที่คงที่ (Injection pressure stability) การกำหนดเป็นจุดที่ Amplitude เท่ากับ 0 โดยการแปรปรวนของ Injection pressure จะมีการแปรปรวนเริ่มจาก Amplitude ที่ติดลบ เนื่องจากการฉีดของเชื้อเพลิงทำให้ค่าความดันในการฉีดเชื้อเพลิงลดลง จากนั้นการเพิ่มขึ้นของ Amplitude เนื่องจากการเกิด Water – hammer ทำให้ Amplitude สูงขึ้นมีค่าเป็นบวก การวัด Negative และ Positive amplitude วัดได้จากความสูงของการแปรปรวนของ Injection pressure นั้นเทียบกับ Injection pressure stability โดยงานวิจัยนี้มีวัดเพียงแค่ 2 คาบของการแปรปรวนของ Injection pressure เท่านั้น Amplitude ในช่วงเวลาของคาบการแปรปรวนมีผลต่อการฉีด Multi pulse injection และมีผลต่อผลต่างความดันใน Control pressure ของหัวฉีดในระบบคอมอลเร็ว

ส่วนที่ 3 การกำหนด Injection stability ตามรูปที่ 3.42 คือช่วงเวลาที่คงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงโดยเริ่มนับจาก ช่วงเวลาที่เริ่มโดยสังเกตจากการลดลงของ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงจนกระทั่งความดันในการฉีดเชื้อเพลิงคงที่ดังเส้นสีเขียวที่มีการแปรปรวนตามธรรมชาติ (Natural frequency) ของการฉีดเชื้อเพลิง



รูปที่ 3.42 การกำหนดวัด Injection pressure frequency และ Injection pressure stability

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.43 การกำหนด Negative and positive injection amplitude pressure definition

3.2.6 ผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอผลการทดลองเป็น 2 ส่วนด้วยกัน

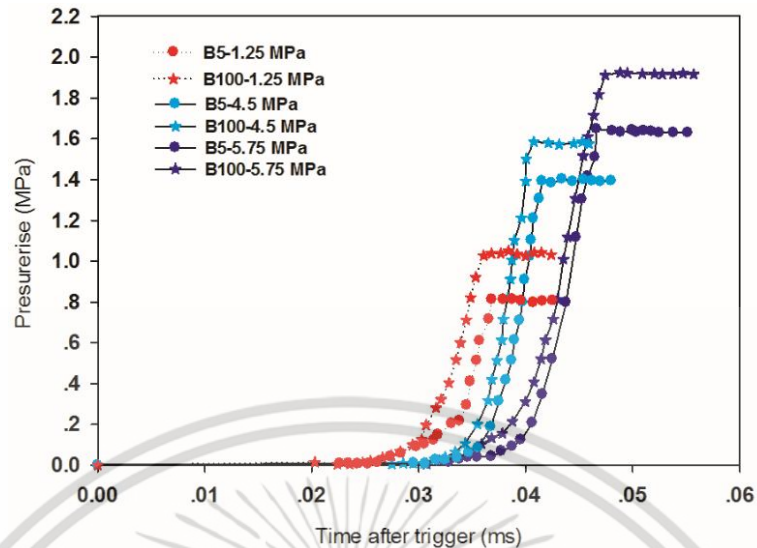
ในส่วนแรกนำเสนอในส่วนของ การวัดค่าโมดูลัสการอัดตัวจริงใน Zeuch tank และการประมาณค่า Sound velocity ที่ความดันและประเมินค่าที่ความดันสูง

3.2.6.1 การเพิ่มของความดันในขณะที่ทดสอบวัดค่าโมดูลัสการอัด

จากการที่ลูกสูบ Bulk piston ดันเต็มทีของระยะขจัด 2 มิลลิเมตรแล้ว ทำให้ความดันใน Zeuch เพิ่มขึ้นและมีค่าคงที่ สามารถอ่านค่าของตามข้อกำหนดในรูปที่ 3.41 นำเสนอผลของ Real-time different pressure rise ในรูป 3.44 จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่ม Initial pressure ส่งผลทำให้ pressure rise มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่ม Initial pressure ทำให้เชื้อเพลิงมีการอัดตัวที่สูงและส่งผลทำให้การเพิ่มของความดัน (Pressure rise) สูงขึ้นตาม

จากผลการทดลองผลของ Pressure rise ที่ Initial pressure 1.45, 4.5 และ 5.75 MPa ของเชื้อเพลิง B5 ดังนี้ 0.812, 1.42, 1.64 MPa และ B100 ดังนี้ 1.37, 1.57, 1.98 MPa B 100 มี Pressure rise ที่มากกว่า B5 ในทุกช่วง Initial pressure เนื่องจากค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นมากกว่า B5 ประกอบกับการที่ B100 มี Molecular weight ที่มากกว่า B5 และขนาดของ Molecular lattice ที่มีช่องว่างน้อยกว่า จึงทำให้การยุบตัวของเชื้อเพลิงได้น้อยกว่า และส่งผลทำให้ pressure rise ที่วัดได้เพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.44 ผลของ Real-time pressure rise ตลอดช่วงโมดูลัสการอัดตัว

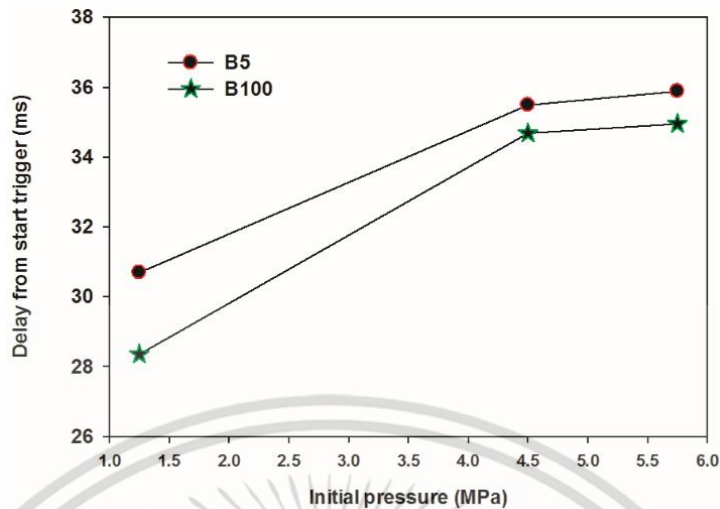
3.2.6.2 การหน่วงของความดันเมื่อถูกกด (Delay from start trigger)

จากการกำหนดการวัดของ การหน่วงของความดันจากการกด จากรูปที่ 3.41 ซึ่งผลของการวัดสามารถนำเสนอใน รูปที่ 3.44 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระหว่าง Initial pressure และการหน่วงของความดันจากการกด จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่มความดันเริ่มต้นของการอัดเชื้อเพลิง (Initial pressure) ทำให้แนวโน้มของ การหน่วงของความดันจากการกด เพิ่มขึ้นเนื่องจากการเพิ่ม Initial pressure ที่สูงขึ้นทำให้แรงดันภายใน Zeuch และเกิดแรงต้านของความดันภายในทำให้เวลาการหน่วงของความดันจากการกด เพิ่มมากขึ้น

สังเกตได้ว่าเมื่อความดันเริ่มต้น Initial pressure ที่เพิ่มขึ้นในช่วง 4.5 และ 5.75 MPa พบว่าเพิ่มขึ้นของ Delay from trigger ทั้งสองจุดนี้มีแนวโน้มของการเปลี่ยนแปลงน้อยเพิ่มขึ้น เนื่องจากแรงกดของ โมดูลัสการอัดตัวของลูกสูบ จาก Pneumatic cylinder ยังคงที่และในขณะที่ความดันเริ่มต้นใน Zeuch ที่สูงขึ้น จึงทำให้ต้านการกดและทำให้ การหน่วงของความดันจากการกดที่นานขึ้น

ผลของเชื้อเพลิงพบว่าของ B100 มีเวลา การหน่วงของความดันเมื่อถูกกดที่น้อยกว่า B5 ในทุก Initial pressure ทั้งนี้เกิดจากค่า ความหนาแน่นของ B100 ที่มีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่า B5 ทำให้ค่าการยุบตัวของเชื้อเพลิงต่อเวลามีแนวโน้มที่น้อยกว่า จึงทำให้การรับการอัดตัวต่อเวลาที่น้อยกว่าและส่งผลทำให้ Delay from trigger มีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อรับแรงอัดจากลูกสูบที่ใช้วัด Bulk modulus ผลดังกล่าวมีความสอดคล้องกับกรณีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (Advance injection) ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลที่ใช้ปั๊มเชื้อเพลิงกับหัวฉีดเชื้อเพลิงแบบกลไก เพราะการยุบตัวของเชื้อเพลิง (Fuel elastic) ที่น้อยลงของเชื้อเพลิงส่งผลทำให้ Delivery valve (ที่เป็นชิ้นส่วนในการกำหนดการเปิดการฉีดของปั๊มฉีดเชื้อเพลิงแบบกลไก) เปิดเร็วขึ้นก่อนที่เป็นสาเหตุทำให้เกิด Advance injection เมื่อเทียบกับดีเซล ในงานวิจัยที่ผ่านมา [18] [20] และ [24] เมื่อลูกสูบที่ใช้วัด Bulk modulus ดันออกมาหมดช่วงระยะกระจัดทำให้เกิดความดันใน Zeuch สูงสุดและค่าความดันในมีค่าสูงสุดและคงตัว ซึ่งสามารถอ่านค่าผลต่างความดัน (dp_b) นี้ไปคำนวณโมดูลัสการอัดตัวในสมการที่ 3.9

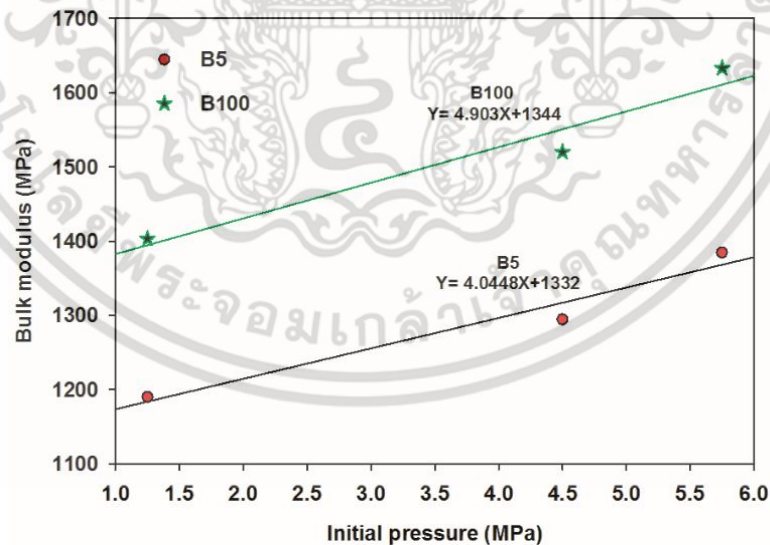
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.45 การห้วงของความเพิ่มขึ้นของดันเทียบกับความดันในการอัดตัวของเชื้อเพลิง

3.2.6.3 ผลของค่าโมดูลัสการอัดตัวที่ความดันต่างกัน

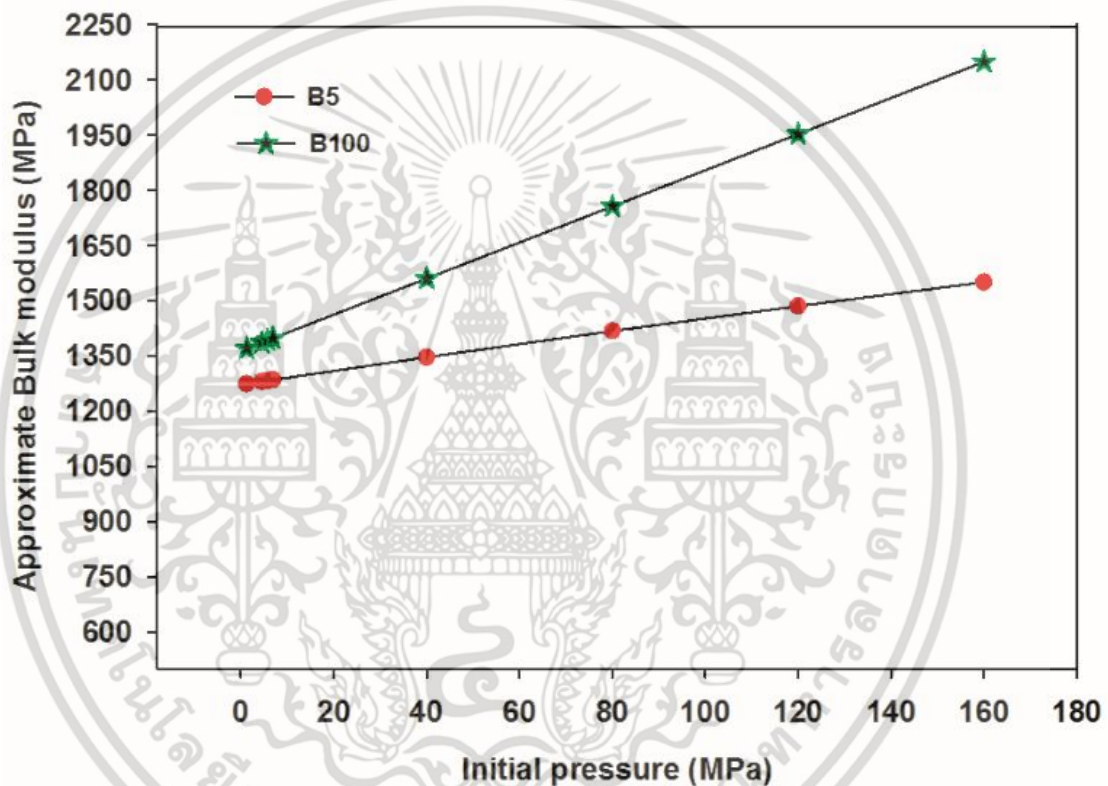
จากผลการอ่านค่าความดันในช่วง Steady state ในรูป 3.41 ได้ค่า Different pressure (d_{pb}) เพื่อนำไปคำนวณหาค่า Bulk modulus ตามสมการที่ 13 และแสดงผลของค่าโมดูลัสการอัดตัว ดังรูปที่ 3.46 ที่ความดันเริ่มต้น 1.45 ถึง 5.75 MPa จากผลการทดลองพบว่าค่าโมดูลัสการอัดแปรผันตรงและเพิ่มตามจากความดันเริ่มต้น (Initial pressure) ที่เพิ่มขึ้นทำให้การอัดตัวของเชื้อเพลิง



รูปที่ 3.46 โมดูลัสการอัดตัวที่ความดันเทียบกับความดันเริ่มต้นในการอัดตัว (Initial pressure)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลของเชื้อเพลิงพบว่า การใช้ B100 มีโมดูลัสการอัดตัวที่มากกว่า B5 ในทุกช่วงของ Initial pressure โดยเฉลี่ยที่ 200 MPa เนื่องจาก B100 มีค่า Density ที่สูงกว่า B5 ทำให้การยุบตัวของเชื้อเพลิง (Fuel elastic) น้อยลงและส่งผลให้ โมดูลัสการอัดตัวที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของโมดูลัสการอัดตัวแปรผันตามกันกับ Initial pressure ที่เพิ่มขึ้นโดยสามารถใช้สมการเชิงเส้น (Linear equation) ในการประมาณค่าในช่วง Initial pressure ที่สูงขึ้นได้ ในงานวิจัยนี้ นำสมการเชิงที่วัดได้มีค่า least mean square เท่ากับ 0.95% ผลการประมาณค่าโมดูลัสการอัดตัว ที่ Initial pressure ที่สูงจาก Linear equation พบว่าการเพิ่ม Initial pressure ทำให้แนวโน้มการเพิ่มขึ้นของ โมดูลัสการอัดตัว ที่เพิ่มขึ้นโดยการเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้น



รูปที่ 3.47 Approximate bulk modulus เทียบกับความดันเริ่มต้น

ค่า Approximately of bulk modulus ที่ Initial pressure สูงจากสมการ Linear function ในรูปที่ 3.45 ได้นำเสนอเทียบกับ Initial pressure ใน รูปที่ 3.47 แสดงการเปรียบเทียบของ Approximately of bulk modulus เทียบกับ Initial pressure ซึ่งผลได้มาจากสมการ Linear equation โดยผลการทดลองพบว่า ค่าโมดูลัสในการอัดตัวเพิ่มขึ้นตาม ที่สูงขึ้นตาม และความชัน Approximately bulk modulus ของ B100 มีแนวโน้มที่ชันมากกว่า B5 ซึ่งหมายถึงอัตราการเพิ่มขึ้นของค่าโมดูลัสในการอัดตัวของ B100 มีการเปลี่ยนแปลงได้ทีมากกว่า B100 ทั้งนี้มาจากการที่ B100 มีความหนาแน่น ทำให้การอัดตัวของเชื้อเพลิงในมีค่าลดน้อยลง และทำให้ ค่าโมดูลัสในการอัดตัวที่สูงขึ้น โดยแนวการเพิ่มขึ้นของความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นรวมกับการเพิ่มขึ้นของ ค่าโมดูลัสในการอัดตัวที่มีความสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา Payri [70] และ Frittus [71] จากผลของการ

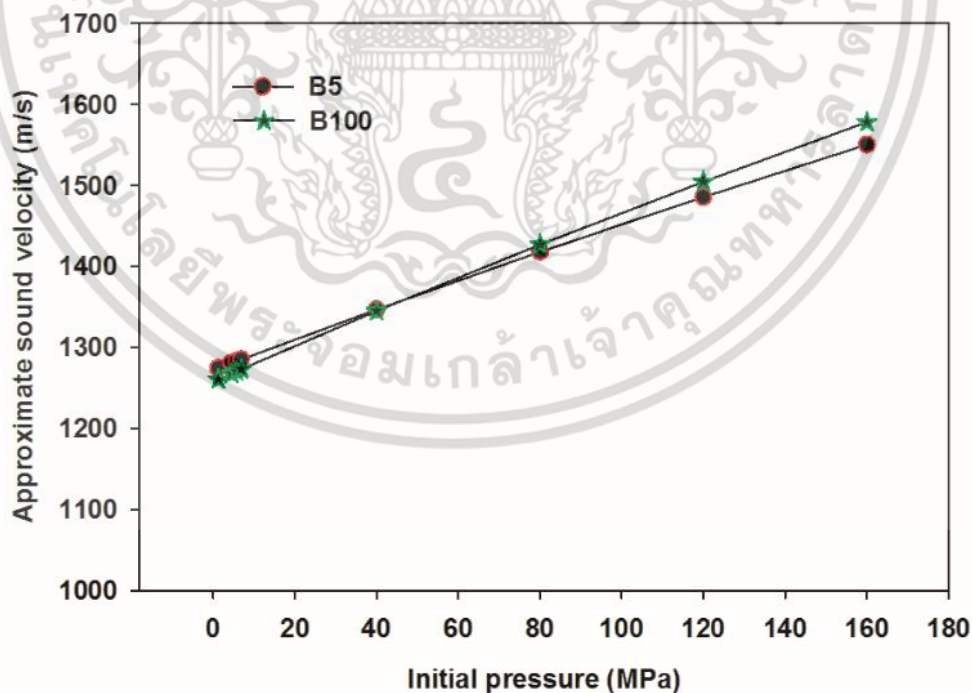
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพิ่มขึ้นของ โมดูลัสการอัดตัวย่อมเป็นข้อเสียต่อการใช้ B100 เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกในเครื่องยนต์ ดีเซลที่ใช้ระบบจ่ายเชื้อเพลิงกลไกลทางกลและมีผลต่อ Injection characteristic ของระบบ common rail โดยจะนำเสนอในส่วนถัดไป

3.2.6.4 การประมาณค่า Sound velocity

จากสมการที่ 3.10 ในการประมาณค่าความเร็วของเสียงในเชื้อเพลิง Approximately sound velocity ดังที่แสดงผลในรูปที่ 3.48 พบว่า การเพิ่มความดันเริ่มต้น (Initial pressure) ทำให้ Sound velocity มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น ในช่วง Measurement range ที่ Initial pressure 5.75 MPa พบว่า B100 มีค่า sound velocity ที่น้อยกว่า B5 ทั้งนี้มาจากอิทธิพลความหนาแน่นของ B100 เมื่อเทียบกับโมดูลัสการอัดตัวที่น้อยและค่าทำให้ส่งผลให้ Sound velocity ที่น้อยกว่าที่ความดัน 40 MPa แต่เมื่อเพิ่ม Initial pressure ไปที่เกิน 80 MPa สังเกตเห็นว่า B100 มี Sound velocity ที่เท่ากับ B5 เมื่อเพิ่ม Initial pressure ไปจนกระทั่ง 120 และ 160 MPa สังเกตค่า Sound velocity ของ B100 ที่มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นมากกว่า B5 ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับอิทธิพลการอัดตัวของเชื้อเพลิงที่ความดันสูง

การลดของ Sound velocity ของ B100 เมื่อเทียบกับ B5 ที่ Initial pressure 40 MPa โดยมีปัจจัยที่มีผลมาจากเพิ่มขึ้นของ โมดูลัสการอัดตัวที่ยังคงมีการเพิ่มตัวที่น้อยกว่าอิทธิพลของความหนาแน่น แต่ที่ Initial pressure ที่เกิน 120-160 MPa อิทธิพลของโมดูลัสการอัดตัวมีการเปลี่ยนแปลงมากขึ้นมากกว่าความหนาแน่นทำให้การแพร่ของ Sound velocity เพิ่มขึ้นเนื่องจากการอัดตัวของเชื้อเพลิงที่มากขึ้นเพราะความหนาแน่นร่วมกับ Initial pressure ที่สูงขึ้น

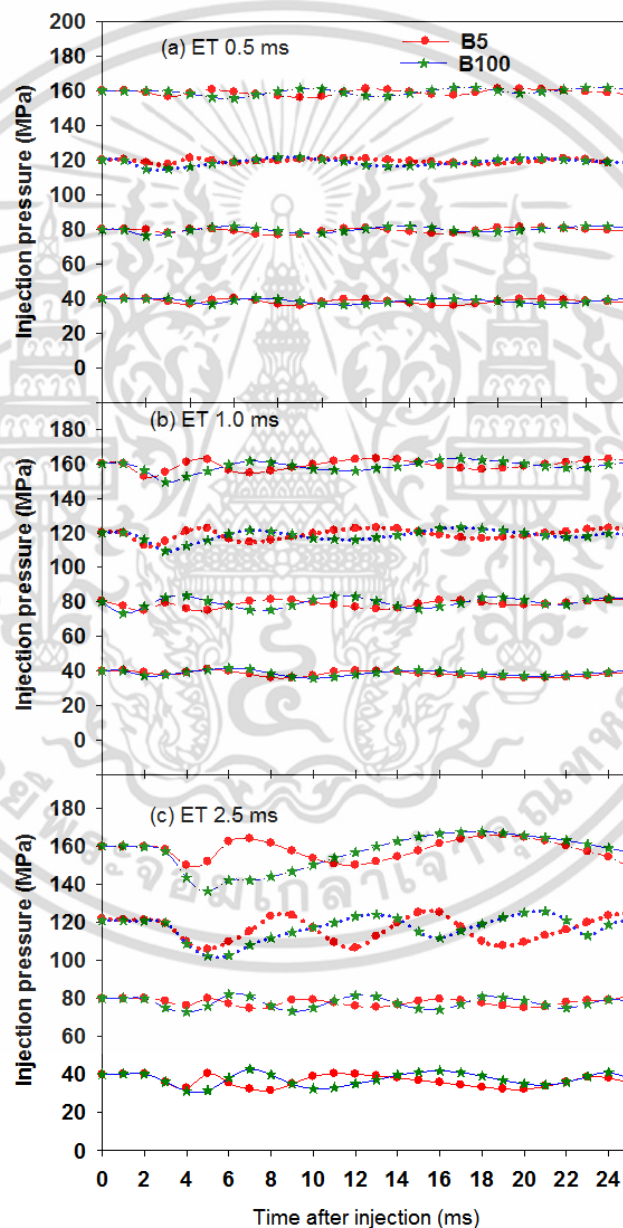


รูปที่ 3.48 การประมาณ Sound velocity versus initial pressure

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.6.5 คุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิง Injection characteristic

ในส่วนนี้นำเสนอผลของคุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิงภายในท่อฉีดเชื้อเพลิงความดันสูง ในส่วนแรกนำเสนอ Real time injection characteristic ในรูปที่ 3.49 ที่เวลาในการจ่ายไฟฟ้าให้กับหัวฉีด (Et) ดังนี้ (a) ET 0.5 ms, (b) 1 ms และ (c) 2.5 ms ได้กำหนดการใช้เชื้อเพลิง B5 (สีแดง) และ B100 (สีเขียว) ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 40, 80, 120 และ 160 MPa และ back pressure ที่ 4.5 MPa โดยการนำเสนอของช่วงบันทึกข้อมูลหลังจาก Time after injection



รูปที่ 3.49 ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเทียบกับเวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง (time after injection)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.6.6 การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงในการฉีดเชื้อเพลิง

การวัดการแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection pressure frequency) ถูกกำหนดใน รูปที่ 3.42 ซึ่งในการทดลองนี้ ได้ทำการวัดของการเคลื่อนที่ของความถี่ของความดันเชื้อเพลิงจำนวน 2 คาบการเคลื่อนที่ โดยกำหนดให้การแปรปรวนแรกเป็น (P1) และการแปรปรวนของลูกที่ 2 (P2) โดยแสดงผลการเปรียบเทียบทดลองที่ของการเพิ่ม ET (Energizing time) และ Injection pressure ตามรูป 3.50 ของเชื้อเพลิง B5 และ B100 ตามลำดับ

จากผลการทดลองในพบว่า การเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงทำให้ การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่ลดลง โดยทั้งเชื้อเพลิง B5 และ B100 มีแนวโน้มที่มีการลดลงเช่นกัน ที่ความดันเท่ากับ 40 MPa พบว่าแนวโน้มของ การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงมีค่าสูงที่สุดเนื่องจากความดันนี้มีอิทธิพลของ Sound velocity และ โมดูลัสการอัดตัวมีค่าน้อยทำให้เกิดการลดแรงต้านทานเคลื่อนที่ของ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงลดลง ส่งผลทำให้การแปรปรวนของความดันและทำให้การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เมื่อเปลี่ยนความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 120 MPa สังเกตเห็นว่าการแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่ลดลง และหากมีการเพิ่มขึ้นอีกในช่วงความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 160 MPa สังเกตเห็นการลดของการแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงเมื่อเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงขึ้นโดยสาเหตุคาดว่ามาจากโมดูลัสการอัดตัวและ Sound velocity ที่มีค่าแปรผันตามการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันสูงขึ้นส่งผลให้ทำให้ด้านการเคลื่อนที่ของคลื่น Pressure wave ทำให้การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงในช่วงนี้มีค่าลดลง

ในการเคลื่อนที่ของการแปรปรวนในลูกที่สอง (P2) พบว่าการแปรปรวนในช่วงนี้มีค่าลดลงของแต่ละเชื้อเพลิง เนื่องจากการลดการของพลังงานจลน์ (Kinetic energy) ในการเคลื่อนที่สูญเสียไปกับผนังท่อและช่วงนี้ทำให้เกิดช่วงเข้าสู่ภาวะสมดุลของ Injection stability

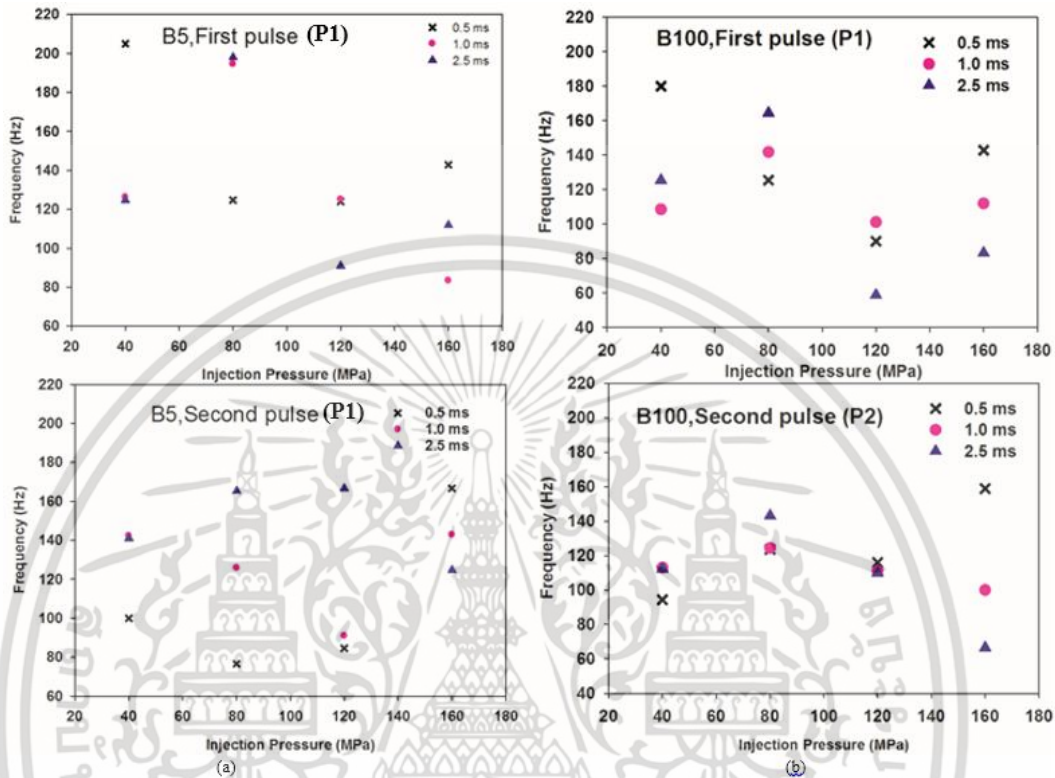
เมื่อเปรียบเทียบค่าการแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงของ B100 มีการลดลงมากกว่า B5 เนื่องจากค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดการต้านการเคลื่อนที่ของการไหลของเชื้อเพลิง [51] และทำให้ค่าการแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงลดลง

ผลของการเพิ่มเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง Energizing time (ET) สังเกตได้ว่าการที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 160 MPa และ ET 0.5 ms ทำให้การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นสูงสุด ทั้งนี้เนื่องจากการเพิ่มความดันที่สูงขึ้น ทำให้การเพิ่มของ Sound velocity ที่สูงขึ้นตามผลในเรื่อง (Approximate sound velocity) ซึ่งในช่วง ET ในการฉีดเชื้อเพลิง 0.5 ms ทำให้เกิดการลดลงของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงและยังความดันในการฉีดที่สูงและเมื่อเข็มหัวฉีดเคลื่อนที่ปิดลงมาที่ความดันสูงนั้นทำให้เกิดปฏิกิริยาค้อนน้ำ (Water-hammer) และเกิดการแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงซึ่งผลดังกล่าวได้สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา [56]

ในกรณีของ B100 ก็เช่นกัน ที่ Injection pressure ต่างมีการแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงในการฉีดเชื้อเพลิง ที่ลดลงเช่นเดียวกับกับ P1 แต่มีการแปรปรวนที่ต่ำกว่า B5

ผลของ ET ในการฉีดเชื้อเพลิง 2.5 ms ที่ Injection pressure 160 MPa พบว่าช่วงนี้มีการเปลี่ยนแปลงของ Injection frequency เล็กน้อย เนื่องจากเชื้อเพลิงภายในท่อถูกฉีดออกมาและทำ

ให้ การลดตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงภายในท่อลงและเมื่อเข็มหัวฉีดปิดและทำให้เกิดคลื่นกระแทกของคลื่นความดัน Water-hammer มีค่าการแปรปรวนของการแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงในการฉีดเชื้อเพลิงที่น้อยลง ในกรณีนี้มีการสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา [23]



รูปที่ 3.50 การแปรปรวนของความดันเชื้อเพลิงในการฉีดเชื้อเพลิง (a) B5 and (b) B100 ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงและ Energizing time ต่างกัน

3.2.6.7 แอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง

จากการกำหนดแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection amplitude) ในรูปที่ 3.24 โดยงานวิจัยนี้ได้วัดแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง เพียงสองคลื่น Amplitude คือ Positive และ Negative ของเชื้อเพลิง B5 และ B100 และนำเสนอผลในรูปที่ 3.51

จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่ม Injection pressure ขึ้นมาทำให้ค่าของแอมพลิจูดของความดันทั้งของ Positive และ Negative ของทั้งสองเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นในส่วน of คลื่นลูกแรก (P1) เนื่องจากการเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงทำให้ Wave propagation ที่เพิ่มขึ้นและทำให้เกิดการกระตุ้นของความเร็วของการเคลื่อนของเชื้อเพลิงภายในท่อความดันสูง จนส่งผลให้แอมพลิจูดของความดันลดลง ต่อมาเมื่อในการเพิ่ม ET พบว่า แอมพลิจูดมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่ม ET ทำให้เข็มหัวฉีดยกตัวนานขึ้นและทำให้อัตราการไหลผ่านท่อเพิ่มขึ้นส่งผลให้เกิดการเพิ่มของแอมพลิจูดทั้งด้าน Negative และ Positive

ต่อมาผลของ Second pulse (P2) แนวโน้มของแอมพลิจูดการฉีดในด้าน Positive และ Negative ของทั้งสองเชื้อเพลิงมีแนวโน้มลดลง เนื่องจากการเคลื่อนที่ของเชื้อเพลิงภายในต่อลดลงทำให้พลังงานจลน์ในการเคลื่อนที่ (Kinetic energy) ในการเคลื่อนที่ของเชื้อเพลิงลดลงและส่งผลให้ผลการแปรปรวนของแอมพลิจูดในการฉีดของเชื้อเพลิงตาม

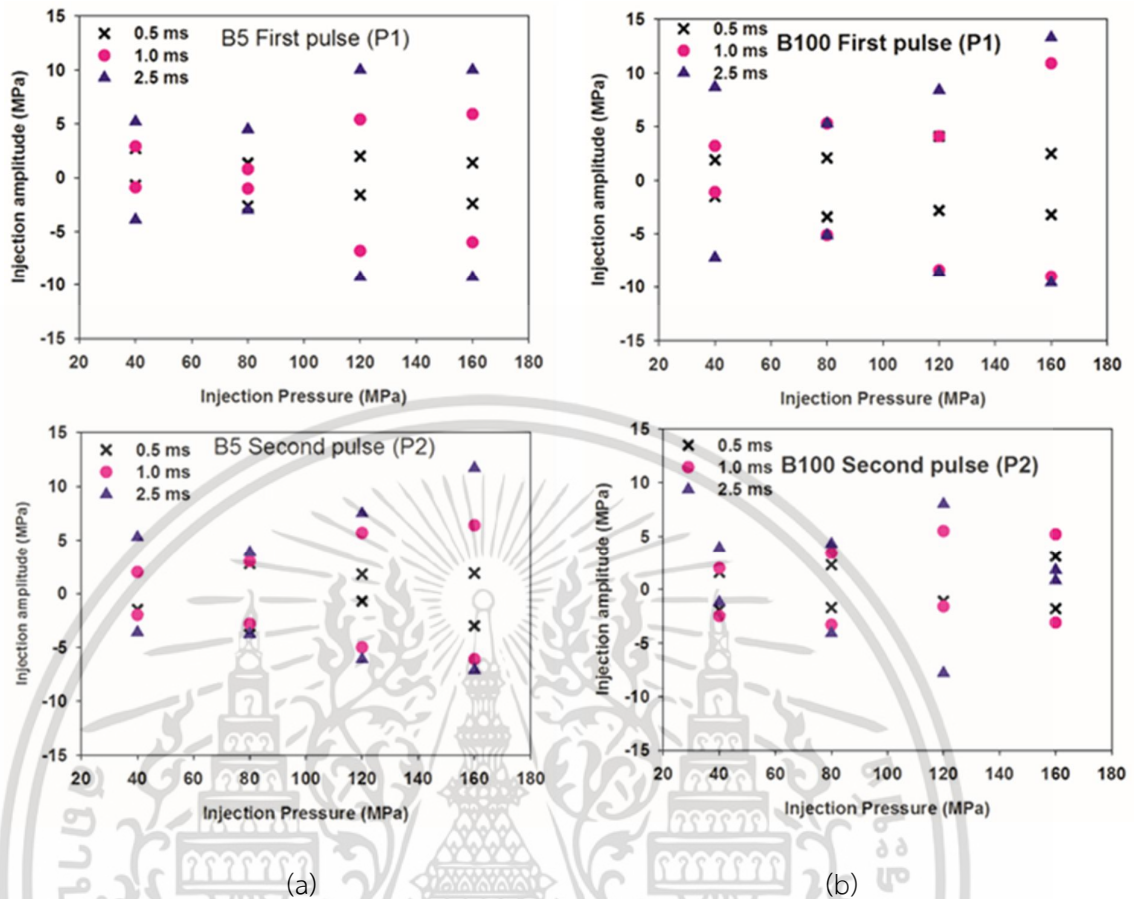
ผลของแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง B5 ในคลื่นลูกแรก (P1) มีช่วงการแปรปรวนอยู่ในช่วง (+5) ถึง (-4) MPa ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 40-80 MPa และมีแอมพลิจูดในการฉีดของเชื้อเพลิงสูงสุดที่ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงในส่วนของ B100 พบว่าการลดตัวของแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงทั้งทางด้าน Positive และ Negative ทุกช่วงของความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงโดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 160 MPa และ ET 2.5 ms พบว่ามีการลดลงของแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงในช่วง (+13.3) ถึง (-9.6) MPa ทั้งนี้เนื่องจากการเคลื่อนที่ของความดันสูงและการยกหัวฉีดที่นานขึ้นทำให้การลดลงของความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง (ที่ Amplitude สูงขึ้น) ภายในท่อแรงดันสูงและรางคอมมอลเรล

ในคลื่นลูกที่สอง (P2) พบว่าแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ของ B5 ยังคงอยู่ในช่วง (+5.3) และ (-5.6) MPa ที่ ET 2.5 ms ช่วงความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 40 ถึง 120 MPa แต่ที่ 160 MPa แสดงสังเกตเห็นถึงแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (+11.7) และ (-7.1) MPa

จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่มของแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง เมื่อเพิ่มเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงและความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงในช่วง 80, 120 MPa และสังเกตต่อไปว่าแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ยังคงมีการลดลงเมื่อเพิ่มขึ้นที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 160 MPa ที่ทุกช่วงของเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง

ผลของเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง ET มีทำให้แนวโน้มของแอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น ทั้ง Positive และ Negative ทั้งเชื้อเพลิง B5 และ B100 ซึ่งสาเหตุดังกล่าวทำให้เพิ่มคลื่นแรงกระแทกของเชื้อเพลิงต่อชิ้นส่วนภายในของระบบ Common rail

โดยผลการทดลองของ B5 ที่เป็นเชื้อเพลิง (Base fuel) มีการลดลงของ Amplitude ทั้งในด้าน Positive และ Negative เมื่อ Injection pressure และ ET เพิ่มขึ้น ซึ่งมีแนวโน้มสอดคล้องตามงานวิจัยที่ผ่านมา [68]



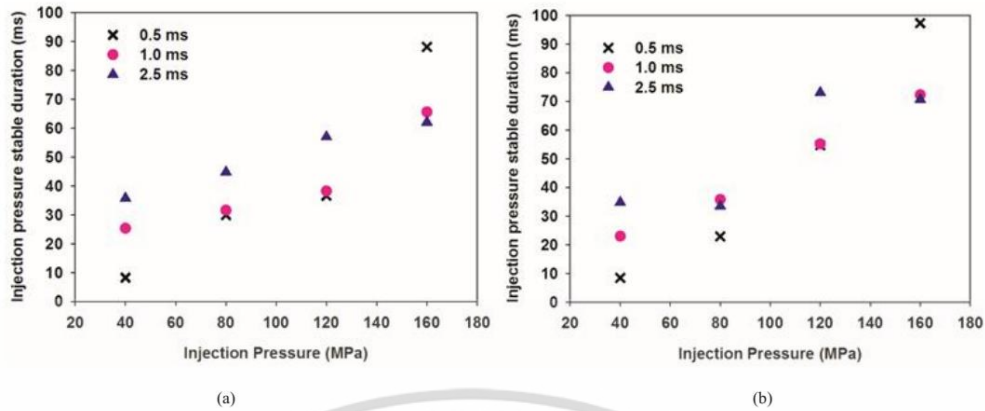
รูปที่ 3.51 แอมพลิจูดของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (a) Diesel (B5) and (b) biodiesel (B100) ที่ various injection pressure and Energizing Time (ET)

3.2.6.8 ช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง

การกำหนดช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection stability duration) ในรูปที่ 3.43 และได้นำเสนอผลในการเปรียบเทียบที่ ET และ Injection pressure เทียบกับเวลาของเชื้อเพลิง B5 และ B100 ตามลำดับ จากผลการทดลองพบว่าการเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงทำให้ ช่วงเวลาในการคงตัวมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นอย่างชัดเจนทั้งสองเชื้อเพลิงดังผลในรูปที่ 3.52

การเพิ่มขึ้นของเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง ET ร่วมกับการเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงส่งผลให้ ช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงใช้เวลาคงที่นานขึ้นตามเวลาที่ใช้ในการเปิด เนื่องจากเข็มของหัวฉีดเปิดนานขึ้น ลดเมื่อเพิ่ม ET เพิ่ม จนกระทั่งที่ความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงเท่ากับ 160 MPa เป็นการแปรผันตามระหว่าง Injection stability duration ที่เพิ่มขึ้นและการลดของ ET (ET ลด ที่ Injection stability เพิ่ม)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.52 ช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง a) diesel (B5) and (b) biodiesel (B100) with various injection pressure และ Energizing Time (ET)

ผลของเชื้อเพลิงที่ ET และ Initial pressure ต่างกัน พบว่าที่ Injection pressure 40 MPa ช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ของ B5 และ B100 มีแนวโน้มที่ใกล้เคียงกันที่ เวลา 9-35 และ 8-36 ms และเมื่อ Injection pressure เป็น 80 MPa พบว่าช่วงของเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของ B5 อยู่ในช่วง 28-42 ms และ B100 อยู่ในช่วง 20-38 ms และที่ Injection pressure 120 MPa ของ B5 มีช่วงที่ 38-50 ms และของ B100 อยู่ในช่วง 55-70 ms และเมื่อเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่ 160 MPa ที่ช่วง 60-90 ms และ B100 ที่ช่วง 70-95 ms

การเพิ่มความดันในการฉีดเชื้อเพลิงทำให้ช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงมีแนวโน้มของเวลาที่นานขึ้นเนื่องจาก Sound velocity และ โมดูลัสการอัดตัวที่สูงขึ้น การใช้ B100 ทำให้ แอมพลิจูดในการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นจึงทำให้ช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และที่ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 160 MPa และ ET 0.5 ms ทำให้ค่า Injection stability นานที่สุดเนื่องจากผลของการแปรปรวนของการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นร่วมกับการเพิ่มแอมพลิจูดของการฉีดเชื้อเพลิง ทำให้เกิดผลของ Water-hammer เพิ่มขึ้นจาก การลดตัวของ และกระแทกของเชื้อเพลิงความดันสูงทำให้และทำให้การแปรปรวนในการฉีดเชื้อเพลิงมีการเปลี่ยนแปลงมากขึ้นและส่งผลทำให้การคงตัวของ Injection stability duration ยาวขึ้น

ผลของช่วงเวลาในการคงตัวของความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ที่ยาวนานขึ้นนี้อาจจะมีผลต่อการลดลงของ แอมพลิจูดใน control pressure ของหัวฉีดและผลต่อความดันในการฉีดเชื้อเพลิงในช่วงการเว้นระยะการฉีดนํารอง (Pivot) และ และการฉีดช่วงกำลัง (Main injection) ตลอดจนการฉีดเชื้อเพลิงใน Cycle ถัดไป โดยเฉพาะกรณีใช้รอบเครื่องยนต์สูงขึ้นไป ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงสูงขึ้นและเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงที่น้อยลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.7 สรุปผลการทดลองคุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิง

จากการวิจัยพื้นฐานในการประมาณค่า Sound velocity โมดูลัสการอัดตัวและการทดลองหาค่าคุณลักษณะในการฉีดเชื้อเพลิงในท่อการฉีดเชื้อเพลิงของระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบ Common rail ที่สภาวะคงที่ของความต้านหัวฉีด (Back pressure) และเปลี่ยนแปลงความดันในการฉีดเชื้อเพลิงกล่าวสรุปได้ดังนี้

- 1) เชื้อเพลิงไบโอดีเซล (B100) มีความเร็วในการอัดตัวที่เร็วในช่วงเริ่มต้นกว่า B5 เนื่องจากความหนาแน่นที่เพิ่มขึ้นทำให้การยุบตัวของเชื้อเพลิง (Fuel elastic) ของเชื้อเพลิงมีน้อย
- 2) การเพิ่มเวลาในการฉีดของเชื้อเพลิง (ET) ร่วมกับการเพิ่มความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง ส่งผลให้การแปรปรวนในการฉีดเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่ลดลง เนื่องจากการลดตัวของความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงในท่อทางเดินเชื้อเพลิง ทำให้ลดการกระแทกของการเกิด Water-hammer แต่ B100 ทำให้ การแปรปรวนในการฉีดเชื้อเพลิงที่มีค่าน้อยกว่า B5 เนื่องจาก ความหนืดจลน์ต้านทานการไหลของเชื้อเพลิงภายในท่อความดันสูง
- 3) การเพิ่มเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงและความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ทำให้แอมพลิจูดในการฉีดของเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากลดตัวของความดันในท่อแรงดันสูงที่มากขึ้น การใช้ B100 ทำให้ แอมพลิจูดในการฉีดของเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่เพิ่มมากกว่า B5 เนื่องจากโมดูลัสการอัดตัวของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น
- 4) การเพิ่มเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงและความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ทำให้เวลาในการคงตัวของการฉีดเชื้อเพลิงที่มีแนวโน้มนานขึ้น มีข้อสังเกตที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่ 160 MPa และเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง 0.5 ms เป็นช่วงที่มีเวลาในการคงตัวของการฉีดเชื้อเพลิงยาวนานที่สุด เนื่องจากการลดตัวของ แอมพลิจูดที่น้อยประกอบกับหัวฉีดปิดเร็วแรงให้เกิด Water-hammer จึงทำให้เกิดการแปรปรวนของ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นและต้องใช้เวลาในการฉีดเชื้อเพลิงนานขึ้น การใช้ B100 ทำให้ เวลาในการฉีดเชื้อเพลิงนานขึ้นมากกว่า B5 เนื่องจากโมดูลัสการอัดตัวและ Sound velocity ที่เพิ่มขึ้น ทำให้ต้านการแปรปรวนของ Injection pressure เข้าสู่สภาวะสมดุลของความดัน

ในกรณีที่ใช้ B100 ในการศึกษาเห็นผลเห็นได้ชัดเจนว่าการเพิ่มขึ้นของ แอมพลิจูดของ ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงเพื่อป้องกันการเกิดพฤติกรรมดังกล่าวทางผู้แต่งมีข้อเสนอแนะว่า ไม่ควรใช้ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ที่สูงเกินกว่า 120 MPa และหลีกเลี่ยงการฉีดเชื้อเพลิงที่เวลาน้อยกว่า 0.5 ms

3.2.8 เอกสารอ้างอิง

- [1] Arcoumanis, C. and Baniasad, M. “Analysis of Consecutive Fuel Injection Rate Signals Obtained by the Zeuch and Bosch Methods.” **SAE Paper No. 930921**. 1993.
- [2] Boehman, A. L. Morris, D. and Szybist, J. “The Impact of the Bulk Modulus of Diesel Fuels on Fuel Injection Timing.” **Energy & Fuels**. 2004. Vol. 18. pp. 1877-1882.
- [3] Bower, G. and Foster, D. “A Comparison of the Bosch and Zuech Rate of Injection Meters” **SAE Technical Paper No. 910724**. 1991.
- [4] Borhanipour, M. Karin, P.Tongroon, M. Chollacoop, N. Hanamura, K. “Comparison Study on Fuel Properties of Biodiesel from Jatropa, Palm and Petroleum Based Diesel Fuel.” **SAE Technical Paper 2014-01-2017**.
- [5] Battistoni, M. and Grimaldi, C. N. “Analysis of Transient Cavitating Flows in Diesel Injectors Using Diesel and Biodiesel Fuels.” 2010. **SAE Technical Paper 2010-01-2245**.
- Bergstrand, P. Persson, F. Försth, M. and Denbratt, I.,(2003).A Study of the Influence of Nozzle Orifice Geometries on Fuel Evaporation using Laser-Induced Exciplex Fluorescence, SAE Paper No. 2003-01-1836.
- [6] Benajes, J. Pastor, J. V. Payri, R. Plazas, A. H. “Analysis the influence of spray nozzle geometry in the injection rate.” **Journal of fluid engineering**. 2004, Vol.18. pp. 62-91.
- [7] Ben A Reid, Graham K Hargrave, Colin P Garner and Robert M McDavid. “An optical comparison of the cavitation characteristics of diesel and bio-diesel blends in a true-scale nozzle geometry.” **Int J. of engine research**. 2013, Vol. 14. pp. 622-629.
- [8] Catania, A. E. Ferrari A., Manno M. and Ezio S. “Experimental Investigation of Dynamics Effects on Multiple-Injection Common Rail System Performance Experimental Investigation of Dynamics.” **J. Eng. Gas Turbines Power**, Vol. 130. p. 3
- [9] Dernette, J. Hespel, C. Foucher, F. Houillé, S. and Mounaïm-Rousselle, C. “Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector.” **Fuel**. 2012. Vol. 96. pp. 153-160.
- [10] Desantes, J.M. Payri, R. Salvador F. and Gimeno J. “Measurements of Spray Momentum for the Study of Cavitation in Diesel Injection Nozzles.” **SAE Technical Paper 2003-01-0703**.
- [11] Daniela Siano. **Fuel injection**. First edition, Sciyo, Janeza Trdine 9, 51000 Rijeka, Croatia.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [12] Freitas, S. V.D. Santos, Â. Moita, Luis A, M.-L.C.J.. Follegatti-Romerod., Antonio J.A. Meirellesd, T. P.V.B. Diasd. Daridone, J –L. Lima. Á. S. and J. A.P. ,Coutinho (2013). “Measurement and prediction of the speed of sound of biodiesel fuels.” **Fuel**. 2013, Vol. 103 pp. 1018–1022.
- [13] Guangjun Jiang, Yusheng Zhang, Hua Wen and Gan Xiao. “Study of the generated density of cavitation inside diesel nozzle using different fuels and nozzles.” **Energy Conversion and Management**. Vol. 103. pp. 208–217.
- [14] Han,D. Duan, Y. Wang, C. Lin and H. Huang, Z. “Experimental study on injection characteristics of fatty acid esters on a diesel engine common rail system.” **Fuel**. 2014, Vol. 123. pp. 19-25
- [15] Hou,J. Wen, Z. Liu, Y. and Jiang, Z. “Experimental study on the injection characteristics of dimethyl ether-biodiesel blends in a common-rail injection system. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, Vol. 228 (3). pp. 263.
- [16] Hiroyasu, H. and Arai, M. “Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines.” **SAE Technical Paper 900475**. 1990.
- [17] Ishikawa, S.Y. Ohmori, S.Fukushima and T. Suzuki. “Measurement of Rate of Multiple-Injection in CDI Diesel Engines.” **SAE Technical Paper 2000-01-1257**. 2000.
- [18] Jaroonjitsathian,J. Akarapanjavit, NSiang Sa-norh, . S. In-ochanon, R. Wuttimongkolchai, A. Tipdecho, C. Tsuchihashi and K. Shirakawa, H. “Evaluation of 5 to 20% Biodiesel Blend on Heavy-duty Common-rail Diesel Engine.” **SAE Technical Paper 2009-01-1894**.
- [19] Jung, D. Wang, W. L. Knafl, A. Jacobs, T. J. Hu, S. J. Assanis, D. N. “Experimental investigation of abrasive flow machining effects on injector nozzle geometries, engine performance, and emissions in a di diesel engine.” **Int.J. Automotive Technology**. 2008, 9, 1. pp. 9-15.
- [20] Keat Teong,L.and Cynthia, O.B. “Environmental Sustainability Assessment of Biofuel Production from Oil Palm Biomass.” **Springer Science Business Media**. 2013. Singapore.
- [21] Kent Hoekman, S. and Robbins, C. “Review of the effects of biodiesel on NOx emissions.” **Fuel Processing Technology**. 2012, Vol. 96. pp. 237-249.
- [22] Knefel, T. “The evaluation of the characteristic injection times of a multiple fuel dose.” **J. of KONES Powertrain and Transport**. 2011, Vol. 18. p. 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[23] Li, Y., Guo, H., Ma, X. and Wang, J. “Experimental Study of Effect of Nozzle Diameter on Near-Field Spray Behavior of Diesel Sprays in Non-Evaporating Conditions.” **SAE Technical Paper 2014-01-1405**.

[24] Moon, S. Tsujimura, T. Gao, Y. Park, S. Wang, J. Kurimoto, N. Nishijima and Y.M. Oguma. “Biodiesel effects on transient needle motion and near-exit flow characteristics of a high-pressure diesel injector.” **Int. of Engine Research**, September 25, 2013.

[25] Oguma, M. Lee, Y. J. Got, S. “An over view of biodiesel in Asian countries and the harmonization of quality standard.” **Int. J Automotive Technology**. 2012, Vol.13, 1. pp. 33-34.

[26] Pandey, R.K.A.Rehman, A. Sarviya R.M. “Impact of alternative fuel properties on fuel spray behavior and atomization.” **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. 2012. Vol. 16. pp. 1762-1778.

[27] Pulkrabek, W.W. “**Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**.” Second edition. Prentice Hall. New Jersey.

[28] Tziourtzioumis, D. and Stamatelos, A. “Effects of a 70% biodiesel blend on the fuel injection system operation during steady-state and transient performance of a common rail diesel engine.” **Energy Conversion and Management**. 2012, Vol. 60. pp. 56-57

[29] Ubertin, S. “Injection Pressure Fluctuations Model Applied to a Multidimensional Code for Diesel Engines Simulation.” **ASME 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (2)**. 2004. Manchester, England, July 19–22.

[30] Salvador, F.J. Gimeno, J. De la Morena and J. Carreres, M. “Using one-dimensional modeling to analyze the influence of the use of biodiesels on the dynamic behavior of solenoid-operated injectors in common rail systems: Results of the simulations and discussion.” **Energy Conversion and Management**. 2012, Vol. 54, 1. pp. 122-123.

[31] F.J. Salvador, J. Martínez-López, J.-V. Romero b, M.-D. Roselló (2011). “Influence of biofuels on the internal flow in diesel injector nozzles.” **Mathematical and Computer Modelling**. 2012, Vol. 54. pp. 1699–1705

[32] Sarre, K. Von. Von C., Kong, S. Reitz, R. “Modeling the Effects of Injector Nozzle Geometry on Diesel Sprays.” **SAE Technical Paper 1999-01-0912**.

Schmidt D. P. and Corradini M. L. The internal flow of diesel fuel injector nozzles: A review.” **IJT. of Engine research**. 1999, Vol. 2. pp. 1-22

- [33] Topaiboul, S. and Chollacoop, N. (2010), Biodiesel as a lubricity additive for ultra low sulfur diesel. Songklanakarin .Journal of Science and Technology, 32, 2.
- [34] Payri, F. Bermúdez, V. Payri, R. Salvador, F.J. “The influence of cavitation on the internal flow spray characteristics in diesel injection nozzle.” *Fuel*. 2004, Vol. 8. pp. 419-431.
- [35] Payri, R. Molina, S. Salvador, F and J. Gimeno, J. “A study the relation between nozzle geometry internal flow and spray characteristic in injection systems.” *18 KSME International Journal*. 2004. pp. 1122-1135
- [36] Payri R., García J.M., Salvador F.J. and Gimeno J. “Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics.” *Fuel*. 2005, Vol. 84. pp. 551–561.
- [37] Suh, H. K. Park, S. H. Lee, C. S. (2008). Experiment Investigation of Nozzle flow Characteristic for diesel and biodiesel. *Int.J Automotive Technology* 9,2,217-224.
- [38] Som, V. Longman, D.E. Ramirez, A.I and Aggarwal, S.K. “A comparison of injector flow and spray characteristics of biodiesel with petrodiesel.” *Fuel*. 2010, Vol. 89. pp. 4014–4024.
- [39] Taşkıran, Ö.O. and Ergeneman, M. “Experimental study on diesel spray characteristic and auto ignition process.” *J. of combustion*, Hindawe, ID528126
- [40] Tinprabath, P. Hespel, C. Chanchaona, S and Foucher, F. “Influence of Biodiesel and Diesel Fuel Blends on the Injection Rate and Spray Injection in Non-Vaporizing Conditions.” *SAE Technical Paper 2013-24-0032*.
- [41] Siriwardhana, M. Opathella G.K.C., Jha M.K. “Bio-diesel: Initiatives, potential and prospects in Thailand: A review.” *Energy Policy*. 2009, Vol. 37. pp. 554–559.
- [42] Srichai, P. Karin, P. Chareonphonphanich, C Tongroon. M. Chollacoop, N. “Injection pressure characteristics of Palm Methyl ester and diesel in solenoid injector under common-rail system.” *SAE Technical Paper 2016-01-1729*.
- [43] Nurick, W.H. “Orifice cavitation and its effect on spray mixing.” *J. Fluids Eng*. 1976, Vol. 98,4. pp. 681-687.
- [44] Seykens, X.L.J. Somers, L.M.T. and Baert, R.S.G. (2004) Proceedings of VAFSEP2004, 6-9 July 2004, Dublin, Ireland

- [45] Zhong, W. He, Z. Wang, Jiang and Y. Fu, Q. Z. (2013). Investigation of the cavitating flow in injector nozzles for diesel and biodiesel AIP Conf. Proc. 1547, 40, Xi'an, Shaanxi Province, China.
- [46] C.E. Ejim, B.A. Fleck and A. Amirfazli. “Analytical study for atomization of biodiesels and their blends in a typical injector: Surface tension and viscosity effects.” **Fuel**. 1976, Vol. 86. pp. 10–11, 2007 doi:10.1016/j.fuel.2006.11.006
- [47] Arcoumanis, C. and Kamimoto. “**Flow and Combustion in Reciprocating Engines.**” First edition, (CBS Publishers, New Delhi, India 2009), ISBN 978-3-540-68901-0.
- [48] Jääskeläinen, H., Khair K. M. “**Common Rail Fuel Injection**”
URL : https://www.dieselnet.com/tech/diesel_fi_common-rail.php, December 2015.
- [49] Ahlin K. “**Modelling of pressure waves in the Common Rail Diesel Injection System**” Master degree thesis, Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, 2000.
- [50] Plamondon and E., Seers P. “Development of a simplified dynamic model for a piezoelectric injector using multiple injection strategies with biodiesel/diesel-fuel blends.” **Applied Energy**. 2014, Vol. 131. pp. 411-427, doi:10.1016/j.apenergy.2014.06.039.
- [51] Boudy, F. and Seers, P. “Impact of physical properties of biodiesel on the injection process in a common-rail direct injection system.” **Energy Conversion and Management**. 2009, Vol. 50. pp. 2905-2912.
- [52] Ubertini, S. “Injection Pressure Fluctuations Model Applied to a Multi-Dimensional Code for Diesel Engines Simulation.”, **Presented at ASME 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis Volume 2**. 2004. July 19–22. doi:10.1115/ESDA2004-58232.
- [53] Seykens, X.L.J., Somers, L.M.T., Baert, R.S.G. “Modelling of common rail fuel injection system and influence of fluid properties on injection process.” **Proceedings of VAFSEP2004**, 6-9 July 2004, Dublin, Ireland.
- [54] Dave Rogers “**Technology focus - Diesel Common Rail - Pressure Wave compensation.**” URL: <http://autoelexblog.blogspot.com/2013/06/diesel-common-rail-pressure-wave.html>, December 2015.
- [55] Junfeng Zhao and Junmin Wang “On-Board Fuel Property Identification Method Based on Common Rail Pressure Signal” **ASME 2012 5th Annual Dynamic Systems**

and Control Conference joint with the JSME 2012 11th Motion and Vibration Conference, Fort Lauderdale. 2012. Florida, USA, October 17–19.

[56] Beierer, P., Huhtala, K., Lehto, E., Vilenius, M. "Study of the Impact of System Characteristics on Pressure Oscillations in a Common Rail Diesel Fuel Injection System." SAE Technical Paper 2005-01-0910. doi:10.4271/2005-01-0910.

[57] Catania E. A., Ferrari, A., Manno, M. "Development and Application of a Complete Multijet Common-Rail Injection-System Mathematical Model for Hydrodynamic Analysis and Diagnostics" J. Eng. Gas Turbines Power. 2008, Vol. 130 (6). doi:10.1115/1.2925679

[58] Risi, D., Naccarato, F. and Laforgia, D. "Experimental Analysis of Common Rail Pressure Wave Effect on Engine Emissions," SAE Technical Paper 2005-01-0373, 2005. doi:10.4271/2005-01-0373.

[59] E Catania, A., Ferrari, A., Mittica, A., and Spessa, E. "Common Rail without Accumulator: Development, Theoretical-Experimental Analysis and Performance Enhancement at DI-HCCI Level of a New Generation FIS." SAE Technical Paper 2007-01-1258, 2007, doi:10.4271/2007-01-1258.

[60] Borhanipour, M., Karin, P., Tongroon, M., Chollacoop, N. et al. "Comparison Study on Fuel Properties of Biodiesel from Jatropha, Palm and Petroleum Based Diesel Fuel." SAE Technical Paper 2014-01-2017, 2014. doi:10.4271/2014-01-2017.

[61] Jaroonjitsathian, S., Akarapanjavit, N., Sa-norh, S., In-ochanon, R. et al. "Evaluation of 5 to 20% Biodiesel Blend on Heavy-duty Common-rail Diesel Engine." SAE Technical Paper 2009-01-1894, 2009, doi:10.4271/2009-01-1894.

[62] Jaroonjitsathian, S., Sae-ong, P., Siangsanorh, S., Akarapanjavit, N. "A Study of the Effect of Biodiesel Blended Fuel on Diesel Combustion." SAE Technical Paper 2011-01-1952, 2011, doi:10.4271/2011-01-1952.

[63] Mustafa Ertunc Tat, Jon H. Van Gerpen and Paul S. Wang "Fuel Property Effects on Injection Timing, Ignition Timing and Oxides of Nitrogen Emissions from Biodiesel-Fueled Engines." 2004. ASAE/CSAE Annual International Meeting Fairmont Chateau Laurier, The Westin, Government Centre, Ottawa, Ontario, Canada, 2004.

[64] Manin, J., Kastengren A. and Payri R. "Understanding the acoustic oscillations observed in the injection rate of a common-rail DI diesel injector." Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (ICES2012). 2004. Torino, Piemonte, Italy.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [65] André L. Boehman, David Morris, and James Szybist. "The Impact of the Bulk Modulus of Diesel Fuels on Fuel Injection Timing." **Energy Fuels**. 2004, Vol. 18 (6). pp. 1877–1882.
- [66] Ishikawa, S., Ohmori, Y., Fukushima, S. and Suzuki, T. "Measurement of Rate of Multiple-Injection in CDI Diesel Engines." **SAE Technical Paper 2000-01-1257**, 2000, doi:10.4271/2000-01-1257.
- [67] E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter, Lisheng Suo "Fluid transients in systems" Prentice Hall, 1993.
- [68] Beierer P. "Experiment and Numerical Analysis of the hydraulic circuit of high pressure common rail diesel fuel injection system" Ph.D. thesis, Institute of Hydraulics and Automation, Tampere University of Technology, Tampere, 2007.
- [69] Szybist, J. and Boehman, A., "Behavior of a Diesel Injection System with Biodiesel Fuel," **SAE Technical Paper 2003-01-1039**, 2003, doi:10.4271/2003-01-1039.
- [70] R. Payri, , F.J. Salvador, J. Gimeno, G. Bracho. "The effect of temperature and pressure on thermodynamic properties of diesel and biodiesel fuels." **Fuel**. 2011, Vol.90. pp. 1172–1180.
- [71] Samuel V.D. Freitas, Márcio L.L. Paredesb, Jean-Luc Daridonc, Álvaro S. Limad, João A.P. Coutinho "Measurement and prediction of the speed of sound of biodiesel fuels." **Fuel**. 2013, Vol. 103. pp. 1018-1022, doi:10.1016/j.fuel.2012.09.08
- [72] R. Payri, F.J. Salvador and J. Gimeno "Study of cavitation phenomenon using different fuels in a transparent nozzle by hydraulic characterization and visualization." **Experimental Thermal and Fluid Science Volume 44**, January 2013, pp. 235–244
- [73] Kim, B., Yoon, W., Ryu, S., and Ha, J., "Effect of the Injector Nozzle Hole Diameter and Number on the Spray Characteristics and the Combustion Performance in Medium-Speed Diesel Marine Engines." **SAE Technical Paper 2005-01-3853**, 2005, doi:10.4271/2005-01-3853.

บทที่ 4

การศึกษาสเปรย์ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซล

4.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

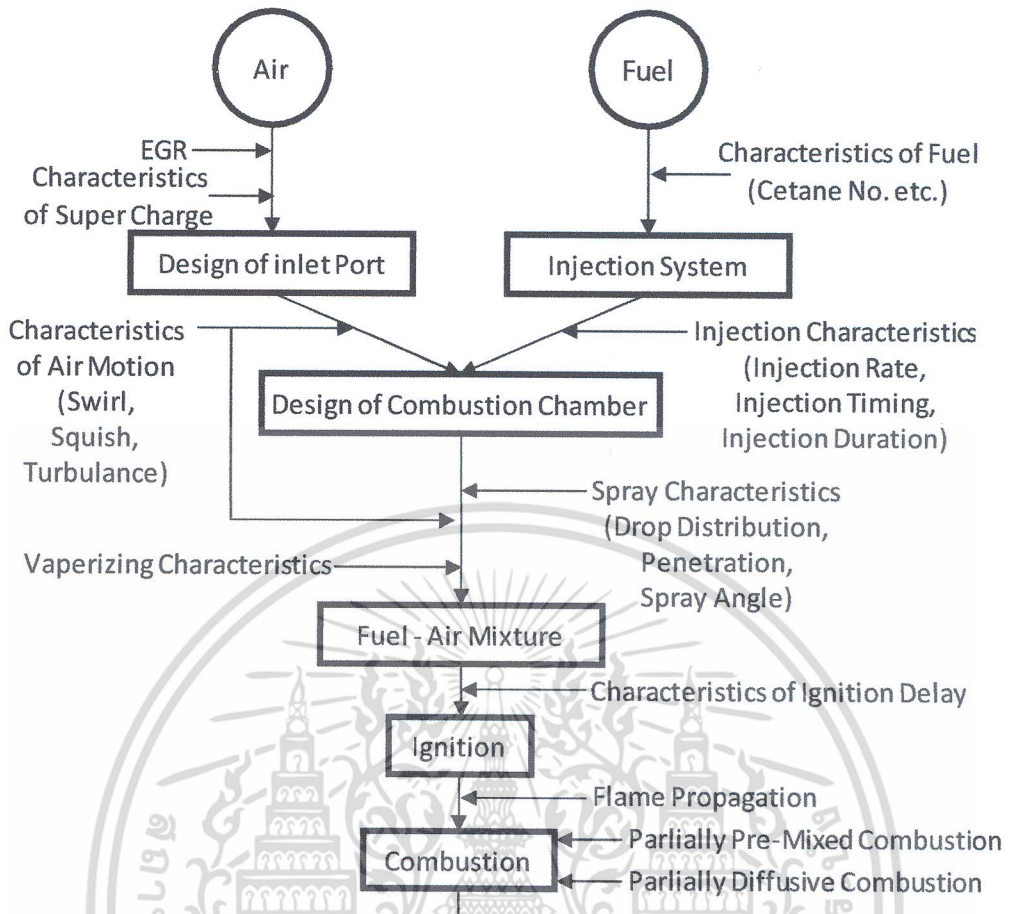
ปัจจุบันเทคโนโลยีเครื่องยนต์ดีเซลเป็นองค์การพัฒนาและใช้กันอย่างแพร่หลายในรถยนต์ที่ทันสมัยเนื่องจากให้ประสิทธิภาพพลังงานที่สูงขึ้นของการบริโภคน้ำมันเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าและประสิทธิภาพทางเศรษฐกิจที่สูงขึ้น ปัญหาที่สุดในการใช้งานเครื่องยนต์ดีเซลคือการปฏิบัติตามมาตรฐานการปล่อยก๊าซในประเทศส่วนใหญ่ของโลก การใช้น้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซลผลิตมลพิษมากขึ้น (NO_x, UHC, PM) นำไปสู่การเกิดมลพิษทางอากาศและการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ (ภาวะโลกร้อน) ในอนาคตการออกกฎหมายการปล่อยก๊าซต้องเข้มงวดมากขึ้น เครื่องยนต์ดีเซลมีการปล่อยมลพิษที่สูงเมื่อมีสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สูงขึ้นถึงแม้ว่าการบริโภคน้ำมันเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าเชื้อเพลิงไบโอดีเซลที่ใช้เป็นพลังงานเชื้อเพลิงทางเลือกมีส่วนผสมของกรดไขมันเมทิลเอสเตอร์ที่ได้มาจากน้ำมันพืช (มะพร้าว, ปาล์ม, สับปะรด, ถั่วเหลืองและน้ำมันเรพซิด) น้ำมันปรุงอาหารที่นำกลับมาใช้ใหม่และไขมันสัตว์ [1] ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงออกซิเจนที่มีออกซิเจนประมาณ 11% โดยน้ำหนัก [2] การใช้ไบโอดีเซลสร้างการปล่อยก๊าซไอเสียของเครื่องยนต์ช่วยลดมลพิษ เช่น คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอนและฝุ่นละออง (PM) [3] ที่ก่อให้เกิดภาวะเรือนกระจก แต่ น้ำมันไบโอดีเซลมีข้อบกพร่องหลายอย่างซึ่งผลกระทบต่อการใช้งาน การปล่อยมลพิษและวงจรชีวิตของเครื่องยนต์เนื่องจากความแตกต่างทางกายภาพและสมบัติทางเคมีของเชื้อเพลิง [2,3]

4.2 งานวิจัยที่ผ่านมา

ประเทศไทยเป็นส่วนหนึ่งของประเทศอาเซียนที่มีศักยภาพที่แข็งแกร่งสำหรับการผลิตไบโอดีเซลจากน้ำมันปาล์ม [5] แต่การใช้งานของเชื้อเพลิงเอสเทอร์ปาล์มถูกจำกัดไว้ที่ 5 ถึง 7% ในการผสมกับน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลเพราะมีความหนาแน่น ความหนืดและแรงตึงผิวสูง ซึ่งส่งผลกระทบต่อลักษณะการไหลและรูปแบบการเป็นละอองหรือการเป็นสเปรย์ของเชื้อเพลิง [6]

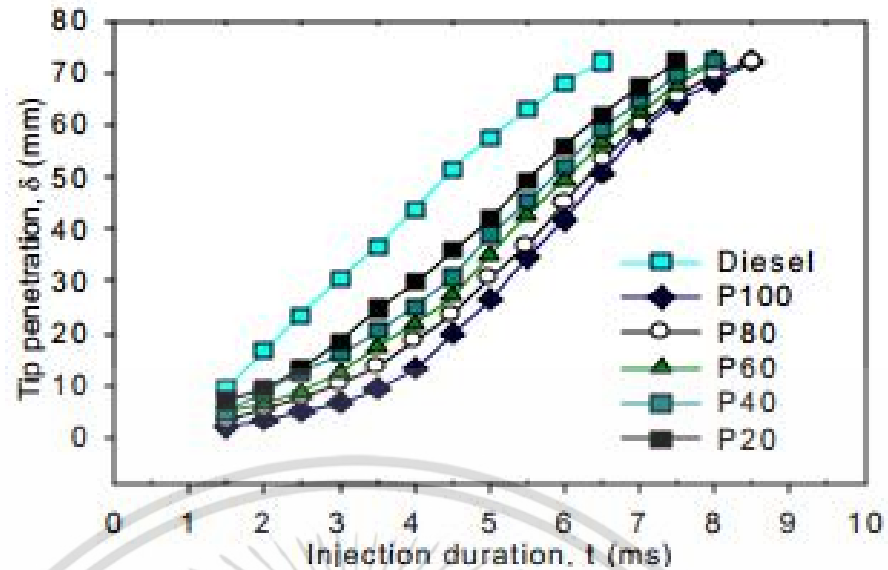
การแยกของสเปรย์ที่มีการเปลี่ยนแปลงจากของเหลวที่ถูกฉีดออกมาจากหัวฉีดกลายเป็นไอและมีการผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้สามารถสังเกตได้ผ่านลักษณะการสเปรย์ เช่น การแพร่ของลำสเปรย์ (Spray Penetration) และองศาลำสเปรย์ (Spray angle) ตามงานวิจัยของ Hiroyasu [7] โดยปัจจัยดังกล่าวสามารถอธิบายได้ถึงคุณสมบัติการสเปรย์ที่เชื้อเพลิงต่างชนิดกันและย่อมมีผลต่อการเผาไหม้ (Combustion) ทั้งในส่วนของ Partially Premixed combustion และ Partially Diffusion combustion ในขั้นตอนต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

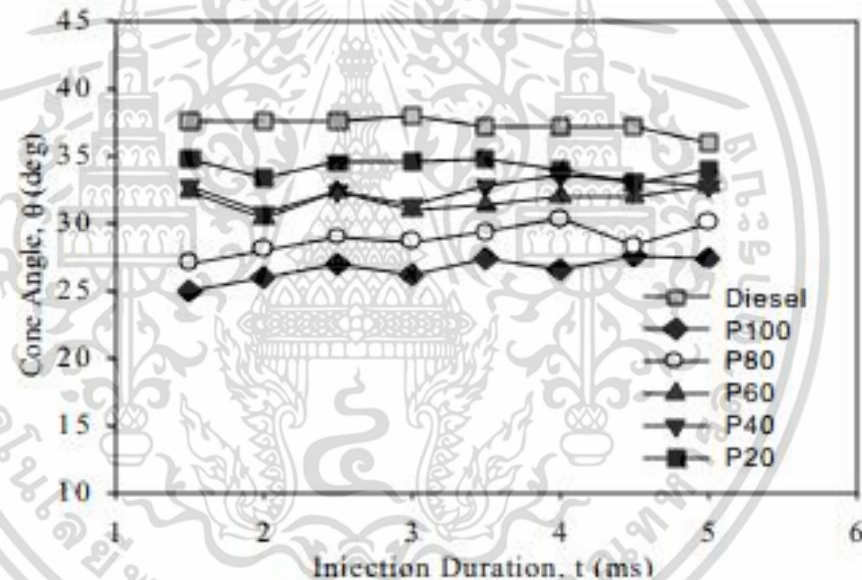


รูปที่ 4.1 ผังของการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล [7]

การพัฒนาลักษณะสเปรย์ได้รับผลกระทบต่ออัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงและการแพร่ของลำสเปรย์ของเหลว ซึ่งสิ่งเหล่านี้เป็นปัญหาที่สำคัญที่เกี่ยวข้องกับกระบวนการกลายเป็นไอของน้ำมันเชื้อเพลิงตามสภาพแวดล้อมและการปล่อยไอเสียดีเซลที่ตามมาหลังจากกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ [8,9] โดยเฉพาะอย่างยิ่งในเรื่องเกี่ยวกับลักษณะสเปรย์ของน้ำมันปาล์มไม่ใช่เอสเตอร์ที่ พบว่าการแพร่ของลำสเปรย์ลดลง 50% และองศาลำสเปรย์ลดลง 30% [10] ตามรูปที่ 4.2 ซึ่งในปัจจุบันในเครื่องยนต์ดีเซลมีการพัฒนาให้ความดันในการฉีดของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นมากกว่างานวิจัยนี้



(a)

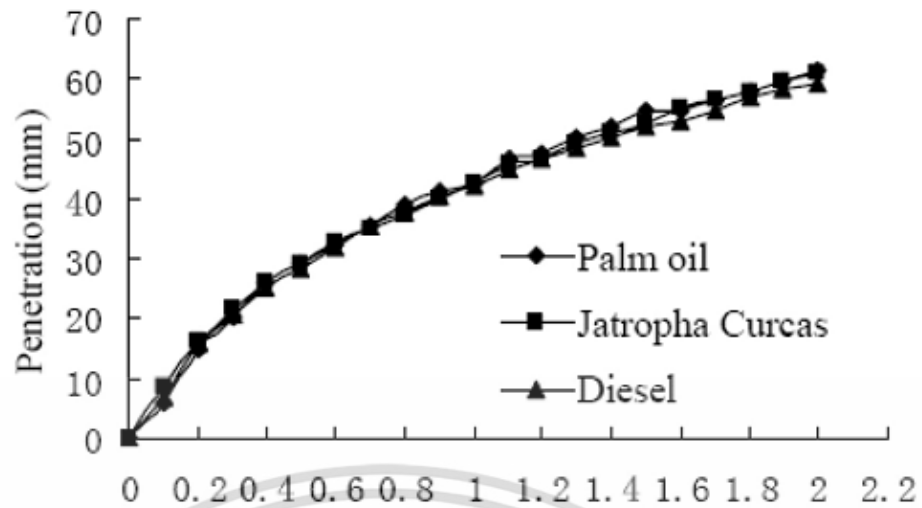


(b)

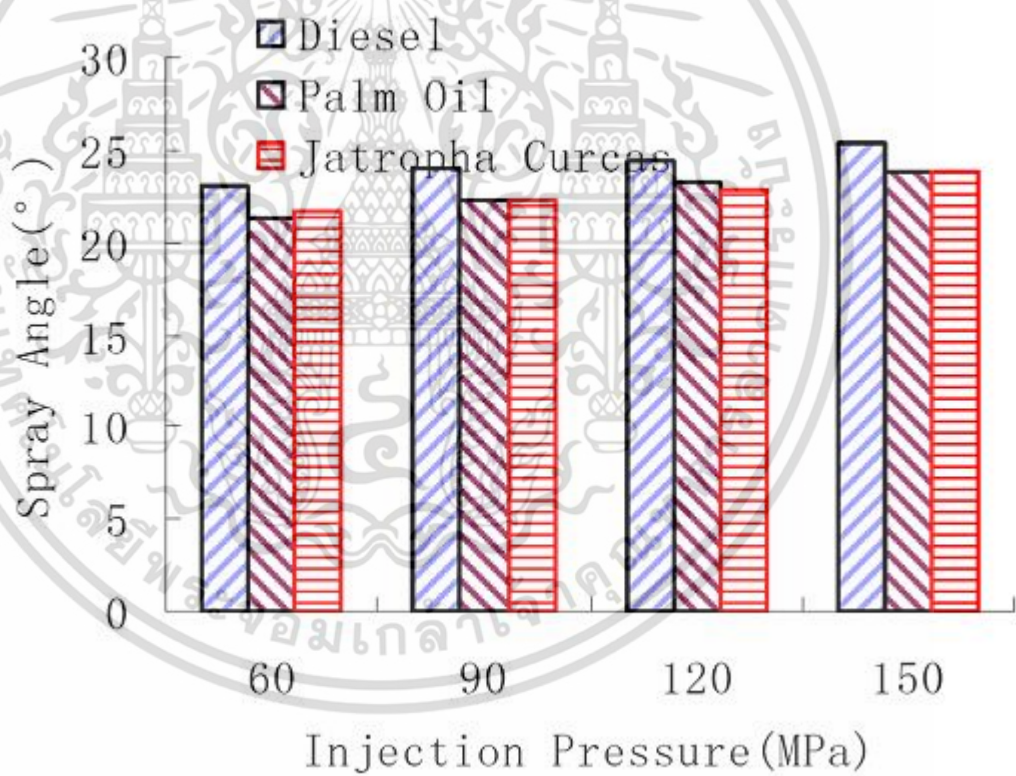
รูปที่ 4.2 (a) การแพร่ของลำสเปรย์ (b) อนุภาคของสเปรย์ เปรียบเทียบที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 20 MPa ของระบบปั๊มแบบ In-line [10]

การเพิ่มขึ้นของความดันในการฉีดสามารถช่วยปรับปรุงลักษณะการฉีดของเชื้อเพลิงผสมน้ำมันปาล์มได้ดีขึ้นด้วยเทคนิคการถ่ายภาพสเปรย์ของปาล์มไบโอดีเซลที่ยังไม่ผ่านกระบวนการเอสเตอริ์ตามงานวิจัยที่ผ่านมา [11] และ [12] โดยพบว่าเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลมีการแพร่ของลำสเปรย์และมุมแคบกว่าของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล [13]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



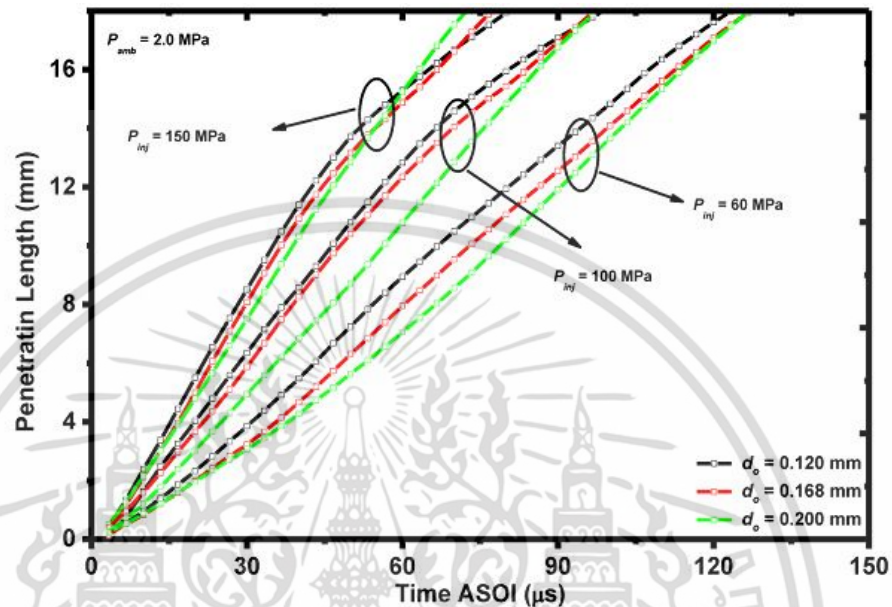
รูปที่ 4.3 การแพร่ของลำสเปรย์ที่เชื้อเพลิงต่างกันและความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 120 Mpa [12]



รูปที่ 4.4 องศาสเปรย์ของแต่ละเชื้อเพลิง ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่างกัน [12]

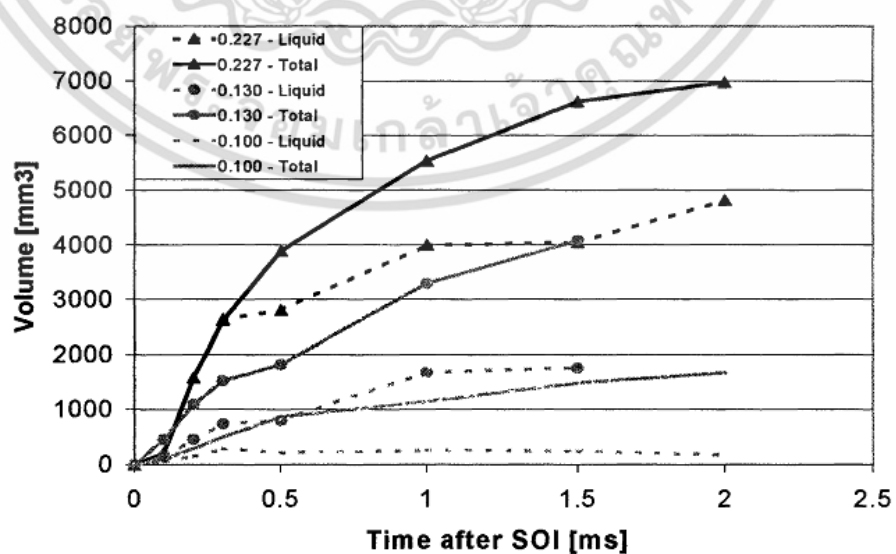
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลของการเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดต่อกระบวนการพัฒนาของลักษณะสเปรย์ เช่น การแพร่ของลำสเปรย์ปลาย ซึ่งพบว่า การเพิ่มขึ้นของการแพร่ของลำสเปรย์เป็นสัดส่วนการเพิ่มขึ้นตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดตามงานวิจัยที่ผ่านมาของ Li และคณะ [14] ตามรูปที่ 4.5 โดยการแพร่ของลำสเปรย์มีค่านายาวขึ้น เมื่อความอยู่ในช่วงที่สองของการแพร่ของลำสเปรย์โดยงานวิจัยนี้ไม่ได้ระบุเหตุผลไว้



รูปที่ 4.5 การแพร่ของลำสเปรย์ (Penetration length) ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดต่างกัน [12]

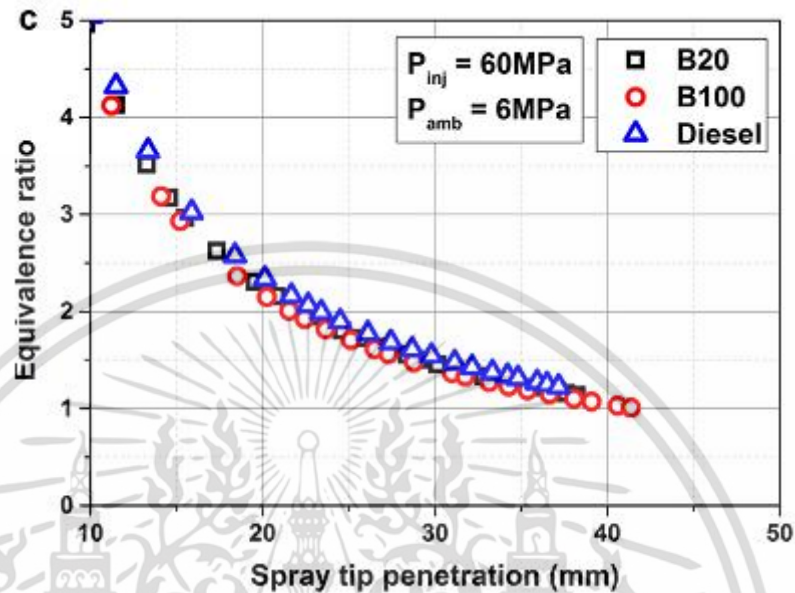
Bergstrand และ คณะ [15] ได้รายงานปริมาณของเหลวด้วยเทคนิค Laser-induced exciplex fluorescence ของสเปรย์ลดลง จากการทดลองพบว่า เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่มีขนาดเล็ก ปริมาตรของสเปรย์ส่วนมวลเชื้อเพลิง (Spray volume)



รูปที่ 4.6 ปริมาตรของสเปรย์ที่แยกแยะระหว่างของเหลวและปริมาตรของสเปรย์รวม [15]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Mohan และคณะ [16] ได้ทำการศึกษาค่าอัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio) โดยการใช้ข้อมูลของการแพร่และองศาสเปรย์ของเชื้อเพลิงไปโอดีเซลจากน้ำมันปรุงอาหารที่ใช้แล้ว จากผลการทดลองพบว่า อัตราส่วนสมมูลของดีเซลมีค่ามากกว่าเชื้อเพลิง B20 และ B100 ในทุกช่วง Spray tip penetration ตามรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 อัตราส่วนสมมูล (Equivalence ratio) ของเชื้อเพลิงเทียบกับความยาวของแพร่ของลำเชื้อเพลิง [16]

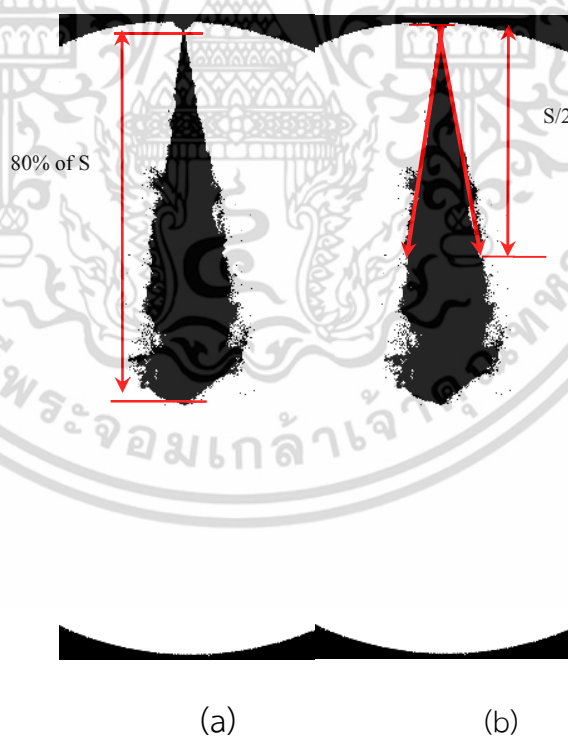
วิจัยก่อนหน้านี้ได้รายงานอิทธิพลของชนิดหัวฉีดสเปรย์ในการแพร่ของลำสเปรย์ปลายองศา ลำสเปรย์กระจาย ขนาดเมล็ดละอองหยด (Droplet size) และปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง [17] ก็พบว่า เป็นชนิดหัวฉีดกรวย (Conical) มีการแพร่ของลำสเปรย์ที่ยาวที่สุดเนื่องจากไม่มีการสูญเสียที่รูหัวฉีด และองศาสเปรย์มีค่าเล็กที่สุดและการสูญเสียต่ำสุดของความเร็วเริ่มต้น รายงานผลกระทบของ Abrasive Flow Machining (AFM) [18 และ 19] ที่เป็นกระบวนการขัดลึนภายในหัวฉีด สำหรับลดแรงเสียดทานการและเพิ่มอัตราการไหลและและช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลในขณะการศึกษาอื่น ๆ ตรวจสอบการสร้างภาพสเปรย์ดีเซลหัวฉีดชนิดที่แตกต่างกันและมีการรายงานว่าการใช้ชนิดทรงกระบอก (Cylindrical) สามารถปรับปรุงองศาลำสเปรย์ของน้ำมันเชื้อเพลิงการแพร่ของปลายสเปรย์และการลดค่าสัมประสิทธิ์การฉีดของเชื้อเพลิง [20,21] อย่างไรก็ตามมีการศึกษาน้อยในการศึกษาการเป็นสเปรย์ของปาล์มไปโอดีเซลโดยใช้หัวฉีดต่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ความดันบรรยากาศในห้องแรงดันสูง

4.3 Experimental methods

4.3.1 การประมวลผลภาพ

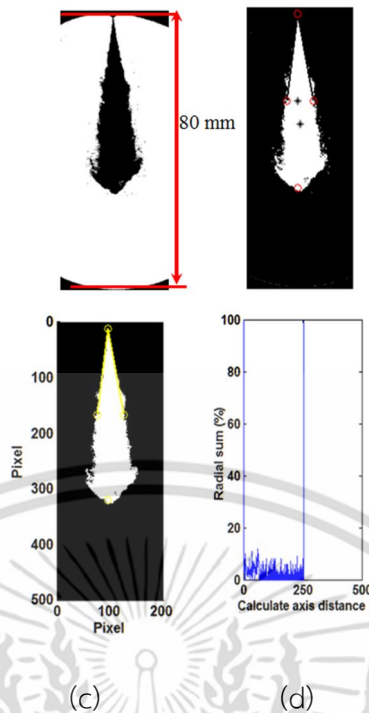
การประมวลผลภาพ (Image processing) ได้ถูกใช้ในการกำหนดขอบเขตของสเปรย์ รูปที่ 4.8 แสดงให้เห็นถึงการแพร่ของลำสเปรย์ปลายสเปรย์ (S) และมุมขององศาสเปรย์ของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล (B5) ในห้องแรงดันสูง (High pressure chamber, HPC) การวัดการแพร่ของลำเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สเปรย์ปลายสเปรย์ ในรูปที่ 4.8 (a) ถูกนำมาใช้วัดเป็น 80% ของการแพร่ของลำสเปรย์สูงสุดโดยหลีกเลี่ยงการเปลี่ยนจากระยะของเหลวเป็นการระเหยขององศาลำสเปรย์ ในรูป 4.8 (b) แสดงการวัดการแพร่ของลำสเปรย์ที่ครึ่งหนึ่งของการแพร่ของลำสเปรย์ ($S/2$) [9,22] จากนั้นใช้โปรแกรม Photron FASTCAM เพื่อแปลงภาพภาพถ่าย (512 x 512 พิกเซลและ ความละเอียด 12 บิต) จากในรูป 4.9 (a) ภาพสเปรย์ขนาด 100 x 200 พิกเซลและ 8 บิตภาพความละเอียด ถูกใช้เป็นภาพกำหนดทั้งการแพร่ของลำสเปรย์และองศาลำสเปรย์ที่ความละเอียดของภาพภาพ 8 บิต ตามกระบวนการที่อธิบายไว้ในรูป 4.9 (B-C) การประมวลผลภาพที่ใช้เทคนิคนี้เป็นการวิเคราะห์ภาพถ่ายจากงานวิจัยที่ผ่านมา Dernott และคณะ [22] ดังที่แสดงกระบวนการการประมวลผลภาพ (Image processing) ในรูปที่ 4.9 (b) - (c) ขั้นตอนการเริ่มต้นด้วย Binarization ของภาพที่ขนาด 100 x 200 พิกเซล ความละเอียด 8 บิต โดยการเปลี่ยนระดับเกณฑ์ของต้นโดยใช้ Otsu's method [23] ในตัดขอบภาพการแยกสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงจากพื้นหลังในรูปที่ 4.9 (b) วิธีการสร้างภาพดิจิทัลเชิงลบ (Negative) ของสเปรย์ปลายเป็นสีขาวในพื้นที่สเปรย์และบนพื้นหลังสีดำ โปรแกรมการประมวลผลภาพถูกนำไปใช้ในเชิงลบภาพดิจิทัลที่จะได้รับแกนส่วนกลางของการแพร่ของลำสเปรย์ โปรแกรมนี้วัดความยาวของสเปรย์ (สีขาว) องศาลำสเปรย์วัดได้ที่ทางออกของเชื้อเพลิงที่หัวฉีดที่ความยาวครึ่งหนึ่งเพื่อให้ได้ระยะทางตามแนวแกนเท่าที่เห็นในรูป 4.9 (c) และสุดท้ายรูป 4.9 (d) แสดงให้เห็นถึงผลรวมคำนวณรัศมีของความเข้มของสเปรย์ปลายในรายละเอียดตามแนวแกนที่จะได้รับ 80% ของความยาวสเปรย์ถูกกำหนดจากการกระจายสเปรย์ปลายในแต่ละชุดภาพสเปรย์ที่ได้รับจากการประมวลผลภาพตามเวลาในการฉีดของเชื้อเพลิง



รูปที่ 4.8 กำหนดการวัดความยาวและองศาของสเปรย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 ขั้นตอนการทำการประมวลผลภาพ

การวิเคราะห์ความผิดพลาดในงานวิจัยนี้ในส่วนของการแพร่ของลำสเปรย์และองศาของสเปรย์จากการประมวลผลภาพซ้ำที่ประมาณ $\pm 8\%$ ช่วงความเชื่อมั่น 95% จากนั้นค่าข้อมูลมาเฉลี่ยตามงานวิจัยที่ผ่านมา [9,24]

4.3.2 ปริมาตรของสเปรย์

ปริมาตรของสเปรย์ (Spray volume, V_T) อธิบายโดยสมการ 4.1 [25,26] เป็นตัวแปรที่บอกถึงการกระจายของสเปรย์โดยใช้ข้อมูลพื้นฐานในเชิงเรขาคณิตทั้งความยาวลำสเปรย์ (S) และองศาของสเปรย์ (θ) ที่ได้รับการประมวลผลภาพ (ในส่วน 4.3.1)

$$V_T = (\pi/3) S^3 [\tan^2(\theta/2)] \frac{1 + 2 \tan(\theta/2)}{[1 + 2 \tan(\theta/2)]^3} \quad (4.1)$$

4.3.3 การแทรกของอากาศในสเปรย์

การแทรกของอากาศในสเปรย์ (Mass of air entrained) โดยพิจารณาจากปริมาณการควบคุมของสเปรย์มวลของอากาศภายในของสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงที่คำนวณโดยคำนวณจากขนาดของการแพร่ของลำสเปรย์และองศาของสเปรย์ [16,27] อยู่บนพื้นฐานของสมการ (4.2)

$$M_a = \frac{\pi}{3} \left(\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \right)^2 s (t^3) \rho_a \quad (4.2)$$

$M_a(t)$ คือ มวลประมาณการของอากาศฟองด้วยสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงกับเวลา (t) ในหน่วยกิโลกรัม (kg)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

θ คือองศาลำสเปร์ย์ มีหน่วยเป็น เรเดียน (radian)

ρ_a คือ มีความหนาแน่นโดยรอบของแก๊สไนโตรเจน (kg/m^3)

4.3.4 อัตราส่วนของเชื้อเพลิงต่ออากาศและอัตราส่วนสมมูล

การประมาณอัตราส่วนของเชื้อเพลิงต่ออากาศ (Fuel air ratio) และอัตราส่วนสมมูล (Local equivalence ratio) ในการควบคุมปริมาตรของสเปร์ย์ โดยปริมาณสเปร์ย์ได้รับการประเมินโดย Naber และ Siebers [24] แสดงของปริมาณเฉลี่ยตามขวางโดยกระจายตามแนวรัศมี สำหรับการผสมและความเร็วของเชื้อเพลิง อัตราส่วนมวลเชื้อเพลิงรวมห้อง (F/A) เป็นฟังก์ชันของระยะทางจากแกนหัวฉีดและปริมาณของอากาศที่เข้าไปโดยรอบและกับเชื้อเพลิงได้ นั่นคือน้ำมันเชื้อเพลิงรวมต่อมวลอากาศ (F/A) เป็นฟังก์ชันความยาวของการแพร่ของลำสเปร์ย์จากหัวฉีดที่สามารถบรรยายโดยสมการ 4.3

$$F/A = \frac{2}{\sqrt{1+16(x/x^+)^2-1}} \quad (4.3)$$

โดยที่ส่วนกลับของสมการ F/A คือ Air fuel ratio (A/F) ในสมการที่ 4.4

$$A/F = \frac{\sqrt{1+16(x/x^+)^2-1}}{2} \quad (4.4)$$

อัตราส่วนสมมูลโดยประมาณตามลักษณะ เช่น ความยาวและองศาของลำสเปร์ย์ โดยมีปริมาณสารสัมพันธ์เชื้อเพลิงในการศึกษาครั้งนี้ก็คล้ายคลึงกับการแทรกของเชื้อเพลิงทางอากาศในการควบคุมปริมาณสเปร์ย์ค่าของอัตราส่วนสมมูลตามความยาวของการแพร่ของลำสเปร์ย์ โดยอัตราส่วนสมมูลสามารถใช้ความสัมพันธ์ของ Sieber [9,28] ดังสมการ 4.5

$$\bar{\phi}(x) = \frac{2(AF)_{st}}{\sqrt{1+16(x/x^+)^2-1}} \quad (4.5)$$

เมื่อ $\bar{\phi}(x)$ คือ อัตราส่วนสมมูลเฉลี่ยตามหน้าตัดความยาวของการแพร่ลำสเปร์ย์ ซึ่งเป็นค่าอัตราส่วนสมมูลข้ามส่วนที่ระยะทางเฉลี่ยที่ความยาวของสเปร์ย์ในช่วงต่างๆ

$(AF)_{st}$ เป็นอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิง แบบพอดีหรือเรียกว่า Stoichiometric ตัวแปรนี้ขึ้นอยู่กับองค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งได้รับการพิจารณาโดยใช้วิเคราะห์องค์ประกอบของ คาร์บอน ไฮโดรเจน และไนโตรเจน (C-H-N) ของเชื้อเพลิง และจากสมการสมดุลทางเคมี x^+ คือ ความยาวเฉพาะ (Characteristic length) ของน้ำมันเชื้อเพลิงลักษณะของการควบคุมปริมาณสเปร์ย์ในสมการ 4.6

$$x^+ = \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a} \frac{\sqrt{C_a d_o}}{a \tan(\theta/2)}} \quad (4.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ C_a เป็นพื้นที่การเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดเท่ากับ 0.95 ตามที่กำหนดโดย [28] อย่างไรก็ตามในการศึกษาทดลองนี้ขนาดของหัวฉีดที่แตกต่างทำงานก่อนหน้า จึงได้มีการหาค่า C_a ซึ่งหาจากปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่วัดได้จากอัตราการฉีดแบบ Zeuch ได้ค่า C_a เท่ากับ 0.988 และ C_a คือ 0.95 ในการศึกษาในปัจจุบันนั้นก็จำเป็นที่จะหา C_a โดยใช้อัตราการฉีด Zeuch เพื่อตรวจสอบ C_a และ C_v โดยใช้สมการ $C_a = C_d/C_v$ เป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.75

อัตราส่วนสมมูลที่ประมาณจากรัศมีของแกนลำสเปรย์ที่มีการจัดรูปแบบการแทรกของของอากาศ (Air entrainment) การปรับอากาศพร้อมแกนหัวฉีดจากการผสมอากาศและการแทรกของสเปรย์ที่มีผลกระทบจากค่าอัตราส่วนสมมูลตามแนวรัศมีสเปรย์ [28]

การเลือกในการวิเคราะห์ทางทฤษฎีของการแทรกของของอากาศได้โดยประมาณสำหรับอัตราส่วนสมมูลตามแนวรัศมีมีความยาวของลำสเปรย์ [26] ที่แสดงโดยสมการ 4.7

$$\theta(x, r) = \phi_{axis}(x) \exp\left(-\alpha \left(\frac{r}{R}\right)^2\right) \quad (4.7)$$

เมื่อ $\phi_{axis}(x)$ คือ อัตราส่วนสมมูลที่ความยาวของลำสเปรย์

r คือ ระยะในแนวรัศมี

R คือ รัศมีตามแนวแกนเทียบกับองศาของ $R = x \tan(\theta/2)$.

α คือ ตัวแปรทางรูปทรงของส่วนหัวของตามการกระจาย Gaussian [26] ซึ่งมีค่าเท่ากับ 2.3 ได้มาจาก $\phi(x, R) = 0.1 \phi_{axis}$.

เมื่ออัตราส่วนสมมูลที่ตามความยาวของการแพร่ลำสเปรย์ และตามความยาวได้ดังสมการที่ 4.8

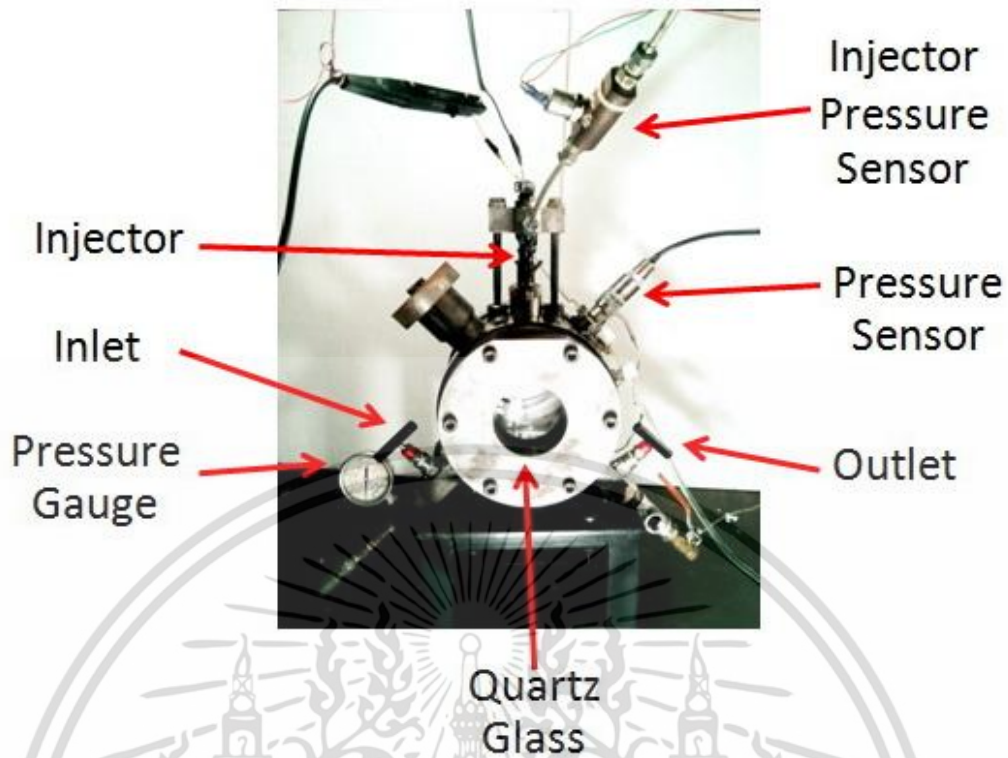
$$\phi_{axis}(x) = 2.55 \phi(x) \quad (4.8)$$

4.4 อุปกรณ์การทดลองศึกษาคุณลักษณะสเปรย์ของน้ำมันเชื้อเพลิง

4.4.1 ห้องความดันสูง

ห้องความดันสูงเป็นห้องที่สามารถสังเกตคุณลักษณะสเปรย์ของน้ำมันเชื้อเพลิง โดยมีกระจกควอตซ์ที่ด้านข้างเพื่อสังเกตคุณลักษณะสเปรย์ของน้ำมันเชื้อเพลิง ภายในมีการติดตั้งหัวฉีด โดยห้องความดันสูงถูกใช้เพื่อจำลองความดันสูงเสมือนในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์จริงสำหรับการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง เพื่อศึกษาลักษณะของสเปรย์

ในงานวิจัยนี้ใช้ห้องความดันสูงที่ได้รับการออกแบบไว้ในปีการศึกษา 2554 [8] โดยนักศึกษาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เรื่องการออกแบบห้องความดันสูงสำหรับทดสอบน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลแบบฉีดตรง



รูปที่ 4.10 ห้องความดันสูงในการทดสอบคุณลักษณะของละอองเชื้อเพลิง

4.4.2 หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง

ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแบบรางร่วม (Common rail) แบบโซลินอยด์ยี่ห้อ DENSO โดยดัดแปลงหัวฉีด แบบรูเดียวขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 และ 200 ไมโครเมตร ประกอบหัวฉีดเข้ากับท่อน้ำมันแรงดันสูง โดยติดตั้งสายน้ำมันเข้ากับหัวฉีดเพื่อเป็นทางออกของน้ำมันในกรณีแรงดันภายในหัวฉีดตามรูปที่ 4.11



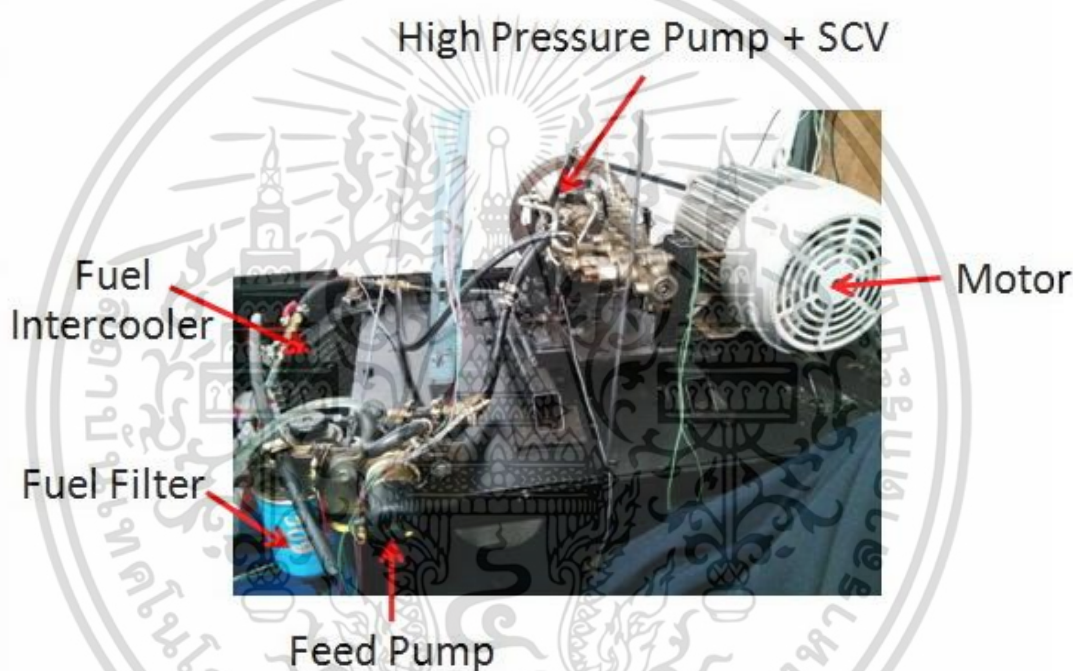
รูปที่ 4.11 หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.3 ระบบการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแบบรางร่วม

เป็นระบบที่ใช้รางจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงตัวเดียวสำหรับทุกสูบ (common rail) และส่งน้ำมันเชื้อเพลิงความดันสูงไปยังหัวฉีดแล้วทำการฉีดด้วยสัญญาณจากชุดควบคุมเครื่องยนต์ (ECU) หัวฉีดมีหลายแบบแตกต่างกัน ส่วนใหญ่ทำงานโดยวิธีเก็บน้ำมันเชื้อเพลิงรอไว้หลังปลายหัวฉีดโดยมีลิ้นแบบเข็มปิดกั้นน้ำมันเชื้อเพลิงไว้ด้วยแรงสปริงหรือแรงแม่เหล็กไฟฟ้า หัวฉีดความดันต่ำ เมื่อเพิ่มความดันลิ้นจะถูกดันให้เปิดและปล่อยน้ำมันเชื้อเพลิง น้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกฉีดทันทีที่โซลินอยด์ไฟฟ้าตั้งลิ้นแบบเข็มถอยหลัง โดยควบคุมปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่ฉีดตามเวลา

การทดลองนี้ใช้ระบบการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแบบรางร่วมความดันสูง (ใช้รางร่วมของ ISUZU) ซึ่งขับเคลื่อนมอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 5 แรงม้า ตามรูปที่ 4.12



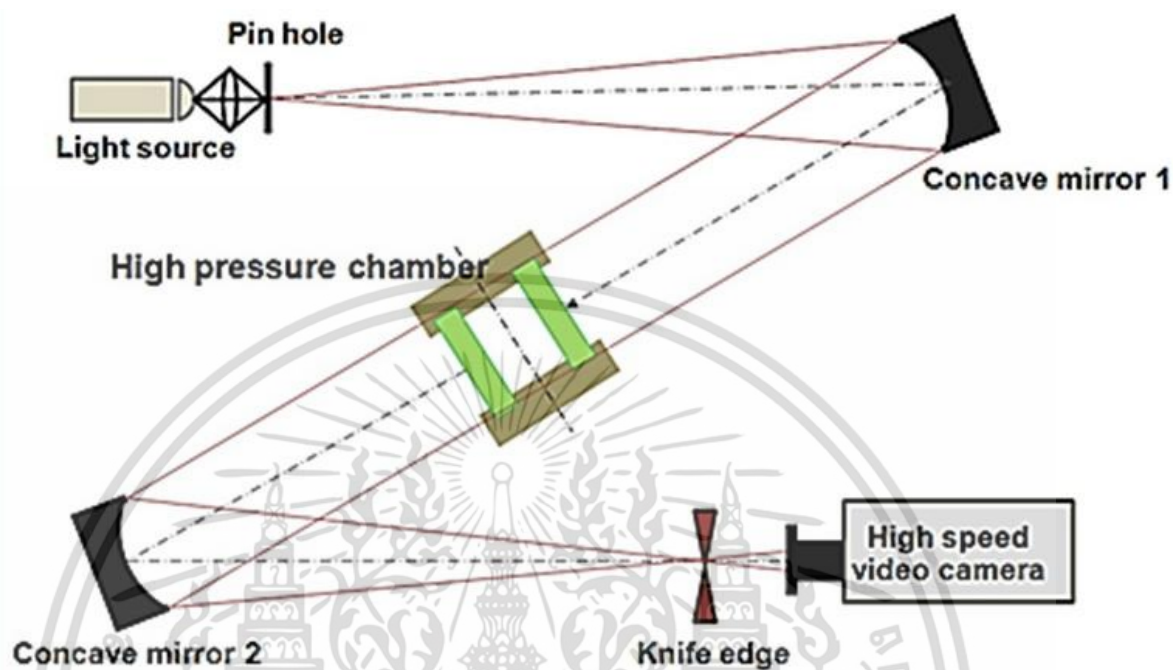
รูปที่ 4.12 ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม

4.4.4 อุปกรณ์บันทึกภาพ

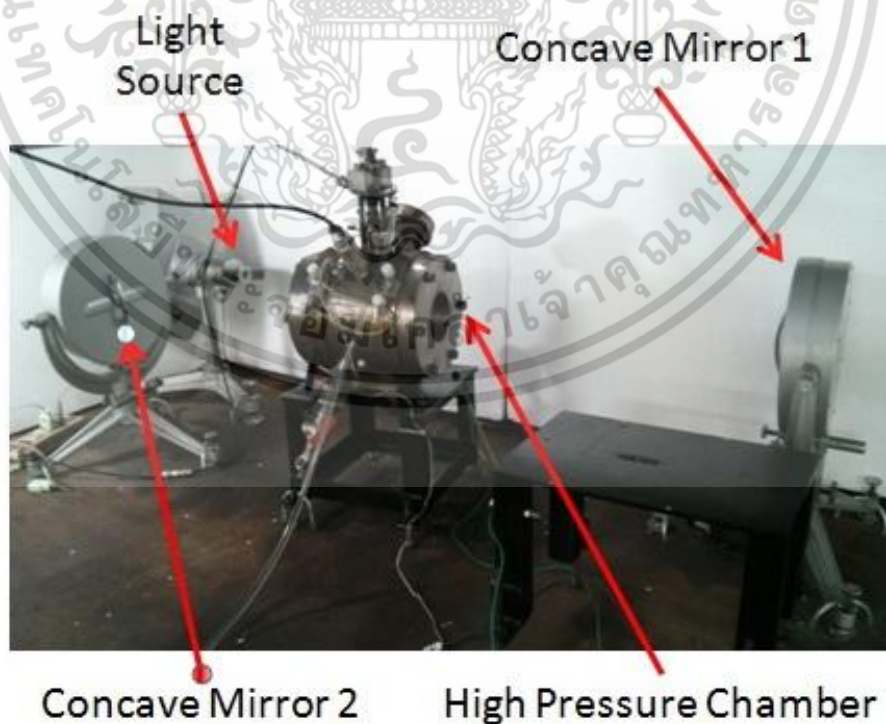
ในงานวิจัยนี้ใช้วิธีการบันทึกภาพแบบชวรีเรน (Schlieren technique) [4] ร่วมกับกล้องวิดีโอความเร็วสูง (High speed video camera) ซึ่งใช้ลำแสงจากแหล่งกำเนิดแสง (Light source) กระจายผ่านกระจกโค้งได้ลำแสงที่ขนานกันเป็นเส้นตรงผ่านสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิง โดยการถ่ายภาพแบบชวรีเรนสามารถความแตกต่างของแกรเดียนระหว่างความหนาแน่นของสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงและความหนาแน่นของไนโตรเจน การทำให้เกิดการหักเหของแสงทำให้เกิดภาพผ่านกระจกโค้งตัวที่สอง (Concave mirror 2) แล้วสะท้อนที่รวมแสงไปตัดที่จุดโฟกัส จากนั้นบันทึกภาพด้วยกล้องถ่ายภาพความเร็วสูงยี่ห้อ Photron รุ่น SA7 30K-M2 ความเร็วในการบันทึกภาพ 10,000 รูปต่อวินาที ความเร็วชัตเตอร์ 1/70000 วินาที ขนาดภาพ 512x512 พิกเซล การควบคุมการสั่งการทำงานด้วยสัญญาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการ์ตควบคุม NI-6229 ทั้งช่วงเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงและช่วงเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิงตามรูปที่ 4.13 โดยรายละเอียดนำเสนอในส่วนของหัวข้อ 4.3.1.5



รูปที่ 4.13 แผนผังระบบบันทึกภาพแบบซาโดวกราฟ [5]



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิฉะนั้นจะถือว่าผิดกฎหมายไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.15 กล้องถ่ายภาพความเร็วสูงยี่ห้อ Photron รุ่น Fastcam SA7 Model 30K-M2



รูปที่ 4.16 เลนส์ยี่ห้อ NIKKOR รุ่น 50 mm f1.4

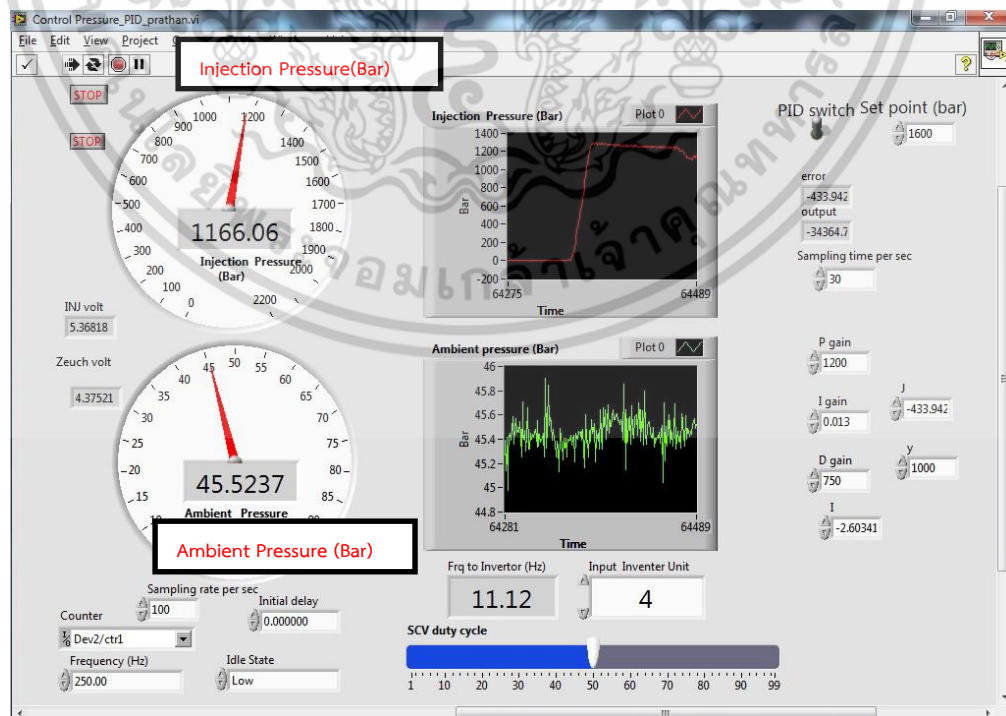
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.17 เลนส์เพิ่มทางเดินไฟฟ้าที่ห่อ KENKO Teleconverter รุ่น teleplus 1.4X

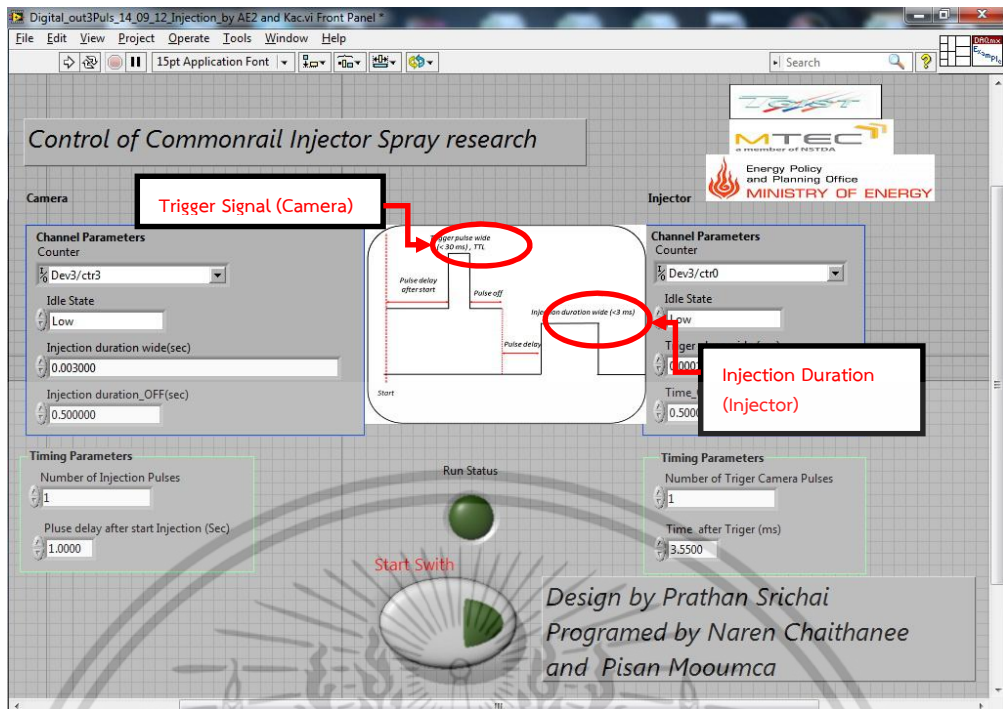
4.4.5 โปรแกรมควบคุมทดลอง

โปรแกรมควบคุมการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและการถ่ายภาพในรูปที่ 4.18 และ 4.19 เขียนด้วยโปรแกรมแลปวิว (LabVIEW) โดยใช้สัญญาณควบคุมย้อนกลับ (Close-loop) จากเซนเซอร์ความดันเพื่อควบคุมความดันในระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม (Commonrail) โดยสามารถกำหนดค่าเริ่มต้นต่างๆของการทดลองได้แก่ ระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection Duration) และความดันในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection Pressure) นอกจากนี้โปรแกรมยังแสดงค่าความดันเริ่มต้น (Ambient Pressure หรือ Back pressure) ที่เกิดจากการอัดแก๊สไนโตรเจนเข้าสู่ความดันสูง



รูปที่ 4.18 โปรแกรมควบคุมความดันการฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.19 โปรแกรมควบคุมการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและกล้องถ่ายภาพความเร็วสูง

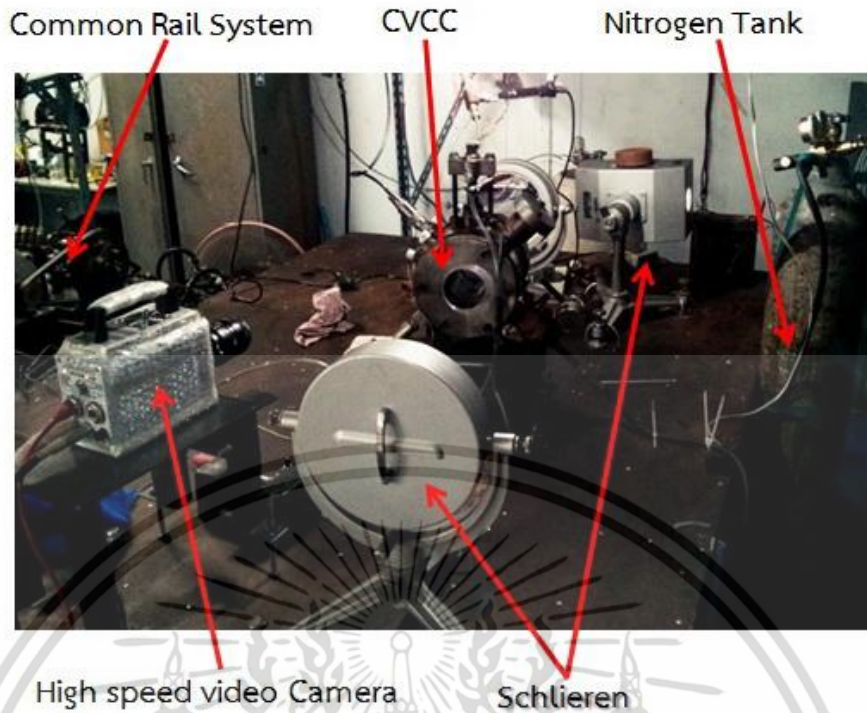
Common Rail System Injection Control Program (Labview)



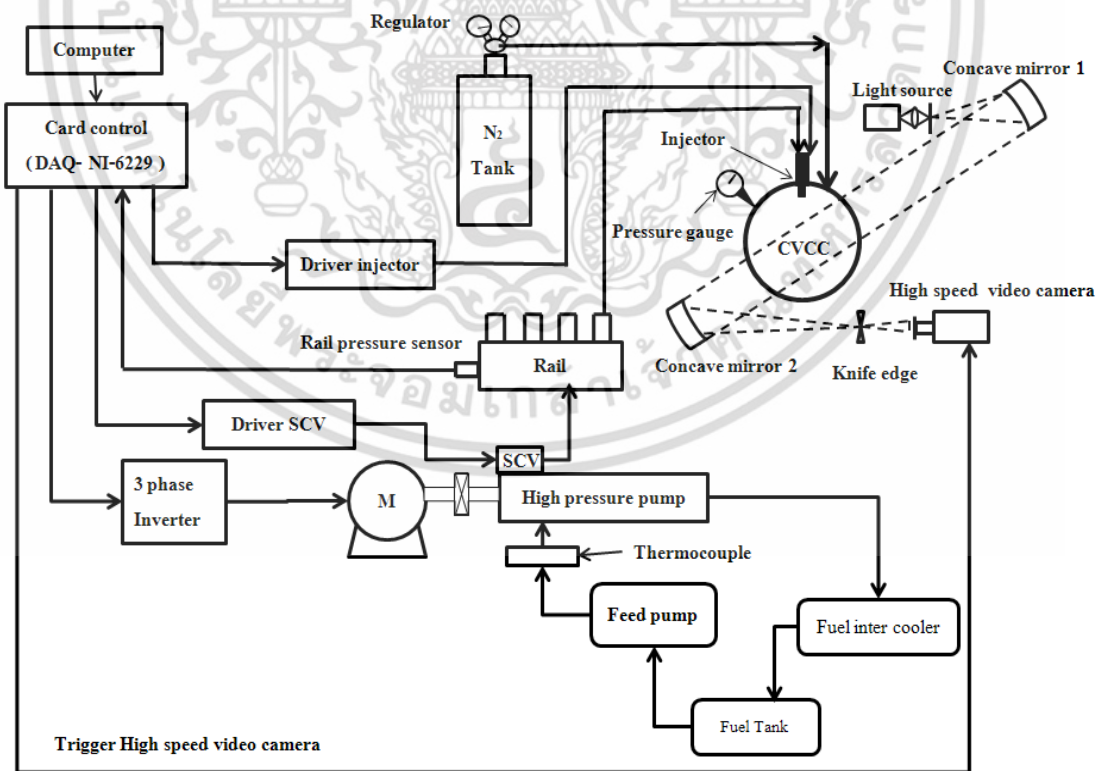
Injection Control Module

รูปที่ 4.20 ชุดอุปกรณ์ควบคุมการฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.21 ชุดอุปกรณ์อุปกรณ์บันทึกภาพและห้องความดันสูง



รูปที่ 4.22 แผนผังการทดลองโดยรวมของการศึกษาลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากแผนผังตั้งในรูปที่ 4.22 กล่าวประกอบด้วย 3 ระบบ ได้แก่

1. ระบบควบคุมการทำงานระหว่างกล้องถ่ายภาพรูปความเร็วสูงและการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง
2. ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม (Common rail)
3. ระบบถ่ายภาพแบบซูเปอร์เรโซล्यूชันพร้อมกล้องถ่ายภาพรูปความเร็วสูง

ระบบควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงประกอบไปด้วยคอมพิวเตอร์และการ์ดควบคุม ซึ่งจะส่งสัญญาณสั่งฉีดเชื้อเพลิงไปที่ไดรเวอร์หัวฉีด (Driver Injector) เพื่อสั่งเริ่มการฉีดเชื้อเพลิง พร้อมทั้งส่งสัญญาณควบคุมปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่ถูกดูดจากปั๊มแรงดันสูง (High Pressure Pump) ไปที่ไดรเวอร์วาล์วควบคุมปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิง (Driver SCV) เพื่อสั่งการทำงานวาล์วควบคุมปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิง (Suction Control Valve, SCV) และการ์ดควบคุมจะส่งสัญญาณสั่งการทำงานของอินเวอร์เตอร์ 3 เฟสเพื่อสั่งการทำงานมอเตอร์เป็นต้นกำลังให้กับปั๊มแรงดันสูง (High Pressure Pump) สุดท้ายการ์ดควบคุมจะส่งสัญญาณสั่งการทำงานของกล้องถ่ายภาพรูปความเร็วสูง โดยมีสัญญาณความดันรางเป็นสัญญาณควบคุมของวงจรทั้งหมด

ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม (Common rail) ประกอบด้วยมอเตอร์เป็นต้นกำลังให้กับปั๊มแรงดันสูงโดยมีสัญญาณควบคุม SCV ควบคุมการดูดจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงไปยังรางร่วม เพื่อทำการฉีดน้ำมันเข้าสู่ห้องความดันสูง ระบบถ่ายภาพแบบซูเปอร์เรโซล्यूชันพร้อมกล้องถ่ายภาพรูปความเร็วสูงประกอบด้วยชุดซูเปอร์เรโซล्यूชันและกล้องถ่ายภาพรูปความเร็วสูง โดยรับสัญญาณการสั่งการทำงานจากการ์ดควบคุม

สำหรับการสร้างความดันเริ่มต้นการทดลองนี้จะใช้แก๊สไนโตรเจนเพื่อสร้างความดันเนื่องจากอากาศประกอบไปด้วยแก๊สไนโตรเจนมากถึงร้อยละ 78 และเป็นก๊าซเฉื่อย

4.5. เงื่อนไขในการทดลอง

เงื่อนไขการทดลองของการศึกษานี้แสดงดังตารางที่ 4.1 ใช้ระยะเวลาการฉีดเชื้อเพลิง (Energizing time, ET) ในการศึกษาครั้งนี้ได้จำลองการฉีดเชื้อเพลิงช่วงกำลัง (Main injection) ที่ภาระงาน 50% ที่ความเร็วของรถ 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมง โดยทำการทดสอบที่เครื่องวัด Chassis dynamometer ส่วนความดันของแก๊สไนโตรเจน (P_{back}) ภายในห้องความดันสูงได้ที่ 4.5 เมกะปาสคาล ความดันย้อนกลับนี้ที่คำนวณได้เป็นความดันที่จุดเริ่มต้นของการฉีดในเครื่องยนต์ดีเซลภายใต้เงื่อนไขไอเซนโทรปิก (Isentropic) ที่มีอัตราส่วนกำลังอัด (Compression ratio, CR) 18 [33] ที่หัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตรและ 200 ไมโครเมตรมีการตรวจสอบที่ความดันคงที่ 120 เมกะปาสคาล

ตารางที่ 4.1 เงื่อนไขในการทดลอง

Experimental Variables	Conditions
Test fuels	B5, B20, B40, B40, B60, B80, B100
Energizing time, ET (ms)	1.0
Back pressure, $P_{,back}$ (MPa)	4.5
Injection pressure, $P_{,inj}$ (MPa)	120
Injector diameter, $D_{,inj}$ (μm)	140 and 200

ตารางที่ 4.2 ค่าความแม่นยำและความละเอียดของอุปกรณ์ทดลอง

Equipment	Resolution	Accuracy
High speed video camera Sensor with Len distortion, (Photron SA-7)	10 μm pixel size (Mono-chrome) at 10,000 fps (0.1 ms per picture)	± 0.1 mm per pixel
Pulse delay controller (NI 6601)	12.5 ns resolution (80 MHz time base)	± 0.005 ms
Back pressure sensor (PXT-2000)	0.0345 MPa	± 0.005 Mpa
Injection pressure sensor (Gems Sensors)	0.05 MPa	± 0.025 MPa
Thermocouple (Type K, diameter 2 mm)	0.1 $^{\circ}\text{C}$	± 2.2 $^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง

Property	Test standard and method	B5	B20	B40	B60	B80	B100
Density (kg/m ³)	ASTM D4052	823	828	837	846	856	862
Viscosity @40 C, (cSt)	ASTM D445	3.32	3.35	3.65	3.89	4.25	4.44
Surface tension (mN/m)	ASTM D 1590	26.3	27.1	27.38	27.68	28.44	28.6
Heating value, (MJ/kg)	ASTM D240	45.86	44.4	43.44	42.45	41.2	39.89
Bulk modulus (MPa)	Volume change in zuech's injection rate	1282	1316	1363	1456	1472	1482
Injection quantity (mg)	D _{inj} 140 μm	5.22	5.08	4.84	4.71	4.51	4.24
	D _{inj} 200 μm	9.63	8.28	8.62	8.32	8.11	7.88

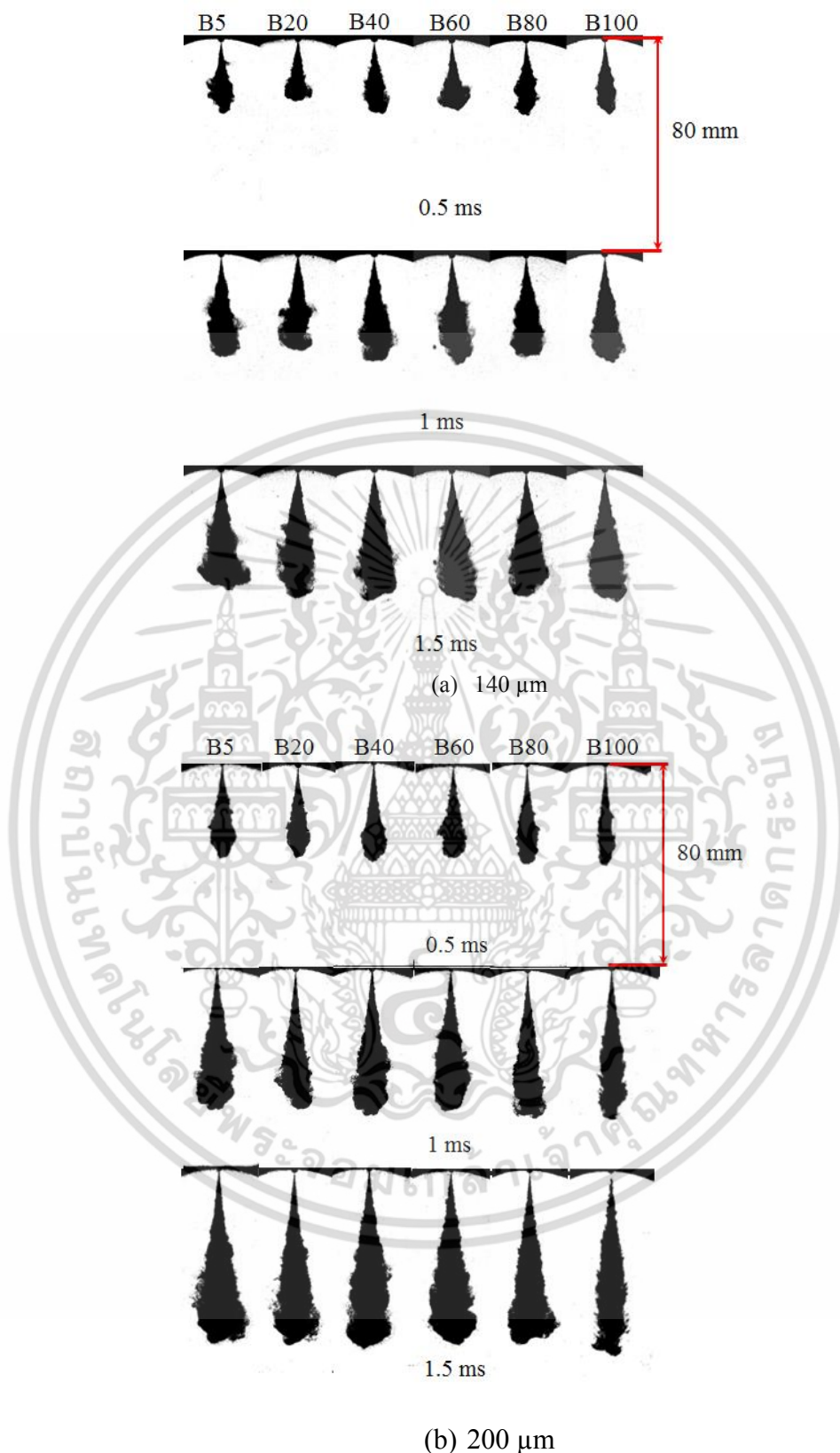
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลอง

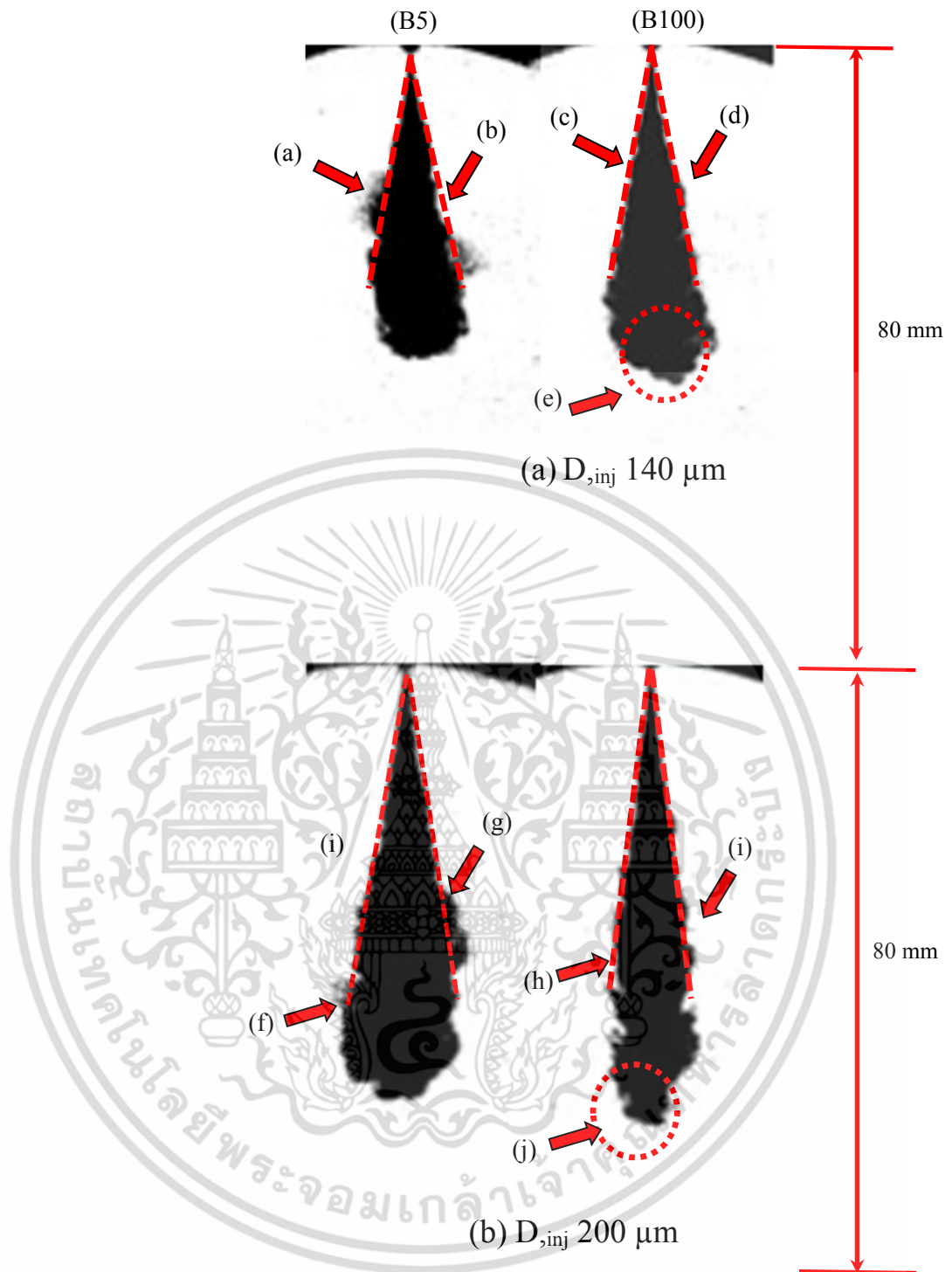
4.6.1 การวิเคราะห์ภาพถ่ายจากซาโดวกราฟ

ภาพลำดับของการพัฒนาสเปร์ย์ของดีเซลและไบโอดีเซลผสมตามอัตราส่วนที่เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด (D, inj) 140 (a) และ (b) 200 ไมโครเมตร มีการแสดงในรูปที่ 4.17 แสดงภาพลำดับภาพ Shadow graph ซึ่งถูกเปรียบเทียบที่ภายใต้เงื่อนไขการทดลองเดียวกันในประเภทของเชื้อเพลิงทดสอบแสดงให้เห็นด้านบนของภาพ Shadow graph แสดงในแนวตั้ง ผลการศึกษาพบว่าที่หัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร ความยาวของลำสเปร์ย์ยาวกว่าและองศาแคบกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร นี้แสดงให้เห็นว่ามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดขนาดใหญ่สามารถเพิ่มปริมาณการฉีดและสเปร์ย์โมเมนตัมและเปลี่ยนสถานะจากของเหลวให้กลายเป็นไอได้ดี รูปที่ 4.24 แสดงการขยายภาพของการวิเคราะห์ภาพถ่ายของลำสเปร์ย์ของเชื้อเพลิงดีเซล (B5) และ ไบโอดีเซล (B100) สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 140 ไมโครเมตรและขนาด 200 ไมโครเมตร ในการวิเคราะห์การผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงในช่วงสมดุลแบบคงตัว (Quasi steady state)





รูปที่ 4.23 ภาพถ่ายของลำสเปรย์ของหัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (a) D_{inj} 140 ไมโครเมตร (b) D_{inj} 200 ไมโครเมตร, ที่ระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิง (ET) 1 มิลลิวินาที, ความดันของการฉีดเชื้อเพลิง (P_{inj}) เท่ากับ 120 เมกะปาสคาล, ความดันย้อนกลับ (P_{back}) เท่ากับ 4.5 เมกะปาสคาล เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.24 การเปรียบเทียบลักษณะของลำสเปรย์ ของเชื้อเพลิงดีเซล (B5) และไบโอดีเซล (B100) ที่เวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง 1.5 มิลลิวินาที

การไหลเข้าแทรกตัวที่มีผลกระทบของการไหลวน (Vortex) และ Local mixing ในตำแหน่งนอกของรูปทรงสามเหลี่ยมด้านนอกของสเปรย์ (สีแดง) ในงานวิจัยนี้แยกสเปรย์จากมุมถูกกำหนดให้เป็นการแทรกตัวของอากาศ (Air entrainment) ผลกระทบของเชื้อเพลิงชนิดและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดจะแสดงในรูป 4.17 ในส่วนของการลักษณะแทรกตัวของอากาศ เมื่อหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร แสดงในรูป 4.24 (a) สำหรับดีเซล (B5) ด้วย 140 ไมโครเมตร ช่วงเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

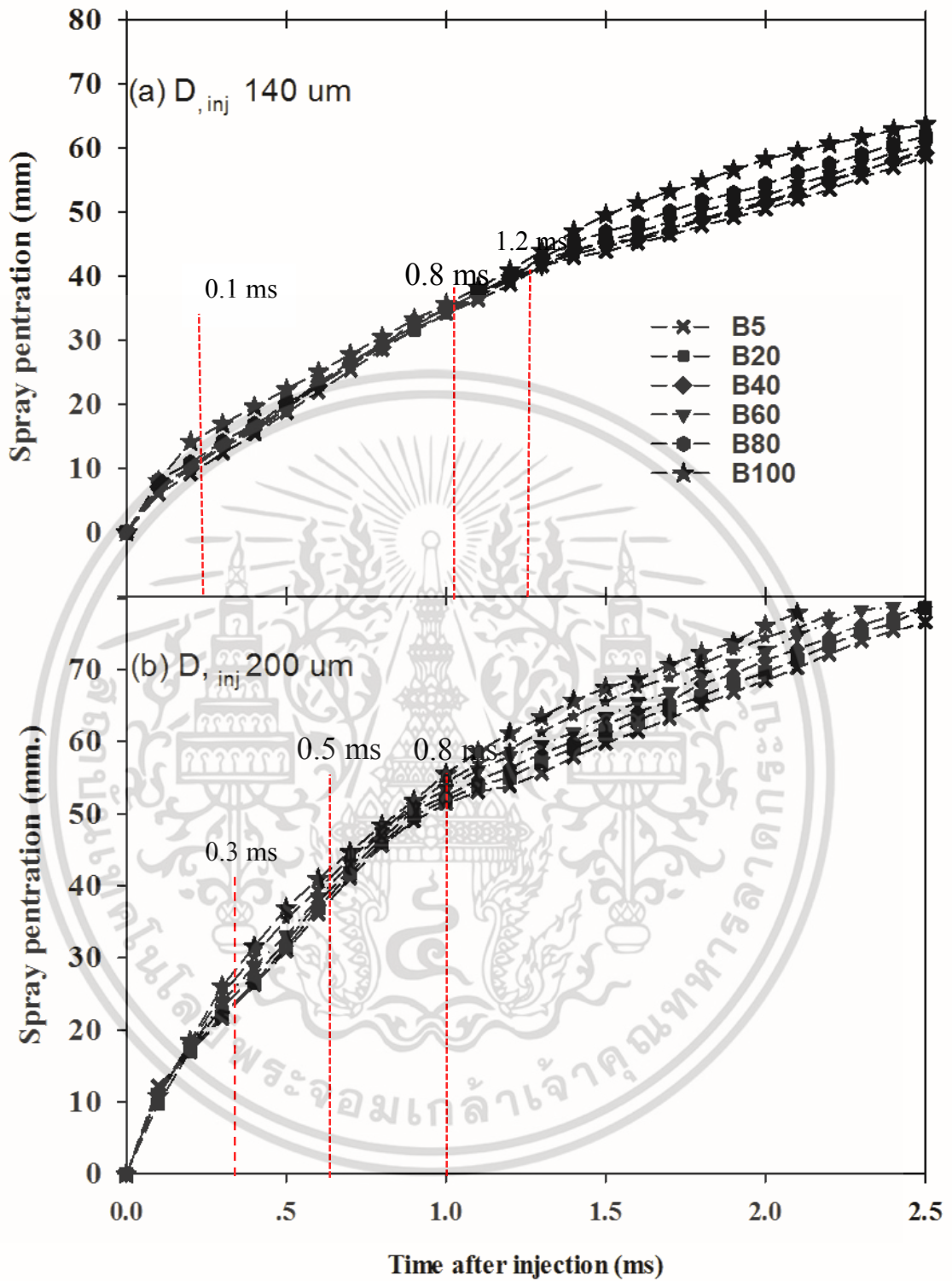
Air entrainment ที่เกิดขึ้นที่ความยาวของสเปรย์ที่ 60 ถึง 80% ต่อมาที่จุด (c) และ (d) ที่เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดเท่ากับ 200 ไมโครเมตร อากาศ พบว่า Air entrainment ย้ายไปอยู่ด้านปลายของสเปรย์ (F) และ (g) การเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตร สังเกตเห็นการลดของอากาศของเชื้อเพลิงดีเซล B5 ที่ (จุด C และ D) เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดเท่ากับ 200 ไมโครเมตร ไม่มีส่วนที่หลุดออกส่วนเล็ก ๆ ของอากาศ Air entrainment สังเกตว่ามีความแตกต่างจากของไบโอดีเซล (B100) ที่จุด (h) และ (i) การแทรกตัวของสเปรย์เกิดขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากความหนืดและแรงตึงผิวของเชื้อเพลิงสูง ทำให้แยกตัวออกของเชื้อเพลิงรูปกรวยสเปรย์ การแพร่ของลำสเปรย์ปลาย ไบโอดีเซล (B100) เป็นนานกว่าที่ของดีเซล (B5) ที่จุด (E) สำหรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร และที่จุด (j) สำหรับหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร เนื่องจากโมเมนต์การฉีดที่เพิ่มขึ้นของไบโอดีเซล (B100) จากการเพิ่มขึ้นของปลายสเปรย์

4.6.2 การแพร่ของลำสเปรย์ (Spray penetration)

ในรูปที่ 4.25 (a) แสดงให้เห็นถึงผลของการแพร่ของลำสเปรย์ของเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดขนาด 140 ไมโครเมตรของทุกเชื้อเพลิงจากเวลาระยะเริ่มต้น (0.1 มิลลิวินาทีหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง) ระยะเวลาในการแพร่ของลำสเปรย์ของไบโอดีเซล (B100) ยาวกว่า B5 การแพร่ของลำสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงของแต่ละการทดสอบแสดงให้เห็นแนวโน้มที่คล้ายกันในเวลาที่เวลา 0.8 มิลลิวินาทีหลังฉีดเชื้อเพลิง ความยาวของสเปรย์เพิ่มขึ้นสำหรับไบโอดีเซลได้รับการ ตั้งข้อสังเกตว่าเป็นเพราะสัดส่วนของร้อยละของไบโอดีเซลในการผสมที่เพิ่มขึ้น ทำให้ความยาวของสเปรย์เพิ่มขึ้นของการผลิตไบโอดีเซลที่เกิดจากแรงดันที่เพิ่มขึ้นจากน้ำมันเชื้อเพลิง ในขั้นตอนสุดท้ายของการฉีดหลังจากที่ 1.2 มิลลิวินาที ที่เวลาของสเปรย์เพิ่มขึ้นด้วยการเพิ่มจำนวนของไบโอดีเซลในการผสมผสมในแนวโน้มจากน้อยตามเชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ตามระยะเวลาในการแพร่ของลำสเปรย์เพิ่มขึ้นเนื่องจากความหนาแน่นสูงขึ้นและทำให้โมเมนต์ของไบโอดีเซล

รูปที่ 4.25 (b) แสดงระยะเวลาในการแพร่ของลำสเปรย์สเปรย์ของหัวฉีดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร สำหรับทุกเชื้อเพลิงทดสอบ ช่วงการในระยะเวลาเริ่มแรก 0.3 มิลลิวินาทีหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง (Time after injection) ทุกการทดสอบมีความของการแพร่ของลำสเปรย์เดียวกัน อย่างไรก็ตามที่เวลา 0.5 มิลลิวินาทีหลังจากการฉีดเชื้อเพลิงตามเปอร์เซ็นต์ที่สูงขึ้นของน้ำมันไบโอดีเซล (B20, B40, B60 และ B80) ได้อีกต่อไปสเปรย์ของไบโอดีเซล กว่าเชื้อเพลิงดีเซล (B5) 0.8 มิลลิวินาทีหลังจากการฉีดในขั้นตอนสุดท้ายของการฉีดเข้มก่อนที่จะปิดแนวโน้มการแพร่ของลำสเปรย์แสดงให้เห็นความแตกต่างที่มีนัยสำคัญอีกต่อไปสำหรับสำหรับเชื้อเพลิงการผสมไบโอดีเซลและไบโอดีเซล ทั้งนี้เกิดความหนาแน่นของไบโอดีเซลที่สูงขึ้นและแรงตึงผิวของไบโอดีเซลที่ทำให้การแยกของสเปรย์และการกระจายตัวแย่ง ดังนั้นเชื้อเพลิงที่มีเปอร์เซ็นต์ที่สูงขึ้นของไบโอดีเซลก็ยากที่จะระเหยตามงานวิจัยที่ผ่านมา [14]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.25 การแพร่ของลำสเปรย์ที่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (a) $D_{inj} 140 \mu m$ and (b) $D_{inj} 200 \mu m$. ET 1ms, $P_{inj} 120 \text{ MPa}$, $P_{back} 4.5 \text{ MPa}$.

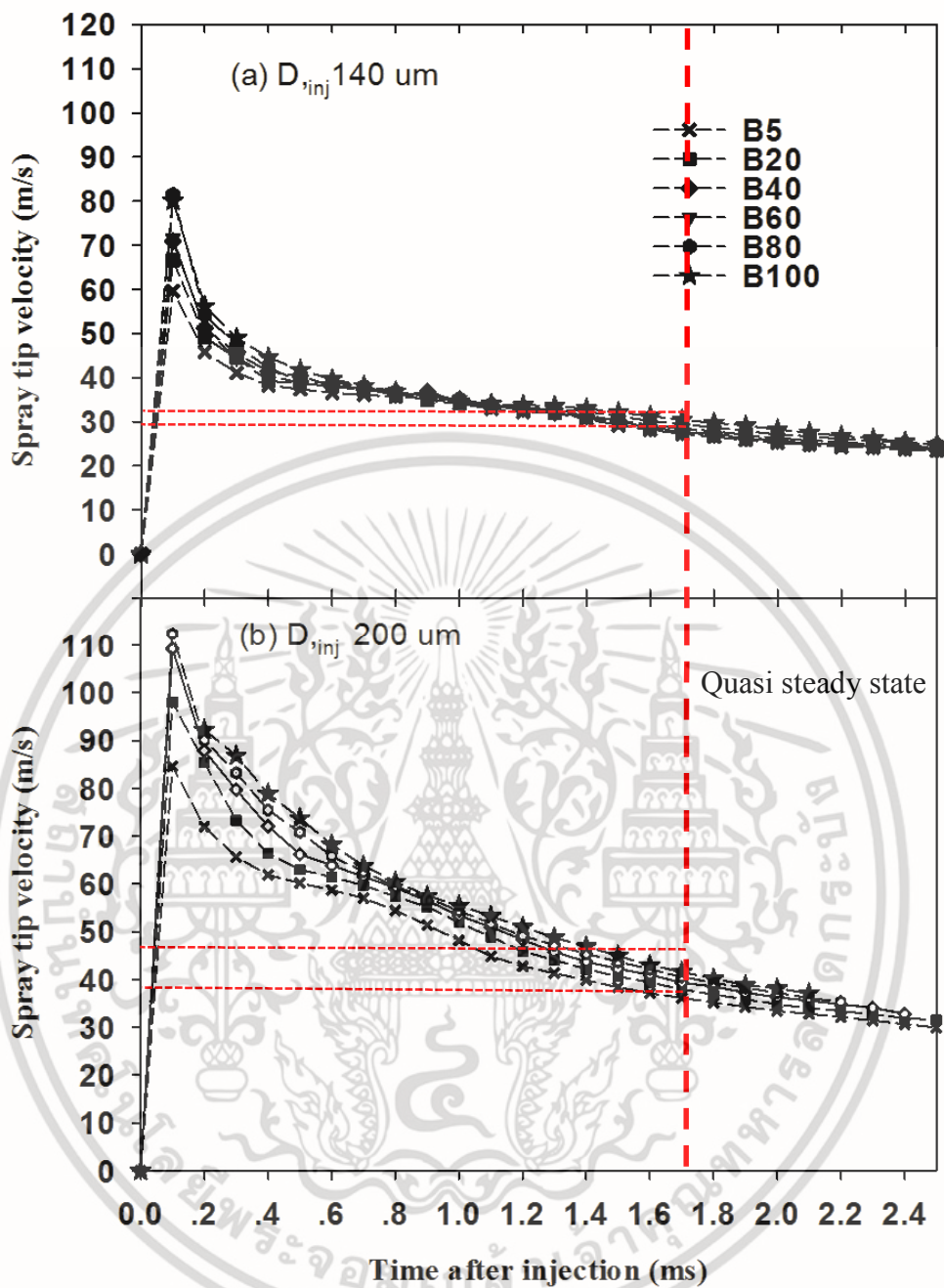
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.3 ความเร็วของสเปรย์

ผลของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดสเปรย์กับความเร็ว (Spray tip velocity) สำหรับดีเซลและการผสมไบโอดีเซลแสดงดังรูปที่ 4.26 สำหรับเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร (a) และ 200 ไมโครเมตร (b) ผลปรากฏว่าความเร็วปลายสเปรย์โดยใช้หัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร เร็วกว่าขนาดของหัวฉีด 140 ไมโครเมตรโดยที่อธิบายที่เป็นไปได้คือเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดขนาดใหญ่ทำให้เพิ่มปริมาณของน้ำมันเชื้อเพลิงและระยะเวลาในการฉีดสเปรย์ของเหลวและสิ่งเหล่านี้ได้รับผลกระทบจากความเร็วของสเปรย์

สังเกตว่าการผสมไบโอดีเซลสูงมีความหนาแน่นสูงและแรงตึงผิวต่ำ นี้เพิ่มความเร็วเริ่มต้นที่ 0.2 มิลลิวินาทีหลังฉีด โดยทั่วไปความหนาแน่นสูงขึ้นและโมเมนต์ของไบโอดีเซลจะทำให้ปลายสเปรย์ที่ไม่กระจาย โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตรความเร็วปลายสเปรย์สูงสุดที่ 0.1 มิลลิวินาที หลังจากฉีดเชื้อเพลิง B100, B80, B60, B40, B20, B5 อยู่ที่ 81, 72, 55, 51, 49, และ 46 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ แนวโน้มที่คล้ายกันเป็นข้อสังเกตที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดเป็น 200 ไมโครเมตร สเปรย์สูงสุดความเร็วปลายอยู่ที่ 115, 112, 109, 108, 98 และ 84 เมตรต่อวินาที สำหรับ B100, B80, B60, B40, B20 และ B5 ตามลำดับ เพิ่มขึ้นร้อยละ ในความเร็วสูงสุดสำหรับการฉีดสเปรย์หัวฉีดที่มีขนาดใหญ่เป็น 45, 50, 52, 49, 35 และ 29 เมตรต่อวินาที สำหรับ B100, B80, B60, B40, B20 และ B5 ตามลำดับ ความหมายของความเร็วที่เวลา 1.5 มิลลิวินาทีหลังฉีดเชื้อเพลิง ผลการศึกษาพบว่าความเร็วสเปรย์โดยใช้หัวฉีดที่มีรูขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร มีปริมาณลดลงและการฉีดเชื้อเพลิงเหล่านี้เป็นกลายเป็นไอที่ความดันบรรยากาศสูงที่ง่ายขึ้นและทำให้และความเร็วสเปรย์ต่ำลงเนื่องจากการเกิดแรงต้าน

เห็นได้ชัดว่าความเร็วปลายสเปรย์เพิ่มขึ้นในของหัวฉีด 200 ไมโครเมตร เนื่องจากพื้นที่การไหลเพิ่มขึ้น และทำให้ความเร็วของสเปรย์เพิ่มขึ้น ในส่วนของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลที่มีแรงตึงในการยึดผิวและความหนืดที่เพิ่มขึ้นทำให้การกระจายตัวของไบโอดีเซลโดยใช้เส้นผ่าศูนย์กลางขนาดใหญ่ขึ้นนั้นแย่ง เนื่องจาก การแยกตัวของเชื้อเพลิงมีค่าลดลง



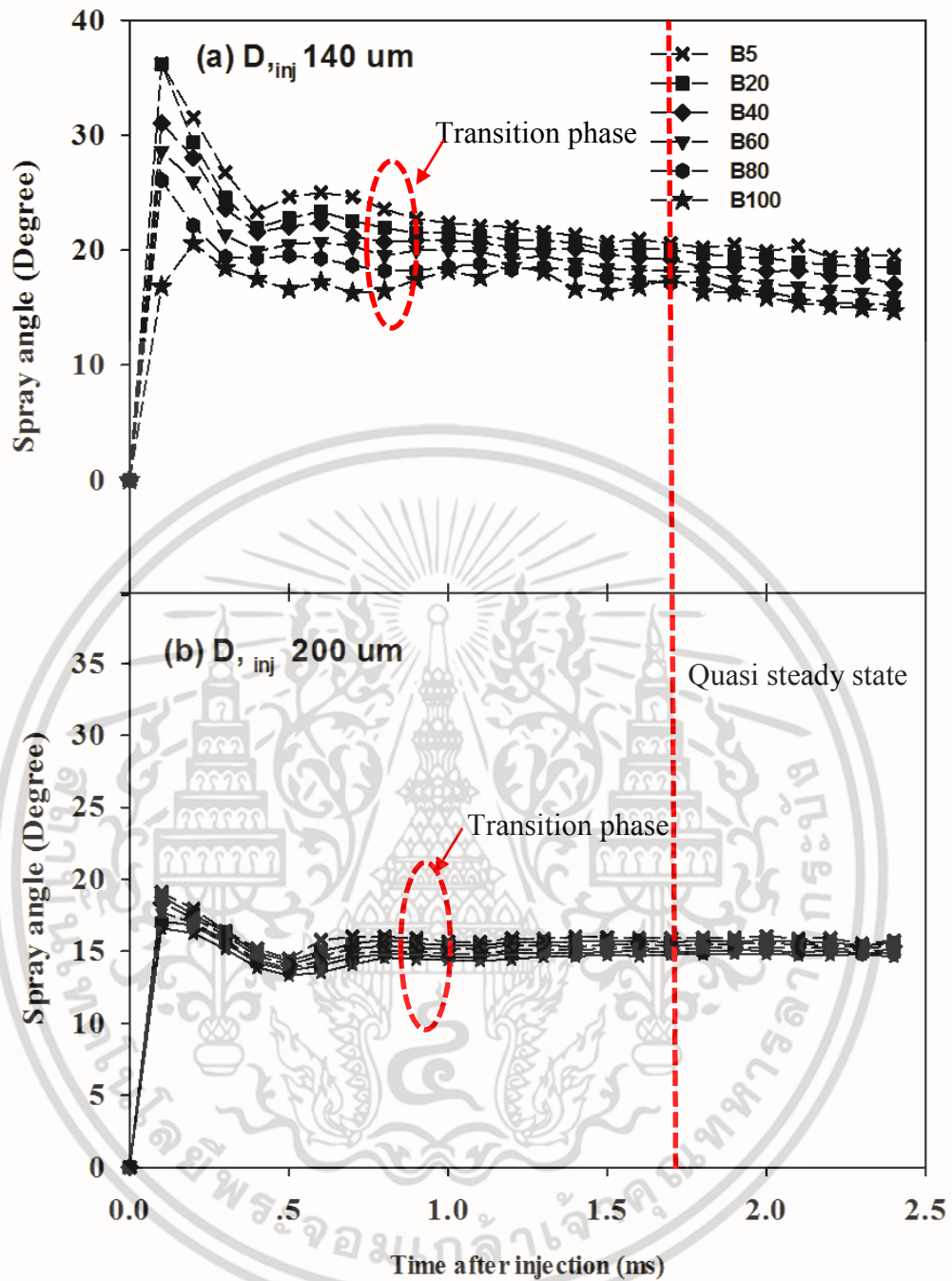
รูปที่ 4.26 ความเร็วของสเปรย์ (a) 140 μm (b) 200 μm , ET 1 ms, P_{back} 4.5 MPa, injection pressure 120 MPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.4 องศาของสเปรย์

เนื่องจากการไหลของเชื้อเพลิงที่มีการที่ความเร็วสูงทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) สูงขึ้นและการเกิดควาวิเตชั่นที่ทางเข้าของหัวฉีดซึ่งทำให้เชื้อเพลิงเกิดพลังงานจลน์สูงปั่นป่วนและทำให้สเปรย์มุมจนกระทั่งถึงช่วงเวลานั้นคงจึงจำเป็นต้องมีการกำหนด Quasi steady state [22,34,36] ถูกใช้ในการวิเคราะห์หองศาของสเปรย์ (Spray angle) ในการศึกษาสภาวะอยู่ที่มุมคงที่เวลา 1.5 มิลลิวินาทีหลังฉีดเมื่อปลายของสเปรย์ที่ประมาณ 70% จากปลายหัวฉีดโดยนิยามโดย Doudou [36]

ในรูป 4.27 (a) แสดงให้เห็นถึงองศาลำสเปรย์หัวฉีด 140 ไมโครเมตร ผลการศึกษาพบว่าองศาสเปรย์เป็น 20.24, 19.69, 18.52, 18.16, 17.26 และ 16.35 องศา ที่เชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ตามลำดับ ไบโอดีเซล (B100) มีองศาลำสเปรย์ที่แคบลง กระบวนการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจนในองศาลำสเปรย์เป็นข้อสังเกตที่ 0.5 มิลลิวินาที ที่เวลาหลังฉีดเชื้อเพลิงพบว่าองศาลำสเปรย์ลดลงอย่างมีนัยสำคัญกับการเพิ่มสัดส่วนไบโอดีเซลทั้งนี้เนื่องจากความหนืดและแรงตึงผิวสูงขึ้น ในรูปที่ 4.27 (b) แสดงให้เห็นถึงองศาลำสเปรย์โดยใช้หัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร สำหรับเชื้อเพลิงทดสอบที่แตกต่างกันที่ Quasi steady state 1.5 มิลลิวินาทีหลังฉีด การสังเกตของแนวโน้มองศาลำสเปรย์ที่เส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตร เชื้อเพลิงสำหรับทุกการทดสอบแสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงขององศาลำสเปรย์ช้ากว่าเมื่อเส้นผ่าศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร และสาเหตุที่ปริมาณการฉีดสูงขึ้นตามขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดขนาดใหญ่ (ในกรณีหัวฉีดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร และเป็นการเพิ่มส่วนที่เป็นของเหลวทำให้สเปรย์มุมของ B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 เป็นมีค่าดังนี้ 15.75, 14.99, 14.66, 14.31, 14 และ 13.52 องศาตามลำดับ ไบโอดีเซล (B100) ทำให้องศาลำสเปรย์ที่แคบลงนี้เกิดจากแรงตึงผิวที่สูงขึ้นของน้ำมันไบโอดีเซลที่นำไปสู่การลดลงการกระจายของของเหลวควาวิเตชั่นที่ลดลงเนื่องจากความหนืดสูงของหัวฉีด [37] ถึงแม้ว่าความดันไอดีเซลต่ำกว่าไบโอดีเซลมีผลเกี่ยวกับการเคลื่อนจากภายในหัวฉีดที่นำไปสู่องศาลำสเปรย์ที่แคบเนื่องจากความหนืดสูงขึ้นและการแยกตัวของเชื้อเพลิงของไบโอดีเซลและกระทบต่อมุมแคบสเปรย์ที่แคบลง ที่ระยะเวลาของเวลา 0.6 มิลลิวินาทีของหัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร สำหรับไบโอดีเซลและ 0.5 มิลลิวินาทีสำหรับ B5 เส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดขนาดใหญ่การเปลี่ยนแปลงขององศาลำสเปรย์แต่มีการเปลี่ยนแปลงของการเวลาองศาลำสเปรย์ไม่มีน้ำมันดีเซลกับทั้งสองขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด ความหนาแน่นของความหนืดและพื้นผิวที่สูงขึ้นความตึงผิวของไบโอดีเซลเพิ่มขึ้นเวลาเนื่องจากปริมาณการฉีดที่ลดลงนำไปสู่การเกิดการ ควาวิเตชั่น [37] สังเกตไบโอดีเซลนี้สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา [22]



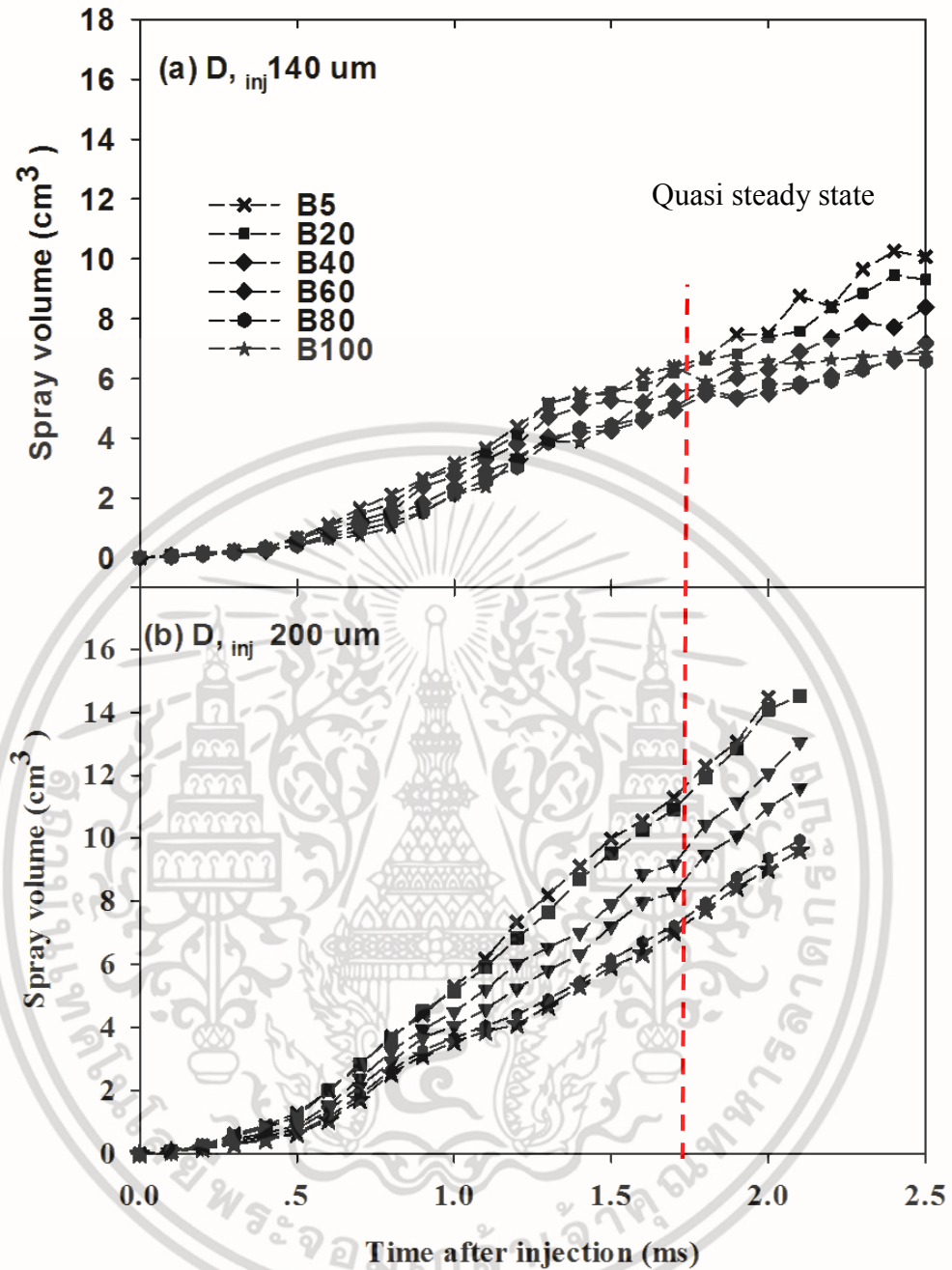
รูปที่ 4.27 องศาของสเปรย์ (a) D_{inj} 140 μm (b) D_{inj} 200 μm , ET 1 ms, P_{back} 4.5 MPa ที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 120 MPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.5 ปริมาตรของสเปรย์

จากสมการที่ 4.2 ใช้ในการหาปริมาตรของสเปรย์ (Spray volume) ตามที่รูปที่ 4.28 (a) ที่เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร โดยสังเกตว่าปริมาณสเปรย์ที่ถูกกลดลงเมื่อเพิ่มปริมาณส่วนผสมของไบโอดีเซล ในสถานะเสมือนที่ 1.5 มิลลิวินาทีหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง (Time after injection) ปริมาตรของสเปรย์ของ เป็น 5.46, 5.58, 5.27, 4.25, 4.44 และ 4.36 ลูกบาศก์เซนติเมตร ตามลำดับ ของเชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ซึ่งพบว่าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงของหัวฉีด 200 ไมโครเมตรตามแนวโน้มที่คล้ายกันเช่นเดียวกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร

การเพิ่มของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดรูปที่ 4.28 (b) แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มการลดลงของปริมาตรของสเปรย์ที่สอดคล้องกับปริมาณที่เพิ่มขึ้นของส่วนผสมไบโอดีเซล ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตรที่ 1.5 มิลลิวินาทีหลังจากฉีด 9.99, 9.53, 7.91, 7.21, 6.16 และ 5.93 ลูกบาศก์เซนติเมตรของเชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ตามลำดับ นอกจากนี้หัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางขนาดใหญ่เพิ่มขึ้นทำให้ความยาวของการแพร่ของลำสเปรย์และปริมาณสเปรย์มีค่าเพิ่มขึ้นของปริมาณขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดขนาดใหญ่ขึ้น โดยสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา [14,15] และการเพิ่มขึ้นสัดส่วนการผสมของไบโอดีเซลผสมผสานลดปริมาณสเปรย์ที่ลดลงเนื่องจากแรงตึงผิวสูงและแรงระหว่างโมเลกุลซึ่งการชะลอตัวของ Atomization ในการกระจายตัวของสเปรย์ตามผลของงานวิจัยที่ผ่านมา [26 และ 38]



รูปที่ 4.28 ปริมาตรของสเปรย์ (a) $D_{inj} 140 \mu\text{m}$ (b) $D_{inj} 200 \mu\text{m}$, ET 1 ms, P_{back} 4.5 MPa และ injection pressure 120 MPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

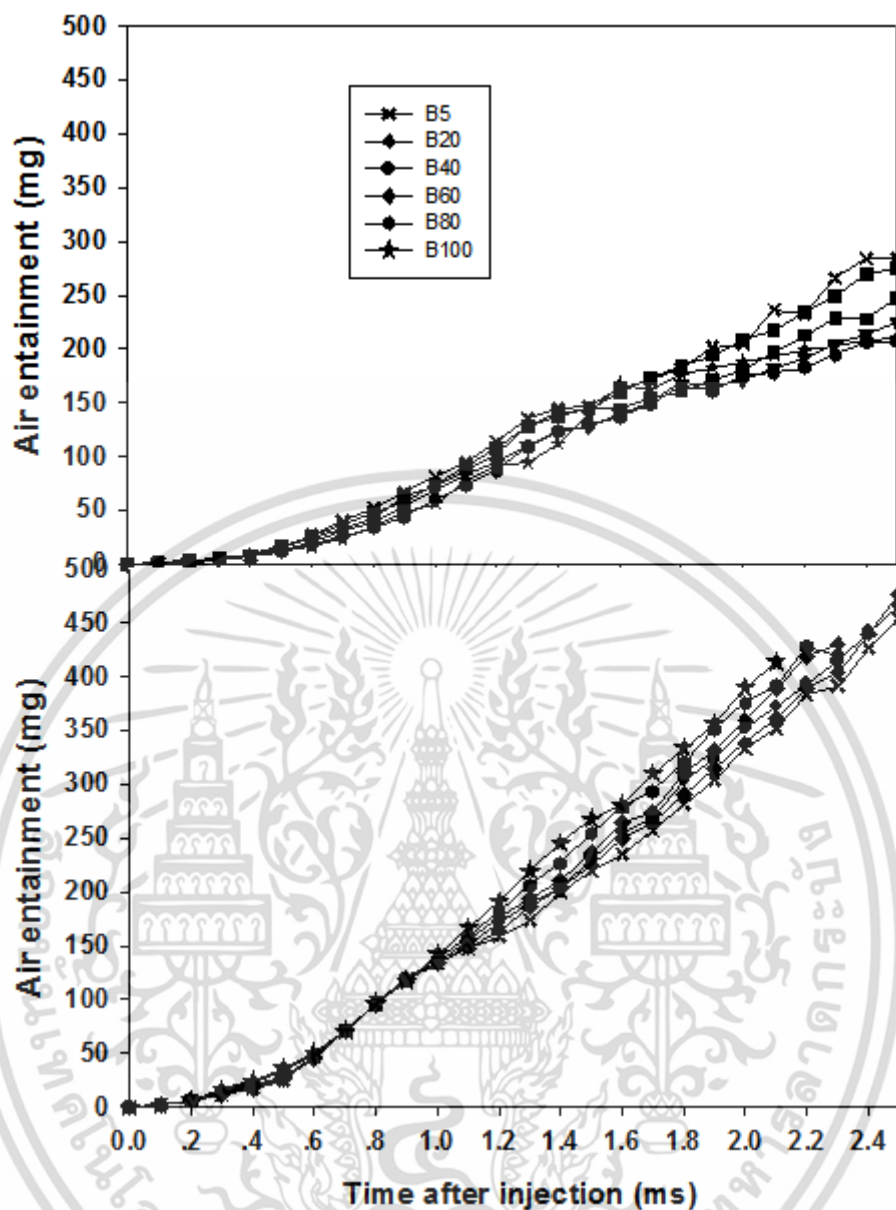
4.6.6 การแทรกตัวของอากาศในการผสมตัวที่สเปรย์

การแทรกตัวของอากาศในการผสมตัวที่สเปรย์ (Air entrainment in spray) ในปริมาณสเปรย์ที่คำนวณได้จากสมการที่ 4.2 และเมื่อเทียบกับค่าตามความยาวของการแพร่ของลำสเปรย์ (Spray penetration) ที่แตกต่างกัน ผลที่จะได้แสดงในรูป 4.29 (a) สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร (b) D, inj 200 ไมโครเมตร ในรูปที่ 4.29 (b)

ในส่วนของคุณภาพเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร จุดแยกของสเปรย์ที่เป็นจุดเริ่มต้นของการแทรกตัวของอากาศในการผสมตัวที่สเปรย์ที่การแพร่ของลำสเปรย์ 6-8 มม. (หรือที่เวลาประมาณ 0.3 มิลลิวินาทีหลังฉีด) และยังคงให้เห็นโดยปริมาณการฉีดพ่นในรูป 4.29 (a) อิทธิพลของอากาศ Air entrainment ข้อสังเกตในการแพร่ของลำสเปรย์สเปรย์ที่เป็นเสมือนคงที่ที่ 1.5 มิลลิวินาทีในส่วนที่ผ่านมา หรือเทียบเท่ากับความยาวของการแพร่ของลำสเปรย์ที่ 43-49 มิลลิเมตร ณ จุดนี้มวลของของอากาศที่แทรกเข้าไปมีค่าเป็น 146.5, 145.6, 143.9, 129.4 128.4 และ 129.2 มิลลิกรัมของเชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ตามลำดับ สิ่งที่น่าสังเกตคือความแตกต่างสูงสุดของมวลของอากาศระหว่าง B5 และ B100 ที่ความยาวของสเปรย์ 49 มม. มีความแตกต่างกันที่ 50 มิลลิกรัม สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตรแสดงในรูปที่ 4.29 (b) การแทรกตัวของอากาศในการผสมตัวที่สเปรย์เริ่มต้นที่การแพร่ของลำสเปรย์เป็น 30-32 มิลลิเมตร นี่เป็นช่วง Quasi-steady state มีคงที่ 1.5 มิลลิวินาที เทียบเป็นความยาวของลำสเปรย์ 59-62 มิลลิเมตร โดยจุดนี้ค่ามวลของอากาศที่แทรกมีค่าเป็น 219.2, 225.3, 231.4, 236.0, 224.3 และ 268.0 มิลลิกรัม เรียงลำดับตามเชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ตามลำดับ

ที่เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตรและที่ค่าการแพร่ของลำสเปรย์ 43-49 มิลลิเมตร มวลของอากาศโดยมวลของอากาศเท่ากับ 119.4, 119.3, 118.8, 118.2, 118.7 และ 116.5 มิลลิกรัมตามเชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ตามลำดับ เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเป็น 200 ไมโครเมตร มวลอากาศโดยการทดสอบเชื้อเพลิงมีค่า 418.1, 408.7, 398.7, 322.7, 330.7 และ 250.4 มิลลิกรัม สำหรับเชื้อเพลิง B5, B20, B40, B60, B80 และ B100 ตามลำดับ อย่างไรก็ตามเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเพิ่มขึ้นส่งผลให้ในระยะเวลาเป็นของเหลวที่นานขึ้น จึงทำให้การแยกตัวของละอองฝอยเล็ก ๆ (Atomization) ของเชื้อเพลิงมีขนาดใหญ่และลดการแทรกตัวของอากาศในการผสมตัวที่สเปรย์ การเพิ่มอัตราส่วนการผสมไบโอดีเซลสูงของการลดองศาลำสเปรย์และ Air entrainment ที่นำไปสู่การกระจายตัวของสเปรย์ผสมตัวของเชื้อเพลิงกับอากาศที่แย เนื่องจากแรงตึงผิวสูงและมีขนาดใหญ่ขนาดของ Droplet ที่เล็กลง [38] ทำให้การกระจายตัวของสเปรย์และผลกระทบของการผสมตัวระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงและการขยายตัวของปริมาณการสเปรย์ที่ถูกลดลง และยังสอดคล้องกับสเปรย์เมื่อใช้ไบโอดีเซลเป็นเพราะแรงตึงผิวสูงและความหนืด ตามงานวิจัยของ Mohan และคณะ [16]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



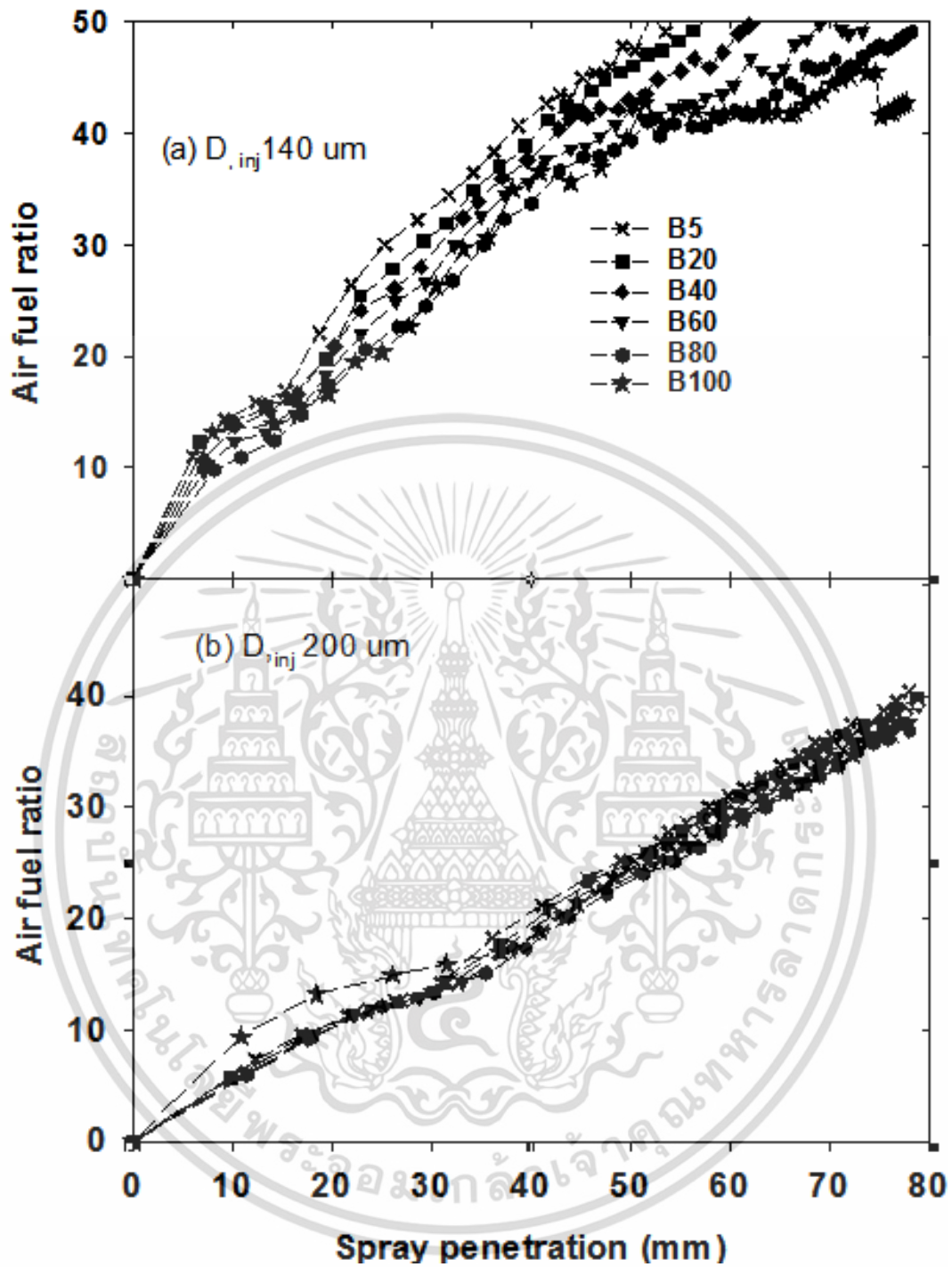
รูปที่ 4.29 การแทรกตัวของอากาศที่การแพร่ของลำสเปรย์ต่างกัน (a) D_{inj} 140 μ m (b) D_{inj} 200 μ m P_{back} 4.5 MPa and injection pressure 120 MPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.7 การประมาณอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ความยาวของสเปรย์ต่างกัน

อัตราส่วนอากาศกับน้ำมันเชื้อเพลิง (Air fuel ratio) ที่คำนวณได้จากสมการ 4.4 โดยใช้ข้อมูลจากภาพสเปรย์ โดยผลที่ได้แสดงในรูปที่ 4.30 (a) ที่เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร ผลการศึกษาพบว่าอัตราส่วน ถูกแบ่งออกเป็นสองช่วง แรกในช่วงเริ่มต้นของการฉีดสเปรย์จากกระทั่งถึงช่วงแทรกตัวของอากาศ ในช่วงเวลานี้ น้ำมันเชื้อเพลิงที่เป็นของเหลวทั้งหมดและ Air fuel ratio อัตราส่วนที่เพิ่มขึ้นด้วยการแพร่ของลำสเปรย์สเปรย์ อัตราส่วน Air fuel ratio ของ B5 มีค่าสูงสุดและรองลงมาเป็นไปโอดีเซลในการผสมและไปโอดีเซลล้วน ส่วนที่สองหลังจากที่เริ่มสเปรย์สิ้นสุด ในการช่วงนี้สเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงที่เป็นมีส่วนผสมเป็นของเหลวและมีความยาวในการแพร่ของลำสเปรย์ที่ 20 ถึง 40 มิลลิเมตร ทำให้อัตราส่วน Air fuel ratio เพิ่มขึ้นเนื่องจากการลดลงของความเร็วปลายสเปรย์ อากาศเริ่มมีผสมตัวในปริมาตรของสเปรย์และเริ่มการเกิดการแทรกของที่ความยาวของการแพร่ลำสเปรย์ที่ 40-80 มม. สเปรย์ความเร็วปลายลดลงเมื่อมีจำนวนมากของแทรกของอากาศอากาศเข้าไปในสเปรย์ที่อัตราส่วน Air fuel ratio สูง B5 มีอัตราส่วน Air fuel ratio สูงขึ้นเล็กน้อยสำหรับทุกช่วงความยาวของสเปรย์เนื่องจากแรงตึงผิวลดลงและมีความหนืดที่น้อยการกระจายและอากาศแทรกตัวของอากาศเข้าไปในสเปรย์ที่มากกว่าดีเซลไปโอดีเซลผสมและไปโอดีเซล โดยผลการทดลองกับงานวิจัยที่ผ่านมา [39]

การเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดมาเป็น 200 ไมโครเมตร ดังผลในรูป 4.30 (b) พบว่าการแพร่ของลำสเปรย์สเปรย์ 40 มิลลิเมตร ในขณะที่การเพิ่มขึ้นของของ Air fuel ratio ในอัตราส่วนน้อยกว่าหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร เนื่องจากปริมาณการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นด้วยการแยกตัวและกระจายตัวของเชื้อเพลิงที่ช้าลง เมื่อสังเกตในเริ่มต้นในการฉีดของเชื้อเพลิงที่ความยาวของการของลำสเปรย์ที่จาก 40 ถึง 60 มิลลิเมตร ค่าอัตราส่วน Air fuel ratio ต่ำกว่าเนื่องจากการใช้ Air fuel ratio ที่ต่ำที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีดเพิ่มขึ้นเพิ่มการไหลความเร็วปลายสเปรย์และลดเวลาการทำงานร่วมกันนำไปสู่ การแทรกตัวของอากาศในปริมาตรของสเปรย์



รูปที่ 4.30 การประมาณอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ความยาวของสเปรย์ (a) $D_{inj} = 140 \mu m$ (b) $D_{inj} = 200 \mu m$ $P_{back} = 4.5 \text{ MPa}$ และ Injection pressure 120 MPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.8 การประมาณค่าอัตราส่วนสมมูล

จากการประมาณค่าอัตราส่วนสมมูล ในสมการที่ 4.5 โดยผลของการประมาณอยู่ในรูปที่ 4.25 ของหัวฉีดทั้งสองขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง

การแบ่งช่วงของ ประมาณค่าอัตราส่วนสมมูลตามความยาวของลำสเปรย์ (Spray penetration, sp) ที่ได้ 3 ช่วงดังนี้

(a) ช่วง Instant start ที่ (sp = 2-20 มิลลิเมตร) เป็นช่วงเริ่มต้นของการฉีดเชื้อเพลิง

(b) ช่วง Transit ที่ (sp = 20-40 มิลลิเมตร) ช่วงในการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนสมมูล จากคุณสมบัติทางกายภาพของเชื้อเพลิง

(c) ช่วง Constant ที่ (sp = 40-80 มิลลิเมตร) ช่วงที่เกิดความคงที่หรือลดลงตามปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง

ที่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร ในรูปที่ 4.31 ในจุดที่ 1 (a) ในช่วงเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงนี้มีค่าอัตราส่วนสมมูลที่สูงขึ้นเพราะเชื้อเพลิงถูกออกฉีดมาและยังไม่มีผลผสมตัวกับอากาศ (Air entrainment) ทำให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศมีส่วนผสมที่หนา (rich) จากผลการทดลองพบว่า อัตราส่วนสมมูลสูงสุดอยู่ที่ 1.3 ถึง 0.9 ตามเชื้อเพลิงดีเซล (B5) ถึงไบโอดีเซล (B100) ที่ตำแหน่งการแพร่ของลำสเปรย์ 6-8 มิลลิเมตร โดยเชื้อเพลิงผสมจะมีค่าอัตราส่วนสมมูลลดไปตามเปอร์เซ็นต์การผสมของไบโอดีเซล

ในจุดที่ 1 (b) ในช่วง Transit คือช่วงที่ลดลงของอัตราส่วนสมมูลเนื่องจากการผสมตัวของเชื้อเพลิงกับอากาศและคาดว่าจะเกิดจุดระเบิดขึ้นเอง (Self-ignition) ของเชื้อเพลิงของการเริ่มการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในช่วงนี้ โดยที่ค่าของเชื้อเพลิงดีเซล (B5) ถึงไบโอดีเซล (B100) อยู่ในช่วง 0.4 ถึง 0.6 (ที่ sp เท่ากับ 25 มิลลิเมตร) โดยค่าอัตราส่วนของเชื้อเพลิงทั้งหมดมีค่าเท่ากันที่ความยาวของลำสเปรย์อยู่ในช่วง 30-32 มิลลิเมตร ซึ่งปรากฏการดังกล่าวคาดว่าจะเกิดขึ้นมาจากปฏิกิริยาของควาเวตชัน (cavitation) ที่ช่วยให้เกิด turbulent จนทำให้องศาของสเปรย์ให้เพิ่มขึ้นและลดขนาดของหน้าของการไหล (Flow area) ซึ่งทำให้การแพร่ของลำสเปรย์และองศาของสเปรย์ลดลงเพิ่มขึ้นจึงทำให้เกิดช่วงเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนสมมูลในเชื้อเพลิงไบโอดีเซล (B100) ให้มีค่ามากที่สุดในช่วงนี้

ในจุดที่ 1 (c) ที่ความยาวของสเปรย์เท่ากับ 40 ถึง 80 มิลลิเมตร พบว่า ค่าอัตราส่วนสมมูลมีแนวโน้มที่เท่ากัน โดยมีค่าเท่ากับ 0.4 ถึง 0.39 ตามเชื้อเพลิงดีเซล (B5) ถึงไบโอดีเซล (B100) เนื่องจากผลขององศาสเปรย์ที่ไม่ได้มีการเปลี่ยนแปลง

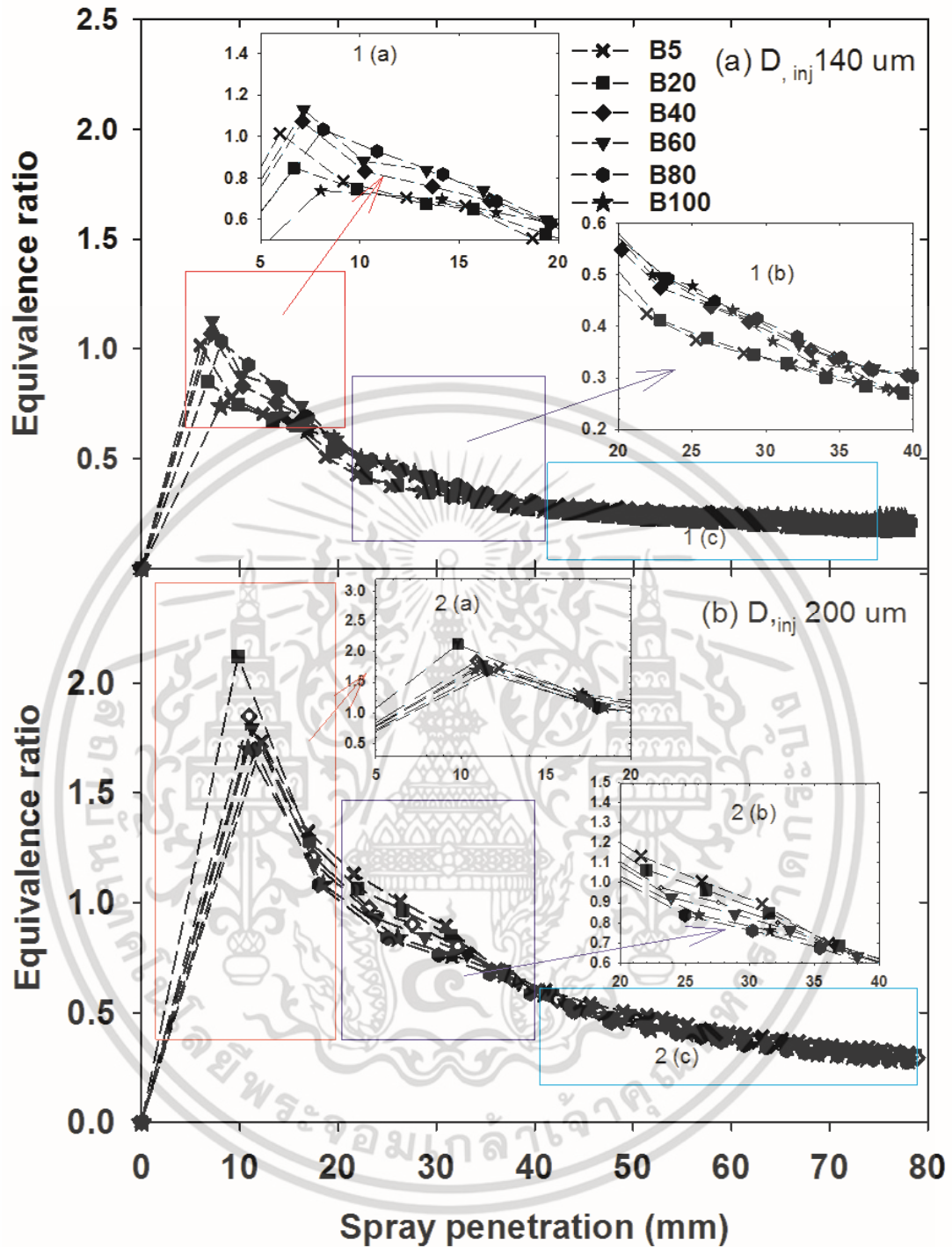
ที่เส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตร ในรูปที่ 4.31(b) ในจุดที่ 2(a) จากผลการทดลองพบว่าที่ ความยาวสเปรย์ที่ 9 ถึง 12 มิลลิเมตร เป็นช่วงที่มีค่าอัตราส่วนสมมูลสูงสุด ซึ่งมีช่วงระหว่างของเชื้อเพลิงเท่ากับ 2.4 ถึง 1.3 ในช่วงเริ่มต้นนี้ ที่ค่าอัตราส่วนสมมูลมีแนวโน้มที่สูงขึ้นเนื่องจากปริมาณการไหลของเชื้อเพลิงที่เพิ่มมากขึ้นจากกรณีหัวฉีดขนาด เส้นผ่าศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตร ทำให้ส่วนผสมในตัวลำสเปรย์มีการแทรกตัวของอากาศเข้าลำสเปรย์ ได้น้อยทำให้ค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราส่วนสมมูลมีแนวโน้มที่สูงขึ้น ส่วนในกรณีของเชื้อเพลิงในกรณีที่ใช้ไบโอดีเซลอัตราส่วนสมมูลที่ลดลงนั้นคาดว่าจะมาจากความหนืดจลน์ของไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้นและเกิดการต้านของการไหล ทำให้เชื้อเพลิงที่ฉีดออกมาปริมาณน้อยกว่า B5 และกรณีเชื้อเพลิงผสมของเชื้อเพลิง B20 ถึง B80

ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตร ในรูปที่ 4.31 (b) ในจุดที่ 2(b) ในช่วงนี้ค่าอัตราส่วน สมมูลที่มีแนวโน้มที่ลดลง เนื่องจากเชื้อเพลิงได้ถูกแยกออกจากสเปรย์โดย สังเกตได้ว่าในช่วงความยาวของลำสเปรย์ที่ 25 มิลลิเมตรของเชื้อเพลิงดีเซล (B5) ถึงไบโอดีเซล (B100) มีค่าอัตราส่วนสมมูลในช่วง 1.7 ถึง 0.84 และค่า ๆ มีแนวโน้มที่ร่วมกันที่ระยะการแพร่ของลำสเปรย์เท่ากับ 35 มิลลิเมตร ในช่วง transient ที่เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดขนาด 200 ไมโครเมตร นี้พบว่าไม่มีการกลับตัวของอัตราส่วนสมมูลเนื่องจากผลของปริมาณการฉีดที่เพิ่มขึ้นทำให้ค่าการแยกตัวของเชื้อเพลิงยากขึ้นและค่า cavitation มีค่าลดลง แต่ในไบโอดีเซล (B100) มีค่าความหนืด (viscosity) ที่เพิ่มขึ้นทำให้อัตราส่วนสมมูลมีแนวโน้มที่ลดลงประกอบกับค่า $AF_{(st)}$ ratio ของไบโอดีเซล (B100) ที่มีมากขึ้น

ที่เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตร ในรูปที่ 4.31 (b) ในจุดที่ 2(c) เป็นช่วงที่อัตราส่วนสมมูลมีการลดลงเรื่อยๆ ตามความยาวของสเปรย์ที่เพิ่มขึ้น

ผลการทดลองมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับงานวิจัยที่ผ่านมา [39] แต่งานนี้ได้ทดสอบที่ความดัน 30 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตรแต่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดและลักษณะของหัวฉีดต่างกันซึ่งอาจจะทำให้เกิดผลขององศาสเปรย์ ที่มากขึ้นเพราะค่าควิเตชัน [20] ที่เพิ่มขึ้นและทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนที่ทางออกจากเข็มหัวฉีดและทำผลขององศาสเปรย์เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ปริมาตรสเปรย์และ projectile area เพิ่มมากขึ้นทำให้อัตราส่วนสมมูล ในสมการที่ 4.11 เพิ่มขึ้น



รูปที่ 4.31 ผลการประมาณค่าอัตราส่วนสมมูลที่ค่าความยาวของการแพร่ของลำสเปรย์ (a) D_{inj} 140 μm (b) D_{inj} 200 μm P_{back} 4.5 MPa และ injection pressure 120 MPa

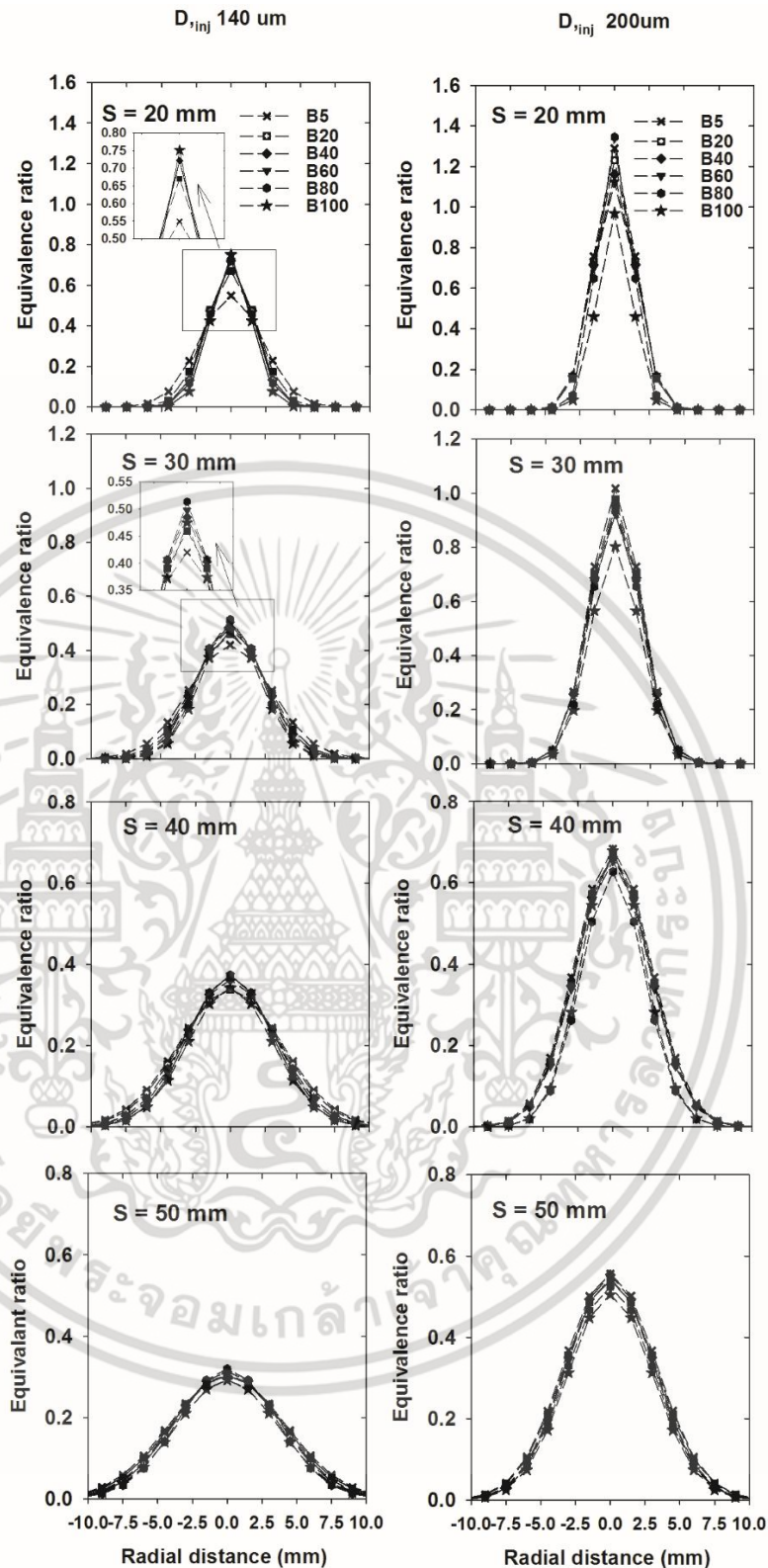
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.9 การประมาณอัตราส่วนสมมูลตามแนวรัศมี

อัตราส่วนสมมูลในโปรไฟล์รัศมี (Estimate of equivalence ratio at different radial distances) จะถูกคำนวณจากสมการ 4.7 และเมื่อเทียบกับที่เทียบที่ความยาวของการแพร่ลำสเปร์ย์ที่แตกต่างกัน นำเสนอในรูปที่ 4.32

จากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนสมมูลที่ความยาวของการแพร่ของสเปร์ย์ในช่วง 20-30 มิลลิเมตร สำหรับ เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 140 ไมโครเมตรของเชื้อเพลิง B5 B20, B40, B60, B80 และ B100 ลดลงเป็นผลมาจากการเพิ่มขึ้นของการแพร่ของลำสเปร์ย์และลดองศาลำสเปร์ย์ในช่วงเริ่มต้นของการฉีด เมื่อเปรียบเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 200 ไมโครเมตร ที่การแพร่ของลำสเปร์ย์ 20-30 มิลลิเมตรแนวโน้มของค่าอัตราส่วนสมมูลเป็นตรงกันข้าม ค่าอัตราส่วนสมมูลลดลงเมื่ออัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงดีเซลที่เพิ่มขึ้น อันเนื่องมาจากการแพร่ของลำสเปร์ย์ที่ยาวเพิ่มขึ้นและมุมมององศาของสเปร์ย์ที่แคบลงและสเปร์ย์อากาศ stoichiometric ต่ำเป็นเชื้อเพลิงในอัตราส่วน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดเพิ่มขึ้นลดค่าอัตราส่วนสมมูลที่ตำแหน่งที่แตกต่างกันในรายละเอียดรัศมี เนื่องจากปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นและทำให้กลายเป็นไอน้ำมันของเชื้อเพลิงที่ยากขึ้น (ตามแนวรัศมีเท่ากับ 0) ตามผลของงานวิจัยที่ผ่านมา [28] รายงานแนวโน้มผลการทดลองมีความตรงข้ามในอัตราส่วนในกรณีของการผลิตไบโอดีเซลจากน้ำมันปาล์ม เรื่องนี้อาจจะเป็นผลมาจากผลกระทบของการเกิดควิเตชันของการไหลของเชื้อภายในรูหัวฉีดร่วมกับค่าของความหนาแน่นไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.32 การประมาณอัตราส่วนสมมูลตามแนวรัศมี ของหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (a) 140 μm (b) 200 μm โดยเลือกช่วงของความยาวของการแพร่ของลำสเปรย์ที่ 30, 40 and 50 mm ที่ P_{back} of 4.5 MPa and injection pressure 120 MPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.10 สหสัมพันธ์ของความยาวลอสลำสเปรย์และองศาของสเปรย์

สหสัมพันธ์ที่ถูกคิดค้นด้วย Naber และ Siebers [9] มีดัดแปลงพื้นฐานของการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัมที่ใช้กับสเปรย์ตามสมการที่ 4.9 แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ของความยาวสเปรย์เทียบกับเวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง

$$S(t) = C_v \frac{\sqrt{2\Delta p}}{\sqrt{\rho_f}} \cdot \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{a \cdot c_v}{D_o} \cdot \frac{\tan \frac{\theta}{2} \sqrt{2\Delta p} \cdot \rho_a}{\rho_f} \cdot t\right)^{1.1}\right)^{\frac{1}{2.2}}} \cdot t \quad (4.9)$$

รูปแบบความสัมพันธ์ของการพัฒนาองศาลำสเปรย์ตามเวลาดังต่อไปนี้คือ

$$\theta(t) = \left(\tan^{-1} \left(\frac{D_o}{a \cdot C_d} \cdot \frac{\rho_f}{\sqrt{2\Delta p} \cdot \rho_a} \cdot \frac{1}{t} \left[\left(\frac{C_d \cdot \sqrt{2\Delta p}}{S(t) \cdot \sqrt{\rho_f}} \cdot t \right)^{2.2} - 1 \right]^{\frac{1}{1.1}} \right) \right) \cdot 2 \quad (4.10)$$

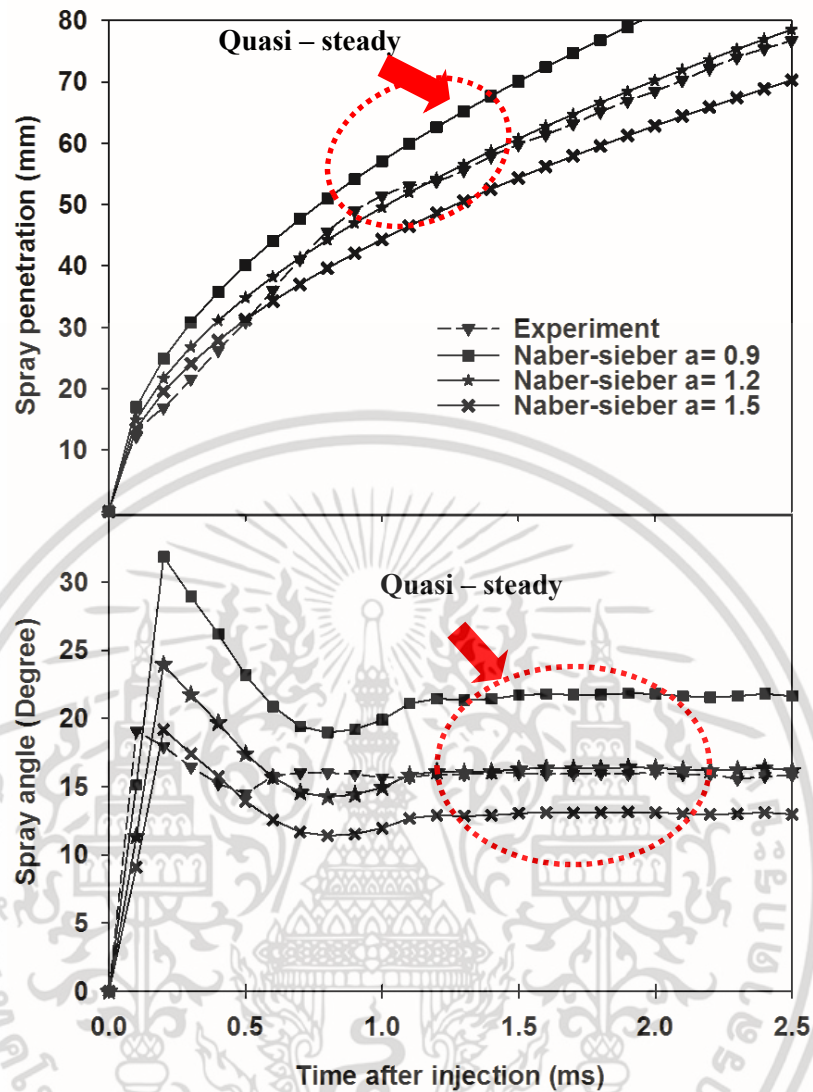
โดยที่

- ρ_a คือ ความหนาแน่นของบรรยากาศ
- ρ_f คือ ความหนาแน่นของน้ำมันเชื้อเพลิงที่
- Δp คือ ผลต่างความดันในการฉีดของเชื้อเพลิง
- D_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด
- θ คือ องศาของสเปรย์
- C_d คือ สัมประสิทธิ์ในการฉีดของเชื้อเพลิง

ค่าสัมประสิทธิ์ (a) ค่าในสมการ 9 เท่ากับ 0.9 จากงานวิจัยที่ผ่านมา [22 34 และ 35] และ 0.66 ตามงานวิจัยของ [9] ลักษณะของทางกายภาพหัวฉีดที่ต่างกัน นอกจากนี้ในการศึกษาครั้งนี้ ได้ทำการทดลองหาค่า C_d และ C_v ได้รับจากวิธีการฉีด zuech ผลการวิจัยพบเท่ากับ 0.988

โดยที่รูปร่างรูปร่างภายในของรูหัวฉีดในการศึกษาในปัจจุบันก็แตกต่างจากการศึกษาอื่นๆทำให้ค่าสหสัมพันธ์ใหม่ (a) พบว่าในงานนี้ ในรูปที่ 4.33 แสดงให้เห็นอย่างต่อเนื่อง (a) ซึ่งในการแพร่ของลำสเปรย์สเปรย์และมุมประมาณสำหรับ 1.5 มิลลิวินาทีหลังฉีดเชื้อเพลิง ในระหว่างการตรวจสอบอย่างต่อเนื่อง (a) ถูกกำหนดโดยการทดลองและข้อผิดพลาด ผลการความยาว spray ความสัมพันธ์สเปรย์แสดงให้เห็นว่าค่าสำหรับ (a) เป็น 0.9, 1.2, 1.5 มีข้อผิดพลาดของ ± 18.13 , ± 9.05 และ $15.02 \pm \%$ ตามลำดับ ความสัมพันธ์เมื่อองศาลำสเปรย์ที่มีค่าเท่ากับ 0.9, 1.2, 1.5 เป็น ± 35 , ± 4.8 และ $\pm 23\%$ ตามลำดับ ข้อผิดพลาดที่ขั้นต่ำ (a) ในความสัมพันธ์เป็น 1.2 และต่างกับการวิจัยก่อนหน้านี้ [22] เนื่องจากผลกระทบของรูปร่างภายในของ Orifice ที่มีผลต่อการไหลของเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.33 การเปรียบเทียบสพหสัมพันธ์ ที่ค่า a ต่างของเชื้อเพลิงดีเซล B5, D_{inj} 200 μ m, ET 1-ms, P_{back} 4.5 MPa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.7 สรุปผลการทดลอง

การศึกษาลักษณะการสเปรย์ไปโอดีเซลปาล์มและผสมกับอัตราส่วนการผสมที่แตกต่างกันได้ดำเนินการในห้องแรงดันสูงภายใต้ที่เงื่อนไขที่ไม่มีความร้อนมาเกี่ยวข้อง (Isothermal spray) โดยใช้การวิเคราะห์ภาพ Shadow graph ด้วยกล้องความเร็วสูง สามารถสรุปผลได้ดังนี้

1) ความหนาแน่นของน้ำมันเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นในกรณีไปโอดีเซล ทำให้ค่าโมเมนตัมของสเปรย์สูงขึ้น เนื่องจากแรงตึงผิวของไปโอดีเซลและส่งผลในการเพิ่มความยาวของสเปรย์ของสเปรย์ในการเคลื่อนที่ของไปโอดีเซลและสอดคล้องกับความเร็วปลายสเปรย์เพิ่มขึ้น ซึ่งเกี่ยวข้องกับส่วนผสมของไปโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ต่อมาการเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดที่ใหญ่ขึ้นทำให้การแพร่ของลำสเปรย์เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณการฉีดของน้ำมันเชื้อเพลิงและทำให้แรงการเคลื่อนที่ส่งผลให้การแพร่ของสเปรย์ที่ยาวและความเร็วของสเปรย์ที่เร็วขึ้น

2) การเพิ่มปริมาณส่วนผสมของไปโอดีเซลในห้องสเปรย์แคบ โดยทำให้การกระจายและการแยกตัวของเชื้อเพลิงที่ยากขึ้น ส่วนการเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่ขึ้น ทำให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นของไปโอดีเซลในการจากของเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ

3) การลดของปริมาตรสเปรย์เมื่อผสมของไปโอดีเซลที่สัดส่วนที่การผสมไปโอดีเซลเพิ่มขึ้น เนื่องจากองศาของไปโอดีเซลที่น้อยกว่าดีเซล การเพิ่มขึ้นของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางให้ปริมาตรของสเปรย์ที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากความยาวของสเปรย์ที่เพิ่มขึ้น

4) การแทรกตัวของอากาศมีแนวโน้มที่ลดลงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดที่เพิ่มขึ้นเป็นผลมาจากปริมาณการฉีดเพิ่มขึ้น ทำให้อากาศหลุดเข้าไปในช่วงโคน ที่มีการผสมตัวของดีเซลสเปรย์ได้ยากขึ้น และการเพิ่มสัดส่วนผสมของไปโอดีเซลขึ้นทำให้เกิดการลดการกระจายตัวของสเปรย์และแทรกของอากาศลงเนื่องจากการแยกตัวของสเปรย์ตามองศาสเปรย์ที่แคบลง

5) ผลการเพิ่มอัตราการใช้ไปโอดีเซลผสมและเกิดการแทรกตัวของอากาศลดลง เนื่องจากความหนืดและแรงตึงผิวสูงของไปโอดีเซล สำหรับหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่ ทำให้อัตราการไหลของการฉีดเพิ่มขึ้นและเวลาการแยกตัวของเชื้อเพลิงจากของเหลวกลายเป็นไอได้แย่งเนื่องจากความหนาแน่นของพื้นผิวสูงกว่าความตึงผิว ของไปโอดีเซลมีผลในขั้นตอนการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นก๊าซที่เป็นสเปรย์ที่ยากกว่าดีเซลเนื่องจากความหนาแน่น ความหนืดจลน์ และความตึงผิวทำให้กระบวนการกลายเป็นไอได้แย่ง

6) ค่าอัตราส่วนสมมูลลดลงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดขนาดเล็ก การเพิ่มที่สัดส่วนของไปโอดีเซล ทำให้ค่าอัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดที่เพิ่มขึ้นทำให้อัตราการไหลสูงที่หัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ส่งผลให้อัตราส่วนสมมูลที่สูงขึ้น

7) ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ (a) ของสมการ Naber-Sieber ในงานวิจัยของเชื้อเพลิงดีเซลนี้มีค่าเท่ากับ 1.2 ที่ทำให้ค่าความผิดพลาดในการประมาณค่าความผิดพลาดเทียบกับผลการทดลองมีค่าน้อยที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Mofijur M, Masjuki H, H. Kalam M.A., Atabani and M. Shahabuddin A. E. “Effect of biodiesel from various feed stocks on combustion characteristics, engine durability and materials compatibility: A review.” **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. 2013, Vol. 28. pp. 441–455.
- [2] Ng J.-H, Ng H.K and Gan S. “Advances in biodiesel fuel for application in compression ignition engines.” **Clean Technologies and Environmental Policy**, 2010, Vol. 12 (5). pp. 459-493.
- [3] Pandey R.K, Rehman A and Sarviya R.M. “Impact of alternative fuel properties on fuel spray behavior and atomization.” **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. 2010, Vol. 16. pp. 1762-1778.
- [4] Agarwal, A. K., “Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engine.” **Progress in Energy and Combustion Science**. 2007, Vol. 33. pp. 233–271.
- [5] M.H. Mosarof, M.A. Kalam, H.H. Masjuki, A.M. Ashraful, M.M. Rashed, H.K. Imdadul, I.M. Monirul. “Implementation of palm biodiesel based on economic aspects, performance, emission, and wear characteristics.” **Energy Conversion and Management**. 2015, Vol. 105. pp. 617-629.
- [6] Soid S.N. and Zainal Z.A. “Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques A review”. **Energy**. 2011, Vol. 36 (2). pp. 724-741.
- [7] Hiro H. and Masataka A. “Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines.” **SAE Trans**. 1990, Vol. 99. pp. 82-111.
- [8] Dec. E John. “A Conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet Imaging.” **SAE Technical Paper**. 1997. No. 970873
- [9] Naber JD and Siebers DL. “Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel Sprays.” **SAE Trans**. 1996, Vol. 105. pp. 82-111.
- [10] Soid S.N., Zainal1 Z.A., Iqbal, M. A., Miskam M.A. “Macroscopic spray characteristics of palm oil-diesel in constant volume combustion chamber.” **J. of Scientific and Industrial Research**. 2012, Vol. 71. pp. 740-747.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [11] Deng J, Li, C, Hu, Z and Wu Z. “Spray characteristics of biodiesel and diesel fuels under high injection pressure with a common rail system.” 2010. **SAE Technical Paper 2010-01-2268**.
- [12] Kumar G and Kumar A. “Spray Behavior Comparison in Diesel Engine with Biodiesel as Fuel.” **Journal of Energy Technologies and Policy**. 2013, Vol. 3 (4).
- [13] Srichai P., Chareonphonphanich C., Karin P. and N. Chollacoop. “Spray Visualization of Biodiesel and Diesel in a High Pressure Chamber.” **Advanced Materials Research**. 2014, pp. 931-932, pp. 1043-1047.
- [14] Li Y, Guo H, Ma X. and Wang, J. “Experimental study of effect on nozzle diameter on near-field spray behavior of diesel sprays in non-evaporating conditions.” 2014. **SAE Technical Paper 2014-01-1405**.
- [15] Bergstrand P., Persson F., Försth and M., Denbratt I. “A study of the influence of nozzle orifice geometries on fuel evaporation using laser-Induced exciplex fluorescence.” 2003. **SAE Technical Paper 2003-01-1836**.
- [16] Mohan B., Yang, W. Tay, K.L. Yu, W. “Experimental study of spray characteristics of biodiesel derived from waste cooking oil. **Energy Conversion and Management**. 2014, Vol. 88. pp. 622-632.
- [17] Kong J. and Bae, C. “Effect of nozzle hole geometry on non-vaporization at high temperature conditions.” **J. of Atomize and spray**. 2004, Vol. 22 (1). pp. 1-21.
- [18] Taşkıran Ö. O. and Ergeneman M. “Experimental study on diesel spray characteristic and auto ignition process.” **Journal of combustion**. 2011: Hindawe.
- [19] Jung D, Wang, Knafl W. L. , Jacobs A., T. J. Hu S. J. and Assanis, D. N. “Experimental investigation of abrasive flow machining effects on injector nozzle geometries, engine performance, and emissions in a di diesel engine.” **Int. J Automotive Technology**. 2008, Vol. 9 (1). pp. 9-15.
- [20] Payri R, Molina S, Salvador, F. and J. Gimeno J . “A study the relation between nozzle geometry internal flow and spray characteristic in injection systems.” **KSME International Journal**. 2004, Vol. 18. pp. 1122-1135.
- [21] Salvador F.J., M. Carreres, D., J. Martínez-López. “Analysis of the combined effect of hydrogrinding process and inclination angle on hydraulic performance of diesel injection nozzles.” **Energy Conversion and Management**. 2015, Vol. 105 pp. 1352-1365.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[22] Dernotte, J. Hespel, Hespel C. Houille, S. Foucher and F. Rousselle, C. M. “Influence of fuel property on diesel injection in non-vaporization conditions, **J. of Atomization and spray** 2012, Vol. 22 (6). pp. 461-492.

[23] Otsu, N. “A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms. *IEEE transaction on systems, man and cybernet.* 1979, Vol. 9 pp. 62-66.

[24] Pickett L.M., Manin J, Genzale C. L., Siebers D. L, Musculus M P B, Dicheria, C A. Relationship between diesel fuel spray vapor penetration/dispersion and local fuel mixture fraction”. **SAE Int. J. Engines.** 2011. Vol. 4. pp. 764-799.

[25] Delacourta E, Desmeta B and Besson B. “Characteristic of very high-pressure diesel sprays using digital imaging techniques.” **Fuel.** 2005, Vol. 84 pp. 857-867.

[26] Desantes J., Payri M , R., Garc, A and Manin, J. “Experimental Study of Biodiesel Blends’ Effects on Diesel Injection Processes.” **Energy Fuels.** 2009, Vol. 23 (6), pp. 3227–3235.

[27] Rakopoulos C, Rakopoulos D, Giakoumis E and Kyritsis D. “Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction.” **Energy Convers Manage.** 2004, Vol. 44. pp. 1471–95.

[28] Wang X, Huang Z, Abiola Kuti O, Zhang W and Nishida K. “Experimental and analytical study on biodiesel and diesel spray characteristics under ultra-high injection pressure.” **International Journal of Heat and Fluid Flow.** 2010, Vol. 31. pp. 659–666.

[29] Paudel S, Srichai P, Saisirirat P, Charoenphonphanich C, Karin P. Chollacoop N. “Spray Visualization of GTL-Diesel Fuel Blends in High Pressure Chamber.” **The 6 th International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being (STISWB VI).** 2014. Apsara Angkor Resort & Conference, Siem Reap, Kingdom of Cambodia.

[30] Oguma M, Lee Y. J and Goto S. “An over view of biodiesel in Asian countries and the harmonization of quality standard.” **Int .J. Automotive Technology.** 2012, Vol. 13. pp.1-33.

[31] Borhanipour M, Karin P, Tongroon M, Chollacoop N. “Comparison Study on Fuel Properties of Biodiesel from Jatropa, Palm and Petroleum Based Diesel Fuel.” 2014. **SAE Technical Paper2014-01-2017.**

[32] Boehman A L and Morris D, Szybist J. “The Impact of the Bulk Modulus of Diesel Fuels on Fuel Injection Timing.” **Energy & Fuels.** 2004, Vol. 18. pp. 1877-1882.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [33] Pulkrabek, W.W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. Second edition. Prentice Hall. New Jersey. 20003
- [34] Tinprabath, P. Hespel, C. Chanchaona and S. Foucher, F. “Influence of Biodiesel and Diesel Fuel Blends on the Injection Rate and Spray Injection in Non-Vaporizing Conditions.” 2013. **SAE Technical Paper No.2013-24-0032**.
- [35] Payri F, Bermu´dez V, Payri R and Salvador F.J. “The influence of cavitation on the internal flow spray characteristics in diesel injection nozzle.” **Fuel**. 2004. Vol. 83. pp. 419-431.
- [36] Doudou A. “Turbulent flow study of an isothermal diesel spray injected by a common rail system.” **Fuel**.2005, Vol. 84. pp. 287–298.
- [37] Guangjun J, Yusheng Z and Hua W, Gan X. “Study of the generated density of cavitation inside diesel nozzle using different fuels and nozzles.” **Energy Conversion and Management**, 2015, Vol. 103. pp. 208-217.
- [38] Ejim C.E, Fleck B.A. and Amirfazli A. “Analytical study for atomization of biodiesels and their blends in a typical injector: Surface tension and viscosity effects.” **Fuel**. 2007. Vol. 86. pp. 1534–1544.
- [39] Kuti O. A., Xiangang W. G, Zhang W., Nishida K. and Huang Z H “Characteristics of the ignition and combustion of biodiesel fuel spray injected by a common-rail injection system for a direct-injection diesel engine.” **Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering**, 2010 ; 224 : 1581-1596.

บทที่ 5

การศึกษาการเผาไหม้

5.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

เนื่องจากก่อนหน้านี้ผลผลิตที่ได้จากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์สันดาปภายในที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลก่อให้เกิดปัญหาทางด้านสุขภาพซึ่งนับวันได้มีปัญหามากขึ้นซึ่งปัญหานี้ทำให้มีการพัฒนาการเผาไหม้ที่ลดมลพิษที่ก่อให้เกิดปัญหาสุขภาพ ซึ่งกระบวนการในการลดไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ได้แก่การนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ (Exhaust Gas Recirculation: EGR) การฉีดเชื้อเพลิงหลายครั้ง (Multiple Injection) และการใช้ DOC (Diesel Oxidation Catalyst) เพื่อกระตุ้นไอเสียที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์ให้มีการทำปฏิกิริยาออกเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ซึ่งติดตั้งก่อนปล่อยออกสู่บรรยากาศ [1]

งานวิจัยนี้ได้เลือกใช้แนวทางการลดมลพิษแบบการใช้ EGR โดยใช้ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ซึ่งอุปกรณ์นี้สามารถจำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยจำลองส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศให้สอดคล้องกับสถานะเริ่มต้นในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเพื่อเพิ่มอุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้ส่วนของอากาศที่คงเหลือจากการเผาไหม้นั้น [2] และ [3] จะถูกควบคุมปริมาณของออกซิเจนก่อนการเผาไหม้ให้มีค่า 10, 15 และ 21% โดยเปอร์เซ็นต์โมล เพื่อสร้างเงื่อนไขเทียบเคียงกับสถานะแวดล้อมของการเผาไหม้วัฏจักรดีเซลจากนั้นจึงฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพื่อให้เกิดการจุดระเบิด

5.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง

ในส่วนนี้นำเสนอทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง ได้แก่ ความล่าช้าในการจุดระเบิด ผลต่างความดันในการเผาไหม้ อุณหภูมิในการเผาไหม้ อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ ประสิทธิภาพการเผาไหม้ ความยาวในของของเหลวของสเปรย์ในการเผาไหม้ การเกิด Cool-flame ความยาวของ Lift off length และเวลาคงตัวในการเกิด Lift off length โดยมีที่มาดังนี้

5.2.1 ความดันระหว่างการเผาไหม้

ผลต่างความดันระหว่างการเผาไหม้เป็นตัวแปรตามจากการเผาไหม้ ซึ่งเป็นผลจากการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรต้น คือความเข้มข้นของออกซิเจน ซึ่งความดันจะสามารถนำไปพิจารณาอุณหภูมิระหว่างการเผาไหม้ ความล่าช้าในการจุดระเบิด และอัตราการปล่อยความร้อนต่อไป

5.2.2 อุณหภูมิในการเผาไหม้

การประมาณอุณหภูมิการเผาไหม้ (Bulk Gas Temperature) ขึ้นอยู่กับสัดส่วนน้ำหนักของโมเลกุลและความดันเริ่มต้นและความดันในการเผาไหม้ [4] ดังสมการที่ 5.1

$$T_{\text{bulk}} = T_{\text{int}} \frac{P_{\text{bulk}}}{P_{\text{int}}} M \quad (5.1)$$

เมื่อ T_{bulk} แทน อุณหภูมิของแก๊สผสมหลังการจุดระเบิด

T_{int} แทน อุณหภูมิของแก๊สผสมที่จ่ายเข้าห้องเผาไหม้

P_{bulk} แทน ความดันของแก๊สรวมหลังการจุดระเบิด

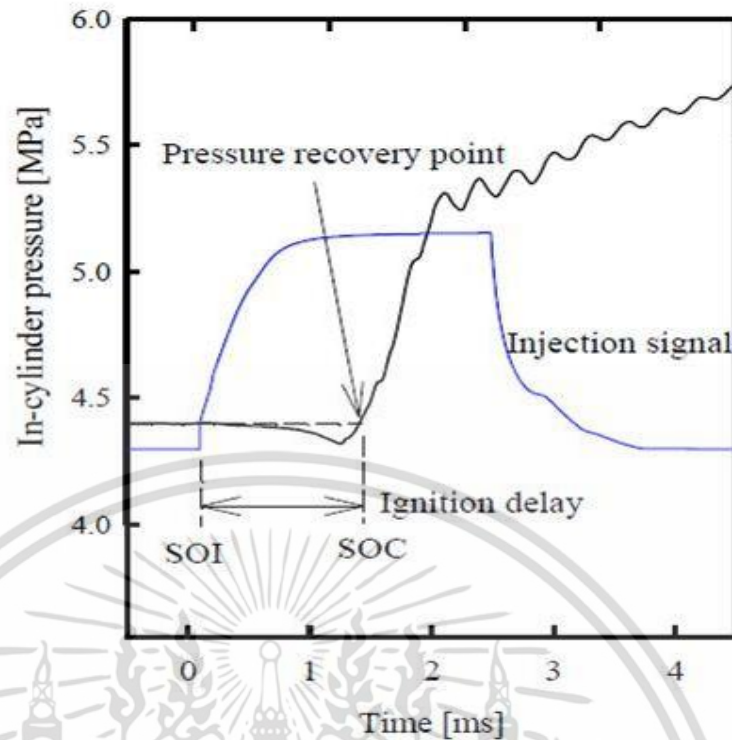
P_{int} แทน ความดันของแก๊สผสมก่อนการจุดระเบิด

M แทน อัตราส่วนน้ำหนักโมเลกุลระหว่างผลิตภัณฑ์
และสารตั้งต้น

5.2.3 ความล่าช้าในการจุดระเบิด

ความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) คือ ระยะเวลาระหว่างจุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง Start of Injection (SOI) จนถึงจุดเริ่มต้นการระเบิด Start Of Combustion (SOC) ซึ่งการจุดระเบิดของดีเซลประกอบไปด้วยกระบวนการทำปฏิกิริยาทางเคมีและการเผาไหม้

การกำหนดนิยามของความล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงที่เป็นของเหลว ด้วยการวัดความดันในการเผาไหม้ [5] ตามรูปที่ 5.1 มีรายละเอียดดังนี้ในช่วงแรกที่มีการฉีดเชื้อเพลิง (SOI) ความดันในห้องเผาไหม้มีแนวโน้มที่ลดลงเนื่องจากการดูดความร้อนของเชื้อเพลิง จากนั้นความดันมีค่าเพิ่มขึ้นหรือเป็นช่วง Pressure recovery point จึงนับเป็นช่วงที่มีการเผาไหม้ ความล่าช้าในการจุดระเบิดวัดได้จากเวลาเริ่มมีการฉีดเชื้อเพลิงจนถึงช่วงที่สิ้นสุด Pressure recovery



รูปที่ 5.1 ผลของแรงดันในห้องเผาไหม้เทียบกับเวลาขณะฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเพื่อกำหนดความล่าช้าในการจุดระเบิด [5]

5.2.4 อัตราการปล่อยความร้อน

อัตราการปล่อยความร้อน (Heat Release Rate) คือ อัตราการปล่อยความร้อนที่น้ำมันเชื้อเพลิงปล่อยออกมาระหว่างการเผาไหม้ [6] สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 5.2

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (5.2)$$

ซึ่งในการทดลองนี้ ปริมาตรห้องเผาไหม้มีค่าคงที่ ดังนั้นอัตราการปล่อยความร้อนสามารถหาลดรูปลงมาได้เนื่องจากการใช้ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่โดยที่ปริมาตรไม่มีการเปลี่ยนแปลง [5] สามารถลดรูปได้ดังสมการที่ 5.3

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (5.3)$$

เมื่อ γ แทน อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ

V แทน ปริมาตรของห้องเผาไหม้

$\frac{dp}{dt}$ แทน อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันเทียบกับเวลา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.5 ความยาวของลำสเปรย์ในช่วงที่เป็นของเหลว

ความยาวของเหลวของลำสเปรย์ในช่วง (Liquid Penetration Length) และแสดงถึงความสามารถในการระเหยของเชื้อเพลิงจากการเปลี่ยนสถานะของเหลวกลายเป็นแก๊ส โดยในการทดลองนี้ ใช้โปรแกรม Matlab วัดความยาวของลำสเปรย์ จากเทคนิคการถ่ายภาพแบบซาโดวกราฟ (Shadow graph) ในขณะการเผาไหม้

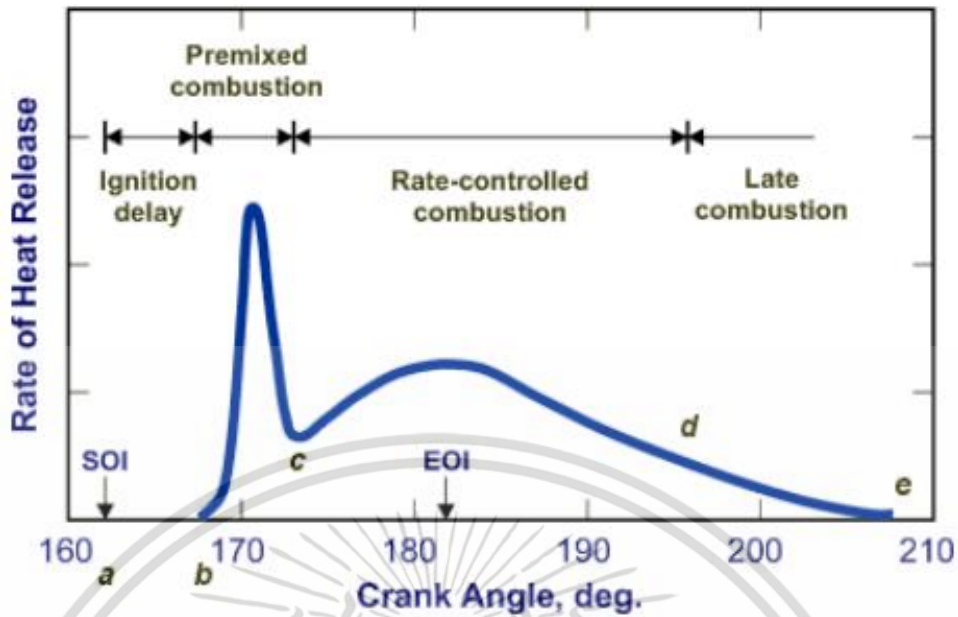
5.3 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล

5.3.1 ขั้นตอนการเผาไหม้

ในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงความดันสูงถูกฉีดน้ำมันผ่านหัวฉีดจนกลายเป็นละอองขนาดเล็กในห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงถูกดูดซับความร้อนจากภายในห้องเผาไหม้ ที่สถานะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ ณ ความดันและอุณหภูมิสูงที่ลูกสูบอยู่ตำแหน่งศูนย์ตายบน (Top Dead Center; TDC) จนถึงอุณหภูมิที่จุดระเบิดด้วยตนเอง (Self ignition)

5.3.2 การจุดระเบิดและการเผาไหม้ของดีเซล

ในเครื่องยนต์ดีเซลนั้นเมื่อทำการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเข้าไปในจังหวะที่ลูกสูบอยู่ที่จุดศูนย์ตายบนเชื้อเพลิงจะยังไม่เกิดการระเบิดโดยทันที เพราะว่าต้องให้เชื้อเพลิงผสมกับอากาศและรอช่วงความล่าช้าในการจุดระเบิดตัวเอง [6] ดังนั้นจากรูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการปล่อยพลังงาน (Heat release rate) ณ จุดที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง (Start of Ignition; SOI) ในตำแหน่งนี้ แรงดันภายในห้องเผาไหม้ลดลงเล็กน้อยเพราะเชื้อเพลิงมีอุณหภูมิที่เย็นกว่าภายในห้องเผาไหม้ จึงรับความร้อนจากภายนอกเข้ามาทำให้แรงดันลดลง ในช่วง Ignition delay เชื้อเพลิงได้เปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นแก๊สหลังจากรับความร้อนเข้ามาแล้วจนถึงจุดที่แรงดันกลับมาเท่าเดิมเพราะเชื้อเพลิงได้ปล่อยพลังงานออกมาจึงเริ่มเกิดการเผาไหม้ขึ้น (Start of Combustion; SOC) และเมื่อเราหาระยะเวลาจากจุด SOI ที่องศาเพลวข้อเหวี่ยง จนถึงจุด SOC เราจะได้ระยะเวลา ช่วงที่ล่าช้าในการจุดระเบิดดังรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 ช่วงในการอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซล [6]

จากช่วงเวลาต่างๆกระบวนการฉีดและเผาไหม้เชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซลโดยตรง สามารถสรุปช่วงได้จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนในรูปที่ 5.2 ได้ดังนี้

1. ช่วงที่ล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition Delay) จากจุด a ไปจุด b คือจุดที่เริ่มการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าสู่ห้องเผาไหม้สารผสมหลังจากนั้นในช่วงเวลา a ถึง b น้ำมันเชื้อเพลิงดูดความร้อนจากอากาศภายในห้องเผาไหม้แล้วเปลี่ยนสถานะจากของเหลวจนกลายเป็นไอจนกระทั่งถึงจุดที่สามารถคายพลังงานออกมาได้หรือจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Self Ignition) คือจุด b
2. ช่วงการเผาไหม้สารผสม (Premixed Combustion) จุด b ในจุดนี้เป็นช่วงที่เชื้อเพลิงผสมกับอากาศเรียบร้อยแล้ว ถึงจุดที่ระเบิดได้ด้วยตนเอง ณ จุดนี้จะเผาไหม้เกือบพร้อมกันทั้งหมดจึงเผาไหม้อย่างรวดเร็วในเวลาไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง และเป็นผลทำให้การคายพลังงานในช่วงนี้มากที่สุดเพราะคายพร้อมกัน
3. ช่วงการเผาไหม้โดยที่ถูควบคุมจุด c (Rate controlled combustion หรือ Mixing control) เมื่อผ่านช่วงการเผาไหม้สารผสมแล้วค่าการปล่อยความร้อนลดลงอย่างรวดเร็วเพราะอากาศบริเวณรอบๆถูกเผาไหม้ไปแล้ว เมื่อเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดมาอย่างต่อเนื่อง จึงเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะจากของเหลวเป็นแก๊สแล้วทำให้อัตราการปล่อยความร้อนลดลงและเพิ่มขึ้นใหม่เมื่อเกิดการจุดระเบิดด้วยตนเองอีกครั้งจนถึงจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่จุดนี้เมื่อเชื้อเพลิงหยุดฉีดแล้วค่าการปล่อยความร้อนจะค่อยๆลดลงเพราะไม่มีเชื้อเพลิงมาฉีดเพิ่มและเชื้อเพลิงที่เหลืออยู่ก็เผาไหม้หมดไปเป็นขั้นตอนการเผาไหม้ถัดไป
4. ช่วงการเผาไหม้ล่าช้าหลัง (Late Combustion) เป็นช่วงที่การปล่อยความร้อนเกิดขึ้นต่อไปที่แนวโน้มลดลงในจังหวะขยายตัวและแรงดันแก๊สจากการเผาไหม้ดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลง ส่วนนี้เป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้สารผสมหนา เช่น CO , H_2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.3. แบบจำลองการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซล

วิวัฒนาการศึกษาของการเผาไหม้ของละอองเชื้อเพลิงดีเซลให้เข้าใจในรายละเอียดขั้นตอนของกระบวนการเผาไหม้ดีเซลได้ถูกเริ่มต้นในปี 1990 ด้วยเทคนิคการถ่ายภาพร่วมกับเทคนิค Laser Sheet โดย [7] และ [8] ก่อนการนำเทคโนโลยีการถ่ายภาพ Laser Sheet มาใช้ เลือกในการวิเคราะห์หว่านที่เป็นที่เสถียรตามสถานะคงตัว (Quasi-steady state) ของการวิเคราะห์การเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลหลังจากที่การระเบิดจนถึงการหยุดฉัดซึ่งใกล้เคียงสภาวะคงตัวของหัวท่อซึ่งปฏิกิริยาเช่นนี้ สามารถพบได้ในเตาเผาและระบบกังหันก๊าซแบบรุ่นแรกๆของการเผาไหม้ดีเซลซึ่งอธิบายกระบวนการเผาไหม้ดีเซลโดยสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิงกับเชื้อเพลิงที่ผสมหนา และการกระจายเชื้อเพลิงที่ลดลงในลักษณะคล้ายกับ Gaussian ที่รัศมีที่เพิ่มขึ้นตามแนวในการฉีดของสเปรย์ โดยที่โมเดลในการเผาไหม้ยุคเก่า (Old model) มีคุณลักษณะที่สำคัญดังนี้

- การเผาไหม้ช่วงที่เป็นของเหลวและเป็นเม็ดละอองเชื้อเพลิง (Droplet) จากหัวฉีดในโซนที่มีการเผาไหม้
- หลังจากการเผาไหม้ในช่วงแรกๆแล้ว การเผาไหม้จะเกิดขึ้นจากเพียงการลามของเปลวไฟ และถูกจำกัดแค่บริเวณรอบๆ ของลำสเปรย์
- เขม่าส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นในบริเวณเส้นรอบขอบทรงโค้งของขอบสเปรย์

การศึกษาในรูปที่ 5.3 จากเทคนิคการถ่ายภาพ Laser Sheet ใน Old model ช่วงแรกๆ แสดงลักษณะที่ขัดแย้งกับแบบจำลอง ดังนี้

- เขม่ากระจายผ่านส่วนของเหลวของลำสเปรย์ดีเซล ไม่มีเชื้อเพลิงที่เป็นหยดของเหลว (Droplet) ในลำสเปรย์โดยที่เขม่าในส่วนต้นของสเปรย์มีขนาดเล็กกว่าในแกนกลางส่วนต้นของสเปรย์
- ในงานศึกษาต่อมา ภาพได้มีรายละเอียดที่เพิ่มเข้ามา แบบจำลองของการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลถูกเปลี่ยนแปลงไปดังรูปนี้
- การกระจายตัวจนถึงสิ้นสุดของลำสเปรย์ค่อนข้างมาก ความยาวของลำสเปรย์จะสั้นมากในช่วงการเผาไหม้ปกติหลังจากสิ้นสุดการเผาไหม้ช่วงแรกๆ เชื้อเพลิงบางส่วนจะถูกใช้ในการเผาไหม้แบบหนา ก่อนที่เชื้อเพลิงจะไปถึงการลามเปลวไฟ ที่การเผาไหม้เสร็จสมบูรณ์

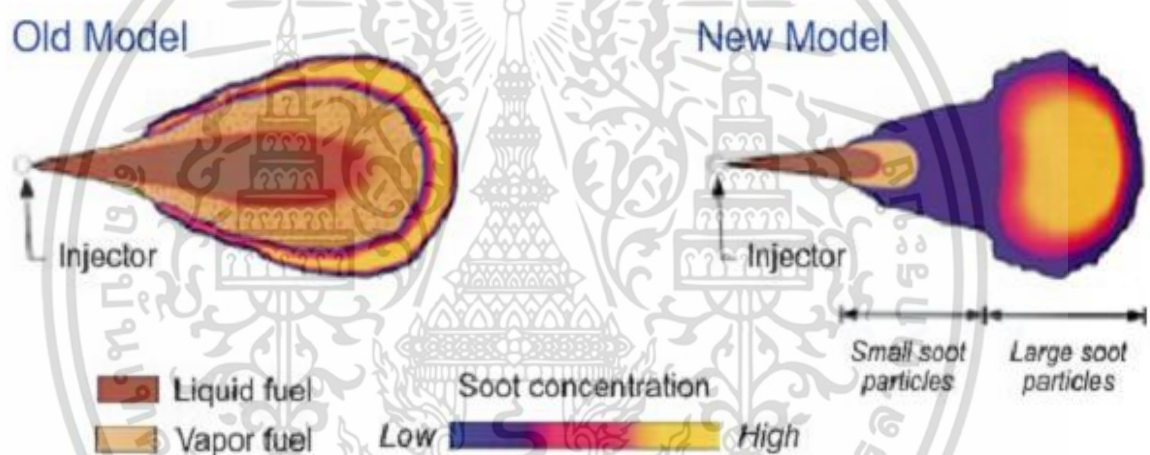
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มุมมองในการเปรียบเทียบของแบบจำลองการเผาไหม้จำลองของเครื่องยนต์ดีเซลยุคเก่าเทียบกับยุคใหม่ โดยมีรายละเอียดบันทึกการเผาไหม้เชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลในเครื่องยนต์เก่าๆ แบบจำลองได้ถูกพัฒนาขึ้นมาใหม่โดยมีความแตกต่างของพื้นฐานการทดลอง 3 ข้อดังนี้

1. ความเร็วในการฉีดเชื้อเพลิงสูงมากในเครื่องยนต์สมัยใหม่เนื่องจากความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่สูง ซึ่งนำการลามเปลวไฟจากหัวฉีดและอากาศช่วงต้นในโซนการลามเปลวไฟแบบแพร่และเพิ่มช่วง Air-entrainment ของการเผาไหม้

2. อัตราการผสมที่ส่วนยอดของสเปรย์ (Up Stream) มีความเข้มข้นของเชื้อเพลิงสูงมากกว่าส่วนที่ตำแหน่งปลายของสเปรย์ (Down Stream)

3. รูปภาพที่บันทึกจะแตกต่างจากภาพที่บันทึกโดยเฉลี่ยอย่างยิ่ง การวัดก่อนค่าเวลาเปลี่ยนแสดงให้เห็นถึงการกระจายตัวแบบแก๊ส และการไล่ระดับสีเฉลี่ยที่เกิดขึ้นจริง



รูปที่ 5.3 การเปรียบเทียบแบบจำลองการเผาไหม้ดีเซล (ซ้ายแบบ Old Model ขวาแบบ New Model) [7]

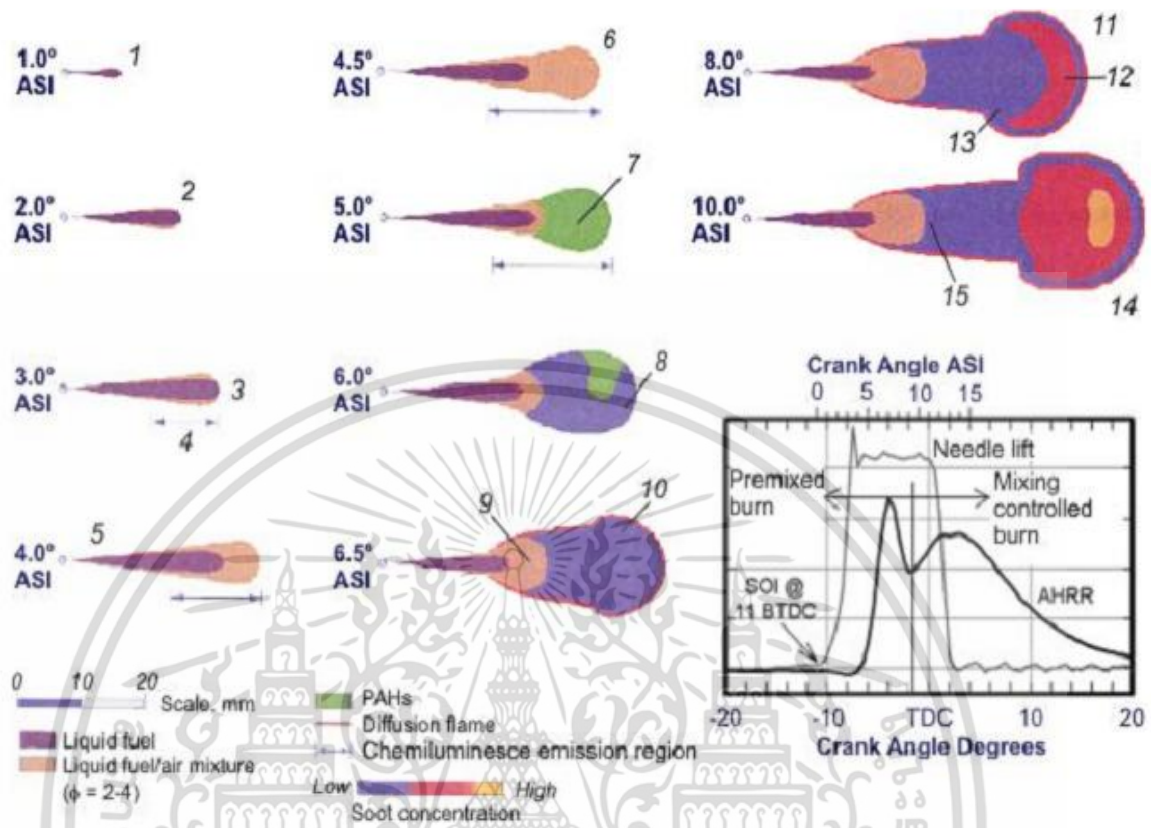
5.3.4 แบบจำลองการเผาไหม้ดีเซล

การจำลองการเผาไหม้ของเปลวไฟแบบแพร่ในเครื่องยนต์ดีเซลยุคใหม่ตามงานวิจัยของ [7] และ [8] ในช่วงต้นของการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซล และขั้นตอนรูปที่ 5.4 การอธิบายข้อมูลในเชิงปริมาณพิจารณาซึ่งค่าของเครื่องยนต์ดีเซลทำงานที่ภาระงานปานกลาง โดยมีช่วงของการเผาไหม้ดังนี้

1. ลำของเชื้อเพลิงฉีดออกจากหัวฉีด ช่วงนี้เกิดการแทรกตัวของอากาศและเกิดการคลุกเคล้าของเชื้อเพลิงกับอากาศ
2. ส่วนผสมของเชื้อเพลิงจะแยกตัวออกจากลำสเปรย์เพื่อผสมตัวกับอากาศร้อนในห้องเผาไหม้
3. ช่วงที่เป็นการแพร่ของลำของเหลว (Liquid Penetration Length) มีความยาวสูงสุดในช่วงนี้และสเปรย์เริ่มเป็นไอเพื่อผสมตัวกับอากาศร้อนภายในห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. เกิดปฏิกิริยา Chemiluminescence (การเปล่งแสงทางเคมี) การที่จะเกิดการเผาไหม้



รูปที่ 5.4 แนวคิดรูปแบบดั้งเดิมของการเผาไหม้ดีเซลผ่านการเผาไหม้สารผสมในขั้นตอนการเริ่มต้นของการเผาไหม้ในช่วง Mixing-Controlled [7]

5. เริ่มมีความดันในการเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้นจากการเกิดเผาไหม้แบบแพร่
6. ช่วงส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศอยู่ในช่วงหนา ($\phi > 2-4$) ของลำสเปรย์ที่เป็นของเหลวถูกแทรกเป็นการเผาไหม้ และปฏิกิริยา เกิดปฏิกิริยา Chemiluminescence ต่อเนื่องหนึ่งโดยสังเกตมีเชื้อเพลิงในลำสเปรย์ของช่วง break down (แยกออก)
7. การแยกตัวของลำเชื้อเพลิง (Fuel break down) และการรวมตัวของเขม่าแบบ Polycyclic Aromatic Hydrocarbons (PAH) ในบางส่วนของลำสเปรย์และความดันในการเผาไหม้แบบ Premix เพิ่มขึ้น
8. เกิดเขม่าที่บริเวณการเผาไหม้แบบแพร่ (Diffusion Combustion)บริเวณ Periphery ส่วนหัวของสเปรย์
9. ช่วงความยาวของเชื้อเพลิงที่เป็นของเหลว (Liquid Penetration Length) สั้นลงเนื่องจากความร้อนในการเผาไหม้
10. เปลวไฟแบบแพร่ (Diffusion flame) ส่วนข้างล่างที่ทำปฏิกิริยา ของปลายของลำสเปรย์ (Down Stream) ขอบเขตของการเผาไหม้แบบแพร่ จึงเกิดเขม่าในส่วนของลำสเปรย์และมี

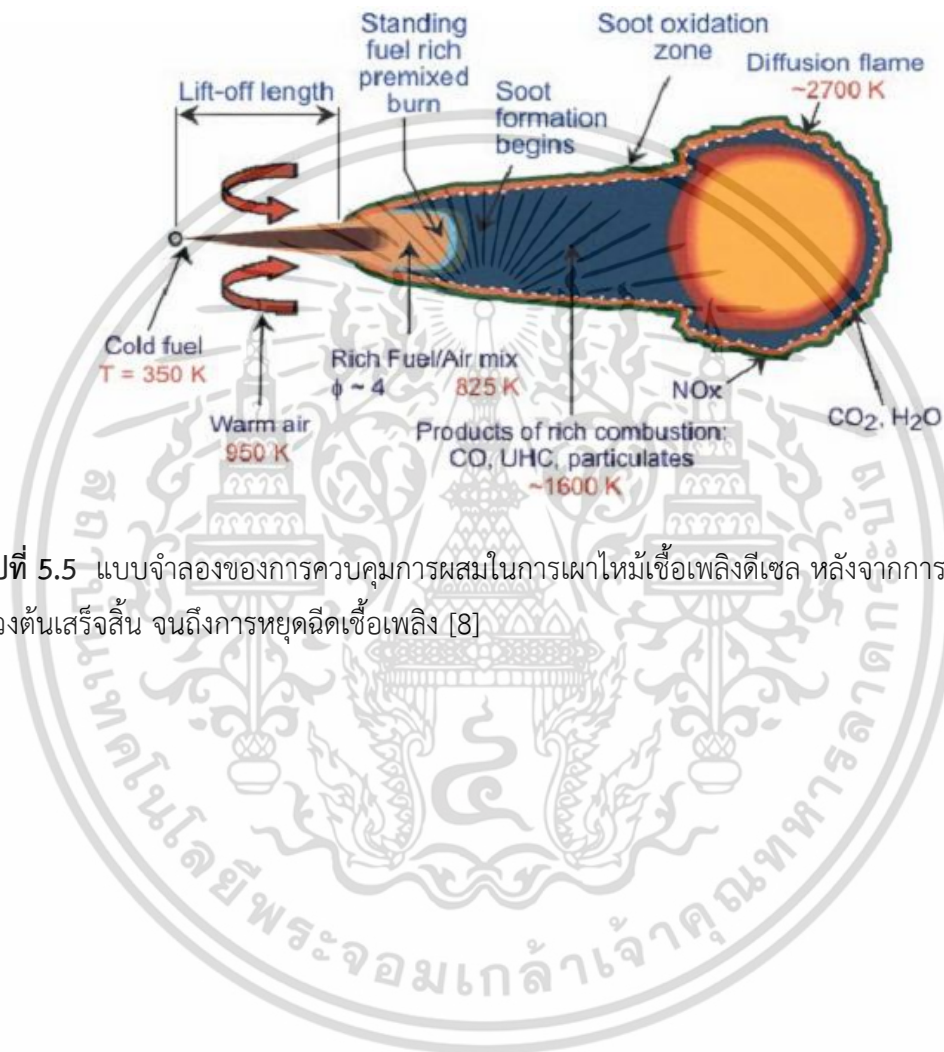
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มลพิษอนุภาคเกิดขึ้นในส่วนปลายของที่มีลักษณะเป็นก้นหอย (Periphery) ของสเปรย์ในการเผาไหม้

11. การเผาไหม้แบบแพร่ (Diffusion Combustion) เสร็จสมบูรณ์
12. ความเข้มข้นของเขม่าเพิ่มขึ้นและมากที่สุดในช่วงใกล้กับหัวฉีด
13. เกิดเขม่าขึ้นอีกรอบบริเวณใกล้ส่วนปลายของลำสเปรย์ที่เหลือบริเวณ Periphery
14. เกิดการเผาไหม้แบบ Mixing control โดยสังเกตจากหยุดฉีดเชื้อเพลิงและเกิดเขม่าในช่วงที่มีการผสมตัวแบบ Vortex บริเวณเกิดการหมุนวนที่ปลายของสเปรย์
15. ไม่มีเขม่าในช่วง Up Stream (บริเวณใกล้หัวฉีด) เนื่องจากเกิดการผสมตัวที่สมบูรณ์ประกอบกับการหยุดฉีดเชื้อเพลิง แต่ในช่วงปลายสเปรย์ยังคงเกิดเขม่าเล็กน้อยในช่วง Periphery และส่วนกลางของปลายสเปรย์

สเปรย์ของเชื้อเพลิงถูกปล่อยออกจากปลายหัวฉีด หลังจากช่วงเริ่มการฉีดเชื้อเพลิง (SOI) เกิดการนำผสมตัวอากาศความร้อนจากกระบวนการอัดตัวของลูกสูบ (ที่อุณหภูมิประมาณ 950 เคลวิน) อากาศที่ถูกนำพาจะอุ่นน้ำมัน และเป็นสาเหตุให้เริ่มการดูดความร้อนที่จุดนี้ การแตกตัวของเหลวที่จุดปลายจะมีขนาดมากที่สุด ซึ่งสามารถเกิดขึ้นก่อนการปลดปล่อยความร้อนจะเกิดขึ้นลำดับถัดมา ส่งผลให้การแตกตัวของเหลวมีมากที่สุด ไอของน้ำมันเชื้อเพลิงข้างๆ สเปรย์เชื้อเพลิงที่เป็นของเหลวจะบางมาก ขอบเขตของไอเชื้อเพลิงจะเหมือนกับของเหลว หลังจากของเหลวมีขอบเขตสูงสุดแล้วนั้น ไอของเชื้อเพลิงจะกระจายตัวไปทั่วห้องเผาไหม้สิ่งที่ตามมาคือ การปลดปล่อยพลังงาน ไอของน้ำมันจะผสมกับอากาศได้ดีที่อัตราส่วนผสมระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงและอากาศประมาณ 2-4 การจุดระเบิดก่อนจะเกิดขึ้นหลายๆจุด ในบริเวณ Premixed Combustion และกระจายตัวอย่างทั่วถึง การเกิดขึ้นของเขม่าจะเริ่มเมื่อน้ำมันหยุดฉีด ประมาณ 0.14 มิลลิวินาทีต่อมา ซึ่งส่วนของเขม่าจะเล็กมาก ๆ การลามของเปลวไฟจะเริ่มที่ขอบนอกของลำสเปรย์ เมื่ออุณหภูมิและความเข้มข้นมากเพียงพอ เปลวไฟจะกระจายครอบคลุมรอบๆ ส่วนที่ไอน้ำมันและอากาศผสมกัน การลามของเปลวไฟเกิดขึ้นแลเชื้อเพลิงยังถูกป้อนเข้าโซนที่เกิดการเผาไหม้ ซึ่งทำให้เกิดมลพิษจำพวก คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรเจน จาก การเผาไหม้แบบหนา

ที่สถานะคงตัว (Quasi-steady state) สามารถวิเคราะห์การเผาไหม้ในช่วงวงของ Mixing control ที่เกิดหลังส่วนที่เป็น Premix combustion จากรูปที่ 5.5 ผลิตรภัณฑ์ของการเผาไหม้แบบหนาหลักๆ ก็คือ ไฮโดรเจน น้ำ คาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนอกไซด์ มีเทน เชม่า และน้ำมันส่วนเล็กๆ พลังงานที่ปลดปล่อยในโซนเปลวไฟบางคือ การก่อดังของน้ำ และอุณหภูมิประมาณ 1600 เคลวิน หลังจากสิ้นสุดกระบวนการฉีดเชื้อเพลิง เชม่าที่เกิดจากการเผาไหม้ช่วงแรกๆ จะถูกออกซิไดซ์โดยไฮดรอกไซด์ หลังจากการปิดของหัวฉีดแล้ว ความเร็วของน้ำมันที่ถูกฉีดออกมาจะลดลง

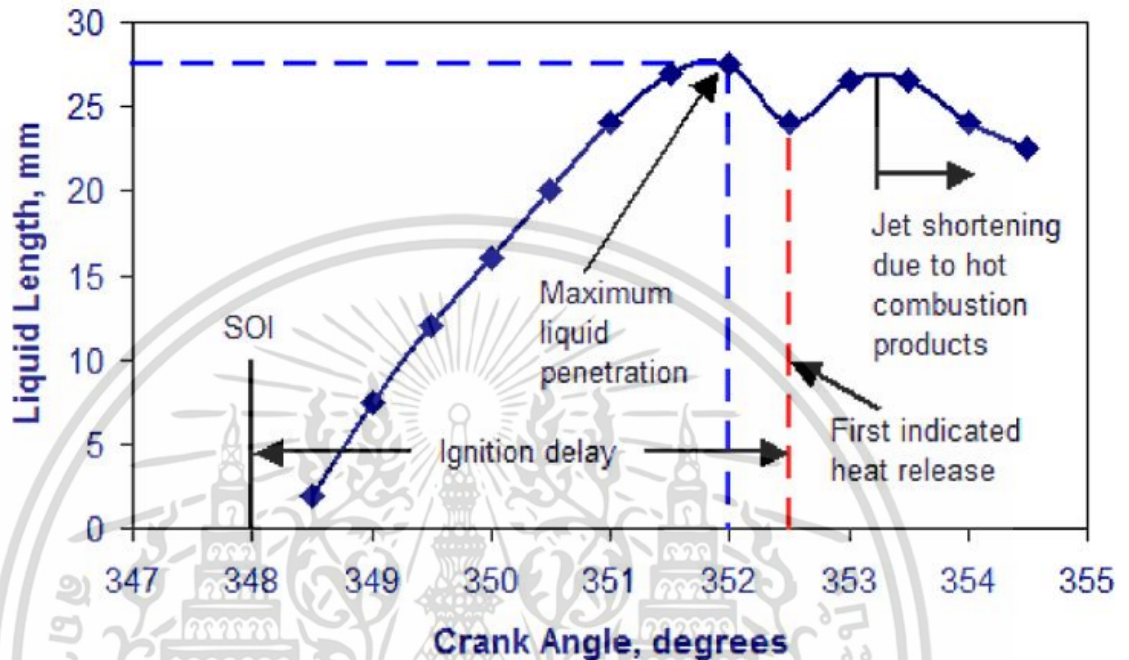


รูปที่ 5.5 แบบจำลองของการควบคุมการผสมในการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซล หลังจากการการเผาไหม้ช่วงต้นเสร็จสิ้น จนถึงการหยุดฉีดเชื้อเพลิง [8]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.5 การแพร่ของ Liquid length

ช่วงที่เกิดการแพร่ของลำของเหลวขณะทำการเผาไหม้ (Liquid penetration หรือ Liquid length) เป็นช่วงความยาวของแกนของเหลวที่ถูกพ่นออกมาจากหัวฉีดและเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ โดย Ricart [9] แสดงดังรูปที่ 5.6 โดยมีการเริ่มก่อนช่วง Ignition delay



รูปที่ 5.6 ผลของการแพร่ของลำของเหลว [9]

5.3.6 การเกิด Lift off length

การเผาไหม้ในช่วง Mixing control [10] ทำให้เกิดช่วงช่วงการเผาไหม้แบบแพร่ที่ตำแหน่ง Periphery ของตำแหน่งเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมที่หนาที่เกิดปฏิกิริยาตามรูปที่ 5.5 ตำแหน่งที่ทำการวัด Lift-off length จะทำการวัดจากปลายของหัวฉีดจนถึงส่วนที่ทำให้ปฏิกิริยาบริเวณ down stream โดยทำการวัดในช่วงที่เป็นสถานะคงตัวของสเปรย์ (Quasi-steady state)

5.3.7 Fuel-Air Mixing Upstream of the Lift-Off Length

การเกิด Lift -off length สังเกตได้จากการเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ซึ่งสามารถเปลี่ยนแปลงปริมาณของการแทรกอากาศที่เข้าไปผสมกับเชื้อเพลิง Arcoumanis และคณะ [14] และ Picket และคณะ [15] ในช่วง Up-stream (ช่วงโคนของ สเปรย์ขณะทำการเผาไหม้) ของ Lift-off length โดยที่อากาศที่เข้าแทรกของลำสเปรย์ในช่วง Lift-off length สามารถหาได้โดยสมการ 5.5

$$\bar{\phi} = \frac{2 \cdot f_s}{\sqrt{1 + 16 \cdot \bar{x}^2 - 1}} \quad (5.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนกลับของอัตราส่วนสมมูล ($\times 100$) เมื่อประยุกต์ Lift-off Length โดยที่เปอร์เซ็นต์ของอากาศที่เข้าแทรกในสเปรย์ในช่วงในการเผาไหม้เทียบจากอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงอ้างอิงที่อัตราส่วนสมมูลที่เหมาะสม สามารถคำนวณได้ในสมการที่ 5.6

$$\zeta_{st}(\%) = \frac{100}{\bar{\phi}} = 100 \cdot \left(\frac{\sqrt{1 + 16 \cdot \tilde{H}^2} - 1}{2 \cdot f_s} \right) \quad (5.6)$$

โดยที่

f_s คืออัตราส่วนสมมูลของอากาศต่อเชื้อเพลิงได้มาจากการสมดุลทางเคมี

\tilde{H} คือ Lift-off length ที่วัดได้จากภาพถ่าย

\tilde{x} คือ ความยาวของ Spray penetration เทียบกับ Characteristic length

5.3.8 เวลาที่คงตัวของการเกิด Lift-off length

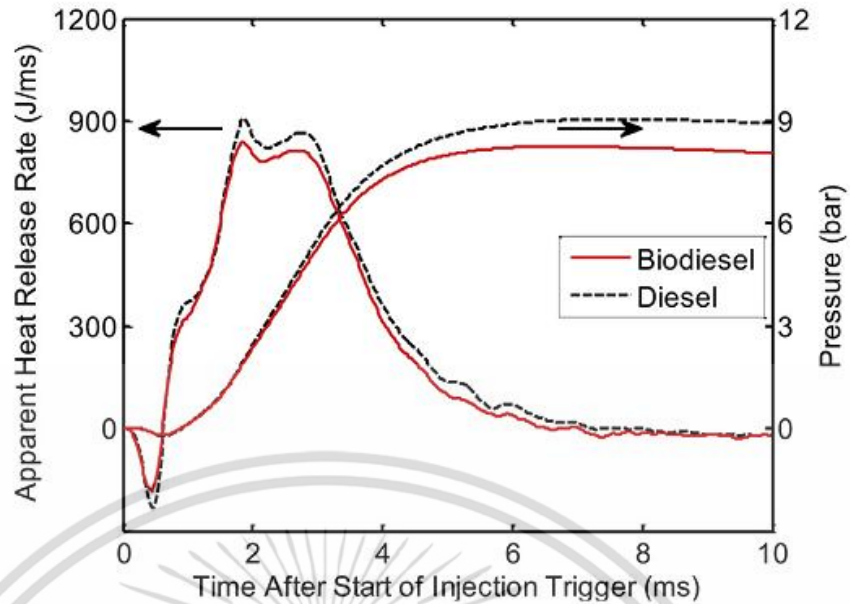
เวลาที่คงตัวของการเกิด Lift-off length หรือ (Residence time to lift off length) หรือใช้คำย่อว่า RES time คือเวลาเกิดการคงตัวที่สภาวะสมดุลชั่วขณะของ Lift Of Length [11] และ Naber [16] จากเวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิง แนวโน้มของ RES time มีค่าที่เพิ่มขึ้นเมื่อลดความเข้มข้นของออกซิเจน เนื่องจากเริ่มเวลาในการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้หลังจากที่ลำสเปรย์ถูกฉีดออกมาจากหัวฉีดและมีผลต่อคามลพิษ

5.3.8.1 งานวิจัยที่ผ่านมาเกี่ยวกับการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ที่ใช้ไบโอดีเซล

Zhang และคณะ [10] ได้ทำการทดลองการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ โดยใช้เชื้อเพลิงไบโอดีเซลเทียบกับดีเซล ที่หัวฉีด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 153 ไมโครเมตร และความดันในการฉีดเชื้อเพลิง 1000 บาร์ โดยมีการวัดความดันในการเผาไหม้และถ่ายภาพด้วยเทคนิคการถ่ายภาพแบบ OH chemiluminescence

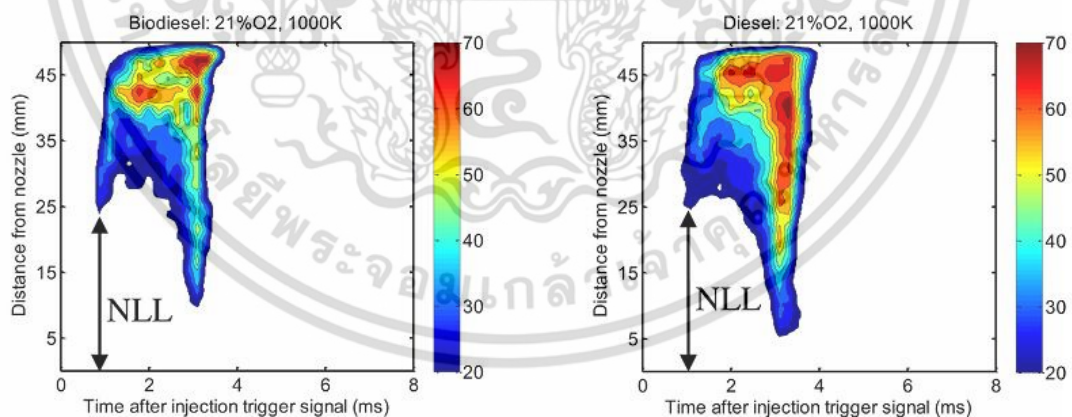
จากผลการทดลองในรูปที่ 5.7 พบว่าความดัน (Pressure) และ อัตราการปล่อยพลังงานความร้อน Apparent heat release ในการเผาไหม้ของไบโอดีเซลมีค่าน้อยกว่าดีเซล เนื่องจากไบโอดีเซลมีความร้อนของเชื้อเพลิงที่น้อยกว่าดีเซล ทำให้อัตราการปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.7 ผลของการปล่อยพลังงานความร้อนและความดันในการเผาไหม้ [10]

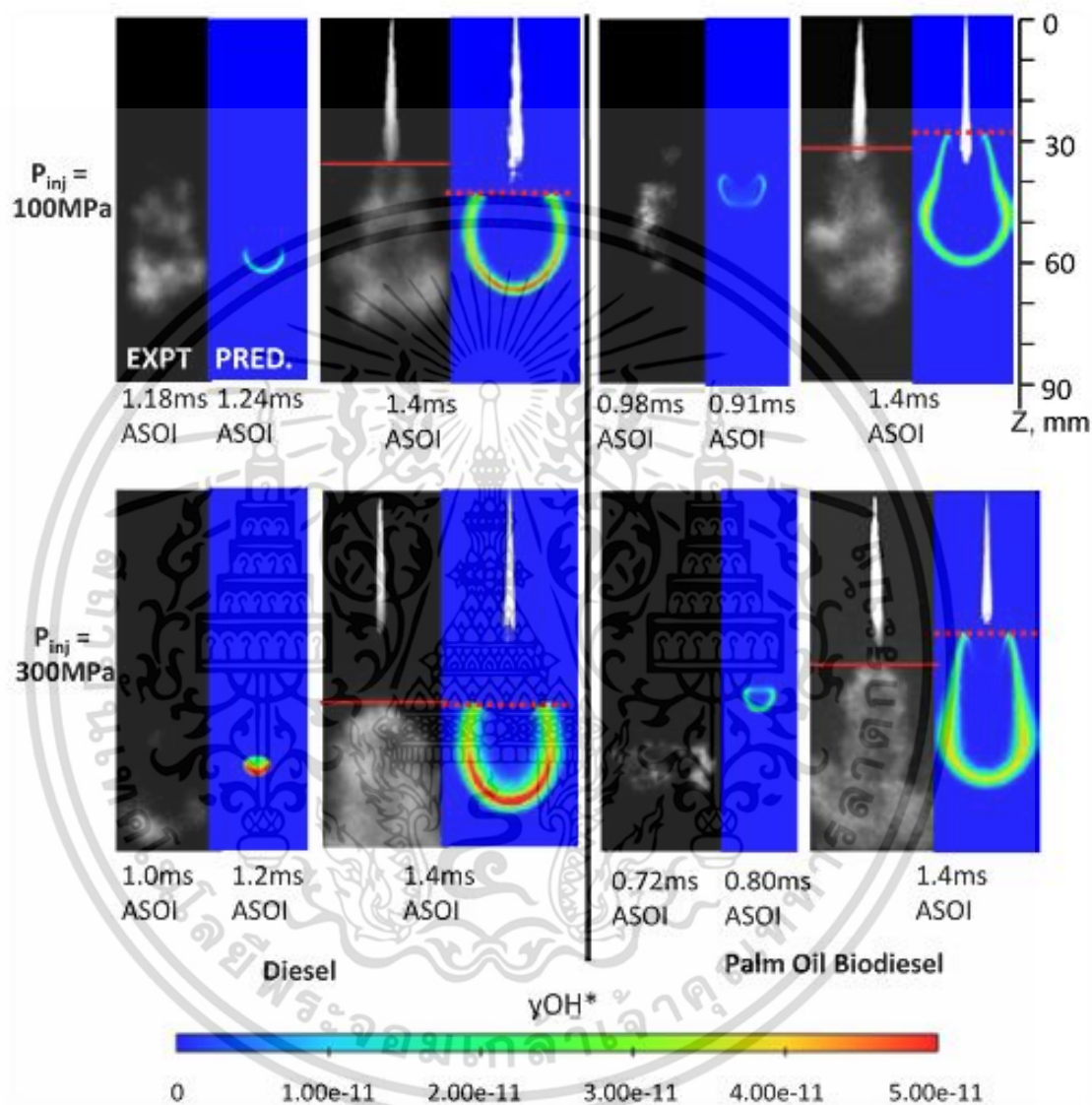
ค่าของ Lift off length Natural Luminosity Lift-off length (NLL) ตามเวลาเมื่อเทียบกับระหว่างเชื้อเพลิงไบโอดีเซลดัง รูปที่ 5.8 ที่เวลาหลังจากฉีดเชื้อเพลิง (Time after injection trigger signal) และระยะนับจากหัวฉีด (Distance from nozzle) ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลมีค่า Lift off length ที่ยาวกว่าดีเซลเล็กน้อยตลอดช่วงของเวลาหลังจากการสั่งฉีดเชื้อเพลิง เนื่องจากไบโอดีเซลมีค่าการเผาไหม้แบบ Premixed combustion ที่รวดเร็วกว่าเพราะในตัวเชื้อเพลิงมีออกซิเจนผสมตัวอยู่



รูปที่ 5.8 การเปรียบเทียบ OH chemiluminescence ที่ความเข้มข้นของออกซิเจน 21 เปอร์เซ็นต์ และอุณหภูมิในการเผาไหม้ 1000 เคลวิน [10]

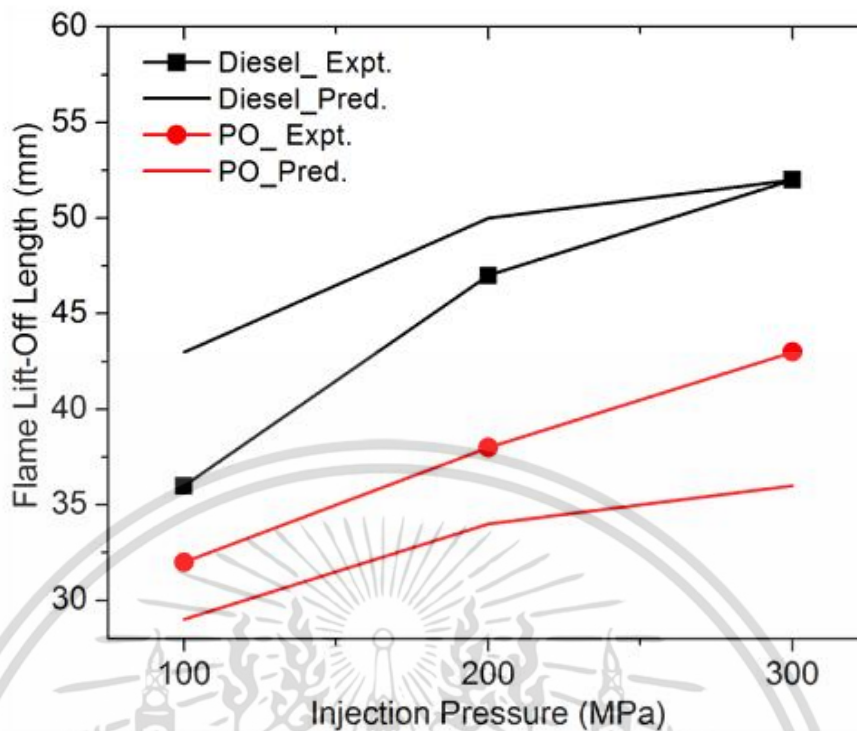
Kuti และคณะ [11] ได้ทำการจำลองผลของการเผาไหม้ของพาล์มไบโอดีเซลเทียบกับดีเซล โดยใช้ CONVERGE CFD และเทียบผลภาพถ่าย OH ของการเผาไหม้จริงในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ ในรูปที่ 5.9 จากผลการทดลองพบว่าในส่วนที่เป็น Down-stream ตามส่วนที่เป็นพื้นหลังสีน้ำเงิน (PRED.) มีลักษณะการเผาไหม้เป็นทรงก้นหอย (Periphery) ตามแบบจำลองการเผาไหม้ของ DEC [7] การเพิ่มความดันเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการฉีดเชื้อเพลิง รูปที่ 5.10 นั้นเป็นการเร่งความเร็วของสเปรย์ให้ทำการปะทะกับก๊าซร้อนในห้องเผาไหม้ได้เร็วขึ้นและทำให้เกิดปฏิกิริยาในการเผาไหม้ที่มีช่วงของ Lift off length ที่ยาวขึ้น สุดท้ายจากผลการทดลองเห็นได้ชัดเจนว่า lift off length ของปาล์มไบโอดีเซลมีค่าที่สั้นกว่าดีเซล ซึ่งทางผู้วิจัยต้องการหาข้อสรุปต่อไปในเหตุผลนี้



รูปที่ 5.9 การเปรียบเทียบผลทดลองระหว่างเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลและดีเซลที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่างกัน [11]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.10 ผลของ Lift off length ของปาล์มไบโอดีเซลและดีเซลที่ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่างกัน โดยเทียบระหว่างผลการจำลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (Pred) และการทดลองจริง (Expt.) [11]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในส่วนนี้นำเสนอการติดตั้งอุปกรณ์จากการออกแบบห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ในบทที่ 2 โดยการทดลองนี้ได้จำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่โปร่งใสขึ้นมา โดยการลดความเข้มข้นของออกซิเจนของการเผาไหม้แก๊สสอง ซึ่งการทดลองนี้จ่ายแก๊สเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ คือ อะเซทิลีน (C_2H_2) ไนโตรเจน (N_2) และออกซิเจน (O_2) ตามลำดับ แล้วทำการเผาไหม้โดยการจุดประกายไฟจากหัวเทียนเพื่อให้เกิดความดันและความร้อนที่เหมาะสมแก่การฉีดเชื้อเพลิง จากนั้นความดันและอุณหภูมิลดลงแล้วทำการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเพื่อให้เกิดการเผาไหม้แล้วสังเกตลักษณะการเผาไหม้ซึ่งใช้กระจกควอตซ์เป็นวัสดุโปร่งใสในการมองเห็นร่วมกับการใช้เทคนิคการถ่ายภาพแบบซาโตกราฟและบันทึกภาพด้วยกล้องถ่ายภาพความเร็วสูง

5.4.1 อุปกรณ์การทดลอง

5.4.1.1 แผนผังอุปกรณ์การทดลองโดยรวม

จากแผนผังในรูปที่ 5.11 สามารถแบ่งอุปกรณ์การทดลองแบ่งได้ 5 ส่วนคือ

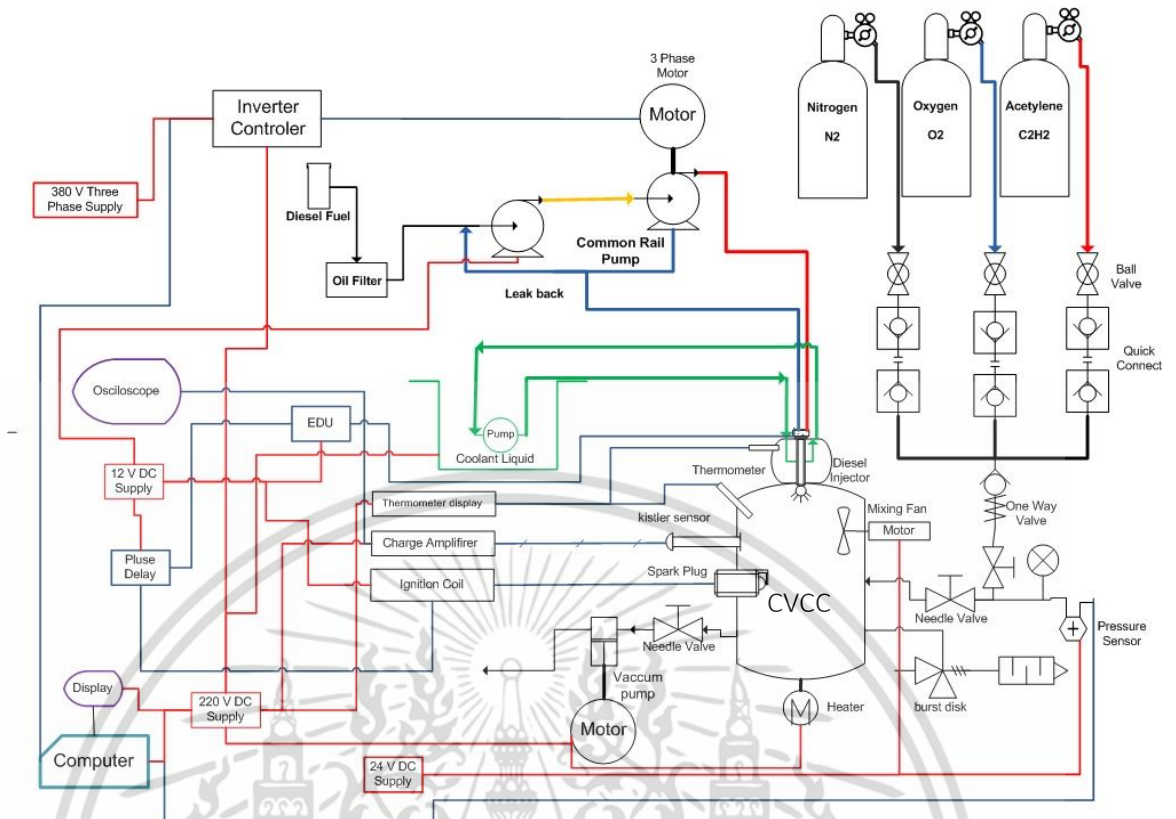
ส่วนที่ 1 ระบบจ่ายและระบายแก๊สมีแก๊สที่เกี่ยวข้องกับการทดลองทั้งหมด 4 ชนิด คืออะเซทิลีน ออกซิเจน ไนโตรเจน และอากาศ โดยจะมีปั๊มสุญญากาศ (Vacuum Pump) เพื่อดูดอากาศในห้องเผาไหม้ทั้งก่อนและหลังการทดลองออก

ส่วนที่ 2 ระบบควบคุมและการวัดจะใช้ตัวคอนโทรลเลอร์ทำหน้าที่เป็น Pulse delay ในการสั่งการ (1) หัวเทียนจุดประกายไฟเพื่อเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ จะสั่งกล้องเริ่มถ่ายภาพขณะจุดระเบิดและ สร้างสัญญาณสั่งการฉีดให้กับอุปกรณ์ควบคุมสัญญาณไฟฟ้า Electronic Drive Unit (EDU) ขับหัวฉีดตามเวลาที่เรากำหนดไว้โดยกล่องควบคุม ในการตั้งค่าเวลาในการ Cool down การวัดใช้สัญญาณจากเซ็นเซอร์วัดความดันซึ่งผ่านตัวแปลงกระแสไฟ (Charge Amplifier) แล้วส่งต่อมาที่ออสซิลโลสโคป (Oscilloscope) เพื่อทำการวัดและเก็บผลค่าแรงดันไฟฟ้าที่เปลี่ยนแปลงไปและนำมาคำนวณหาความดันเผาไหม้และความดันที่เปลี่ยนไปตามเวลา เพื่อใช้ในการหาค่าการปล่อยความร้อนและความล่าช้าในการจุดระเบิด

ส่วนที่ 3 ระบบปั๊มจ่ายน้ำมันในระบบคอมมอลเรอว์สามารถเพิ่มแรงดันน้ำมันในระบบให้คงที่ที่ความดัน 120 MPa โดยที่มี Inverter Unit ที่คอยควบคุมความเร็วของมอเตอร์แล้วส่งต่อไปยังหัวฉีดเชื้อเพลิงที่อยู่ในห้องเผาไหม้

ส่วนที่ 4 ห้องเผาไหม้จำลอง (CVCC) ถูกติดตั้ง เซ็นเซอร์วัดความดันที่เปลี่ยนไปตามเวลา (Dynamic Pressure Sensor) เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple) พัดลมกวนอากาศ (Mixing Fan), หัวเทียน (Spark Plug) และหัวฉีดดีเซล (Diesel Injector)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

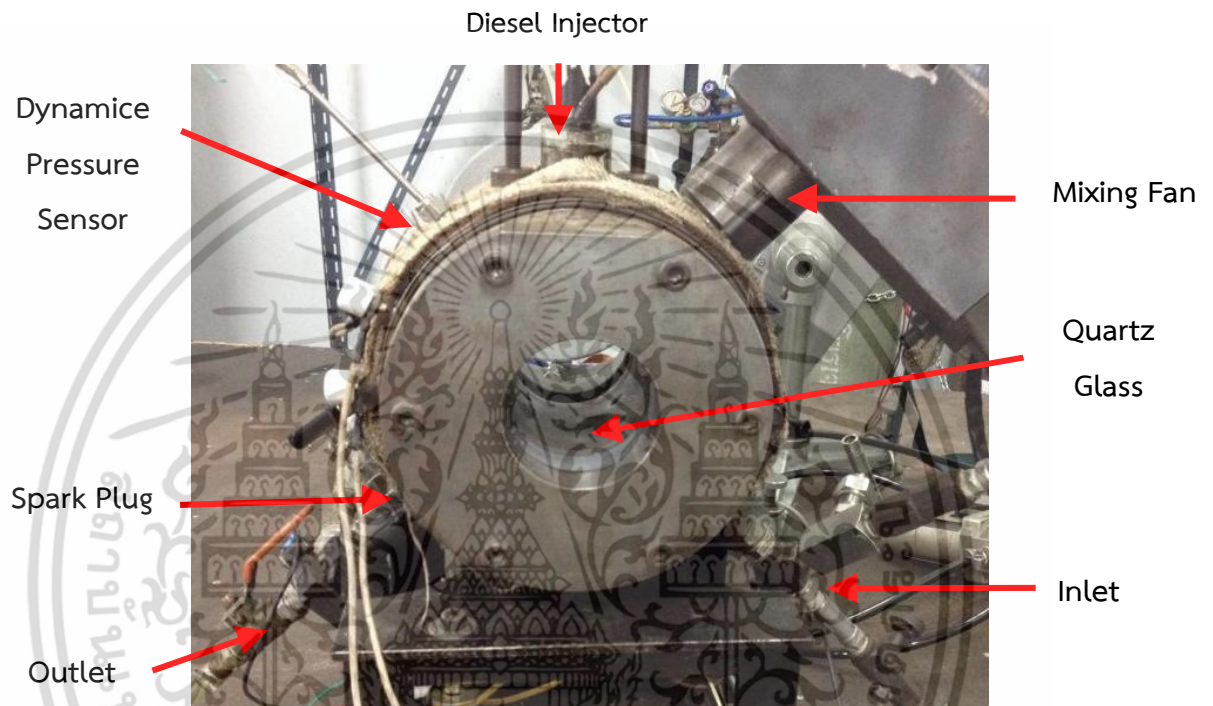


รูปที่ 5.11 แผนผังอุปกรณ์การทดลองการเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4.1.2 ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่

ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ เป็นห้องเผาไหม้ที่สามารถสังเกตลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงได้ โดยมีกระจกควอตซ์ที่ด้านข้างทั้งสองด้าน ดังรูปที่ 5.12 ภายในจะการติดตั้งเซ็นเซอร์วัดความดัน (Dynamic pressure sensor) ที่เปลี่ยนไปตามเวลา พัดลมกวนอากาศ (Mixing fan) หัวเทียน และหัวฉีดดีเซล (Diesel injector)



รูปที่ 5.12 ห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่

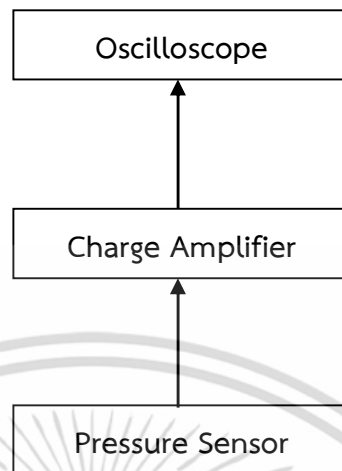
5.4.1.3 ระบบควบคุมและการวัดความดันในการเผาไหม้

ระบบควบคุมจากไมโครคอนโทรลเลอร์ในการสร้าง Pulse delay รายละเอียดของโปรแกรมอยู่ในภาคผนวก และการวัดจะใช้อุปกรณ์ควบคุมสัญญาณไฟฟ้า ให้กับหัวเทียน สั่งเปิดและปิดการจ่ายกระแสไฟฟ้า ตามเวลาที่เราระบุได้เขียนกำหนดลงในอุปกรณ์ควบคุม และส่งสัญญาณไฟฟ้าไปที่ชุดขับหัวฉีดเพื่อทำการขับหัวฉีดทำงาน พร้อมสั่งให้กล่องทำการบันทึกภาพขณะจุดระเบิด เพื่อลดข้อมูลการบันทึกในส่วนที่ไม่จำเป็นและจะใช้สัญญาณจากเซนเซอร์วัดความดันซึ่งผ่านตัวแปลงกระแสไฟแล้วเข้ามาที่ออสซิลโลสโคป ทำการวัดและเก็บผลค่าแรงดันไฟฟ้าที่เปลี่ยนแปลงไปและนำมาคำนวณหาความดันที่เปลี่ยนไปตามเวลา

โปรแกรมควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงและการถ่ายภาพตามรูปที่ 5.13 โดยมีไมโครคอนโทรลเลอร์ส่งสัญญาณเพื่อควบคุมระยะเวลาในการฉีดของหัวฉีด และควบคุมกล่องวัดโอเวอร์ความเร็วสูง โดย

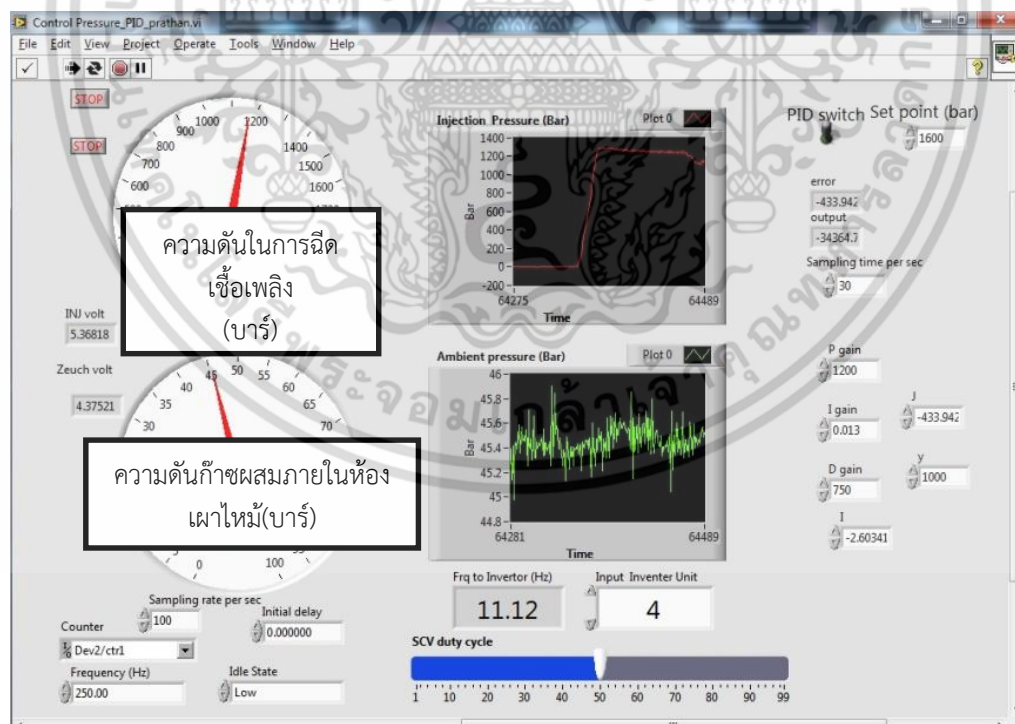
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถกำหนดค่าเริ่มต้นต่างๆของการทดลองได้แก่ การควบคุมระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงและควบคุมการทำงานของกล่องวิตีโอความเร็วสูง



รูปที่ 5.13 ไดอะแกรมการวัดความดันในการเผาไหม้

การควบคุมความดันในการฉีดเชื้อเพลิงให้คงที่ด้วยการใช้โปรแกรม LabView และอ่านค่าความดันของก๊าซผสมก่อนเผาไหม้ ดังรูปที่ 5.14 ที่ใช้สัญญาณควบคุมย้อนกลับในการควบคุมความดันในการฉีดเชื้อเพลิงให้คงที่



รูปที่ 5.14 โปรแกรมควบคุมความดันในการฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวอนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 ตัวขยายสัญญาณความดันในการเผาไหม้ (Charge amplifier)

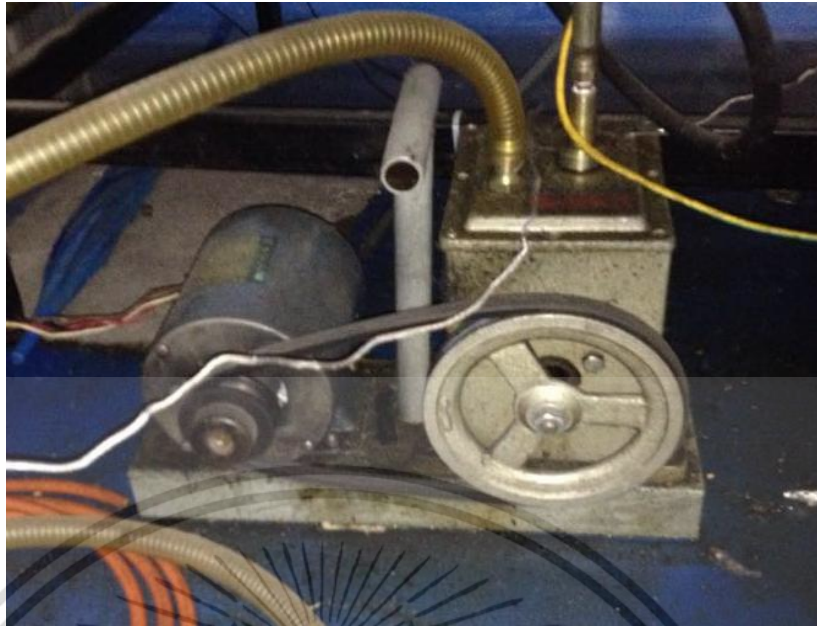


รูปที่ 5.16 ออสซิลโลสโคปในการบันทึกความดันในการเผาไหม้

5.4.1.4 การจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซและระบายแก๊สที่เหลือจากการเผาไหม้

การจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซและระบายแก๊สที่เหลือจากการเผาไหม้ ในงานวิจัยนี้มีแก๊สที่ใช้กับการทดลองทั้งหมด 3 ชนิด คือ อะเซทิลีน ออกซิเจน ไนโตรเจน โดยป้อนสู่เตาเผาเพื่อทดสอบในรูปที่ 5.17 ในห้องเผาไหม้เพื่อป้องกันส่วนผสมแบบ Partial pressure ผิดเพี้ยน ในห้องเผาไหม้ทั้งก่อนและหลังการทดลอง เพื่อให้อากาศเสียออกนอกบริเวณทดลอง ดังตารางที่ 5.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.17 ปั๊มสุญญากาศ

5.4.1.5 ระบบจ่ายเชื้อเพลิงดีเซล

ระบบจ่ายน้ำมันใช้ปั๊มจ่ายน้ำมันแบบคอมมอลเรล ดังรูปที่ 5.18 โดยการรักษาแรงดันในการฉีดเชื้อเพลิงในระบบให้คงที่ ที่ความดัน 120 MPa หรือ 1200 บาร์ โดยใช้มอเตอร์ขับเคลื่อนปั๊มคอมมอลเรล ซึ่งปั๊มเปลี่ยนแปลงแรงดันตามความเร็วรอบของมอเตอร์ มอเตอร์ถูกควบคุมความเร็วรอบโดยใช้ อินเวอร์เตอร์คอนโทรล (Inverter Control Unit) โดยจะปรับความถี่ของสัญญาณไฟให้มอเตอร์หมุน แล้วส่งต่อโดยมีสายพานขับไปยังรางร่วม (Common Rail) และหัวฉีดเชื้อเพลิงที่อยู่ในห้องเผาไหม้ตามลำดับ



รูปที่ 5.18 อินเวอร์เตอร์คอนโทรลความเร็วรอบของมอเตอร์

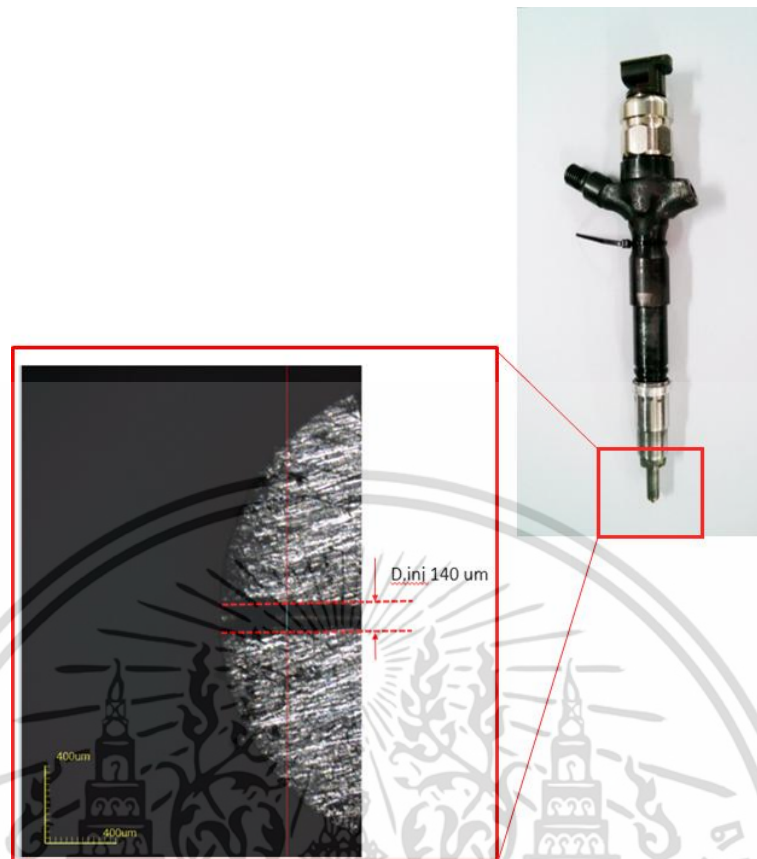
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบที่ใช้รางจ่ายเชื้อเพลิงรางเดียวสำหรับทุกสูบ (Common rail) และส่งเชื้อเพลิงความดันสูงไปยังหัวฉีดทำงานโดยวิธีเก็บเชื้อเพลิงรอไว้หลังปลายหัวฉีดโดยมีลิ้นแบบเข็มปิดกั้นเชื้อเพลิงไว้ด้วยแรงสปริงหรือแรงแม่เหล็กไฟฟ้า หัวฉีดความดันต่ำ เมื่อเพิ่มความดัน ลิ้นจะถูกดันให้เปิดและปล่อยเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงจะถูกฉีดทันทีที่โซลินอยด์ไฟฟ้าดึงลิ้นแบบเข็มถอยหลัง (Suction control valve) โดยควบคุมจำกัดปริมาณเชื้อเพลิงก่อนเข้าปั๊มแรงดันสูง การทดลองนี้ใช้ระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วมความดันสูง ซึ่งขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 5 แรงม้าดังรูปที่ 5.19



รูปที่ 5.19 ชุดหัวฉีด รางร่วม และมอเตอร์ขับเคลื่อน

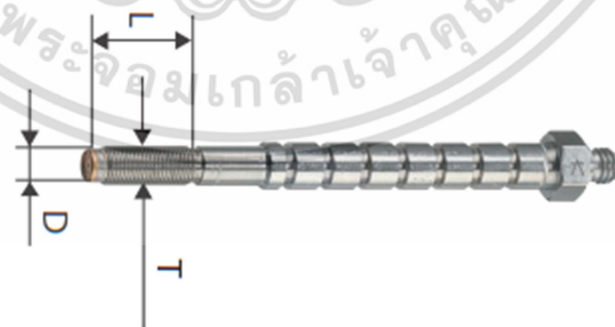
หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง (Injector) ดังรูปที่ 5.20 ซึ่งทำหน้าที่ในการฉีดเชื้อเพลิงถูกควบคุมโดยอุปกรณ์ควบคุมสัญญาณไฟฟ้าหลักการทำงานของหัวฉีดนี้คือน้ำมันที่มีแรงดันสูงนั้น ถูกส่งเข้าไปในหัวฉีด โดยเมื่ออุปกรณ์ควบคุมสัญญาณไฟฟ้าจ่ายไฟฟ้าไปยังโซลินอยด์ ลูกปั๊ม (Control plunger) จะยกขึ้นซึ่งจะทำให้เกิดผลต่างของความดันภายในหัวฉีดซึ่งจะทำให้หัวฉีดนั้นยกขึ้นและเชื้อเพลิงจะถูกฉีดออกไป และเมื่อหยุดจ่ายกระแสไฟฟ้าลูกปั๊มจะลงมาปิดเพื่อสร้างแรงดันให้หัวฉีด โดยงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้หัวฉีดขนาด 140 ไมโครเมตร



รูปที่ 5.20 หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง

5.4.1.6 เซ็นเซอร์วัดความดันในห้องเผาไหม้

ในการวัดความดันในการเผาไหม้ตัวเซ็นเซอร์ที่ใช้นั้นต้องมีความเร็วในการวัดสูง ดังนั้นจึงเลือกใช้เซ็นเซอร์ที่ใช้วัดความดันในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จริงแบบมีหัวเทียนในตัวยี่ห้อ Kistler type 6053CC60 ดังรูปที่ 5.21 ซึ่งสามารถรับความดันสูงสุดได้ 20 MPa

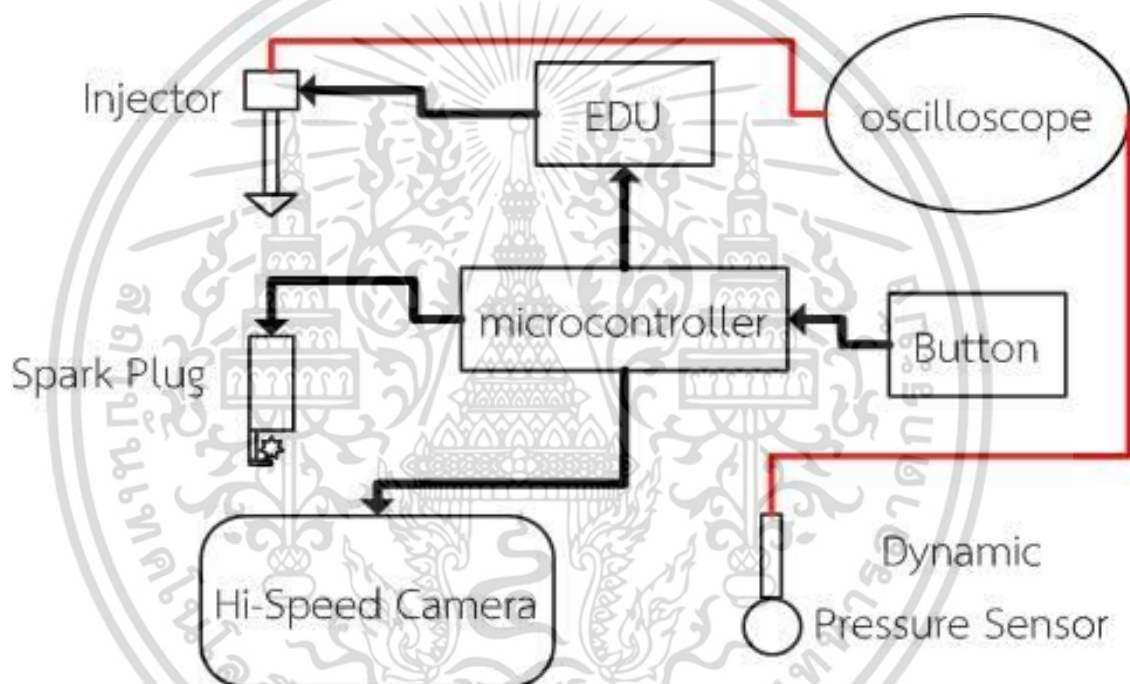


รูปที่ 5.21 เซ็นเซอร์วัดความดันในห้องเผาไหม้ [13]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

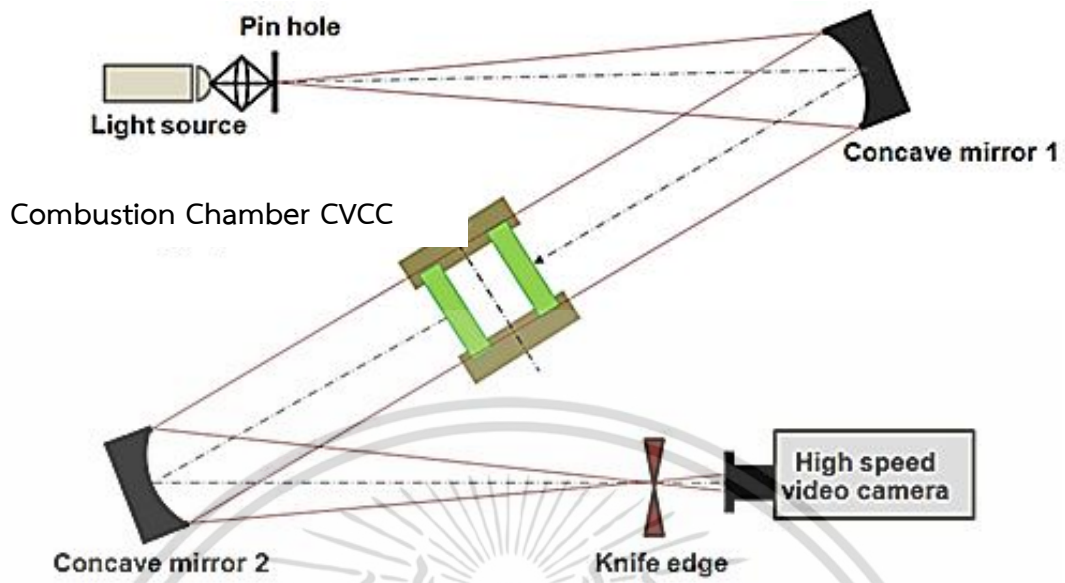
5.4.2 อุปกรณ์บันทึกภาพ

ในงานวิจัยนี้ใช้วิธีการบันทึกภาพแบบชาโดวกราฟ (Shadowgraph) [6] ร่วมกับกล้องวิดีโอความเร็วสูง โดยมีผังการจัดอุปกรณ์ตามรูปที่ 5.23 ถึง 5.26 ซึ่งใช้ลำแสงจากแหล่งกำเนิดแสงกระจายผ่านกระจกโค้งจะได้ลำแสงที่ขนานกันเป็นเส้นตรงผ่านลำสเปร์ยเชื้อเพลิงที่ต้องการบันทึกภาพ ความแตกต่างของแกระเดียนระหว่างความหนาแน่นของสเปร์ยเชื้อเพลิงและลำเชื้อเพลิงที่ไม่เท่ากัน จะทำให้เกิดการหักเหของแสงทำให้เกิดภาพ กระจกโค้งตัวที่สองจะทำหน้าที่รวมแสง และใบมีดจะตัดแสงบริเวณจุดโฟกัส แล้วบันทึกภาพด้วยกล้องถ่ายภาพความเร็วสูงยี่ห้อ Photron รุ่น SA-X2 ความเร็ว 20,000 รูปต่อวินาที ความเร็วชัตเตอร์ 1/70,000 วินาที ที่สั่งการทำงานด้วยสัญญาณจากไมโครคอนโทรลเลอร์ โดยเริ่มสั่งงานจากปุ่ม Bottom ตามผังในรูปที่ 5.22

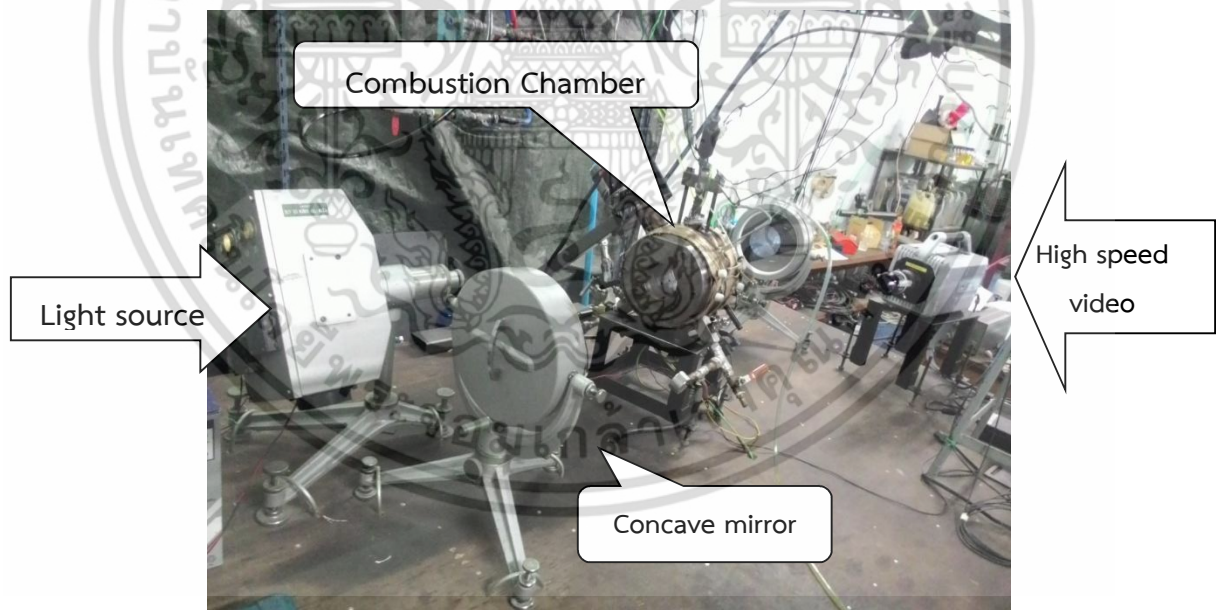


รูปที่ 5.22 ผังควบคุมการทำงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.23 ผังอุปกรณ์การทดลองแบบซาโดวกราฟกับห้องเผาไหม้

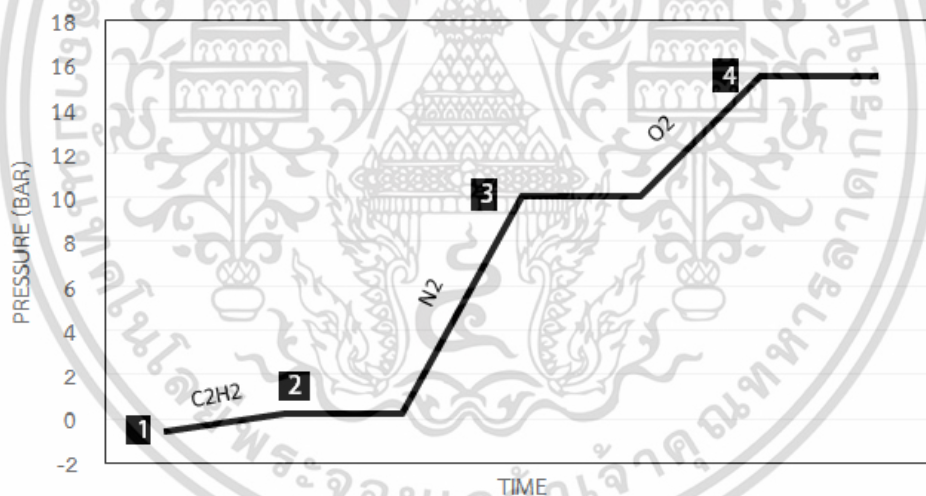


รูปที่ 5.24 อุปกรณ์การทดลองแบบซาโดวกราฟกับห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.25 กล้องวิดีโอความเร็วสูง Photron SA-X2 Fastcam [19]



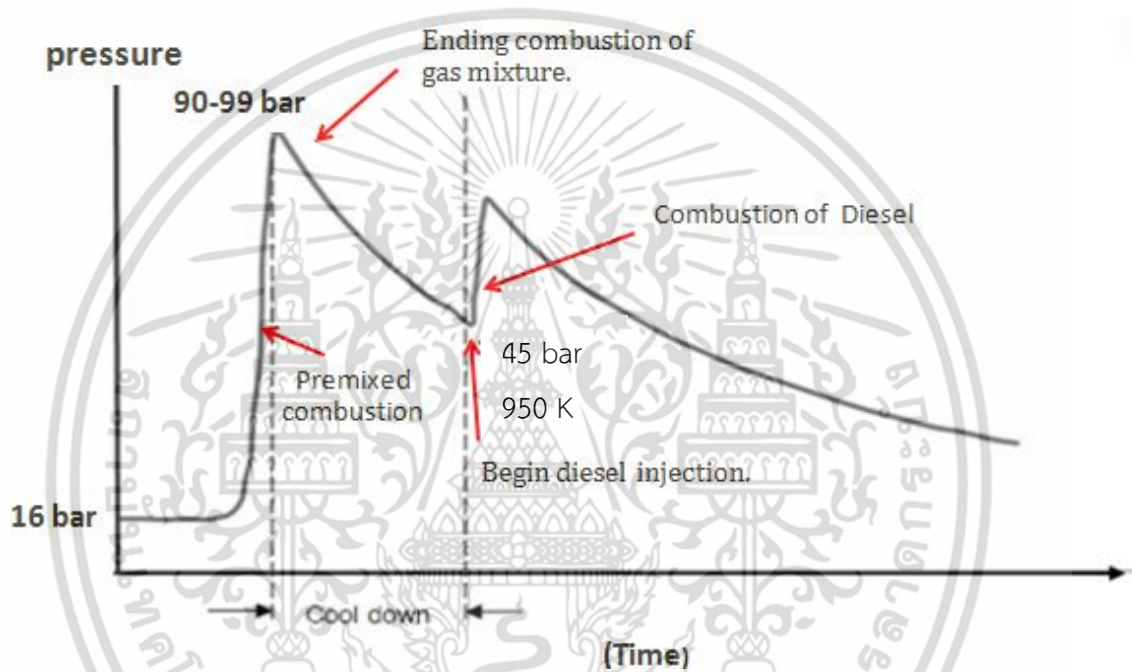
รูปที่ 5.26 ความสัมพันธ์ของความดันย่อยและเวลาของการจ่ายแก๊สผสม

5.5 ขั้นตอนของการศึกษาการเผาไหม้

5.5.1 รูปแบบของการศึกษา

การทดลองนี้ใช้หัวฉีดเชื้อเพลิงแบบรูเดี่ยวขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 140 ไมโครเมตร ประกอบหัวฉีดเข้ากับท่อน้ำมันแรงดันสูง โดยติดตั้งสายน้ำมันเข้ากับหัวฉีดเพื่อเป็นทางออกของน้ำมัน ในกรณีแรงดันภายในหัวฉีดมากเกินไป โดยกำหนดแรงดันภายในหัวฉีด 120 MPa และใช้เวลาในการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฉีด 2.5 มิลลิวินาที ทำให้สามารถปริมาณการฉีดของเชื้อเพลิง ซึ่งได้จากการทดลอง Zeuch Injection Rate (โดยรายละเอียดอยู่บทที่ 3) อีกทั้งกำหนดให้ฉีดเชื้อเพลิงในขณะที่ห้องเผาไหม้อุณหภูมิลดลงถึง 950 องศาเซลวิน สำหรับการทดลองนี้ทดลองที่ความเข้มข้นของออกซิเจน 10, 15 และ 21% โดยเปอร์เซ็นต์โมลการจำลองการเผาไหม้ด้วยการเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงก๊าซ ดังรูปที่ 5.27 โดยเชื้อเพลิงก๊าซถูกผสมแบบความดันน้อยตามตารางที่ 5.1 ที่ความดันในการเผาไหม้ 16 บาร์ จากนั้นทำการจุดประกายไฟให้เชื้อเพลิงมีการเผาไหม้ แบบ Premixed combustion ที่ความดันสูงสุดไม่เกิน 99 bar และเกิดช่วง Cool down จากการถ่ายเทความร้อนจนความดันลดลงเท่ากับ 45 บาร์ แล้วจึงทำการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าไปเผาไหม้



รูปที่ 5.27 ความดันในการเผาไหม้เทียบกับเวลา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.1 เงื่อนไขในการศึกษาการเผาไหม้

หัวฉีด	1 hole, 140 μm
ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง Injection pressure, P_{inj}	120 MPa
Temperature, T_a	950 K
Energizing time, Δt_{inj}	2.5 ms
ความเข้มข้นของออกซิเจนก่อนการเผาไหม้ ดีเซล O_2 , %	10,15 และ 21

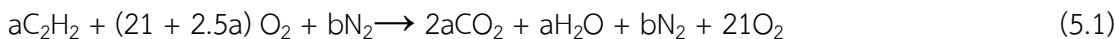
ตารางที่ 5.2 ปริมาณการจ่ายแก๊สเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามความดันย่อย (Partial Pressure)

% O_2	ชนิดของแก๊ส	Partial Pressure (MPa)	Relative Pressure (MPa)
21%	C_2H_2	0.0816	0.0216
	N_2	0.9784	1.008
	O_2	0.54	1.5488
15%	C_2H_2	0.0816	0.0216
	N_2	1.1544	1.096
	O_2	0.364	1.54
10%	C_2H_2	0.0816	0.0216
	N_2	1.0744	1.176
	O_2	0.444	1.54

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5.2 ขั้นตอนการศึกษา

สมการที่ใช้ในการเผาไหม้แก๊สเชื้อเพลิงผสมสำหรับความเข้มข้นออกซิเจน 21% โดยโมล มีดังนี้



การจ่ายแก๊สเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เริ่มต้นจากการทำให้ห้องเผาไหม้เป็นสุญญากาศ จากตารางที่ 5.2 พบว่าเมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของออกซิเจน จะทำให้ปริมาณของแก๊สอะเซทิลีนคงที่ แต่แก๊สไนโตรเจนและแก๊สออกซิเจนจะต่างกัน อันเนื่องมาจากการดุลสมการ เมื่อปริมาณแก๊สมากขึ้นย่อมส่งผลให้ความดันย่อยมากขึ้นแก๊สที่จ่ายในห้องเผาไหม้รวมเท่ากับ 1.6 MPa รายละเอียดดังรูปที่ 5.23 จากรูปที่ 5.28 ณ ตำแหน่งที่ 1 คือตำแหน่งที่ดูดอากาศออกจากห้องเผาไหม้ให้เป็นความดันสุญญากาศ เพื่อสามารถจ่ายแก๊สเชื้อเพลิงอะเซทิลีนในความดันต่ำได้ ณ ตำแหน่งที่ 2 คือการจ่ายแก๊สอะเซทิลีนเข้าสู่ห้องเผาไหม้และปล่อยให้แก๊สเข้าสู่สมดุลและคงที่ของความดัน

ณ ตำแหน่งที่ 3 คือการจ่ายแก๊สไนโตรเจนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ และปล่อยให้แก๊สผสมเข้าสู่สมดุล เหตุผลที่จ่ายแก๊สไนโตรเจนเข้าห้องเผาไหม้ก่อนจ่ายแก๊สออกซิเจนเพราะว่าป้องกันการจุดระเบิดล่วงหน้าระหว่างแก๊สอะเซทิลีนและออกซิเจน จากเปอร์เซ็นต์คาร์บอนที่ไม่คงที่ ณ ตำแหน่งที่ 4 คือการจ่ายแก๊สออกซิเจนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ และปล่อยให้แก๊สผสมเข้าสู่สมดุล

5.5.3 วิธีการทดลอง

ขั้นตอนในการใช้เชื้อเพลิงแก๊สผสมเพื่อจำลองเงื่อนไขของเครื่องยนต์ดีเซลดังขั้นตอนตามความดันในการเผาไหม้ในรูปที่ 5.27 มีรายละเอียดในการทดลอง 9 ขั้นตอนดังนี้

- 1.เปิดฮีตเตอร์ให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ให้อุณหภูมิเริ่มต้นในการเผาไหม้ที่ 80 องศาเซลเซียส
- 2.จ่ายแก๊สไนโตรเจนเข้าไปในห้องเผาไหม้เพื่อเช็คการรั่ว
- 3.เปิดวาล์วทางออกและอัดอากาศเข้าไปเพื่อให้แก๊สไนโตรเจนออกจากห้องเผาไหม้
- 4.ทำการจ่ายแก๊สเชื้อเพลิงดังรูปที่ 5.26 แล้วปิดวาล์วจ่ายแก๊ส
- 5.เปิดพัดลมในห้องเผาไหม้ Mixing fan เพื่อให้แก๊สผสมจากขั้นตอนที่ 4 เกิดการผสมคลุกเคล้ากันมากยิ่งขึ้น
- 6.ทำการจุดประกายไฟที่หัวเทียนเพื่อให้แก๊สผสมเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส
- 7.ฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่เก็บในถังเชื้อเพลิง (Diesel tank) เข้าห้องเผาไหม้เพื่อให้ทำปฏิกิริยากับไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ในขั้นตอนที่ 6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

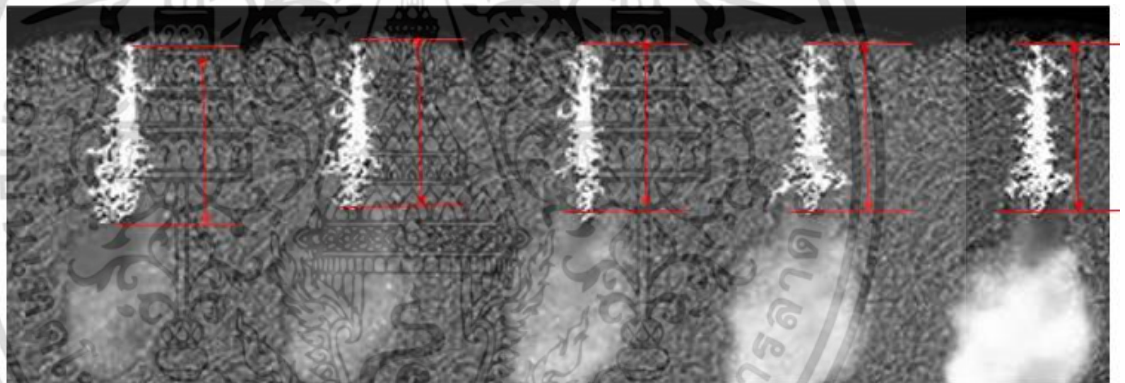
8.บันทึกค่าต่างๆที่ต้องการโดยค่าที่บันทึกนั้นได้แก่ความดันระหว่างการเผาไหม้ และวิดีโอในการเผาไหม้

9.ปล่อยไอเสียออกทาง Release Valve จากนั้นจึงอัดอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เพื่อระบายอากาศ

5.6 การกำหนดการวัดคุณลักษณะการเผาไหม้จากภาพถ่าย

5.6.1 การวัดการวัดความยาวของส่วนที่เป็นของเหลว (Liquid length)

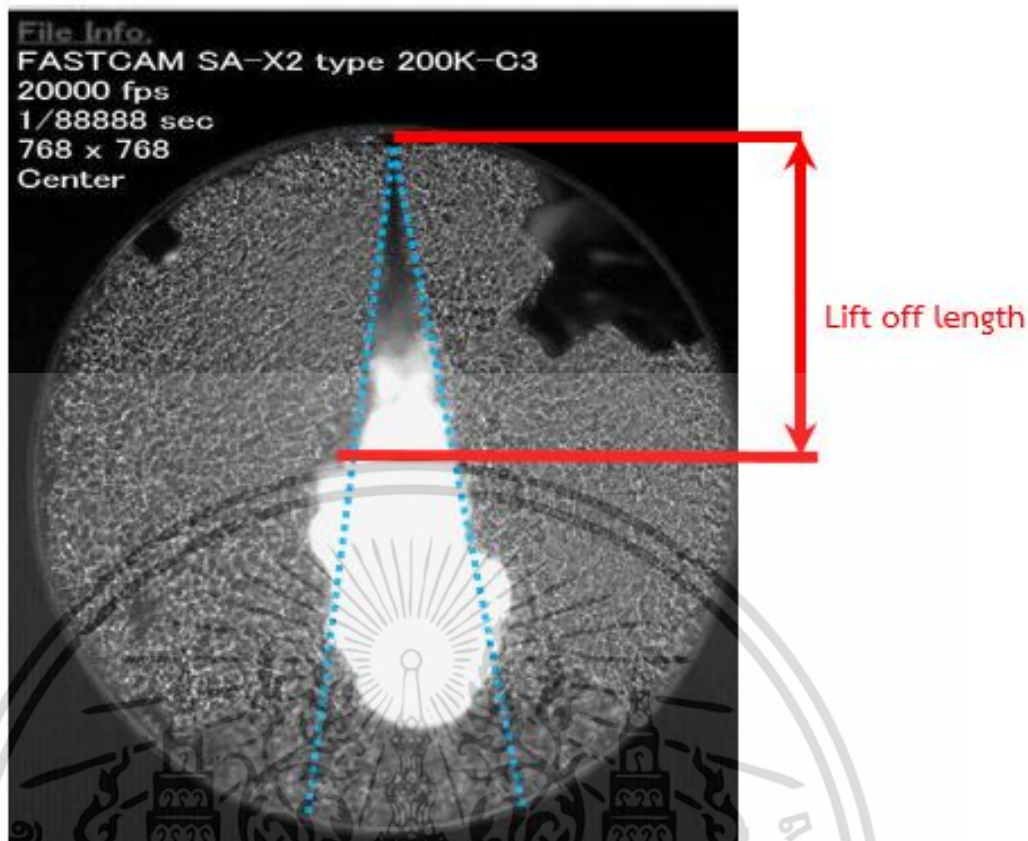
การวัดความยาวของสเปรย์โดยใช้ความยาวโดยใช้โปรแกรม Matlab โดยมีงานวิจัยที่ผ่านมาของ Caroline และคณะ [12] ได้วัดความยาวของ liquid length จากการถ่ายภาพแบบซูร์เรน และในการวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้ได้ตัดส่วนที่เป็นภาพถ่ายในส่วนที่เป็นช่วงที่เป็นของเหลวจากหัวฉีดเชื้อเพลิงมาซึ่งส่วนที่เกิดการออกซิเดชันและมีการเผาไหม้โดยแยกตัดด้วยใช้เทคนิคของ Otsu's method และกลับสีของช่วงที่เป็นของเหลวตามเส้นสีแดงและทำการวัดความยาวของของเหลวตามเวลาในการเริ่มการฉีดเชื้อเพลิงดังรูปที่ 5.28



รูปที่ 5.28 การวัด Liquid length

5.5.4.2 การวัดความยาวของ Lift off length

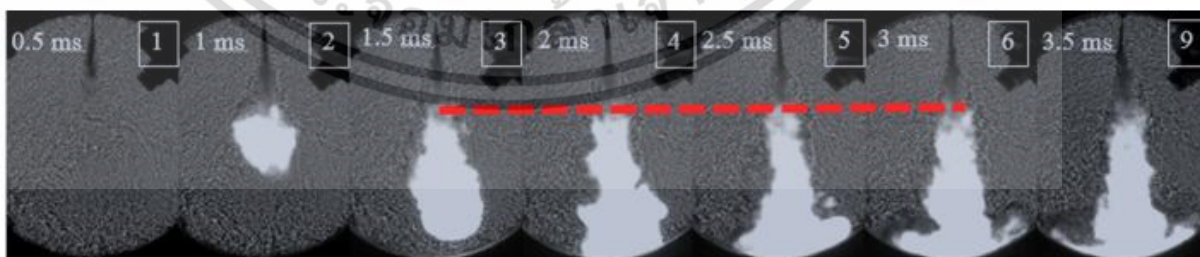
การวัด Lift off length ในงานวิจัยนี้ได้ข้อมูลของ Iso-thermal spray อันได้แก่ องศาของสเปรย์ โดยมีงานวิจัยที่ใช้การวัดวิธีนี้ที่ใช้เทคนิคการถ่ายภาพซูร์เรนโดย Pastor และคณะ [13] โดยที่ผลต่างของสเปรย์จากบทที่4 โดยทำการตัด Threshold ของรูปถ่าย ดังรูปที่ 5.29 เทียบกับองศาสเปรย์ (เส้นสีฟ้า) เปอร์เซ็นต์ของส่วนที่เป็นสีขาวและนับระยะจากหัวฉีด



รูปที่ 5.29 การกำหนดวัด Lift off length

5.7.4.3 เวลาคงตัวของ Lift off length

การวัดเวลาในการคงตัวของ Lift off length ในช่วงที่มีการเผาไหม้ โดยนับเวลาช่วงที่มีการคงตัวของ และมีการเปลี่ยนแปลงของความยาวที่เวลาในการฉีดเชื้อเพลิงโดยที่แสดงตำแหน่งในการวัดในรูปที่ 5.30 ในเส้นประสีแดงและนับเวลาการคงตัวตามความละเอียดของความเร็วกล้องถ่ายวีดีโอความเร็วสูงโดยนับเวลาตามความละเอียดของกล้องบันทึกวีดีโอความเร็วสูง



รูปที่ 5.30 การวัดเวลาคงตัวของ Lift off length

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

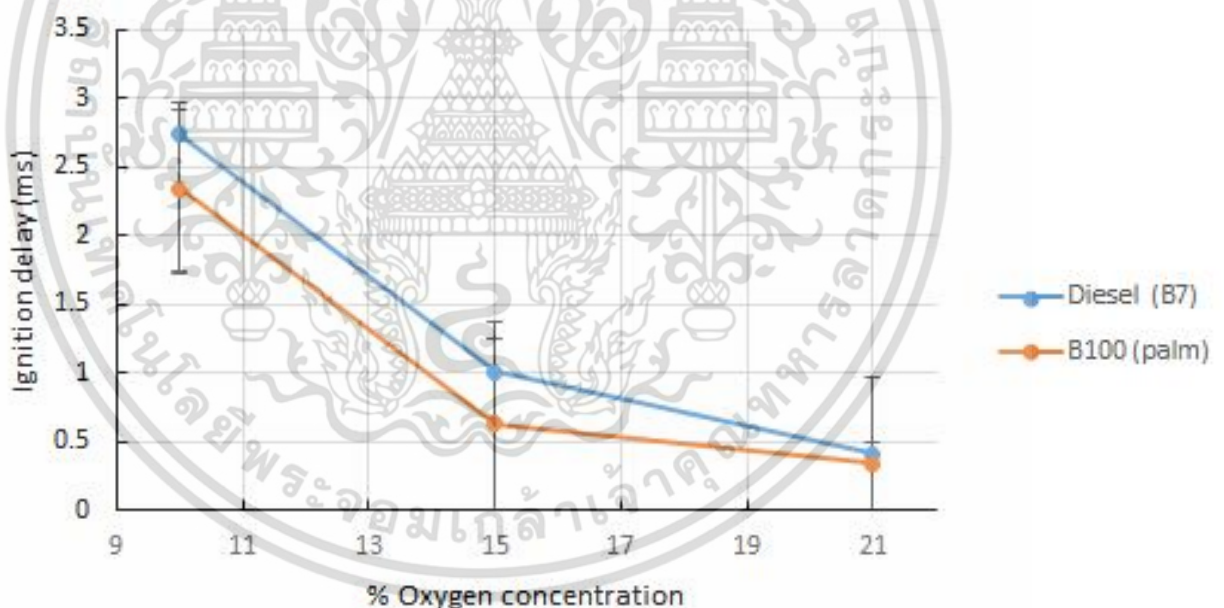
5.7 ผลการทดลองการเผาไหม้

5.7.1 ความล่าช้าในการจุดระเบิด

จากการกำหนดความล่าช้าในการจุดระเบิดตามรูปที่ 5.1 และสามารถนำเสนอผลความล่าช้าในการจุดระเบิดในรูปที่ 5.31 โดยแสดงถึงความล่าช้าในการจุดระเบิดนับจากเวลาเริ่มจากการฉีดเชื้อเพลิง time after injection ของเชื้อเพลิง B7 และ B100 ที่ O₂ หลังเหลือจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ เท่ากับ 21 15 และ 10%

จากผลการทดลองพบว่า การลดลงของความเข้มข้นของออกซิเจนจาก 21 เป็น 15 และ 10 % นั้นมีผลต่อการเริ่มต้นในการเผาไหม้ (เริ่มต้นในการ Auto ignition) เนื่องจากส่วนผสมของ O₂ ที่เจือจางลงนั้นทำให้ลดปฏิกิริยาในการเริ่มติดและลามของเปลวไฟลงจนทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ช้าลง

การใช้เชื้อเพลิง B100 ทำให้ค่าความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay) หรือช่วงเวลาที่ทำให้เริ่มมีการติดไฟได้เร็ว และใช้เวลาในการหน่วงของการติดไฟที่น้อยที่น้อยกว่า B7 ทั้งนี้เนื่องจากค่าค่าซีเทน (Cetane number) ของ B 100 ที่มีค่ามากกว่าจึงทำให้มีการลุกไหม้และติดไฟได้เร็วกว่า B7



รูปที่ 5.31 ความล่าช้าในการจุดระเบิด

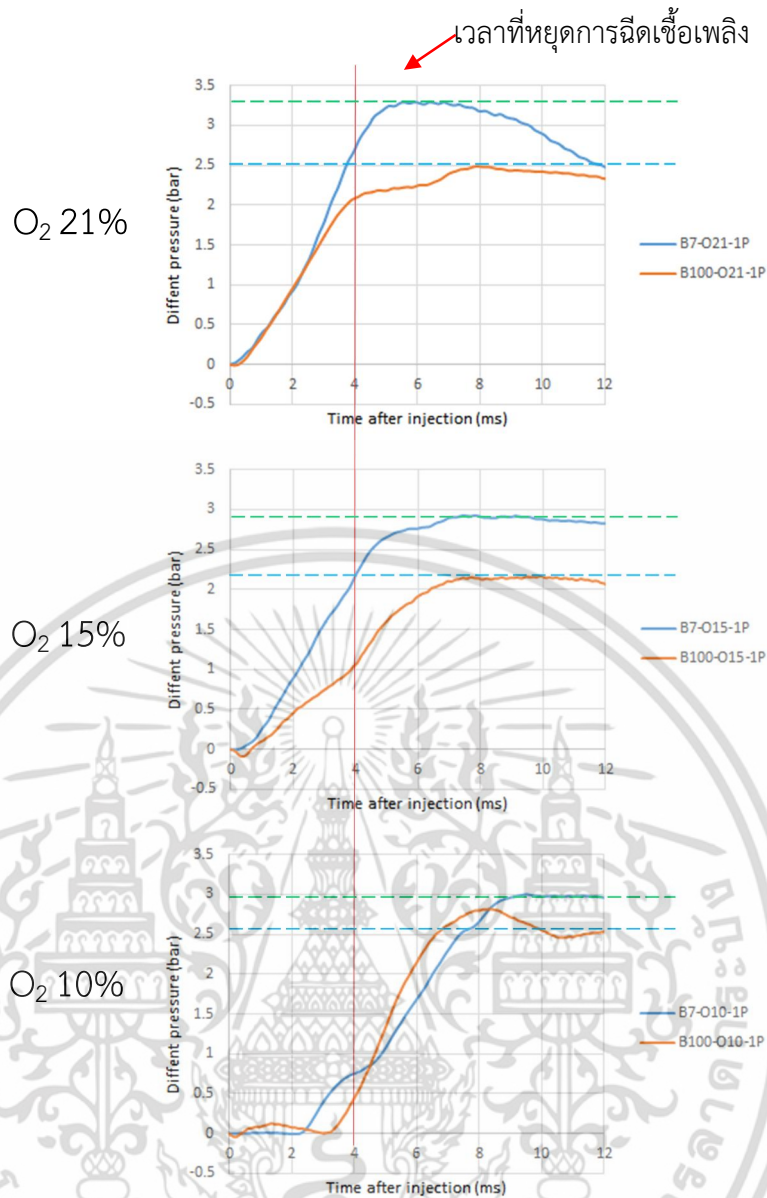
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7.2 ผลต่างความดันในการเผาไหม้

ผลต่างความดันในการเผาไหม้ (Different in combustion pressure) จากผลการทดลอง ในรูปที่ 5.32 พบว่า ในกรณีที่ O_2 21% จากการเผาไหม้นั้นมีความดันสูงสุดในการเผาไหม้ ที่สูงที่สุด 2.8 บาร์สำหรับ B7 และ 2.5 บาร์สำหรับ B100 เนื่องจากการที่มี O_2 ในการเผาไหม้ทำให้เกิดการเผาไหม้ได้ดีขึ้นและส่งผลให้ความดันในการเผาไหม้สูงขึ้นตาม ส่วนความดันสูงสุดในการเผาไหม้นั้นก็จะลดลงตาม O_2 เหลือการเผาไหม้เช่น O_2 15 เปอร์เซ็นต์มีความดันสูงสุดในการเผาไหม้เท่ากับ 2.7 บาร์ และ O_2 10 มีความดันลดลงมา 2.53 บาร์ ในส่วนของผลของเชื้อเพลิง B100 นั้นตาม การเพิ่มลดตัวของเปอร์เซ็นต์ออกซิเจนทำให้ลดการเกิดปฏิกิริยาของเปลวไฟในช่วง Premixed และทำให้การเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อน ส่วนการที่ไบโอดีเซล (B100) มีผลต่างความดันในการเผาไหม้น้อยอันเนื่องมาจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงและค่าความร้อนที่น้อยกว่าดีเซล



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.32 ผลต่างความดันของการเผาไหม้ (Different combustion pressure) ที่ความความเข้มข้นของออกซิเจนต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

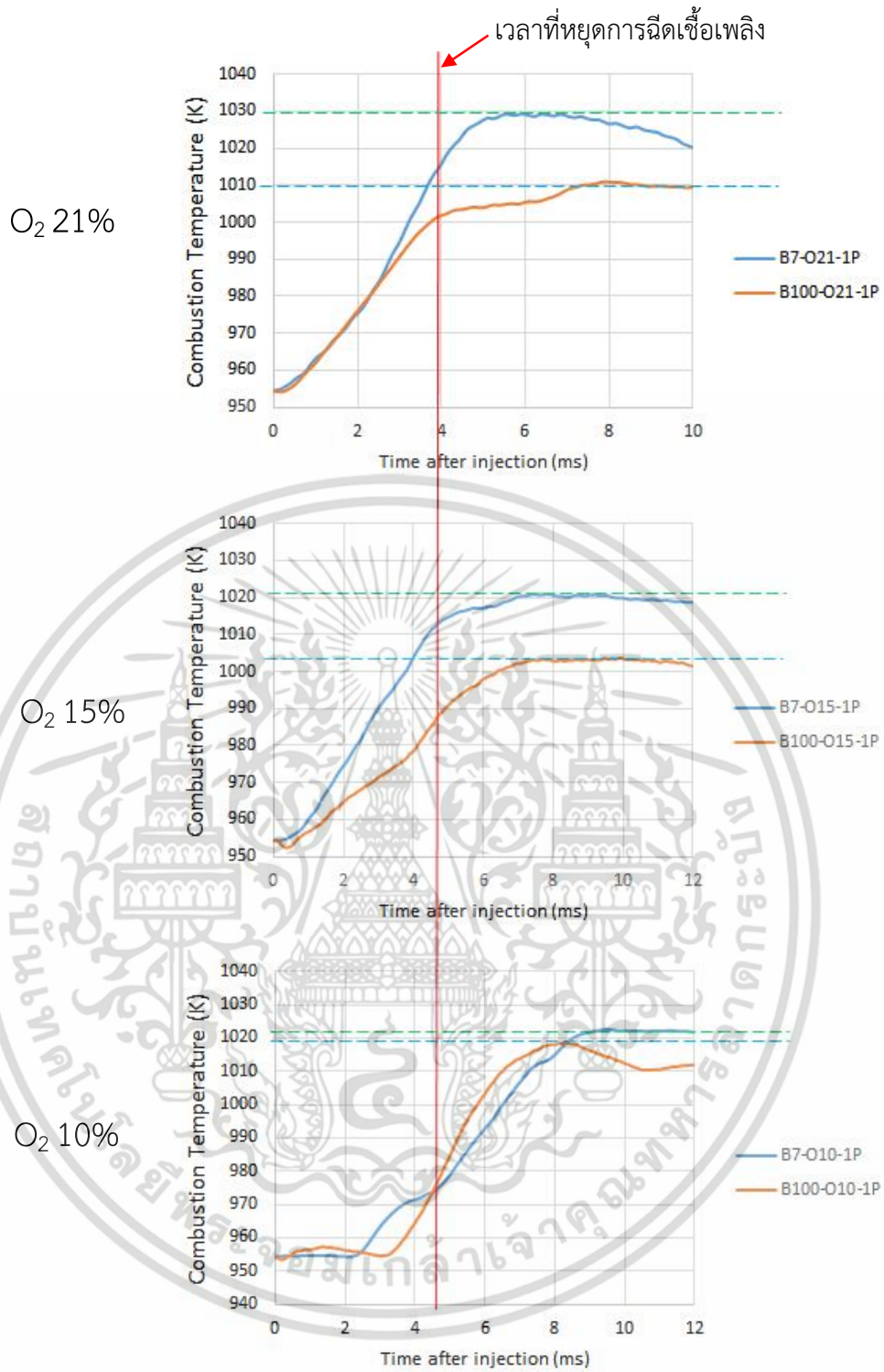
5.7.3 อุณหภูมิของการเผาไหม้

จากการคำนวณอุณหภูมิของ (Combustion temperature) จากสมการที่ 5.1 โดยผลการคำนวณดังรูปที่ 5.33 ที่ความเข้มข้น O_2 21% พบว่า B7 ในการเผาไหม้ที่สูงที่สุดเท่ากับ 1030 เคลวิน และ B100 มีอุณหภูมิเท่ากับ 1010 K ที่ O_2 15% พบว่า B7 ในการเผาไหม้ที่สูงที่สุดเท่ากับ 1020 เคลวิน และ B100 มีอุณหภูมิเท่ากับ 1005 เคลวินและ O_2 % เท่ากับ 10 % พบว่า B7 ในการเผาไหม้ที่สูงที่สุดเท่ากับ 1020 เคลวิน และ B100 มีอุณหภูมิเท่ากับ 1017 เคลวิน

เนื่องจากอุณหภูมิของการเผาไหม้ได้ใช้ความดันในการเผาไหม้ ในการคำนวณดังนั้นค่าอุณหภูมิในการเผาไหม้มีแนวโน้มเช่นเดียวกันกับความดันในการเผาไหม้ในหัวข้อ 5.7.2



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



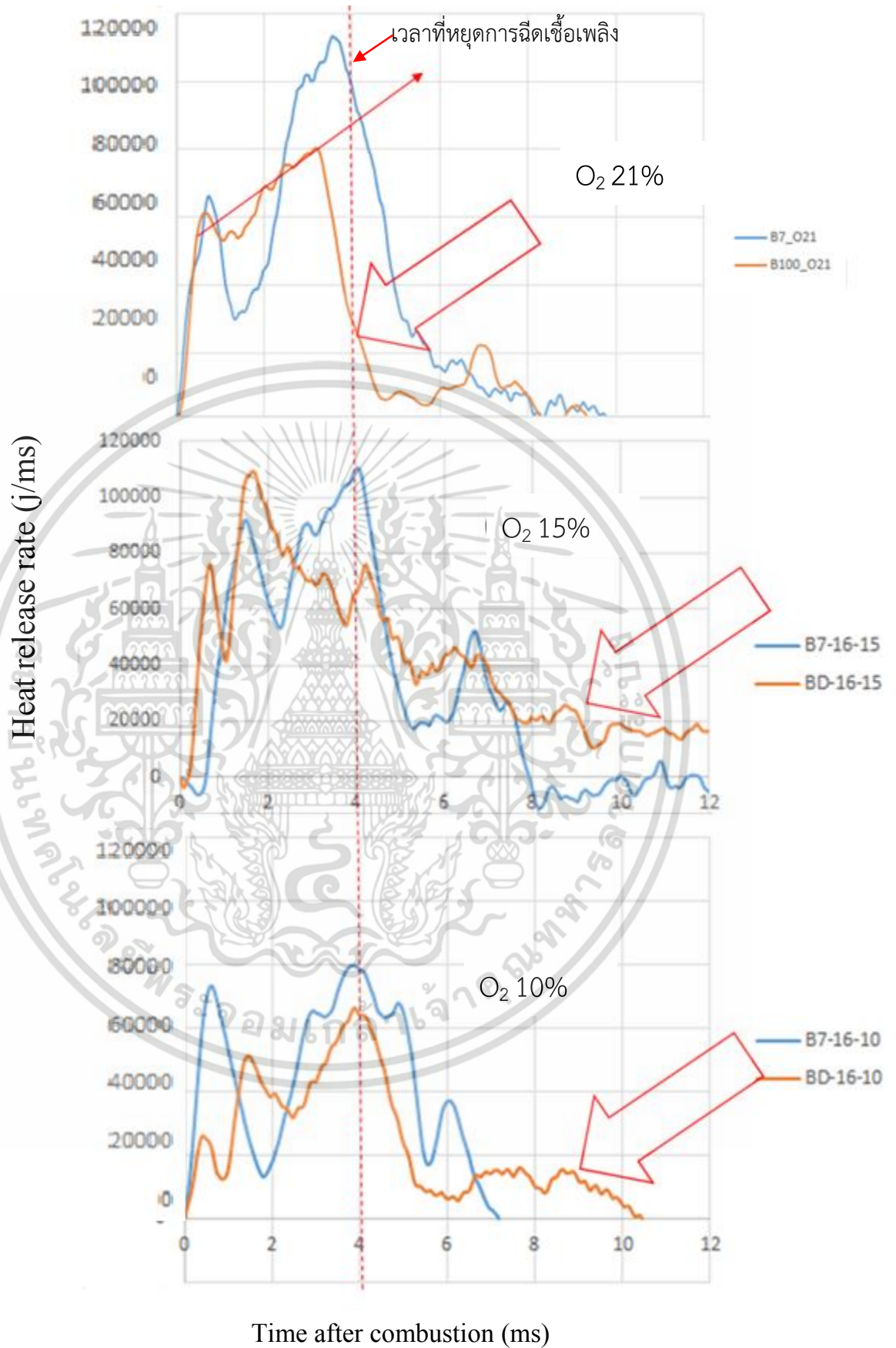
รูปที่ 5.33 อุณหภูมิของการเผาไหม้ที่ความเข้มข้นของออกซิเจนต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7.4 อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ

อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Apparent heat release) จากสมการที่ 5.3 โดยนำเสนอผลการทดลองในรูปที่ 5.34 จากรูปในช่วง O_2 ในการเผาไหม้ เท่ากับ 21% ในส่วนของความชัน (slope) ในการ pre-mixed combustion ในช่วงเริ่มต้นในการเผาไหม้ มีการเพิ่มขึ้นมาอย่างทันทีทันใด และมีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อลด O_2 การเผาไหม้ที่เท่ากับ 15 % และ 10 % ตามมา ทั้งนี้แสดงถึงการลด O_2 ในการเผาไหม้ ทำให้ ลดการ Oxidation ในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ ในส่วนของเชื้อเพลิงเมื่อ O_2 เท่ากับ 21 % พบว่าทั้ง B7 และ B100 มีช่วงของการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่เท่ากัน

ในช่วงที่สองของการปล่อยความร้อน พบว่า จะมีการเพิ่มขึ้นของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิที่ตำแหน่ง สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (3.9 ms) จะเห็นได้ชัดเจนที่ O_2 21 % ในช่วงการเผาไหม้แบบแพร่ Mixing control (Diffuse combustion) สามารถสังเกต ได้ว่าเมื่อลด O_2 ไปเป็น 15 และ 10% ทำให้การปล่อยพลังงานความร้อนที่ยังคงเหลืออยู่ที่หลังจากเวลาฉีดเชื้อเพลิงไปแล้ว ทั้งนี้เกิดมาจากการลดความเข้มข้นของ O_2 เป็นผลทำให้เกิดการระงับช่วงการทำปฏิกิริยาทาง Oxidation ระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศร้อนในห้องเผาไหม้ ผลของ B100 ที่ความเข้มข้นของ O_2 ที่ลดลง ทำให้การเผาไหม้แบบ Diffusion combustion เพิ่มขึ้น เนื่องจาก ยังคงมีออกซิเจนที่ผสมตัวอยู่ในตัวเชื้อเพลิง จึงทำให้มีการปล่อยพลังงานความร้อนออกมา ในขณะที่ B7 สิ้นสุดการเผาไหม้ไปแล้ว การปล่อยความร้อนทั้ง O_2 ทั้ง 3 ค่า พบว่า B100 มีค่าความสูงที่สุดในการปล่อยความร้อนที่น้อยกว่า B7 ทั้งนี้เนื่องจากค่าความร้อนของไบโอดีเซลมีค่าความร้อนที่น้อยประกอบเนื่องจากการผสมตัวของออกซิเจนที่ผสมตัวอยู่ในไบโอดีเซลนั้นไม่สามารถไม่สามารถปล่อยความร้อนออกมาได้ ทำให้ค่าปล่อยพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงลดลงตาม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรรณที่ 5.34 อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ หน้าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7.6 การวิเคราะห์ภาพถ่าย

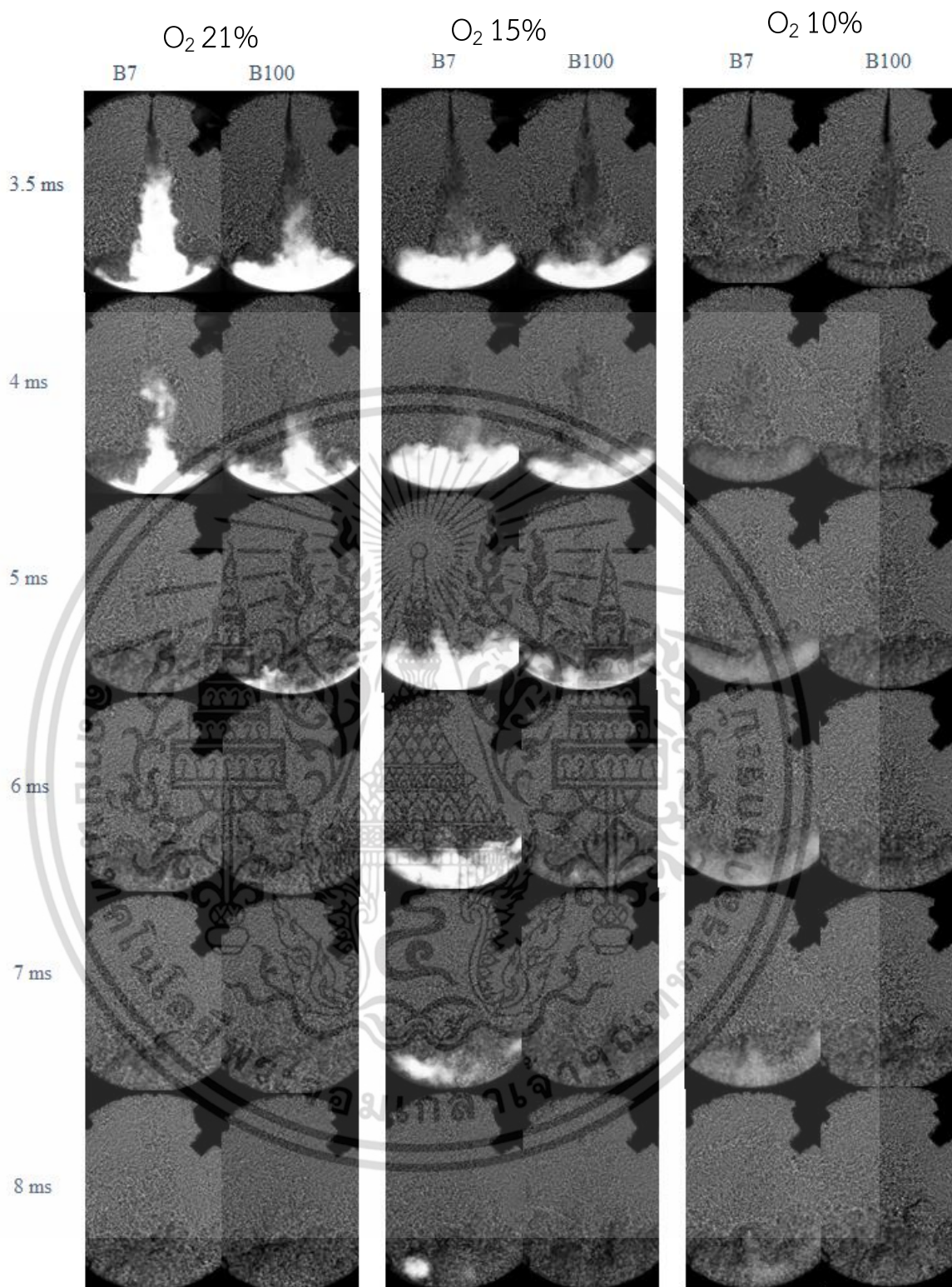
ภาพจากวิดีโอของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง B7 และ B100 แปลงเป็นรูปภาพและเปรียบเทียบที่เวลาหลังจากการเผาไหม้ดังที่แสดงในรูป 5.35 โดยทำการเปรียบเทียบผลการลดความเข้มข้นของออกซิเจน O_2

ที่ความเข้มข้นของ O_2 ที่ 21% มีการเห็นการเปล่งแสงจากการเผาไหม้ (สีขาว) ในช่วงที่มีการเผาไหม้ ตั้งแต่ช่วงเวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิงที่เวลาหลังจากการเผาไหม้ 3.5 ms และ 5 ms ของเชื้อเพลิง B7 และเชื้อเพลิง B100 ตามลำดับ

ที่ความเข้มข้นของออกซิเจน O_2 เท่ากับ 15 % มีการหยุดเปล่งแสงจากการเผาไหม้ ในช่วงที่มีการเผาไหม้ ตั้งแต่ช่วงเวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ 8 ms ของเชื้อเพลิง B7 และ 5-6 ms สำหรับ B100

ค่าความเข้มข้นที่น้อยที่สุดที่ O_2 เท่ากับ 10 % มีเปล่งแสงจากการเผาไหม้ ในช่วงที่มีการเผาไหม้ของ แต่ไม่พบส่วนสว่างของการเผาไหม้สำหรับเชื้อเพลิง B7 เล็กน้อยที่เวลาหลังจากการเผาไหม้ที่ 5 ms และไม่พบส่วนสว่างของ B100

รายละเอียดของการทำประมวลผลจากภาพถ่ายจะนำเสนอในส่วนถัดไป

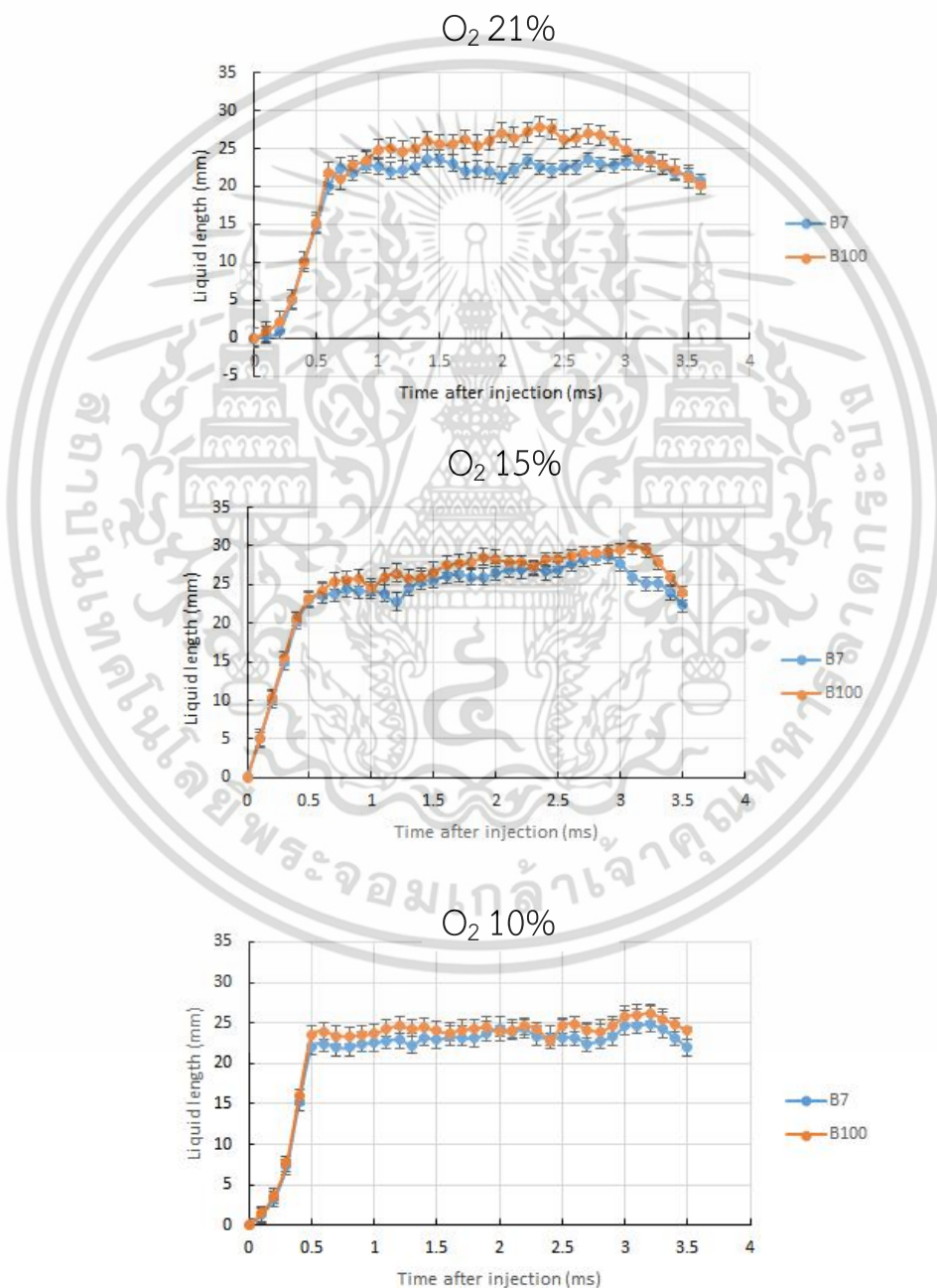


รูปที่ 5.35 รูปถ่ายการเผาไหม้ของเปลวไฟที่ความเข้มข้นของ O_2 และเชื้อเพลิงต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7.7 ช่วงในการเป็นสถานะของเหลวของสเปรย์ขณะเผาไหม้

ช่วงในการเป็นเฟสของของเหลว (Liquid length, LL) เป็นค่าของความยาวของของเหลวที่ไหลออกมาจากหัวฉีดและระเหยตัวไปเผาไหม้การเป็นของเหลวในช่วง O_2 ค่าของ LL ตามรูปที่ 5.36 มีการเริ่มต้นจากช่วงเวลาหลังจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ 0.5 ms และมีเป็นค่าคงที่จนกระทั่งถึง 3.5 ms แนวโน้มพบว่า B100 มีค่า LL ที่ยาวกว่า B7 Ignition delay B7 21% 0.408ms 15% 1.007 ms 10% 2.738ms B100 21% 0.340ms 15% 0.632ms 10% 2.33 ms ตามลำดับ รายละเอียดของการเป็นของเหลวเฉลี่ยในรูปที่ 5.37

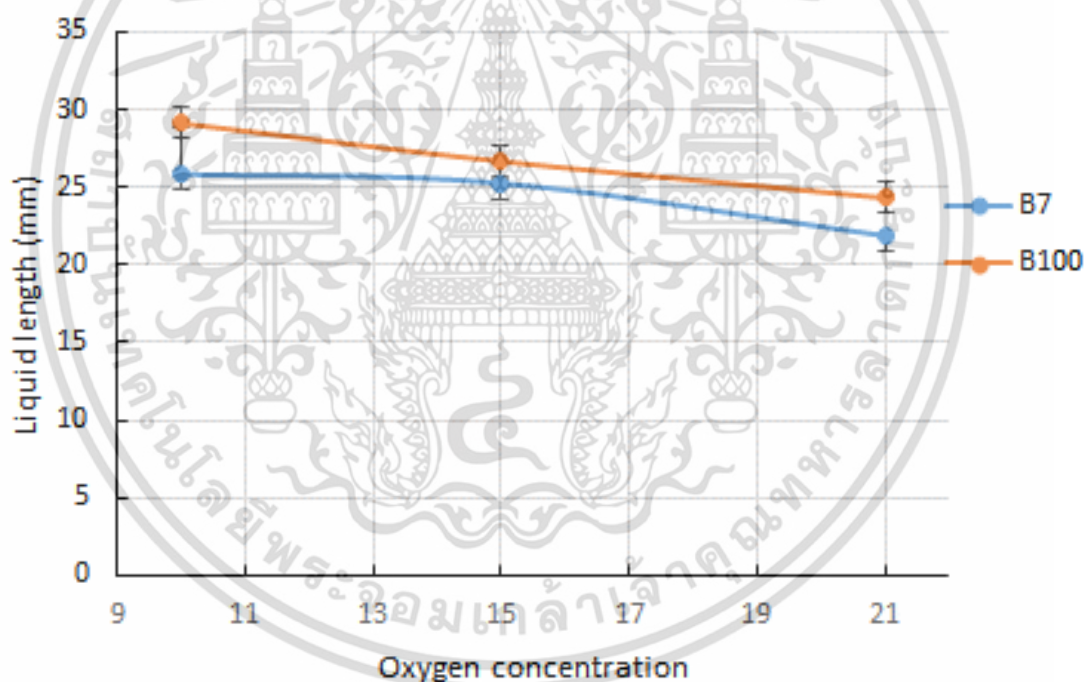


รูปที่ 5.36 ความยาวของเหลวของสเปรย์ขณะเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าเฉลี่ยของความยาวสเปรย์ในช่วงที่เกิดจากการเผาไหม้แสดงดังรูปที่ 5.37 จากผลการทดลองโดยการวัดเฉลี่ยของความยาวช่วงที่เป็นของเหลว ที่เวลา 0.5- 3.5 ms พบว่าการลดเปอร์เซ็นต์ของออกซิเจนลงทำให้ค่าความยาวของช่วงที่เป็นของเหลวเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ในช่วงความเข้มข้นของออกซิเจน 21 ถึง 10 ที่ความยาวของเหลวเพิ่มขึ้นโดยเฉลี่ยที่ 2-4 มิลลิเมตร สำหรับเชื้อเพลิง B7 และ 2-6 มิลลิเมตรของเชื้อเพลิง B100 ผลของความเข้มข้นของออกซิเจนที่ 21 % การเกิดการเผาไหม้แบบแพร่ลดลงและเร่งปฏิกิริยาการระเหยเปลี่ยนสถานะจากของเหลวของเชื้อเพลิงที่อุณหภูมิในการเผาไหม้ที่สูงได้ดีขึ้น

การใช้เชื้อเพลิง B100 ทำให้แนวโน้มส่วนที่เป็นของเหลวเพิ่มขึ้นที่ยาวกว่า B7 ที่ประมาณ 5 มิลลิเมตร ในทุกช่วงของความเข้มข้นของออกซิเจน ทั้งนี้เกิดมาจากการที่ไบโอดีเซลมีค่าความหนืดจลน์ที่เพิ่มขึ้นทำให้การแยกตัวเป็นเม็ดละอองของเชื้อเพลิง (Atomization) และแยกตัวในการเผาไหม้ได้ยากลงและคงสภาพเป็นของเหลวเอาไว้ทำให้เห็นการเกิดการแพร่ของลำของเหลวที่ยาวขึ้น



รูปที่ 5.37 ค่าเฉลี่ยของความยาวส่วนที่เป็นของเหลวที่ความเข้มข้นของ ออกซิเจนก่อนการเผาไหม้
ดีเซลต่างกัน

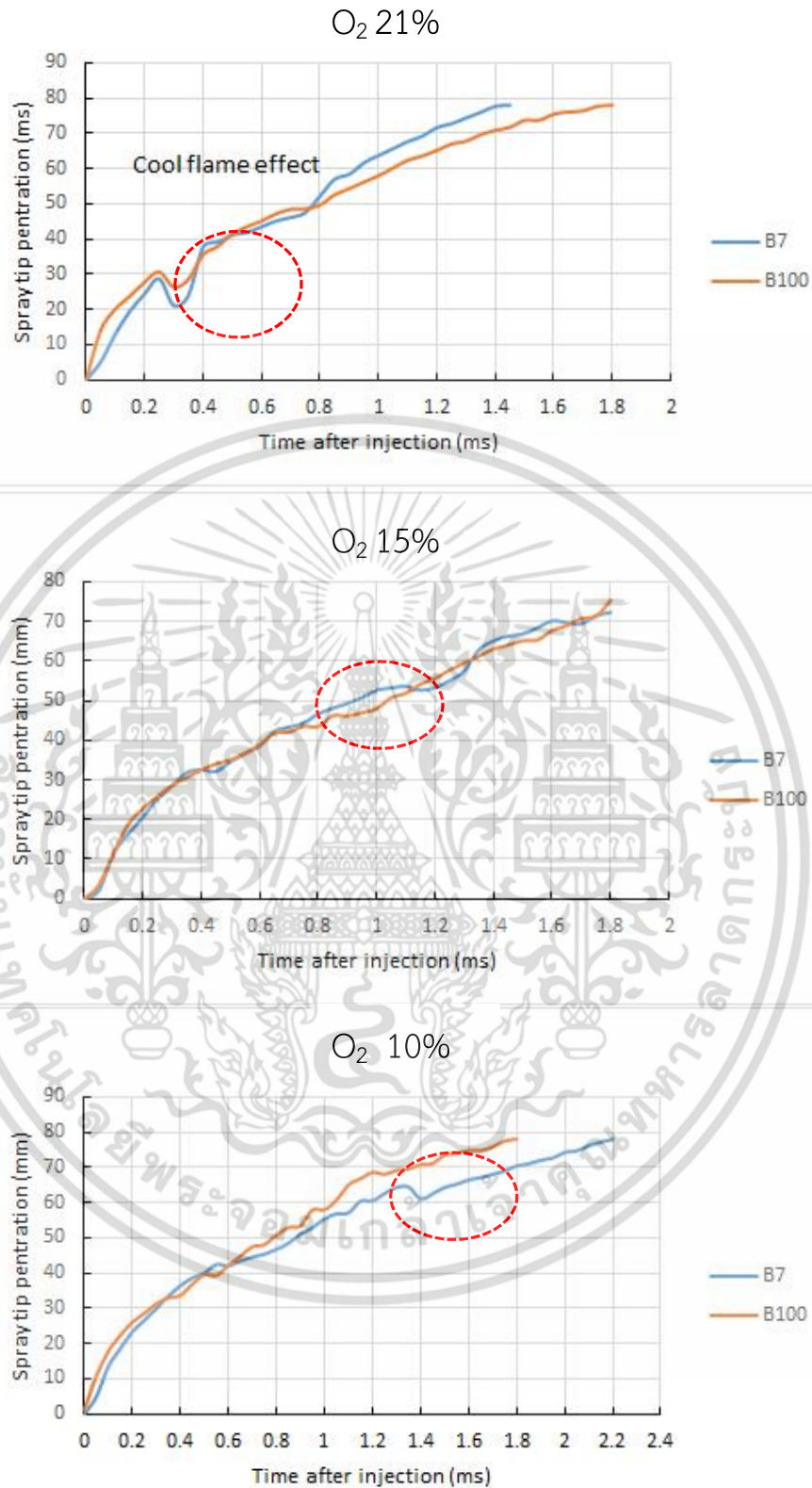
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7.8 การแพร่ของลำสเปรย์เพื่อสังเกตพฤติกรรม Cool-flame

การแพร่ของลำสเปรย์จาก (Spray penetration) ที่สภาวะการเผาไหม้การกำหนดเงื่อนไขของ Cool flame คือการลดตัวของความยาวสเปรย์ เนื่องจากการเริ่ม Oxidation ของลำสเปรย์ก่อนที่จะเชื้อเพลิง lamina flame speed ก่อนที่เปลวไฟจะเผาไหม้เชื้อเพลิง [16]

จากผลการทดลองแสดงในรูปที่ 5.38 พบว่า ที่ O_2 21% พบว่ามีช่วงการเกิด Cool flame ของทั้ง 2 เชื้อเพลิงเท่ากันใช้ช่วงเวลาในการเผาไหม้เท่ากับ 0.3 ms ที่ O_2 15% พบว่ามีช่วงการเกิด cool flame B7 ที่ช่วงเวลาของ B7 ในการเผาไหม้เท่ากับ 1.1 ms และของ B100 เท่ากับ 0.8 ms ที่ O_2 10% พบว่ามีช่วงการเกิด cool flame ของ B7 ในการเผาไหม้เท่ากับ 1.2 ms และของ B100 เท่ากับ 1.4 ms

สังเกตการเกิดพฤติกรรม cool flame ได้อย่างชัดเจนที่ความเข้มข้นของ O_2 ที่เท่ากับ 21 % เนื่องจากการการเผาไหม้การเปลี่ยนแปลงของการเผาไหม้ออกมาได้อย่างชัดเจน และการเพิ่มความเข้มข้นความเข้มข้นของ O_2 เป็น 15 และ 10% ทำให้ระยะเวลาของการเกิด Cool flame มีแนวโน้มที่ขาลงตามและสอดคล้องกับกระบวนการการล่าช้าของการเผาไหม้ตามหัวข้อที่ 5.7.1



รูปที่ 5.38 การแพร่ของลำสเปรย์เพื่อสังเกตพฤติกรรม Cool-flame

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

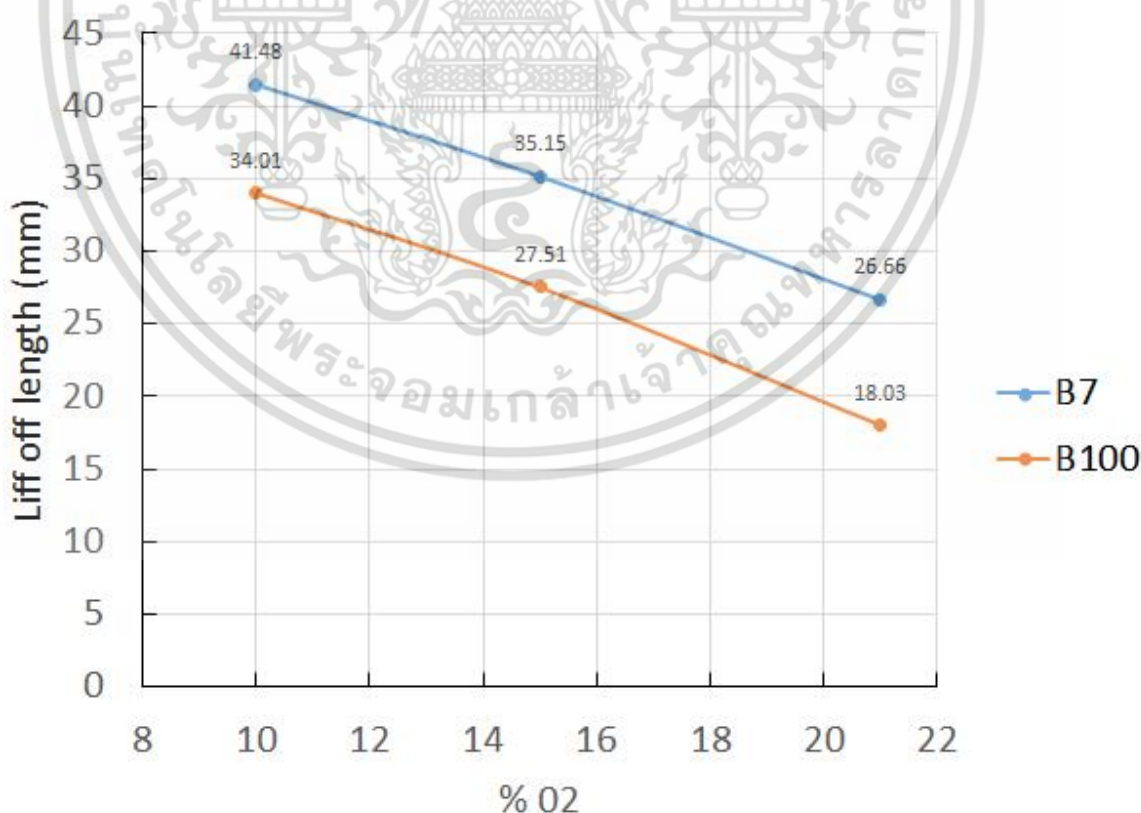
5.7.9 Lift of Length

จากวัด Lift Of Length (LOL) ตามข้อกำหนดในรูปที่ 5.29 ที่ผลของการลดความเข้มข้นของ O_2 ดังรูปที่ 5.39

การลดความเข้มข้นของ O_2 นั้นทำให้ LOL มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการล่าช้าในการเผาไหม้ทำให้เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้แล้วเกิดเวลาเกิดออกซิเดชันและเปลวไฟได้ช้าลง

จากผลการทดลองในรูปที่ 5.39 เมื่อเปรียบเทียบผลของเชื้อเพลิงพบว่าที่ O_2 เท่ากับ 21 % ค่า LOL ของ B7 มีค่าเท่ากับ 26.66 มิลลิเมตร และ B100 มีค่าเท่ากับ 18.03 มิลลิเมตร คิดเป็นความแตกต่างโดยที่ B7 มีค่ายาวกว่า 32.37% ที่ O_2 เท่ากับ 15 % ค่า LOL ของ B7 มีค่าเท่ากับ 35.15 มิลลิเมตร และ B100 มีค่าเท่ากับ 27.51 มิลลิเมตร คิดเป็นความแตกต่างโดยที่ B7 มีค่ายาวกว่า 22.22% ที่ O_2 เท่ากับ 10 % ค่า LOL ของ B7 มีค่าเท่ากับ 41.48 มิลลิเมตร และ B100 มีค่าเท่ากับ 34.01 มิลลิเมตร คิดเป็นความแตกต่างโดยที่ B7 มีค่ายาวกว่า 18.18 เมื่อเปรียบเทียบ O_2 21 และ 10% ในกรณีที่เป็นเชื้อเพลิง B7 พบว่า LOL ของ O_2 10% มีค่า LOL ยาวกว่า 14.52% และในกรณีที่เป็น B 100 พบว่าที่ O_2 เท่ากับ 10 % มีค่า LOL ที่ยาวกว่า 46.98 %

การที่ LOL ของ B100 ที่แนวโน้มที่ลดลงเมื่อเทียบกับ B7 ทั้งนี้มาจากการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่เร็วขึ้นของ B100 ส่งผลให้การช่วงบริเวณการเผาไหม้ได้สั้นลงกว่ากรณี B7



รูปที่ 5.39 Lift of length ที่ความเข้มข้นของออกซิเจน (O_2) ต่างกัน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

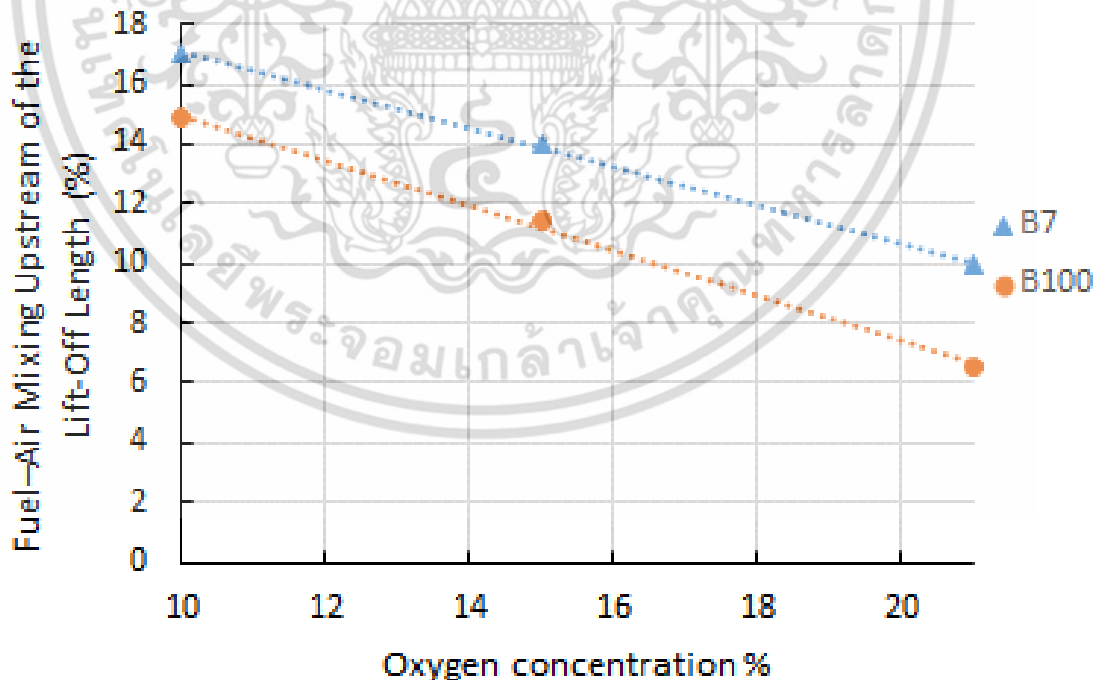
5.7.10 การคำนวณค่าประมาณสัดส่วนของเชื้อเพลิงกับอากาศ

จากการคำนวณค่าประมาณสัดส่วนของเชื้อเพลิงกับอากาศที่การผสมตัวที่อยู่เหนือ up-stream (Percent of Fuel–Air Mixing Upstream of the Lift-Off Length, FAMULOL) ในช่วง โคนของ spray enhancement จากสมการที่ 5.5

จากรูปแสดงถึง FAMULOL พบว่าการลด ความเข้มข้นของ O_2 ทำให้ FAMULOL มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น ที่ O_2 เท่ากับ 21 % เชื้อเพลิงต่างกัน พบว่า B7 มี FAMULOL 10% และ B100 เท่ากับ 6% ที่ O_2 เท่ากับ 15 % เชื้อเพลิงต่างกัน พบว่า B7 มี FAMULOL 14% และ B100 เท่ากับ 11% ที่ O_2 เท่ากับ 10 % เชื้อเพลิงต่างกัน พบว่า B7 มี FAMULOL 17% และ B100 เท่ากับ 15%

การลดความเข้มข้นของ O_2 ทำให้ต้องการ FAMULOL ในการเผาไหม้เพิ่มขึ้นในที่ 6- 7 เปอร์เซ็นต์ตามรูปที่ 5.40เนื่องจากการความเข้มข้นของ O_2 ตามเงื่อนไขในการจำลองการทำงานของ EGR

การใช้ไบโอดีเซลทำให้การลดตัวของ FAMULOL มีผลทำให้ Air – fuel mixture ในช่วงการผสมตัวบริเวณ up-stream เปลี่ยนไป เนื่องจากการ Oxidation ที่ความเข้มข้นต่างกันและอีกเหตุผลคือไบโอดีเซลมีส่วนผสมของออกซิเจนเชื้อเพลิงที่ประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์ จึงทำให้มีการต้องการอากาศในการเผาไหม้ที่น้อยกว่าดีเซล



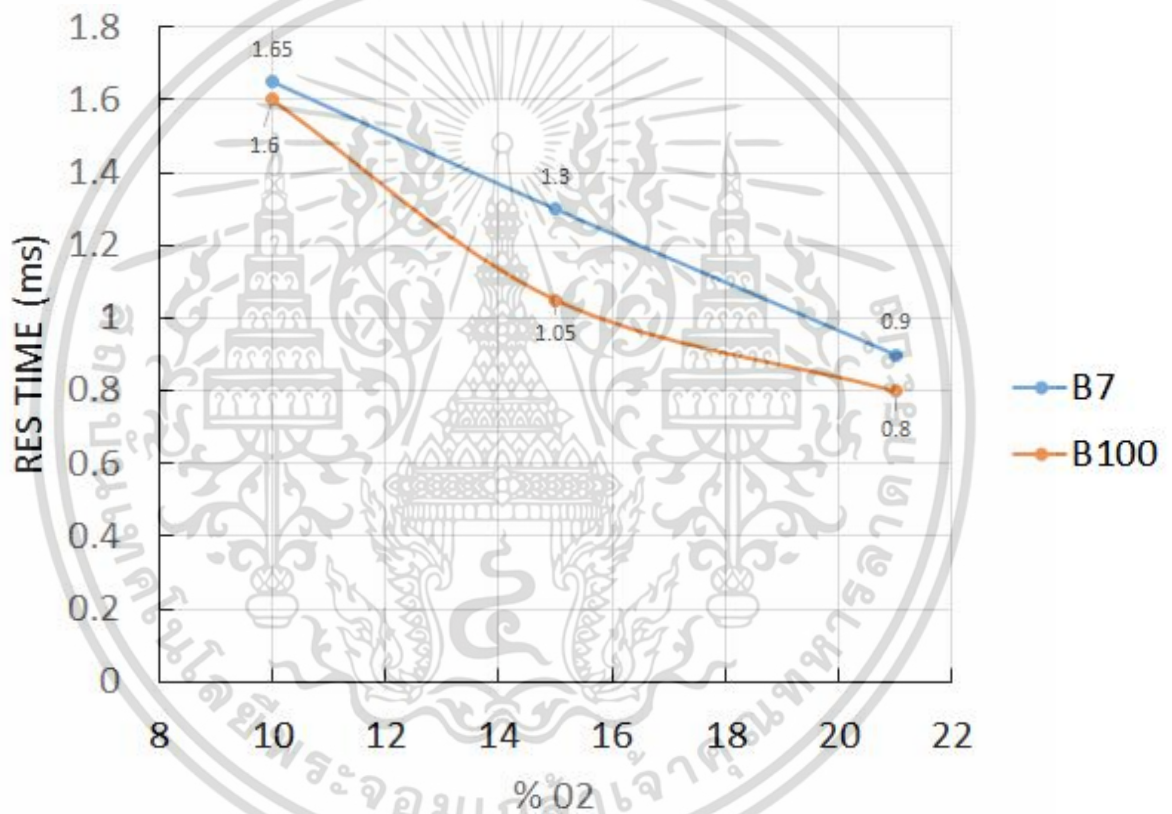
รูปที่ 5.40 เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงกับอากาศที่ในช่วงที่เกิด Lift-Off Length (%)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7.11 เวลาคงตัวในการเกิด Lift – off length

เวลาคงตัวในการเกิด Lift – off length หรือค่า RES time (Residence time limits) ดังรูปที่ 5.41 ของเวลาคงตัวในการเกิด Lift – off length นี้มีค่าสอดคล้องตามค่าความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay) ที่ O₂ 21 เซื้อเพลิง B7 มี RES time เท่ากับ 0.9 และ B100 เท่ากับ 0.8 ms โดย B7 มีค่า RES time ที่มากกว่า 10% ที่ O₂ 15 เซื้อเพลิง B7 มี RES time เท่ากับ 1.3 และ B100 เท่ากับ 1.05 ms โดย B7 มีค่า RES time ที่มากกว่า 19.23%

การที่ RES มีค่าที่ลดลงนั้นแสดงถึงช่วงเวลาในการก่อตัวเป็นเขม่า (Soot) ในการเผาไหม้มีน้อยตัวลง เนื่องมีการเผาไหม้ที่เร็วยิ่งขึ้นตามงานวิจัยที่ผ่านมา [14]



รูปที่ 5.41 RES time เทียบที่เปอร์เซ็นต์ของความเข้มข้นของออกซิเจน O₂ ต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.8 สรุปผลการทดลอง

จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล (B7) และปาล์มไบโอดีเซล (B100) ที่เงื่อนไขของออกซิเจนในการเผาไหม้แตกต่างกัน โดยทำการทดลองในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ สามารถสรุปผลที่ได้จากการศึกษาได้ดังนี้

- 1) ความล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay) ของไบโอดีเซลที่ใช้เวลาน้อยกว่าดีเซลในทุกช่วง เนื่องจากไบโอดีเซลมีออกซิเจนผสมตัว (Oxygenate) จึงทำให้การเผาไหม้ได้เร็วยิ่งขึ้น ในกรณีลดความเข้มข้นของ O_2 ทำให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการลดการเกิดการการ Oxidation ของเชื้อเพลิงในการเผาไหม้
- 2) ความดันในการเผาไหม้ (Combustion pressure) และ อุณหภูมิของเปลวไฟ (Bulk temperature) ของ B100 มีแนวโน้มที่ลดลงเมื่อเทียบกับ B7 ตามและการลดความเข้มข้นของ O_2 ทำให้ความดันในการเผาไหม้และอุณหภูมิของเปลวไฟลดลง
- 3) การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง B100 ทำให้การปล่อยพลังงานความร้อนลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับ B7 ทั้งนี้เกิดมาจากค่าความร้อน (Heating value) ของเชื้อเพลิงมีค่าน้อยกว่า และในการลดความเข้มข้นของออกซิเจน O_2 ลงมาเป็น 10 % ส่งผลทำให้การปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีช่วงเวลาที่ยาวขึ้นสำหรับโดยเฉพาะเชื้อเพลิง B100 เนื่องจากการที่มีออกซิเจนในตัวเชื้อเพลิงทำให้ช่วยการสนับสนุนการเผาไหม้แบบ Mixing control หรือ Diffusion combustion ให้มีการเผาไหม้ที่นานขึ้น
- 4) การลดความเข้มข้นของ O_2 ทำให้ความยาวของของเหลว (Liquid length) ในช่วงที่เกิดการเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเกิด Oxidation ที่ความเข้มข้นของ O_2 ที่ลดลงและทำให้เชื้อเพลิงกลายเป็นไอได้ยากขึ้น ส่วนเผาไหม้ของ B100 มีค่าความยาวของของเหลวที่มีแนวโน้มที่ยาวเพิ่มขึ้น เนื่องจากการ จับยึดของโมเลกุลของเชื้อเพลิง B100 มีการจับยึดได้ดีขึ้นและส่งผลทำให้การแยกตัวในการเปลี่ยนสถานะในการกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้ได้ช้าลง
- 5) จากการวัดช่วงที่การ Cool flame ที่ได้จากการวัดการแพร่ของลำเปลว พบว่าการลดของช่วงที่เกิด Cool flame มีผลต่อเห็นได้ชัดเจนในช่วงความเข้มข้นของ O_2 ที่ 21 % และเวลาที่เกิด Cool flame นี้สอดคล้องตามความล่าช้าในการจุดระเบิด
- 6) ลดความเข้มข้นของ O_2 ลดลงทำให้ค่า Lift off length และของเวลาคงตัวในการเกิด Lift – off length มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการความเข้มข้นของออกซิเจนลงทำให้ลดการเกิด Air entrainment ของที่ลดลง ในกรณี B100 มี lift off length สั้นกว่า B7 เนื่องจากการที่ออกซิเจน ในตัวเองทำให้ค่าการเผาไหม้ได้ดีกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.9 เอกสารอ้างอิง

[1] Emission Formation in Diesel Engines.

URL: https://www.dieselnet.com/tech/diesel_emiform.php. **International Journal of Engine Research July 18, 2011**

[2] C A dicheria, L M Pickett, "Ignition, soot formation, and end-of-combustion transients in diesel combustion under high-EGR conditions." **International Journal of Engine Research July 18, 2011 1468087411399505**

[3] Dicheria, C. and Pickett, L., "Soot Formation in Diesel Combustion under High-EGR Conditions." **SAE Technical Paper 2005-01-3834**, 2005, doi:10.4271/2005-01-3834.

[4] Oren, D., Wahiduzzaman, S., and Ferguson, C., "A Diesel Combustion Bomb: Proof of Concept." **SAE Technical Paper 841358**, 1984, doi:10.4271/841358.

[5] RONNACHART MUNSIN., "A FUNDAMENTAL STUDY OF BIO-ETHANOL COMBUSTION UNDER SI AND CI ENGINE CONDITIONS: Combustion Characteristics of Test Fuels in CVCC." "วิทยานิพนธ์ระดับปริญญาเอก สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2015

[6] Heywood J. B. Internal combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 1988

[7] Dec, J., "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging." **SAE Technical Paper 970873**. 1997, doi:10.4271/970873.

[8] Flynn, P.F., et al, 1999. "Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, and Empirical Validation." **SAE Technical Paper 1999-01-0509**. 1999. doi:10.4271/1999-01-0509

[9] Ricart, L.M., J. Xin, G.R. Bower, R.D. Reitz "In-Cy Under Measurement and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine." **SAE Technical Paper 971591**. 1997. doi:10.4271/971591.

[10] Ji Zhang , Wei Jing William L. Roberts and Tiegang Fang "Effects of ambient oxygen concentration on biodiesel and diesel spray combustion under simulated engine conditions." **Energy**. 2013, Vol. 57, pp. 722-732.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [11] Kuti, O., Sarathy, M., Nishida, K., and Roberts, W. "Numerical Studies of Spray Combustion Processes of Palm Oil Biodiesel and Diesel Fuels using Reduced Chemical Kinetic Mechanisms." **SAE Technical Paper 2014-01-1143.**
- [12] Caroline L. Genzale, Lyle M. Pickett, Sanghoon Kook "Liquid Penetration of Diesel and Biodiesel Sprays at Late-Cycle Post-Injection Conditions." **SAE Technical Paper 2010-01-0610**
- [13] Pastor, J., Payri, R., Garcia-Oliver, J., and Briceño, F. "Schlieren Methodology for the Analysis of Transient Diesel Flame Evolution." **SAE Technical Paper 2013-24-0041.**
- [14] Arcoumanis, C., Kamimoto, Take "Flow and Combustion in Reciprocating Engines." **Springer e-book, 2009**
- [15] Pickett, L., Siebers, D., and Idicheria, C. "Relationship Between Ignition Processes and the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets." **SAE Technical Paper 2005-01-3843, 2005, doi:10.4271/2005-01-3843.**
- [16] Naber, J. and Siebers, D. "Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays." **SAE Technical Paper 960034, 1996, doi:10.4271/960034.**
- [17] URL: www.kistker.com
- [18] ประทาน ศรีชัย "Spray Characteristics of Ethanol and Gasoline in a High-Pressure Chamber by Schlieren Photography Technique." **บทความเสนอในการสัมมนาวิชา DII, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล.**
- [19] FASTCAM SA-X2 URL:
http://www.photron.com/?cmd=product_general&product_id=39
- [20] Pickett, L., Kook, S., and Williams, T., "Visualization of Diesel Spray Penetration, Cool-Flame, Ignition, High-Temperature Combustion, and Soot Formation Using High-Speed Imaging" **SAE Int. J. Engines 2(1):439-459, 2009, doi:10.4271/2009-01-0658.**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ เป็นการออกแบบและสร้างห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ ศึกษาเชิงทดลองเพื่อศึกษาในการวัดคุณลักษณะในการฉีดเชื้อเพลิง การสเปรย์และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มไบโอดีเซลสามารถสรุปได้ ดังต่อไปนี้

6.1.1 การออกแบบห้องเผาไหม้

6.1.1.1 การออกแบบห้องเผาไหม้

ได้แบบห้องเผาไหม้ที่ใช้ในการทดลองศึกษาถึงคุณลักษณะการเผาไหม้ ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลและดีเซล เพื่อความปลอดภัยโดยผ่านการทำการรับแรงของการเผาไหม้ ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

6.1.1.2 เชื้อเพลิงก๊าซในการสร้างเงื่อนไขในการเผาไหม้ของดีเซล

จากการทดลองพบว่าความดันในการเผาไหม้นั้นต้องใช้ความดันเริ่มต้นในของเชื้อเพลิงก๊าซผสม ที่มีส่วนผสมของอะเซทิลีน ออกซิเจน และไนโตรเจนที่ความดันเริ่มต้นในการเผาไหม้เท่ากับ 16 บาร์ และรอบของพัดลมในการกระจายอุณหภูมิในการเผาไหม้เท่ากับ 6,200 รอบต่อนาที และได้ค่าการตั้งการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลให้ได้ตามเงื่อนไขของเครื่องยนต์ดีเซลที่ 620 มิลลิวินาทีหลังจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ

6.2.1 คุณลักษณะการไหลของเชื้อเพลิงและความแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของไบโอดีเซล

การเพิ่มส่วนผสมของการผสมของไบโอดีเซลทำให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่มีแนวโน้มลดลง อันเนื่องมาจากความหนืดของไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดการต้านทานการไหล

การเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดทำให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นและทำให้มวลที่เข้าห้องเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้นตาม

ความดันในการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมกับหัวฉีดที่ไม่มีการเกิดคาวิตีชันอยู่ที่ 1,200 บาร์ สำหรับหัวฉีด 140 ไมโครเมตรและ 800 บาร์ สำหรับหัวฉีดเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 ไมโครเมตร

6.3.1 การศึกษาการเป็นฝอยละอองของเชื้อเพลิงไบโอดีเซล

ค่าความยาวของสเปรย์ในการใช้ไบโอดีเซลมีค่าเพิ่มขึ้นและทำให้ความเร็วของสเปรย์มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นตามตลอดจนทำให้ค่าองศาสเปรย์ที่ลดลงให้การปริมาตรของสเปรย์ และอัตราส่วนสมมูล ลดลง การใช้หัวฉีดที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางโตขึ้นทำให้การแพร่ของลำสเปรย์ ปริมาตร การแทรกตัวของอากาศและอัตราส่วนสมมูลมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้น

6.4.1 การศึกษาการเผาไหม้

ความล่าช้าในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลมีแนวโน้มที่ลดน้อยกว่าดีเซลในทุกช่วงความเข้มข้นของออกซิเจน แต่ความดันในการเผาไหม้และผลรวมของอัตราการปลดปล่อยพลังงาน ความร้อนของไบโอดีเซลที่มีแนวโน้มลดลงกว่าดีเซล เนื่องจากค่าพลังงานความร้อนของไบโอดีเซลมีค่าน้อยกว่าและทำให้เกิดผลดังกล่าว จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายพบว่า ช่วงที่เป็นของเหลว (Liquid) เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

length) ของไบโอดีเซลมีค่ายาวกว่าเล็กน้อย เนื่องจากการยึดตัวของพันธะโมเลกุลของไบโอดีเซลที่มีการยึดตัวแน่นกว่าจึงทำให้การแยกตัวกลายเป็นไอที่อุณหภูมิสูงได้ยากขึ้น ช่วงระยะของการเกิด lift off length ของความยาวเชื้อเพลิงที่สั้นกว่าดีเซล อันเนื่องมาจากการไบโอดีเซลมีส่วนผสมของออกซิเจนเป็นส่วนประกอบในตัวเชื้อเพลิง จึงทำให้การเกิดการเผาไหม้ล่วงหน้าที่ดีขึ้นและอาจส่งผลให้การที่ช่วงการ lift off length ที่สั้นลง

6.2 ข้อเสนอแนะในการศึกษา

ในการศึกษาต่อยอดจากในวิทยานิพนธ์มีข้อเสนอแนะดังต่อไปนี้

6.2.1 ข้อเสนอแนะในการออกแบบและการสร้างเงื่อนไขของดีเซล

ควรออกแบบช่องของการเพิ่มแสงในระบบการถ่ายภาพแบบ เช่น Two color method หรือ Laser-induced incandescence (LII)

การจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซควรมีระบบการจ่ายแบบควบคุมอัตราส่วนของความดันย่อย (Partial pressure) ให้มีความรวดเร็วและแม่นยำในการจ่ายส่วนผสม

6.2.2 ข้อเสนอแนะในคุณลักษณะการไหลของเชื้อเพลิงและความแปรปรวนของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของไบโอดีเซล

ควรติดตั้งเซ็นเซอร์ในการวัดระยะยกของเข็มหัวฉีดเพื่อข้อมูลในการศึกษาระยะของเข็มระบบหัวฉีดแบบคอมมอลเรลเพื่อการวิเคราะห์ผลกระทบของเชื้อเพลิงต่อคุณลักษณะการฉีดของเชื้อเพลิง

ควรมีการศึกษาของลักษณะของรูหัวฉีด (Orifice type) ในต่อการใช้เชื้อเพลิงไบโอดีเซลผลและเปอร์เซ็นต์การ Hygro-grainding ของรูหัวฉีดต่อคุณลักษณะการของเชื้อเพลิง

ควรติดตั้งชุด buffer (Helmholtz resonator) ของความดันรางหัวฉีดเพื่อป้องกันการแกว่งของความดันในการฉีดของเพลิง

6.2.3 ข้อเสนอแนะในการศึกษาการเป็นฝอยละอองของเชื้อเพลิงไบโอดีเซล

ควรมีการศึกษาอิทธิพลของความดันในการฉีดเชื้อเพลิงต่อคุณลักษณะการฉีดของเชื้อเพลิงที่และมีการวิเคราะห์ส่วนที่เป็นของเหลวในช่วงก่อนการระเหย ตลอดจนการวิเคราะห์ในช่วงการผสมตัวของช่วงในช่วงของการผสมตัวของเชื้อเพลิงกับอากาศ (Air – entrainment)

6.2.4 ข้อเสนอแนะในการศึกษาการศึกษาการเผาไหม้

การทำการศึกษาการเผาไหม้ในช่วงที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีดและมีการเปรียบเทียบการชดเชยค่าความร้อนพลังงานความร้อนของไบโอดีเซลที่น้อยกว่าดีเซล

ข้อเสนอแนะในการใช้เทคนิคในการถ่ายภาพแบบ Kl-factor หรือ Two color method ของอุณหภูมิเปลวไฟในการเผาไหม้



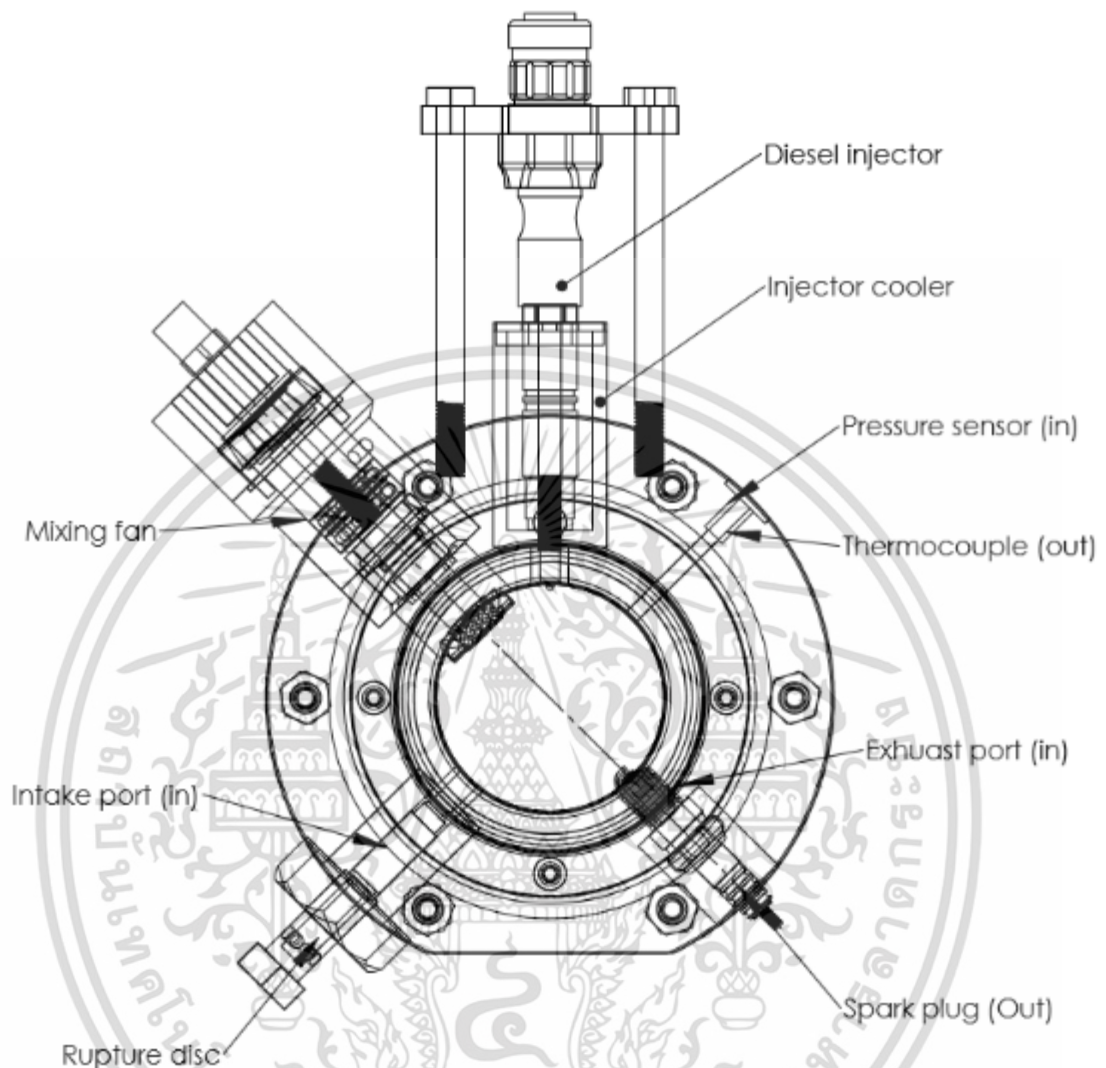
ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



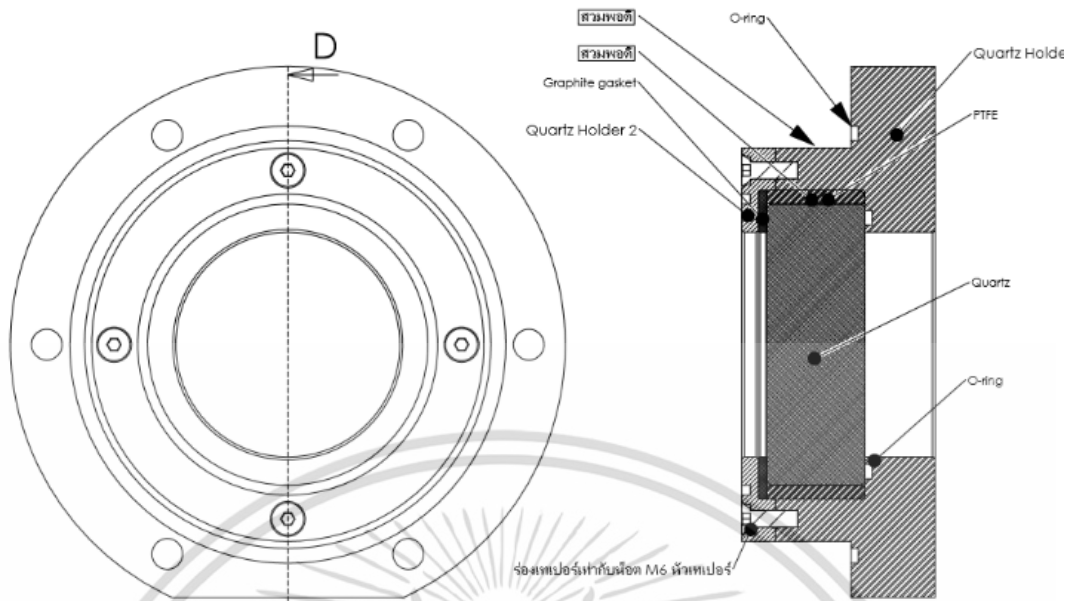
ภาคผนวก ก.
แบบของห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.1 แบบของห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่โดยรวม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

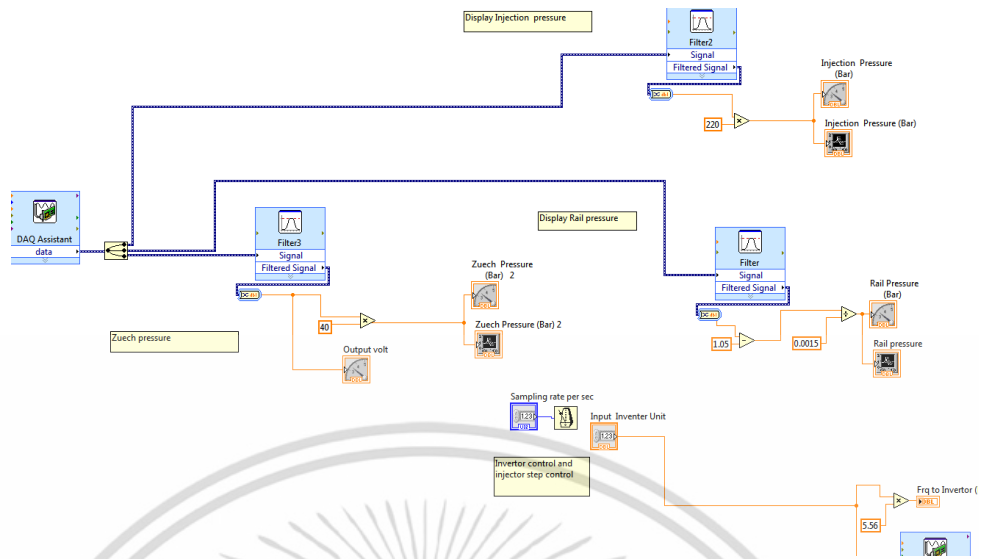


รูปที่ ก.2 แบบของชุดยึดตัวออสซิลเลเตอร์

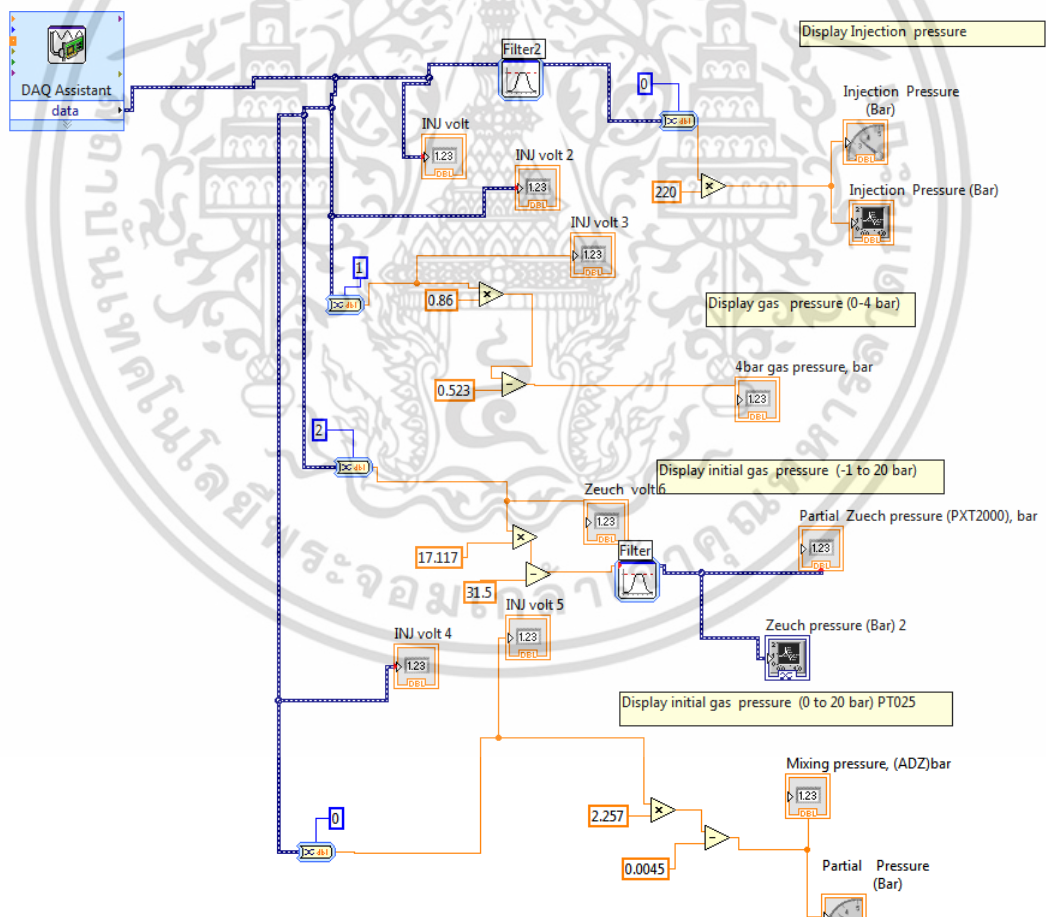
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.1 โปรแกรม Labview ที่ใช้ในการควบคุมความดันในการฉีดเชื้อเพลิง



รูปที่ ข.2 โปรแกรม Labview ที่ใช้ในการอ่านค่าความดันย่อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Source code ของ Microcontroller (ET-EASY328 BASE 16 MHz)

ในการสร้าง Pulse delay ในการทดลองการเผาไหม้ เชื้อดโดย ดร.รณชาติ มั่นศิลป์

```
#define trigger 11
#define camera 9
#define sparkplug 13
#define injector 10
#define swt 1
int sw;
void setup()
{
  pinMode (swt,INPUT);
  pinMode (trigger,OUTPUT);
  pinMode (sparkplug,OUTPUT);
  pinMode (camera,OUTPUT);
  pinMode (injector,OUTPUT);
}
void loop()
{
  sw=digitalRead(swt);
  digitalWrite(sparkplug,HIGH);// for prevent sparkplug operate by it self
  if(sw==0)
  {
    delay(250);
    digitalWrite(trigger,HIGH);// trigger 11
    delay(5);//This delay is used for camera to capture image in the unit of
    millisecond.
    digitalWrite(trigger,LOW);

    digitalWrite(camera,HIGH);// camera 9
    delay(4);//This delay is used for camera to capture image in the unit of
    millisecond.
    digitalWrite(camera,LOW);

    digitalWrite(sparkplug,LOW);// sparkplug 8
    delay(3); //This delay is the energizing time for sparkplug in the unit of
    millisecond.. Normally, it is in the range of 3-6ms.
    digitalWrite(sparkplug,HIGH);
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

delay(609);//This delay is dwell time from spark plug LOW. This dwell time depends on cooling curve of pre-combustion of premixed gas. From previous works, they used approximately 1000-2000 ms.

//delay(100);//This delay is dwell time from spark plug LOW. This dwell time depends on cooling curve of pre-combustion of premixed gas. From previous works, they used approximately 1000-2000 ms.

```
digitalWrite(injector,HIGH);
delayMicroseconds(2500);// Pivot Injection in microsec
digitalWrite(injector,LOW);
```

```
//delayMicroseconds(1830);//Dwell time in microsec (Obtain from real car)
//digitalWrite(injector,HIGH);
```

```
//delayMicroseconds(2250);// Main injection in microsec
//digitalWrite(injector,LOW);
```

```
    }
else
{
}
}
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ในวารสารนานาชาติ

1. Prathan Srichai, Chinda Chareonphonphanich, Preechar Karin, Nuwong Chollacoop "Spray Visualization of Biodiesel and Diesel in a High Pressure Chamber" *Advanced Materials Research*, 931-932, pp 1043-1047

ผลงานวิจัยนำเสนอในที่ประชุมวิชาการนานาชาติ

1. Prathan Srichai, Chinda Chareonphonphanich Preechar Karin Nuwong Chollacoop Conference, The 3rd TSME International Conference on Mechanical Engineering, Chiang Rai Thailand
2. Srichai, P., Chollacoop, N., Chareonphonphanich, C., Tongroon, M. et al., "Injection Pressure Characteristics of Palm Methyl Ester and Diesel in Solenoid Injector under Common-Rail System," *SAE Technical Paper 2016-01-1729*, 2016, doi:10.4271/2016-01-1729



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล	นายประธาน ศรีชัย
วัน เดือน ปีเกิด	20 มีนาคม 2525
ประวัติการศึกษา	2549 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ 2553 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
E-mail	prathan_srichai@hotmail.com



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้