



การศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้แบบปกติและผิดปกติที่เงื่อนไขภาระสูง  
ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมใช้ก๊าซธรรมชาติและดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

นายนาวิ นันตะภาพ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี  
ปีการศึกษา 2556

การศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้แบบปกติและผิดปกติที่เงื่อนไขการระสูง  
 ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมใช้ก๊าซธรรมชาติและดีเซลเป็นเชื้อเพลิง  
 นายนาวิ นันตะภาพ ค.อ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
 ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
 คณะวิศวกรรมศาสตร์  
 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี  
 ปีการศึกษา 2556

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์  
 (รศ.ดร.สมชาย จันทร์ชานา)

..... กรรมการและอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์  
 (ผศ.ดร.ยศพงษ์ ลออนวล)

..... กรรมการ  
 (ศ. ดร.สำเริง จักรใจ)

..... กรรมการ  
 (ผศ.ดร.ชเนศ อรุณศรี โสภณ)

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้แบบปกติและผิดปกติที่เงื่อนไขภาระสูงของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมใช้ก๊าซธรรมชาติและดีเซลเป็นเชื้อเพลิง
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นายนาวิ นันตะภาพ
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผศ. ดร.ยศพงษ์ ลออนวล
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	วิศวกรรมศาสตร์
ปีการศึกษา	2556

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้ที่ผิดปกติของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ก๊าซธรรมชาติและดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยทำการทดสอบกับเครื่องยนต์มาตรฐานซึ่งมีองศาการฉีดที่ 18 BTDC ที่ภาระเครื่องยนต์ 5.13 kW และความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที นอกจากนี้ยังมีการตัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลให้สามารถปรับองศาการฉีดและปริมาณการฉีดการทดสอบเครื่องยนต์ตัดแปลงที่องศาการฉีด 20, 30 และ 45 BTDC ที่ภาระเครื่องยนต์ 3.18 kW และความเร็วรอบ 1500, 1800 และ 2000 รอบต่อนาที โดยมีอัตราส่วนผสมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล อยู่ระหว่าง 70% ไปจนถึงมากกว่า 88%

จากการศึกษาพบว่า อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของการเผาไหม้แบบปกติในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม สามารถแบ่งการเผาไหม้ออกเป็น 2 ช่วง ช่วงแรกเป็นช่วงการเผาไหม้ระหว่างอากาศที่ผสมกับก๊าซธรรมชาติและดีเซลและช่วงที่สองเป็นการเผาไหม้ของก๊าซธรรมชาติที่เหลืออยู่ในกรณีการเกิดนี้พบว่าการเผาไหม้มีค่าสูงมากกว่า 2 ถึง 4 เท่าก่อนศูนย์ตายบน นอกจากนี้ในกรณีการเผาไหม้แบบใกล้การเกิดนี้พบว่าการเผาไหม้เป็นสองช่วงของแบบปกติแต่มีค่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงกว่าปกติประมาณ 2 เท่า ในช่วงหลังศูนย์ตายบนเล็กน้อย

คำสำคัญ: การเผาไหม้แบบผิดปกติ / เชื้อเพลิงร่วม / น็อก / ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด

Thesis Title	Investigation of Normal and Abnormal Combustion Characteristics at High Load Conditions of Dual Fuel Engine using Natural Gas and Diesel as Fuel
Thesis Credits	12
Candidate	Mr. Nawee Nuntapap
Thesis Advisors	Asst. Prof. Dr. Yossapong Laoonual
Program	Master of Engineering
Field of Study	Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering
Faculty	Engineering
Academic Year	2013

### **Abstract**

This research studied abnormal combustion in a diesel dual fuel (DDF) engine that uses natural gas and diesel as fuels. The standard engine was tested at injection timing of 18 BTDC with engine load of 5.13 kW and engine speed at 2,000 RPM; and. In addition the single cylinder diesel engine was modified to be able to adjust injection timing and amount. The modified engine was tested at injection timing of 20, 30 and 45 BTDC with engine load of 3.18 kW and engine speeds of 1500, 1800 and 2000 rpm. The ratio of natural gas and diesel was in the range of 70% up to 88%.

It was found that heat release rate of normal combustion in DDF engine can be separated into two phases, i.e. first combustion phase, which is the combustion of air-natural gas mixture and diesel, and second combustion phase, which is the combustion of residual natural gas. For knocking combustion condition, there is only first phase combustion, but heat release is quite high about 2-4 times and at before TDC. In addition at near knock conditions, there are two phases combustion as same as the normal combustion, but the peak of heat release rate is higher about twice times at few crank angles after TDC.

Keywords: Abnormal combustion/ Dual fuel/ Engine knocking/ Ignition delay.

## กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จได้ด้วยดีผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ ผศ.ดร.ยศพงษ์ ลออนวล ซึ่งเป็นอาจารย์ผู้ควบคุมการวิจัย ที่กรุณาให้แนวคิดและคำแนะนำในการดำเนินงานการวิจัย ตลอดจนการแก้ปัญหาต่างๆ อันเป็นประโยชน์ต่องานวิจัยนี้ ขอขอบพระคุณต่อคณะกรรมการการสอบซึ่งประกอบด้วย รศ.ดร.สมชาย จันทรชานา และ ศ.ดร.สำเริง จักรใจ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ผศ.ดร.ชเนศ อรุณศรี โสภณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่กรุณาให้ข้อเสนอแนะอันเป็นประโยชน์ต่องานวิจัยนี้ ผู้วิจัยขอขอบพระคุณต่อ บริษัทสยามคูโบต้าคอร์ปอเรชั่นจำกัดและบริษัท ลัญจกรพานิชจำกัด ที่ให้ความสนับสนุนอุปกรณ์สำหรับงานวิจัย รวมถึงพี่ๆ น้องๆ ห้องปฏิบัติวิจัการเผาไหม้และเครื่องยนต์ (CERL) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ที่ให้ความร่วมมือในการบันทึกข้อมูลรวมทั้งให้ความช่วยเหลือสิ่งที่เป็นประโยชน์ในงานวิจัย ประโยชน์อันใดที่เกิดจากงานวิจัยนี้ ย่อมเป็นผลมาจากความกรุณาของท่านดังกล่าวข้างต้น ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งเป็นอย่างยิ่งจึงใคร่ขอขอบพระคุณอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้ สุดท้ายนี้ ผู้วิจัยขอขอบพระคุณบิดาและมารดาผู้ล่วงลับไปแล้วรวมทั้งลูกและภรรยา รวมทั้งมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา (เชียงใหม่) ที่สนับสนุนทุนการศึกษารวมทั้งทุกคนที่คอยให้กำลังใจและให้ความช่วยเหลือในด้านต่างๆ ที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัยตลอดมา

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
รายการตาราง	ช
รายการรูปประกอบ	ญ
รายการสัญลักษณ์	ณ
ประมวลศัพท์และคำย่อ	ด

บทที่

<b>1</b>	<b>บทนำ</b>	<b>1</b>
1.1	ความเป็นมาและความสำคัญ	1
1.2	วัตถุประสงค์ในการวิจัย	3
1.3	ขอบเขตของงานวิจัย	3
<b>2</b>	<b>ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง</b>	<b>4</b>
2.1	เครื่องยนต์สันดาปภายใน	4
2.2	เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม	5
2.3	การเกิดน็อกในเครื่องยนต์	6
2.4	การคำนวณหาปริมาตรของเครื่องยนต์และเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์	15

<b>3</b>	<b>อุปกรณ์และการทดสอบ</b>	<b>18</b>
3.1	เครื่องยนต์สำหรับการทดสอบ	18
3.2	เครื่องมือวัดสมรรถนะเครื่องยนต์	21
3.3	เครื่องมือวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์	29
3.4	การบันทึกข้อมูล	32
3.5	วิธีการทดสอบเครื่องยนต์	35
3.6	การคำนวณหาตัวแปรที่สำคัญ	36
<b>4</b>	<b>การวิเคราะห์ผลการทดสอบ</b>	<b>42</b>
4.1	บทนำการทดสอบเครื่องยนต์	42
4.2	ผลการทดสอบแบบเครื่องยนต์มาตรฐาน	42
4.3	ผลการทดสอบกับเครื่องยนต์ที่มีการดัดแปลง	50
4.4	ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ใกล้การเกิดน็อก	69
4.5	ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่การเกิดน็อก	71
<b>5</b>	<b>สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ</b>	<b>84</b>
5.1	สรุปผลการศึกษา	84
5.2	ข้อเสนอแนะ	85
	<b>เอกสารอ้างอิง</b>	<b>86</b>
ก	การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม	88
ข	ผลการทดสอบด้วยน็อกเซ็นเซอร์	94
	<b>ประวัติผู้วิจัย</b>	<b>98</b>

## รายการตาราง

ตาราง	หน้า
1.1 สถิติสะสมของรถยนต์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติจำนวนสถานีและปริมาณจำหน่าย NGV ของปีพ.ศ. 2551 -2556[2]	1
1.2 สถิติของรถยนต์ล่าสุดที่ใช้ก๊าซธรรมชาติ จำนวนสถานีและปริมาณจำหน่าย NGV ตั้งแต่เดือนมกราคม- เมษายนใน พ.ศ. 2557[2]	2
3.1 รายละเอียดของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ	18
3.2 ตำแหน่งอุปกรณ์ ช่วงการวัด และหน่วยที่ใช้วัดสำหรับการทดสอบ	23
3.3 โมดูลสำหรับติดตั้งอุปกรณ์และเซ็นเซอร์	33
3.4 เงื่อนไขการทดสอบการเผาไหม้ปกติของเครื่องยนต์มาตรฐาน	35
3.5 เงื่อนไขการเผาไหม้ปกติของเครื่องยนต์ดัดแปลงองศาการฉีด	36
3.6 Experimental conditions for Diesel and DDF operating under normal combustion process: Details of specific heat ratio	40
4.1 Details of mass flow rate and the energy component of Diesel and DDF engine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW	43
4.2 Details of exhaust temperature and $COV_{(IMEP)}$ for different values of Z at engine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW	49
4.3 Maximum cylinder pressure of Diesel and DDF (Unit :bar)	50
4.4 Start of combustion at different testing conditions	51
4.5 Ignition delay at different testing conditions	52
4.6 IMEP of diesel and DDF for normal combustion	53
4.7 COV of IMEP of diesel and DDF for normal combustion	54
4.8 Details of mass flow rate and the energy rate of Diesel and DDF at engine speed 1500 RPM and engine power 3.18 kW	55
4.9 Details of mass flow rate and the energy rate of Diesel and DDF at engine speed 1800 RPM and engine power 3.18 kW	56

ตาราง	หน้า
4.10 Details of mass flow rate and the energy rate of Diesel and DDF at engine speed 2000 RPM and engine power 3.18 kW	57
4.11 Thermal efficiency of normal combustion at testing condition	58
4.12 Percent of first stage Combustion phase Diesel and DDF engine operating normal combustion	68
4.13 Effect near knock of DDF engine operating under normal combustion process: Heat release rate and percent premixed combustion phase	70
4.14 Comparison between average and maximum IMEP for abnormal combustion	73
4.15 Abnormal Combustion of COV of IMEP at $Z > 88\%$	74

## รายการรูปประกอบ

รูป	หน้า
2.1 The four-stroke operating cycle [3]	4
2.2 Operating cycle under conventional Diesel fuel mode [4]	5
2.3 Cylinder pressure versus crank angle traces of cycles with (a) normal combustion, (b) light knock, and (c) heavy knock. 4000 rev/min, wide open throttle, 381 cm <sup>3</sup> displacement single-cylinder engine. [3]	7
2.4 The microphones on the caterpillar 3401 [6]	8
2.5 Sensor B output [6]	8
2.6 Cylinder pressure versus crank angle traces of cycles with SI knock detonation may also occur after maximum pressure and CI knock detonation at very start of combustion process [4]	9
2.7 A trend comparison between the Diesel knock level quantification techniques and the total AE energy (RMS) values from the engine block [7]	10
2.8 Effect of methane and oxygen concentration on ignition delay [9]	11
2.9 (a) Pressure-crank angle diagram of knock DDF operation. (b) Heat released diagram of DDF fuel operation. (Engine speed 3000 RPM; engine torque output 9.65 Nm.) [11]	13
2.10 PREMIER combustion Concept [12]	14
2.11 DI engine heat release rate diagram identifying different diesel combustion phase [3]	16
2.12 Cylinder Pressure $p$ , rate of Fuel injection $\dot{m}_{fi}$ , and net heat release rate $\dot{Q}_n$ calculate from pressure for small DI diesel engine, 1000 RPM, normal injection timing, $b_{mep}=0.62$ Mpa [3]	16
3.1 Adjust injection timing system	19
3.2 Adjust injection timing	20
3.3 ECU injection gas system	20
3.4 Eddy current dynamometer and dynamometer control desk	21
3.5 Schematic diagram of the experimental setup	22

รูป	หน้า
3.6 Digital weight scale for diesel	24
3.7 Fuel flow sensor and digital flow meter	24
3.8 Amplifier for load cell and balance beam	25
3.9 Calibration load cell	25
3.10 Valve control CNG gas	26
3.11 CNG gas flow meter	26
3.12 Intake and exhaust pressure	27
3.13 Thermocouple lubricant temperature	27
3.14 Strain gauge for intake and exhaust valve and Bridge amplifier	28
3.15 Exhaust and Intake Valve curve Conventional valve timing	28
3.16 Lamina air flow	29
3.17 Pressure transducer Kistler 6061B and charge amplifier	29
3.18 Needle lift sensor and Bridge amplifier	30
3.19 Crank angle encoder	30
3.20 Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter	31
3.21 Show graph of cylinder pressure with crank angle operating under no fire Engine speed at 450 RPM.	32
3.22 Data acquisition NI cDAQ-9172	32
3.23 Flow chart diagram	33
3.24 Computer for data acquisition using Labview programming	34
3.25 Specific heat ratio calculation from log (P) and log (V) in the compression stroke	37
3.26 Specific heat ratio calculation from log (P) and log (V) in the Expansion stroke	37
3.27 Comparison between filter and unfiltered cylinder pressure and pressure rise rate with crank angle	38
3.28 Start of injection comparison between needle lift and second derivative needle lift	38
3.29 Shown start of combustion and end of combustion	39

รูป	หน้า
3.30 Shown period for specific heat ratio calculation	40
3.31 Comparison between maximum first stage (A) and second stage (B) : Pressure rise rate; Heat	41
4.1 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency at engine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW	44
4.2 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Variation power of pressure, pressure rise rate and heat release rate with crank angle at enginespeed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW	45
4.3 Comparison between Diesel and DDF engine operating under abnormal combustion process: Variation power of pressure, pressure rise rate and heat release rate with crank angle at engine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW.	48
4.4 Comparison between IMEP for diesel, normal and abnormal DDF operation.	49
4.5 Comparison between Start of Combustion of Diesel and DDF engine operating normal combustion at engine speed 1500, 1800 and 2000 RPM	51
4.6 Comparison between ignition delay for normal combustion	52
4.7 Comparison IMEP of diesel and DDF for normal combustion	53
4.8 Comparison P-V Diagrams at $Z = 70\%$ and engine speed 1800 RPM	54
4.9 Comparison COV of IMEP of diesel and DDF for normal combustion.	55
4.10 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency at engine speed 1500 RPM, Power 3.18 kW.	56
4.11 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency at engine speed 1800 RPM, Power 3.18 kW.	57
4.12 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency at engine speed 2000 RPM, Power = 3.18 kW.	58
4.13 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency.	59

รูป	หน้า
4.14 Comparison between Diesel and DDF operating under normal combustion Process: Variation of pressure; heat release rate with crank angle engine speed 1500RPM and 2000RPM	60
4.15 Comparison between cylinder pressure and mixing ratio for Diesel and DDF at Start of injection 20 BTDC	61
4.16 Comparison between Diesel and DDF, start of injection at 20 BTDC engine operating Under normal combustion Process: Variation of pressure; heat release rate with crank Angle engine speed 1500RPM, 1800RPM and 2000RPM.	62
4.17 Comparison between cylinder pressure and engine speed for Diesel and DDF at start of injection 20 BTDC	63
4.18 Comparison cylinder pressure between and start of injection of Diesel and DDF at 45 BTDC engine operating under normal combustion Process: Variation of pressure; heat release rate with crank angle engine speed 1500RPM, 1800RPM and 2000RPM	64
4.19 Comparison between Diesel and DDF, start of injection at 20 BTDC engine operating under normal combustion Process: Variation of pressure; heat release rate with crank and engine speed 1500RPM and 2000RPM	65
4.20 Comparison between cylinder pressure and start of injection for Diesel and DDF at engine speed 1500RPM	66
4.21 Typical DDF engine heat release rate diagram identifying different DDF combustion phase	67
4.22 Comparison percent of Premixed Combustion phase Diesel and DDF engine operating normal combustion at engine speed 1500, 1800 and 2000RPM	68
4.23 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Variation of maximum heat release rate with crank angle at 20 BTDC to 45 BTDC; power Output 3.8kW engine speed 1500RPM, 1800RPM and 2000RPM	69

รูป	หน้า
4.24 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and near knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1500 and 2000 RPM	71
4.25 Comparison maximum cylinder pressure between $Z=70\%$ and DDF $Z > 88\%$ at engine speed 1500 RPM and start of injection 30 BTDC	72
4.26 Comparison heat release rate between $Z=70\%$ and $Z > 88\%$ at engine speed 1500 RPM and start of injection 30 BTDC	72
4.27 Comparison between IMEP of abnormal combustion.	73
4.28 Comparison between abnormal Combustion of COV of IMEP at $Z>88\%$	74
4.29 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle engine speed at 1500 RPM	
4.30 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1500 RPM	76
4.31 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1800 RPM	77
4.32 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1800 RPM	78
4.33 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at start of injection 30 and 45 BTDC	79

รูป	หน้า
4.34 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knockProcess: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 2000 RPM	80
4.35 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of maximum pressure rise rate with crank angle	81
4.36 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of maximum heat release rate with crank angle	82
๗.1 Start of Combustion and End of Combustion	90
๗.2 Amplitude Knock Sensor engine speed 1800 RPM 45 BTDC	96
๗.3 Amplitude Knock Sensor engine speed 2000 RPM 45 BTDC	96
๗.4 Amplitude Knock Sensor engine speed 2000 RPM 30 BTDC	96
๗.5 Period of Fast Fourier Transform calculate	97
๗.6FFT analysis knock sensor signal: Knocking combustion, and stronger oscillations were detectedat 6 kHz to 8 kHz during knocking combustion.	97

## รายการสัญลักษณ์

$a$	=	ระยะข้อเหวี่ยง
$B$	=	เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ
$c_p$	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่
$c_v$	=	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่
$k$	=	ค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ
$l$	=	ความยาวก้านสูบ
$P$	=	ความดันภายในกระบอกสูบ
$Q_{gross}$	=	การปลดปล่อยความร้อนรวมยอด
$Q_{ht}$	=	การปลดปล่อยความร้อนไปยังผนังกระบอกสูบ
$Q_{net}$	=	การปลดปล่อยความร้อนสุทธิ
$R$	=	ค่าคงที่สากลของก๊าซ
$T$	=	อุณหภูมิในกระบอกสูบ
$U$	=	งานที่เกิดจากการถ่ายเทไปสู่ระบบ
$V$	=	ปริมาตรกระบอกสูบ
$V_c$	=	ปริมาตรอัด
$V_d$	=	ปริมาตรกระบอกสูบ
$W$	=	งานที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง
$Z$	=	อัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อดีเซลและก๊าซธรรมชาติ
$z$	=	ตำแหน่งการหมุนทุกหนึ่งรอบ
$\theta$	=	องศาของเพลาคือข้อเหวี่ยง
$\gamma$	=	อัตราความร้อนจำเพาะ
$\mu_{(IMEP)}$	=	ค่าเฉลี่ยของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้
$\sigma_{(IMEP)}$	=	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้
$COV_{(IMEP)}$	=	สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้

## ประมวลศัพท์และคำย่อ

ATDC	=	After Top Dead Center
BC	=	Bottom Center
BSFC	=	Brake Specific Fuel Consumption
BTDC	=	Before Top Dead Center
CA	=	Crank Angle
CI	=	Compression Ignition
CUM HRR	=	Cumulative Heat Release Rate
CR	=	Compression Ratio
DDF	=	Diesel Deal Fuel
ECU	=	Electronic Control Unit
EOC	=	End of Combustion
EVC	=	Exhaust Valve Closed
EVO	=	Exhaust Valve Open
FFT	=	Fast Fourier Transform
HRR	=	Heat Release Rate
IMEP	=	Indicated Mean Effective Pressure
IVC	=	Intake Valve Closed
IVO	=	Intake Valve Open
PRR	=	Pressure Rise Rate
RPM	=	Revolution Per Minute
SI	=	Spark Ignition
SOI	=	Start of Injection
SOC	=	Start of Combustion
TDC	=	Top Dead Center

# บทที่ 1 บทนำ

## 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา ภาครัฐสนับสนุนการใช้เชื้อเพลิงทางเลือกในภาคขนส่งมากขึ้น โดยเฉพาะก๊าซธรรมชาติ เนื่องจากเป็นเชื้อเพลิงที่มีอยู่ในประเทศไทยและลดการนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศ [1] สำหรับรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์เบนซิน (SI) สามารถดัดแปลงเครื่องยนต์ให้ใช้ก๊าซธรรมชาติแทนน้ำมันเบนซินโดยระบบการฉีดเชื้อเพลิง ทำให้สามารถเลือกการใช้เชื้อเพลิงเบนซินหรือก๊าซธรรมชาติ แต่สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลสามารถใช้ก๊าซธรรมชาติโดยดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลให้กลายเป็นเครื่องยนต์เบนซิน โดยทำการลดอัตราส่วนการอัดและเพิ่มระบบการจุดระเบิดด้วยประกายไฟและติดตั้งระบบการจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไป หรืออีกวิธีหนึ่งคือการเพิ่มระบบการจ่ายก๊าซธรรมชาติกับเครื่องยนต์ดีเซลที่ไม่ได้มีการดัดแปลงหรือเป็นระบบเชื้อเพลิงร่วม

ตารางที่ 1.1 แสดงสถิติของรถยนต์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติจำนวนสถานีและปริมาณจำหน่าย NGV ของปี ตั้งแต่เดือนธันวาคม พ.ศ. 2551- 2556 [2] และตารางที่ 1.2 สถิติสะสมของรถยนต์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติ ของปี ตั้งแต่เดือนมกราคมถึงเดือนเมษายน พ.ศ. 2557 [2] การใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงสำหรับรถยนต์ จากข้อมูลทางสถิติเดือนเมษายน 2557 ของรถยนต์ที่มีการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลให้สามารถใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 44,851 คัน และรถยนต์ที่มีการดัดแปลงเครื่องยนต์เบนซินให้สามารถใช้ก๊าซธรรมชาติ เป็นเชื้อเพลิงอีกจำนวน 250,727 คัน ส่วนใหญ่เป็นรถยนต์นั่งส่วนบุคคลที่พัฒนาเป็นระบบเชื้อเพลิงสองชนิด (Bi-fuel) โดยสัดส่วนของเครื่องยนต์ดีเซลที่มีการดัดแปลงมีจำนวนที่น้อยเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล

ตารางที่ 1.1 สถิติสะสมของรถยนต์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติจำนวนสถานีและปริมาณจำหน่าย NGV ของปี พ.ศ.2551 -2556[2]

ประจำเดือน	จำนวนรถ NGV (คัน)				จำนวนสถานี	ปริมาณจำหน่าย NGV (ตัน/เดือน)
	เบนซิน	ดีเซล	OEM	รวม		
ธันวาคม 2551	100,309	23,182	4,244	127,735	303	90,200
ธันวาคม 2552	124,186	28,246	9,591	162,023	382	136,784
ธันวาคม 2553	158,615	34,435	32,616	225,668	428	182,018
ธันวาคม 2554	202,194	40,061	58,371	300,581	465	209,775
ธันวาคม 2555	230,346	42,914	101,597	374,857	483	247,952
ธันวาคม 2556	246,483	44,427	147,911	438,821	490	261,151

ตารางที่ 1.2 สถิติของรถยนต์ล่าสุดที่ใช้ก๊าซธรรมชาติจำนวนสถานีและปริมาณจำหน่าย NGV ตั้งแต่เดือนมกราคม-เมษายนใน พ.ศ. 2557[2]

เดือน	จำนวนรถ NGV (คัน)				จำนวนสถานี (แห่ง)	ปริมาณจำหน่าย NGV
	เบนซิน	ดีเซล	OEM	รวม		(ตัน/เดือน)
เมษายน	250,727	44,851	152,406	447,984	492	252,336
มีนาคม	249,530	44,735	151,566	445,831	491	282,150
กุมภาพันธ์	248,337	44,605	150,593	443,535	491	253,571
มกราคม	247,271	44,540	149,272	441,083	491	262,043

สำหรับรถยนต์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติมีทั้งใช้ในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟและเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัดสามารถแบ่งออกเป็น 3 แบบด้วยกันคือ

**1. เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงคู่ (Bi-Fuel)[2]**เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงคู่ เป็นเครื่องยนต์ที่มีเชื้อเพลิงต่างชนิดกันอย่างเช่นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟอาจมีเชื้อเพลิง น้ำมันเบนซินและก๊าซธรรมชาติ โดยสามารถเลือกใช้เชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียวอย่างใดอย่างหนึ่ง

**2. เครื่องยนต์ที่มีการดัดแปลงการจุดระเบิดด้วยการอัดให้กลายเป็นจุดระเบิดด้วยประกายไฟ (Dedicate NG)[2]**สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลให้สามารถใช้ก๊าซธรรมชาติได้สามารถดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซล ให้กลายเป็นเครื่องยนต์เบนซินมีโดยหลักการดัดแปลงดังนี้คือ ลดอัตราส่วนการอัดของห้องเผาไหม้เปลี่ยนระบบฉีดเชื้อเพลิงให้เป็นระบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟโดยใส่หัวเทียนเข้าไปแทนและเปลี่ยนระบบฉีดเชื้อเพลิงให้เป็นระบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟ แล้วใส่ระบบการจ่ายก๊าซ สำหรับการดัดแปลงต้องเสียค่าใช้จ่ายที่สูงและไม่สามารถเปลี่ยนกลับไปเป็นเครื่องยนต์ดีเซลได้เหมือนเดิม

**3. เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและดีเซล (DDF)**เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซลนั้น คือการนำเอาเครื่องยนต์ดีเซลมาตรฐานมาติดตั้งระบบจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไปต่อรวมไอดีและใช้หัวฉีด ฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ทำให้เกิดการจุดระเบิด

สำหรับเครื่องยนต์ระบบบีบฉีดเชื้อเพลิงแบบกลไกซึ่งไม่ใช่ระบบเชื้อเพลิงร่วม เมื่อทำการเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติเข้าไปมากขึ้นผลที่เกิดขึ้นคือ เครื่องยนต์เกิดการน็อกขึ้นทำให้เกิดผลกระทบโดยตรงกับลูกสูบและเสื่อสูบรวมทั้งสิ้นไอดีและไอเสีย ดังนั้นจึงศึกษาคุณลักษณะของการเกิดน็อกในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม โดยศึกษากับเครื่องยนต์ดีเซล สูบเดี่ยวที่สามารถปรับเปลี่ยนองศาการฉีดดีเซล ปรับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ รวมทั้งปริมาณการจ่ายก๊าซธรรมชาติที่ ภาวะเครื่องยนต์เท่ากัน โดยศึกษาในสภาวะการเผาไหม้ที่เกิดการน็อกของเครื่องยนต์

## 1.2 วัตถุประสงค์ในการวิจัย

1. เพื่อศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล
2. เพื่อศึกษาคุณลักษณะของการเผาไหม้ที่ผิดปกติในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล

## 1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

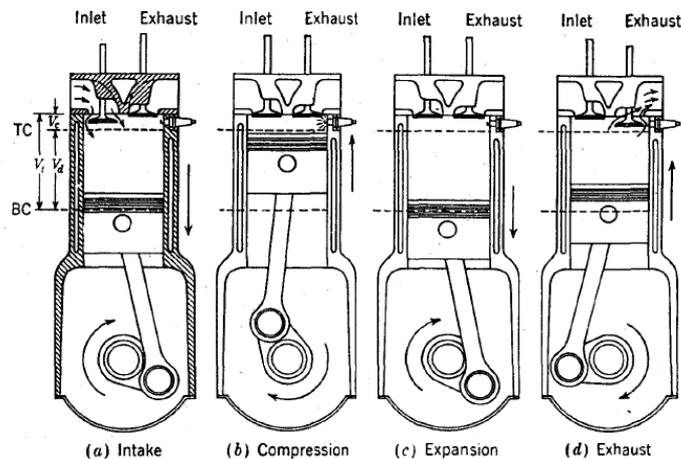
1. ทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล Kubota RT140 ความจุกระบอกสูบ 709 ลูกบาศก์เซนติเมตร ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบกลไกและระบบควบคุมการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงแบบฉีดตรงเข้ากระบอกสูบ
2. ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่รอบ 1500 1800 และ 2000 รอบต่อนาที
3. สามารถปรับองศาการฉีดที่ 45.30 และ 20 องศาอนุศูนย์คายน
4. ปริมาณก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติสูงสุดที่  $Z=70\%$  ไปจนถึง  $Z=88\%$  จนทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ผิดปกติ

## บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 เครื่องยนต์สันดาปภายใน

#### 2.1.1 เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ(SI Engine)

เครื่องยนต์สันดาปภายในคือเครื่องยนต์ที่มีการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบ สำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟมีการทำงานอยู่ 4 จังหวะแสดงดังรูปที่ 2.1 เริ่มต้นจังหวะดูด(Intake) เป็นจังหวะที่ลูกสูบเคลื่อนที่ลงลิ้นไอเสียปิด ลิ้นไอดีเปิดดูดไอดีที่มีส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศเข้าไปห้องเผาไหม้ จังหวะอัด(Compression) ลิ้นไอเสียปิด ลิ้นไอดีปิด ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นอัดไอดีให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูง จังหวะจุดระเบิด (Expansion) ลิ้นไอเสียปิด ลิ้นไอดีปิด ก่อนศูนย์ตายบนเล็กน้อย หัวเทียนสร้างประกายไฟเกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงโดยเปลี่ยนพลังงานเคมีกลายเป็นพลังงานความร้อน ลูกสูบเคลื่อนที่ลงและจังหวะคาย (Exhaust) ลิ้นไอเสียเปิด ลิ้นไอดีปิด ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นไล่ไอเสียออกจากห้องเผาไหม้แล้วเริ่มต้น วัฏจักรใหม่



รูปที่ 2.1 The four-stroke operating cycle [3]

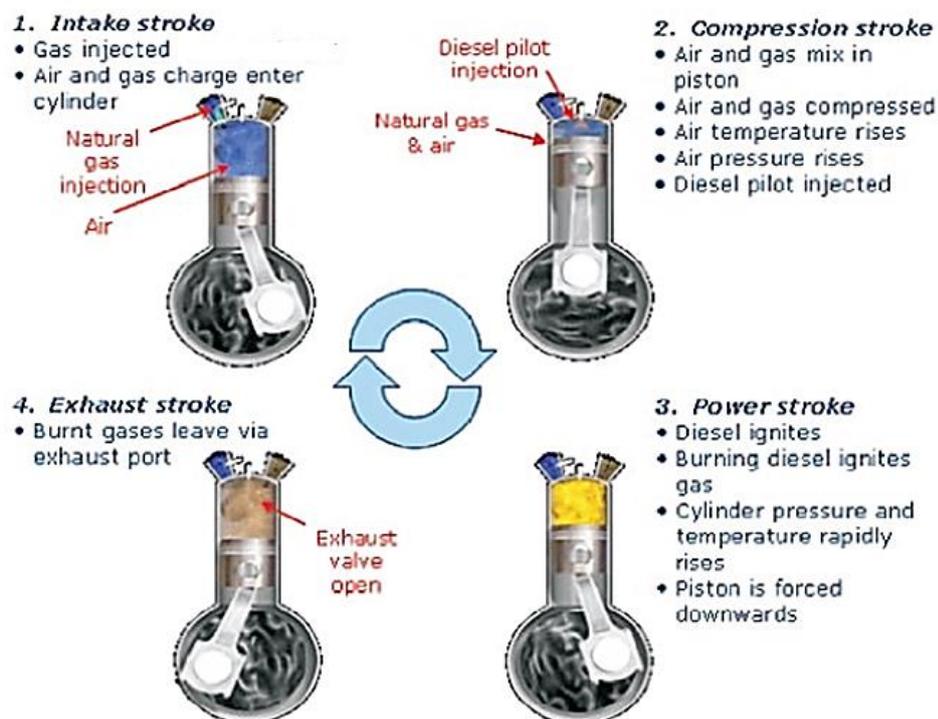
#### 2.1.2 เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (CI Engine)

เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดหรือที่รู้จักกันคือเครื่องยนต์ดีเซล โดยหลักการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ คล้ายกันกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟมี 4 จังหวะเหมือนกันคือจังหวะ ดูด อัด ระเบิดและคายแตกต่างกันตรงที่ เครื่องยนต์มีอัตราส่วนการอัดที่สูงกว่า เริ่มต้นจังหวะดูดลิ้นไอดีเปิด ลิ้นไอเสียปิด ลูกสูบเคลื่อนที่ลง ดูดเฉพาะอากาศ จังหวะอัด ลิ้นไอดีและไอเสียปิด ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้น จังหวะจุดระเบิดใช้การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนด้วยหัวฉีด ที่อุณหภูมิ

สูงความดันสูง เมื่อละอองเชื้อเพลิงเจอกับอากาศที่ร้อนระเหยกลายเป็นไอผสมกับอากาศในตำแหน่งที่ส่วนผสมพอดีเกิดการเผาไหม้เผาไหม้ทันทีทันใด ทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลง จนจนกระทั่งจังหวะคายลินไอเสียเปิดลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นไล่อิสัย แล้วก็กลับมายังจังหวะจุดใหม่

## 2.2 เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม (Diesel Dual Fuel)[2]

เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมอยู่บนพื้นฐานของเครื่องยนต์ดีเซล โดยมีหลักการทำงานเริ่มด้วย จังหวะจุดเริ่มต้นดูดอากาศและเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติเข้าไปในเครื่องยนต์เหมือนกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ จังหวะอัด เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติกับอากาศถูกอัดทำให้มีความดันสูงและอุณหภูมิที่สูง จังหวะจุดระเบิดเป็นจังหวะที่หัวฉีด ฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าไปในห้องเผาไหม้แต่ฉีดปริมาณที่น้อยลงเพื่อเป็นตัวช่วยจุดระเบิดแทนที่หัวเทียน เมื่อดีเซลมีการเผาไหม้เหมือนกันกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด แล้วจึงเริ่มเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติกับอากาศแสดงดังรูปที่ 2.2 วัฏจักรการทำงาน of เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล



รูปที่ 2.2 Operating cycle under conventional Diesel dual fuel mode[4]

Shah และคณะ[4]ศึกษาเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม (DDF) โดยเฉพาะการปลดปล่อยมลพิษอย่างเช่นอนุภาคขนาดเล็กและ NO<sub>x</sub> ของเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัดและใช้เชื้อเพลิงที่สะอาดได้แก่ก๊าซธรรมชาติ โดยดูดก๊าซธรรมชาติเข้าไปผสมกับอากาศและฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปเพื่อให้เกิดการเผาไหม้

และข้อได้เปรียบของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม คือช่วยลดก๊าซเรือนกระจกในบทความนี้ได้สรุปและรวบรวมเทคโนโลยีของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม รวมทั้งศึกษาตัวแปรต่างๆ ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติและยังมีการจำลอง CFD ของเชื้อเพลิงดีเซลและก๊าซธรรมชาติจากข้อมูลและผลการทดสอบที่ศึกษาผลกระทบต่ออัตราส่วนผสมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติคิดโดยมวล พบว่าเมื่อเพิ่มก๊าซธรรมชาติเข้าไปจำนวนมาก มีผลกระทบต่อมลพิษและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ซึ่งใช้เครื่องยนต์หกสูบจุดระเบิดด้วยการอัด โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาพฤติกรรมของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม

Liu และคณะ[5] ได้ทำการศึกษาถึงคุณลักษณะของการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงร่วมที่มีระบบดูดอากาศเป็นแบบเทอร์โบชาร์จ เครื่องยนต์ที่ใช้ เป็นเครื่องยนต์ดีเซล รหัส WD615-646 สูบแถวเรียง ทำงานที่ความเร็วรอบ 1000 รอบต่อนาที ที่ห้องเผาไหม้ที่อุณหภูมิ  $16^{\circ}\text{BTDC}$  โดยวิเคราะห์ถึงผลทางด้านการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นและมลพิษที่เกิดขึ้น เมื่อทำการปรับเปลี่ยนปริมาณน้ำมันดีเซลที่ฉีดโดยรักษาอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติไว้และทำการเปลี่ยนภาระของเครื่องยนต์ ในกรณีแรกพบว่าพบว่ามีผลทำให้พลังงานที่ได้ออกมา และอุณหภูมิของปริมาณก๊าซธรรมชาติเข้าสูงขึ้นและทำให้ Ignition delay มีช่วงเวลาด้านล่างและลดปริมาณ HC และ CO แต่ปริมาณ  $\text{NO}_x$  สูงขึ้น เมื่อทำการทดสอบที่สภาวะ ภาระน้อยและภาระสูง พบว่าปริมาณของเขม่า น้อย นอกเหนือจากศึกษามลพิษแล้วยังมีการศึกษาสมรรถนะและประสิทธิภาพภาพของเครื่องยนต์ด้วย

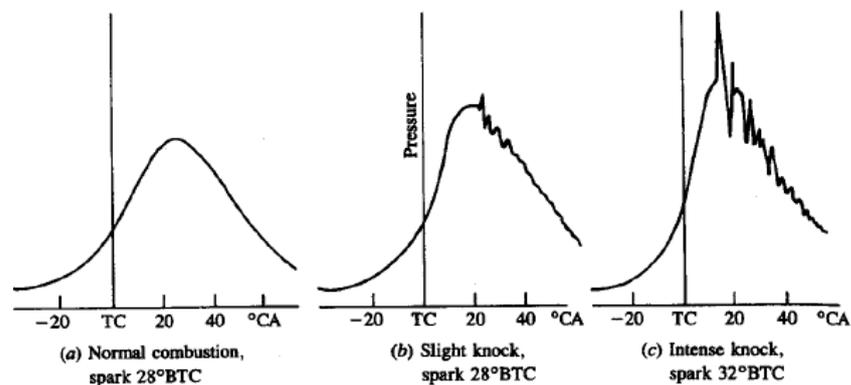
## 2.3 การเกิดน็อกในเครื่องยนต์

### 2.3.1 การน็อกในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI)

การน็อกในเครื่องยนต์ไม่ว่าเครื่องยนต์ แก๊สโซลีนหรือเครื่องยนต์ดีเซล ทำให้เกิดเสียงดังเหมือนเสียงขึ้นส่วนเครื่องยนต์กระทบกันและเกิดแรงต้านการเคลื่อนที่ของลูกสูบทำสูญเสียกำลังของเครื่องยนต์รวมทั้งทำให้เกิดความร้อนที่สูง นอกจากนั้นฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นที่เกาะบนผนังกระบอกสูบถูกกวาดไล่ออกไปและมีความฝืดสูงอาจทำให้ผนังกระบอกสูบหรือลูกสูบเกิดความเสียหายได้หากแรงอาจทำให้ลูกสูบติดได้และที่สำคัญอาจทำให้ชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ เช่น แบริ่ง ลูกสูบ แหวนลูกสูบ ฯลฯ ชำรุดและเสียหายเร็วกว่าปกติการน็อกในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟสามารถแบ่งเป็น 2 แบบ คือ การน็อกเนื่องจากการชิงจุดระเบิดก่อน และ การน็อกจากการจุดติดตัวเอง

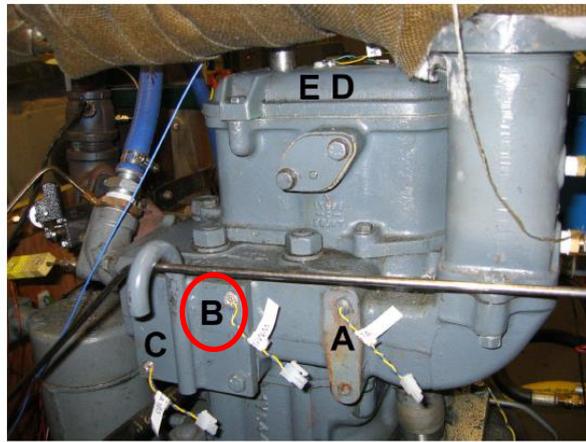
1. การน็อกจากการชิงจุดระเบิดก่อน (Preignition knock) การน็อกเนื่องจากการชิงจุดระเบิดก่อนอาจเกิดจากหลายสาเหตุเช่นหัวเทียนลื่น ไอเสีย พื้นผิวตามขอบมุมของห้องเผาไหม้มีคราบเขม่าสะสมทำให้เกิดความร้อนสูงมากทำให้มีการจุดระเบิดก่อนที่หัวเทียนจุดประกายไฟตามที่ควรเป็นการน็อกเนื่องจากการชิงจุดระเบิดเมื่อเกิดขึ้นยังมีผลทำให้ หัวเทียน ลื่น ไอเสียและคราบเขม่าร้อนมากกว่าปกติจนกระทั่งเชื้อเพลิงสามารถติดด้วยตัวของมันเองโดยไม่ต้องอาศัยประกายไฟของหัวเทียนซึ่งทำให้เกิดความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เกิดเป็นคลื่นความดันทำให้เกิดการน็อก ซึ่งมีผลคล้ายลูกสูบถูกกระแทกทำให้เครื่องยนต์มีความร้อนมากผิดปกติ ส่งผลให้ลูกสูบ ก้านสูบ เพลลาข้อเหวี่ยง อาจชำรุดได้ โดยสลักก้านสูบและเพลลาข้อเหวี่ยงเกิดการสึกหรอสูง

2. การน็อกจากการจุดติดตัวเอง (Detonation Knock) การเกิดน็อกจากการจุดติดตัวเองเกิดจากไอดีที่อยู่ห่างออกไปจากหัวเทียนเกิดการจุดติดตัวเอง เมื่อหัวเทียนจุดระเบิดเกิดคลื่นแรงอัดที่อัดไอดีส่วนที่อยู่ไกลออกไปโดยอาจอัดเข้าผนังห้องเผาไหม้มีผลทำให้ไอดีส่วนนี้เกิดความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นจนกระทั่งถึงจุดที่ไอดีดังกล่าวลุกไหม้ขึ้นเองการน็อกจากการจุดติดตัวเองของเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟเกิดขึ้นตอนท้ายๆ ของกระบวนการเผาไหม้ สำหรับการเกิดน็อกมีทั้งไม่รุนแรงและแบบรุนแรง ล้วนแล้วส่งผลต่อเครื่องยนต์รูปที่ 2.3 แสดงความดันภายในกระบอกสูบของเครื่องยนต์สูบเดี่ยว เมื่อลิ้นเร่งเปิดเต็มที่และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 4000 รอบต่อนาที โดยรูปที่ 2.3(a) เป็นการเผาไหม้ตามปกติจังหวะการจุดระเบิด  $28^{\circ}$  BTC รูปที่ 2.3(b) การน็อกไม่รุนแรงจังหวะการจุดระเบิด  $28^{\circ}$  BTC และรูปที่ 2.3(c) การน็อกที่รุนแรงจังหวะการจุดระเบิด  $32^{\circ}$  BTC แสดงให้เห็นว่าเมื่อเพิ่มองศาการจุดระเบิดมากขึ้นทำให้เกิดการน็อกที่รุนแรง

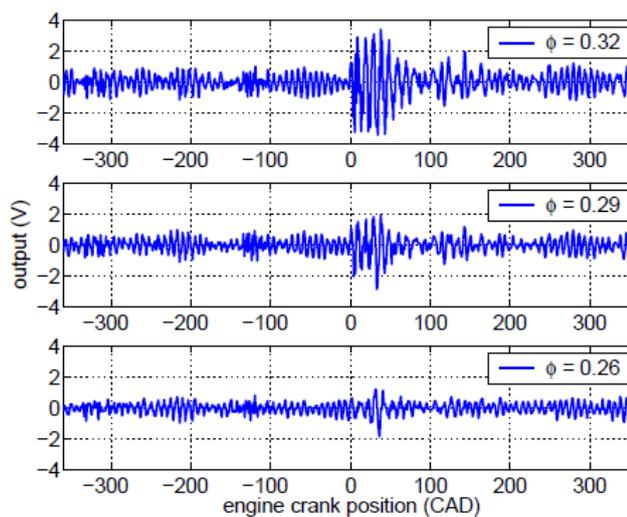


รูปที่ 2.3 Cylinder pressure versus crank angle traces of cycles with (a) normal combustion, (b) light knock, and (c) heavy knock. 4000 rev/min, wide open throttle, 381 cm<sup>3</sup> displacement single-cylinder engine. [3]

Souder และคณะ [6]ศึกษาการเกิดการน็อกในเครื่องยนต์ยี่ห้อ HCCI โดยมี การเพิ่มอุณหภูมิทางเข้าท่อรวมไอดี 110 °C พร้อมทั้งปรับองศาการเปิดและปิดของวาล์วและจำกัดปริมาณไอเสียที่ออก โดยทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1800 RPM โดยใช้ น้ำมันเบนซิน (Octane 87) ความยาวท่อไอเสียที่ผสม 1 เมตร ความดันในท่อรวมไอดี 1.7 บาร์ ในการวัดสัญญาณการน็อกสามารถใช้การวัดความดันภายในกระบอกสูบ การสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ รวมทั้งเสียง โดยงานวิจัยนี้ใช้การวัดโดยใช้ ไมโครโฟนที่ตอบสนองความถี่ที่แตกต่างกัน โดยทำการติดตั้งที่เสื้อสูบและฝาสูบ พบว่าตำแหน่งการติดตั้งที่ดีที่สุดคือตำแหน่ง B ในรูปที่ 2.4 ซึ่งติดตั้งอยู่ข้างเสื้อสูบและไมโครโฟนที่ตอบสนองความถี่อยู่ในช่วง 100 – 16000 Hz ส่วนรูป 2.5 แสดงความถี่และแอมพลิจูดของไมโครโฟนในการติดตั้งตำแหน่งที่แตกต่างกัน



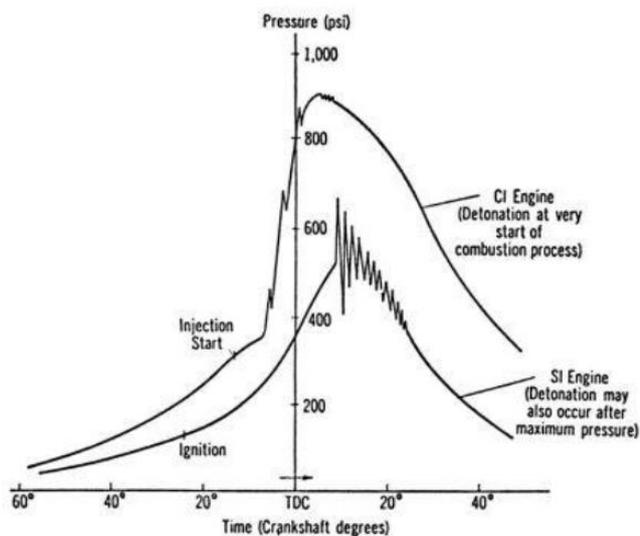
รูปที่ 2.4 The microphones on the caterpillar 3401 [6]



รูปที่ 2.5 Sensor B output [6]

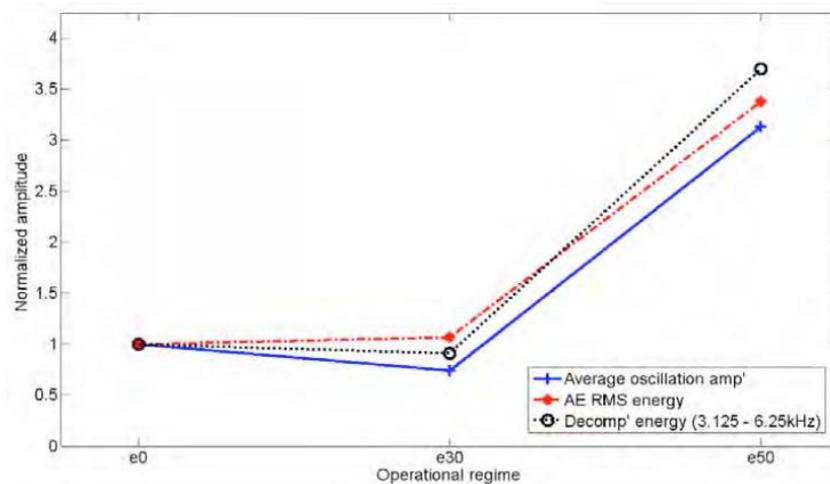
### 2.3.2 การน็อกในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัด (CI)

การเกิดน็อกในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัดตรงข้ามกับเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ คือการน็อกเกิดขึ้นก่อนตำแหน่งศูนย์ตายบนและมีความดันสูงสุดหลังศูนย์ตายบนโดยปกติกระบวนการสันดาปในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัดเริ่มด้วยเครื่องยนต์ดูดเฉพาะอากาศ เข้าไปในกระบอกสูบแล้วอัดให้มีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้นจากนั้นหัวฉีดทำการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงให้เป็นฝอยละอองเข้าไปยังห้องเผาไหม้การเผาไหม้เริ่มด้วยการจุดติดตัวของน้ำมันเชื้อเพลิงและกระจายไปทั่วห้องเผาไหม้ การจุดระเบิดอาจเกิดไม่พร้อมกันสำหรับเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัด เมื่อน้ำมันเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้มีช่วงเวลาความล่าช้าในการจุดระเบิดระยะหนึ่ง ถ้าช่วงความล่าช้านี้สั้นจำนวนเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้ามาสะสมในปริมาณน้อย เมื่อเกิดการจุดระเบิด(เชื้อเพลิงจุดตัวเอง) ส่งผลให้อัตราการเพิ่มความดันในกระบอกสูบค่อย ๆ เพิ่มขึ้นไม่เกิดการกระแทกที่หัวลูกสูบมากนัก เมื่อความล่าช้าในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นจำนวนเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดจากหัวฉีดสะสมมีจำนวนของเชื้อเพลิงมากเมื่อเกิดการลุกไหม้พร้อมกันทันทีเกิดความดันสูงขึ้นอย่างทันทีทำให้เกิดแรงกระแทกลงบนหัวลูกสูบมากและเกิดการน็อก ซึ่งเป็นอันตรายต่อชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ทำให้เครื่องยนต์ชำรุดเสียหาย จากรูปที่ 2.6 แสดงความดันภายในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัดความดันภายในกระบอกสูบสูงมากสำหรับการเกิดน็อกเกิดก่อนศูนย์ตายบนและการเกิดน็อกของระบบการจุดระเบิดด้วยประกายไฟ ความดันกระบอกสูบก็ขึ้นและลงด้วยความถี่สูง โดยแอมพลิจูดของความดันค่อย ๆ ลดลงตามเวลาและขนาดของแอมพลิจูดนี้ขึ้นอยู่กับความรุนแรงของการน็อก ถ้าแอมพลิจูดมาก การน็อกก็รุนแรงมาก



รูปที่ 2.6 Cylinder pressure versus crank angle traces of cycles with SI knock detonation may also occur after maximum pressure and CI knock detonation at very start of combustion process[4]

การเกิดน็อกในเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดดีเซลด้วยการอัดช่วงเวลาความล่าช้าของการเผาไหม้มีผลมากดังงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการน็อกในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดโดยLowe และคณะ [7]ในงานวิจัยนี้แสดงการทดสอบการน็อกของเครื่องยนต์ดีเซล โดยใช้การตรวจจับสัญญาณด้วยเสียงของเชื้อเพลิงสามชนิดได้แก่ดีเซลและดีเซลผสมเอทานอล 30%และ50% โดยใช้เครื่องยนต์ดีเซล เอทานอลถูกฉีดเข้าไปในช่วงการอัดทั้งดีเซลและเอทานอล การน็อกของเครื่องยนต์มีมากเมื่อมีการเพิ่มเอทานอลซึ่งทำให้ช่วงความล่าช้าของการเผาไหม้ยาวขึ้นและความดันในการเผาไหม้สูงกว่าดีเซล โดยมีการติดตั้งตัวตรวจจับเสียงที่เสื่อสูบและฝาสูบ ส่วนการน็อกที่รุนแรงตัวตรวจจับเสียงที่ฝาสูบไม่สามารถวัดสัญญาณการน็อกได้ดังรูปที่ 2.7แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มการเกิดน็อกของเครื่องยนต์โดยใช้เทคนิคการวัดระดับสัญญาณเสียงของเสื่อสูบ

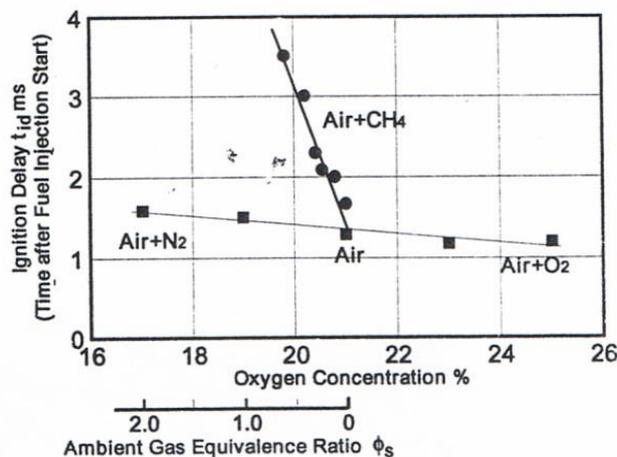


รูปที่ 2.7 A trend comparison between the diesel knock level quantification techniques and the total AE energy (RMS) values from the engine block [7]

### 2.3.3 การน็อกในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม(DDF)

สำหรับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมเกิดการน็อกก็ต่อเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อดีเซลและก๊าซธรรมชาติ ที่มีค่ามาก ซึ่งก๊าซธรรมชาติเข้าไปแทนที่อากาศทำให้เมื่อฉีดน้ำมันดีเซลเข้าไปในปริมาณที่น้อยทำให้ดีเซลที่ไปผสมกับอากาศได้ยากส่งผลทำให้เกิดความล่าช้าในการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นและมีจำนวนเชื้อเพลิงสะสมจำนวนมากเมื่อเกิดการลุกไหม้ทำให้เกิดการลุกไหม้พร้อมกับการเกิดความดันสูงขึ้นอย่างทันทีทำให้เกิดแรงกระแทกลงบนหัวลูกสูบมากทำให้เกิดการน็อก โดยเกิดก่อนศูนย์ตายบนซึ่งการน็อกเป็นแบบดีเซล นอกจากนั้นการเกิดน็อกของเครื่องยนต์ (DDF) เกิดขึ้นได้ง่ายเมื่อทำการเพิ่มอุณหภูมิไอดีให้มากขึ้นเช่นในงานวิจัยของ Wanatongและคณะ [8] ทำการศึกษาถึงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ดีเซลใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงร่วม โดยใช้เครื่องยนต์ Ricardo Hydra สูบเดี่ยวโดยทำการทดสอบด้วยการเปลี่ยนตัวแปรต่างๆดังนี้ปรับเปลี่ยน

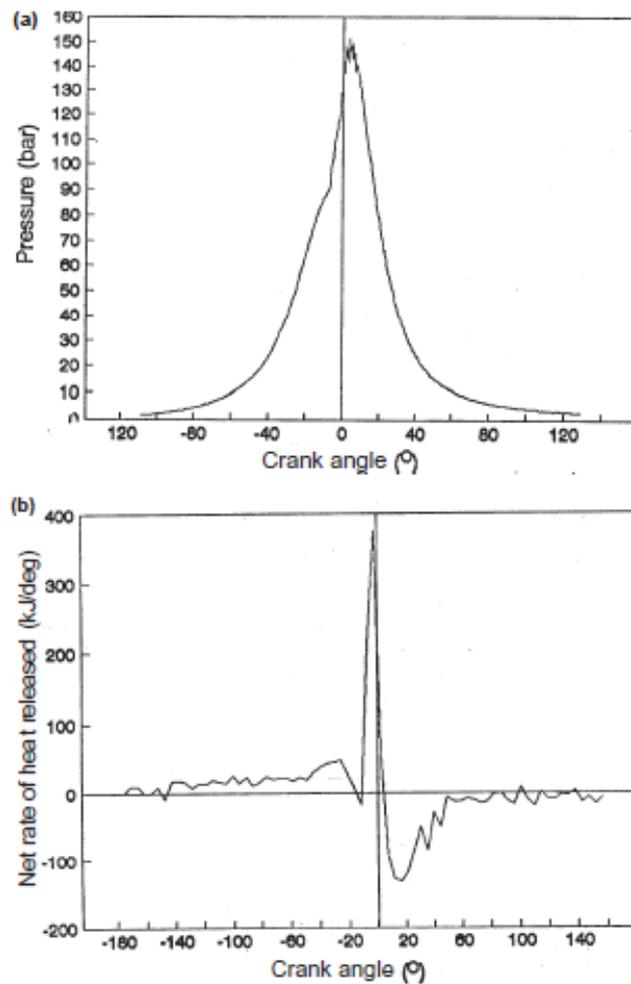
อัตราส่วนของก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซลโดย คงที่ค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์และค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ ปรับอุณหภูมิขาเข้าของไอดี โดยให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่ปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและปริมาณน้ำมันดีเซล โดยความเร็วรอบคงที่และปริมาณน้ำมันดีเซลเท่าเดิม โดยสรุปผลได้ดังนี้ถ้าอุณหภูมิของไอดีสูงขึ้นแต่ภาระของเครื่องยนต์คงที่ที่ค่าหนึ่งทำให้ไม่เกิดการน็อกขึ้น ถ้าลดปริมาณน้ำมันดีเซลที่ใช้ในการจุดระเบิดมีผลทำให้ Ignition delay period ยาวขึ้น เมื่อเพิ่มสัดส่วนของก๊าซธรรมชาติส่งผลให้อัตราการปล่อยความร้อนมากขึ้น โดยมีการเผาไหม้ที่รวดเร็วขึ้นและลดอุณหภูมิของไอเสียลง การน็อกเกิดขึ้นเมื่อ อุณหภูมิไอดีสูงขึ้นจนถึงอุณหภูมิวิกฤต หรือ เมื่อลดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ การน็อกสามารถป้องกันได้ด้วยการเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติเข้าไปอย่างช้าๆ ถ้าเพิ่มก๊าซธรรมชาติอย่างทันทีทันใดทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ขึ้นและเมื่อเกิดการน็อกขึ้นการเผาไหม้เปลี่ยนแปลงไปโดยสามารถสังเกตจากอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของการเกิดน็อกจะพบว่ามีการเพิ่มขึ้นของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดความล่าช้าของการเผาไหม้มีผลต่อการเกิดน็อกเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติทำให้ช่วงความล่าช้าของการจุดระเบิดยาวมากขึ้นซึ่งงานวิจัยของLidaและคณะ [9] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของปริมาณไฮโดรคาร์บอนในไอดี ที่ส่งผลต่อการจุดระเบิดของละอองฝอยการเผาไหม้ของดีเซล (Diesel spray) โดยใช้ Rapid Compression and Expansion Machine โดยทำการปรับเปลี่ยนส่วนผสมที่แตกต่างกันของมีเทนในไอดีที่ Equivalence Ratio ในช่วง 0 – 0.6 ดังแสดงในรูปที่ 2.8 แสดงผลกระทบของความล่าช้าของการเผาไหม้ จากผลการทดสอบสรุปได้ว่าปัจจัยทางกายภาพที่ทำให้ ignition delay เพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนผสมของมีเทนเพิ่มขึ้น คือ การลดลงของอุณหภูมิไอดีที่ตำแหน่งอัดสุดเนื่องจาก Specific heat ratio ลดลงและการลดลงของค่าการนำความร้อนของไอดีที่มีก๊าซมีเทนผสมอยู่ เป็นผลทำให้ ignition delay ยาวขึ้น ส่วนผลกระทบจากความเข้มข้นของออกซิเจนที่ลดลงไม่ใช่ปัจจัยหลักที่ทำให้ ignition delay ยาวขึ้น



รูปที่ 2.8 Effect of methane and oxygen concentration on ignition delay [9]

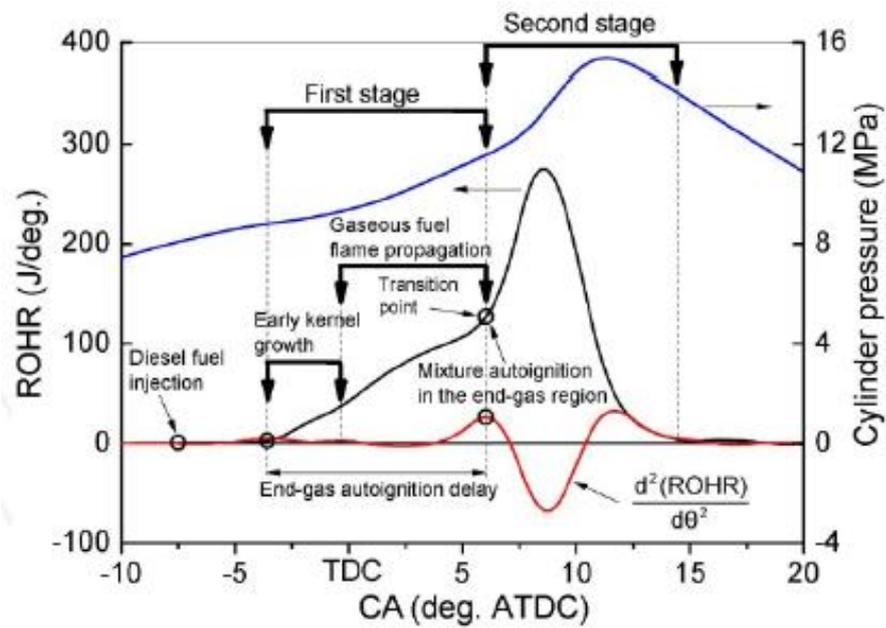
นอกจากนี้ยังศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ DDF สำหรับการนี้ก็สามารถศึกษาจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของความดันต่อมุมเพลลาองศาข้อเหวี่ยง โดย Salimi และคณะ [10] ทดสอบด้วยเชื้อเพลิง Jojoba Methyl Ester และการมีการปรับปรุงประสิทธิภาพการเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมกับก๊าซธรรมชาติ หรือก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) โดยการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการอัด เทียบกับน้ำมันดีเซล ผลการทดสอบ น้ำมันเชื้อเพลิงร่วมระหว่าง การทดสอบ ได้วัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และอัตราการสิ้นเปลือง ผลการศึกษาพบว่า การใช้ น้ำมันเชื้อเพลิง Jojoba ที่มีการปรับปรุงคุณสมบัติที่ดีขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมดีขึ้น ลดเสียงรบกวนจากการเผาไหม้ทำให้เกิดน็อกได้ยากขึ้น และ ลดความแปรปรวนของการเผาไหม้

Ominwafor [11] ศึกษาคุณลักษณะของการเกิดน็อกภายในเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่าง ดีเซลและก๊าซธรรมชาติ ได้ทำการศึกษาดังแต่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง ไปจนถึงเริ่มต้นการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม ภายใต้การทำงานสภาวะปกติที่ทำให้เกิดน็อก ซึ่งทำให้เกิดเสียงอันไม่พึงประสงค์และเกิดความเสียหายต่อเครื่องยนต์ สำหรับการเกิดน็อกแบ่งออกเป็นสามแบบ คือการน็อกของเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัด เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและทั้งสองแบบที่เกิดเนื่องจากความล่าช้าของการเผาไหม้เชื้อเพลิงหลัก ซึ่งมีปัจจัยหลายประการที่ทำให้เกิดน็อกในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมสิ่งหนึ่งคือความล่าช้าของการเผาไหม้ ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง การเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบเครื่องยนต์ทันทีทันใดและอัตราการไหลของก๊าซจากรูปที่ 2.9 รูป (a) แสดงถึงความดันภายในกระบอกสูบเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัดและรูป 2.9 (b) คืออัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 3000 รอบต่อนาที ที่แรงบิดเครื่องยนต์ 9.65 Nm นอกจากนี้ ได้มีการวิจัยเกี่ยวกับการเกิดน็อกในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมและได้ศึกษาประสิทธิภาพของการเผาไหม้สูงสุดโดย Ulugbek และคณะ [12] ได้มีการใช้เชื้อเพลิงทางเลือกกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมเช่นก๊าซธรรมชาติ ก๊าซที่ได้จากถ่านหิน (Coal Gasification: COG) และก๊าซชีวภาพ (Biomass Gasification: BMG) ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้นำเอา ก๊าซ  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $CO_2$  และ  $N_2$  นำมาผสมให้ได้คุณสมบัติตาม COG และ BMG เพื่อศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการเผาไหม้ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซล COG และ BMG รวมทั้งมีการปรับเปลี่ยนความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ปริมาณการฉีด ขนาดรูของหัวฉีดและจำนวนรูหัวฉีด ก๊าซไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่ (Exhaust Gas Recirculation: EGR) เพื่อศึกษา ความดันภายในกระบอกสูบ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนแบบ PREMIER (PREmixed Mixture Ignition in the End-gas Region) ดังแสดงในรูปที่ 2.10 การเกิดน็อกและความล่าช้าของการเผาไหม้และมีการวิเคราะห์มลพิษได้แก่  $NO_x$ , HC และ CO โดยศึกษาผลกระทบของ องศาการฉีด ปริมาณก๊าซไอเสียที่นำมาใช้และศึกษาปริมาณการจ่ายก๊าซ  $H_2$  และ  $CO_2$  โดยให้นิยามว่า แบ่งการเผาไหม้อยู่สองช่วงคือ ช่วงแรกของการเผาไหม้



รูปที่ 2.9 (a) Pressure-crank angle diagram of knock DDF operation. (b) Heat released diagram of DDF fuel operation. (Engine speed 3000 RPM; engine torque output 9.65 Nm.) [11]

(First Stage) เป็นช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้คือดีเซลระเหยกลายเป็นไอแล้วเกิดการเผาไหม้ก่อนส่วนการเผาไหม้ช่วงที่สอง (Second Stage) เป็นการเผาไหม้ระหว่างเชื้อเพลิงผสมกับอากาศในการแยกช่วงแบบที่สอง Second Derivative Heat Release Rate ซึ่งการเผาไหม้แบบ PREMIER ทำให้เกิดงานที่มากกว่า DDF ส่วนการวิเคราะห์นี่ยังใช้ fast fourier transform (FFT) ซึ่งเกิดความถี่ที่ 6.52 – 10.1 kHz รูปที่ 2.10 แสดงถึงนิยามของการเผาไหม้แบบ PREMIER



รูปที่ 2.10 PREMIER combustion Concept [12]

Wannatong และคณะ[13] ได้ทำการศึกษาเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมสำหรับรถยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ได้ทำการพัฒนากระบวนการเผาไหม้แบบใหม่ โดยการประยุกต์กระบวนการเผาไหม้ที่เรียกว่า “Premixed Charge Compression Ignition” หรือ “PCCI” มาใช้ร่วมกับระบบเชื้อเพลิงร่วมและยื่นจุดสิทธิบัตรเทคโนโลยีใหม่นี้ว่า “DF-PCCI” (Dual Fuel – Premixed Charge Compression Ignition) ซึ่งเป็นกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดจากการอัดโดยมีส่วนผสมของก๊าซธรรมชาติ น้ำมันดีเซลและอากาศที่ควบคุมอย่างเหมาะสม ทำให้รถยนต์สามารถใช้ก๊าซธรรมชาติได้เพิ่มมากขึ้น โดยเฉลี่ยร้อยละ 60% โดยเป็นเครื่องยนต์ที่ฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม (Common Rail) ระบบการควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงด้วยอิเล็กทรอนิกส์ สามารถกำหนดปริมาณการฉีดและองศาการฉีดได้แน่นอน[13]

## 2.4 การคำนวณหาปริมาตรของเครื่องยนต์และเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์

### 2.4.1 อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน (Heat Release Rate)

เนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ เป็นเครื่องยนต์แบบ การฉีดโดยตรง (Direct Injection, DI) เมื่อเชื้อเพลิงฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ ที่ความดันสูงและอุณหภูมิสูง เชื้อผสมกับอากาศทำให้เกิดการระเหยของเชื้อเพลิงผสมกับอากาศจนถึงจุดที่เหมาะสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงเกิดการเผาไหม้โดยเปลี่ยนปฏิกิริยาเคมีเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกตามสมการที่ (2.1)

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \left( \frac{\gamma}{\gamma-1} \right) P \frac{dv}{d\theta} + \left( \frac{1}{\gamma-1} \right) V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.1)$$

การปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลที่ห้องเผาไหม้แบบฉีดตรงโดยมี 4 ช่วงการเผาไหม้ ดังแสดงในรูปที่ 2.11 ได้แก่

**ช่วงล่าช้าของการจุดระเบิด (Ignition delay period)** ช่วง a เป็นช่วงที่หัวฉีดเริ่มฉีดไปจนถึงช่วง b เป็นช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ เมื่อหัวฉีด ฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงให้เป็นละออง ทำให้ความดันภายในกระบอกสูบตกเนื่องจากละอองน้ำมันดึงเอาความร้อนของอากาศให้ระเหยกลายเป็นไอและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนก็ตกลงและติดลบ

#### ช่วงการเผาไหม้ช่วงแรก (Premixed combustion or rapid combustion phase: bc)

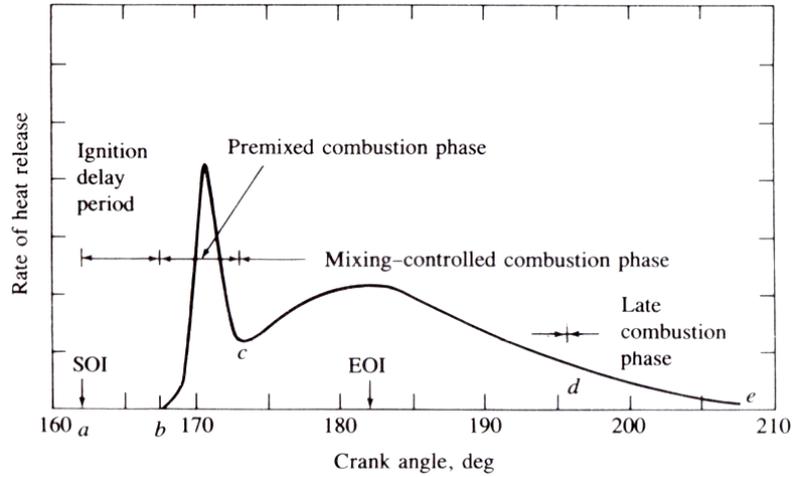
ช่วง b เมื่อละอองน้ำมันเชื้อเพลิงกลายเป็นไอผสมกับอากาศจนกระทั่งถึงจุดเหมาะสมทำให้เกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงกับอากาศที่ผสมกัน ทำให้ความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มขึ้นทันทีทันใดเมื่อคู่อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน  $\left( \frac{dP}{d\theta} \right)_{max}$  เกิดขึ้นทันทีแล้วก็ตกลงไปจนถึงช่วง c

#### ช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม (Mixing controlled combustion phase: cd)

ช่วง c ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนเป็นช่วงที่เชื้อเพลิงฉีดไปด้วยและเผาไหม้ไปด้วยทำให้อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนเพิ่มขึ้นจนกระทั่งหัวฉีดหยุดการฉีด อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนลดลงไปจนถึงช่วง d

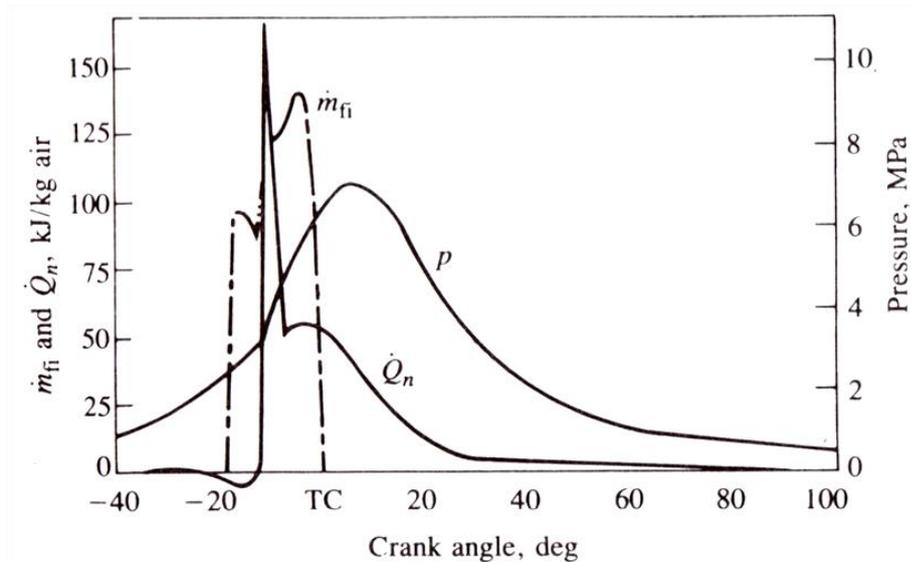
**ช่วงท้ายของการเผาไหม้ (Late combustion phase: de)** ช่วง d อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจะดำเนินต่อไปในอัตราที่ต่ำลงในจังหวะการขยายตัวซึ่งมีหลายเหตุผลสำหรับการลดลงนี้ผลกระทบบางส่วนหนึ่งมาจากการลดลงของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้และผลกระทบบางหนึ่งเกิดจากการเผาไหม้เขม่าและสารผลิตภัณฑ์ของการเผาไหม้เชื้อเพลิงนอกจากนี้ภายในห้องเผาไหม้ในช่วงนี้ยังมีความไม่สม่ำเสมอและการผสมกันของส่วนผสมกับอากาศทำให้ส่งผลให้การเผาไหม้สมบูรณ์และมีปลดปล่อยก๊าซดำ การเคลื่อนที่ของ

การเผาไหม้ช่วงสุดท้ายยังเป็นไปอย่างช้าๆ ทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ตกลงในช่วงจังหวะขยายตัวไปถึงช่วง e



รูปที่ 2.11 DI engine heat release rate diagram identifying different diesel combustion phase [3]

จากรูปที่ 2.12 แสดงความสัมพันธ์กันของอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงทำให้เกิดการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบทำให้ความดันเพิ่มขึ้นและการเปลี่ยนแปลงอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นในแต่ละองศาหมุนเพลาคือเหวี่ยง ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1000 รอบต่อนาที bmep = 0.62 Mpa



รูปที่ 2.12 Cylinder Pressure  $p$ , rate of Fuel injection  $\dot{m}_{fi}$ , and net heat release rate  $\dot{Q}_n$  calculate from pressure for small DI diesel engine, 1000RPM, normal injection timing, bmep=0.62Mpa [3]

## 2.4.2 การคำนวณทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่สำคัญ

การหาอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติ ต่อเชื้อเพลิงร่วมกันระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล (Mixing Ratio) ดังสมการที่ (2.2)

$$Z\% = \frac{m_{CNG}}{m_{CNG} + m_{Diesel}} \times 100 \quad (2.2)$$

ในการหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนสามารถคิดจากพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ ต่อภาระงานที่ได้จากการเบรคเครื่องยนต์ที่ทำได้ดังสมการที่(2.3)โดยที่  $W_p$  เป็นภาระของเครื่องยนต์จากไดนาโมมิเตอร์

$$\eta_{th}(\%) = \frac{W_p}{[m_{CNG} + LHV_{CNG}] + [m_{Diesel} + LHV_{Diesel}]} \quad (2.3)$$

สำหรับการคำนวณหางานจากการเผาไหม้เมื่อรู้ความดันจากการเผาไหม้ที่มีการเปลี่ยนแปลงในแต่ละองศา และปริมาตรที่มีการเปลี่ยนแปลงของกระบอกสูบสามารถหาความดันประสิทธิภาพเฉลี่ยบ่งชี้เฉลี่ยจากสมการที่โดยการหางานทั้งหมดดังสมการที่(2.4)

$$IMEP = \int P \frac{dv}{V} \quad (2.4)$$

เมื่อรู้ความดันประสิทธิภาพจะสามารถหาสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิภาพเฉลี่ยบ่งชี้ (Coefficient Of Variation,  $COV_{(IMEP)}$ ) นิยมใช้ในในเครื่องยนต์ SI (Spark Ignition) แต่เครื่องยนต์ที่ใช้ระบบ DDF อาศัยการจุดระเบิดโดยใช้หัวฉีด จะฉีดเชื้อเพลิงปริมาณที่น้อย เหมือนกันกับ เครื่องยนต์ SI ที่ใช้หัวเทียนในการจุดระเบิดดังนั้นเมื่อจ่ายก๊าซธรรมชาติปริมาณที่มากทำให้เกิดการเครื่องยนต์เผาไหม้ที่แปรปรวน กล่าวคือไม่สามารถที่คุมองศาการเผาไหม้ให้คงที่ บางครั้งเกิดการเผาไหม้หลังศูนย์กลางบนหรือไม่เกิดการเผาไหม้สามารถหาได้จากสมการที่(2.5)

$$COV_{(IMEP)} = \frac{\sigma_{(IMEP)}}{\mu_{(IMEP)}} \quad (2.5)$$

$\sigma_{(IMEP)}$  = ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน

$\mu_{(IMEP)}$  = ค่าเฉลี่ย

## บทที่ 3 อุปกรณ์และการทดสอบ

### 3.1 เครื่องยนต์สำหรับการทดสอบ

#### 3.1.1 เครื่องยนต์

เครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวที่มีระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบฉีดตรง (Direct Injection) ซึ่งมีรายละเอียดของเครื่องยนต์แสดงในตารางที่ 3.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ภาระคงที่

ตารางที่ 3.1 รายละเอียดของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ

ENGINE SPECIFICATIONS	
MODEL	Kubota RT140
Engine Type	1 cylinder
Combustion Chamber Type	Direct Injection
Bore x Stroke	97 x 96 mm
Displacement Volume	709 cc
Compression Ratio	18:1
Maximum power output	14 hp at 2400 rpm
Continuous rated power output	12 hp at 2400 rpm
Maximum Torque	5 kg <sub>f</sub> -m at 1600 rpm
Injection pump type	In-line pump
Governor Type	Mechanical
Injection Timing	18 degree BTDC

### 3.1.2 อุปกรณ์ปรับองศาการฉีด (Injection timing system)

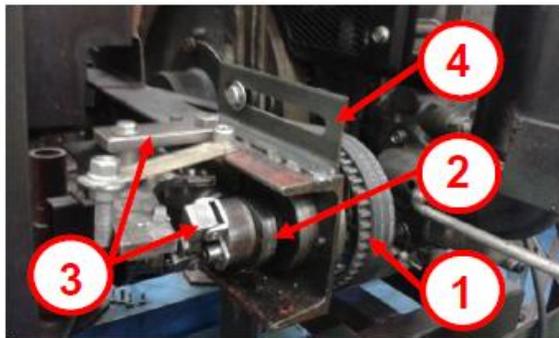
ถ้าใช้จากเครื่องยนต์มาตรฐานสามารถปรับองศาการฉีดได้ไม่มาก ดังนั้นจึงออกแบบโดยแยกชุดปั๊มเชื้อเพลิงออกมาไว้นอกเครื่องยนต์สำหรับชุดดัดแปลงการปรับองศาการฉีดนั้นเพื่อให้สามารถปรับองศาได้มากขึ้นสามารถปรับได้จนถึง 45 BTDCและทำการออกแบบชุดการฉีดใหม่ มีส่วนประกอบดังต่อไปนี้

1. แขนประคองสำหรับติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆและเมื่อยกแขนขึ้นหรือลงส่งผลให้องศาการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงตามการยก เป็นการปรับองศาการฉีดให้ละเอียดขึ้นแสดงในรูปที่ 3.1

2. ชุดขับโดยใช้เฟืองและสายพาน โดยใช้ของเครื่องยนต์ Toyota รุ่น 4AGE ซึ่งมีอัตราทด 2 ต่อ 1 สามารถปรับองศาจากรองเฟืองสายพานรูปที่ 3.1

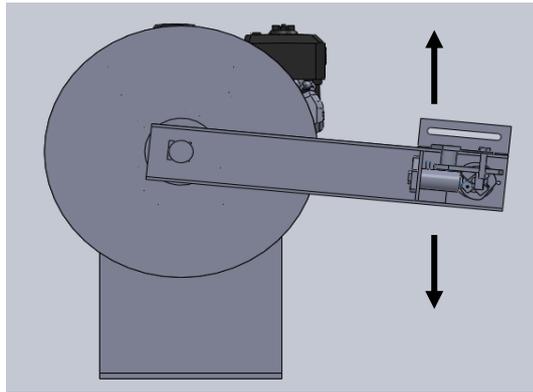
3. ชุดเพลาลูกเบี้ยวของชุดขับปั๊มหัวฉีดของเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT140

4. ชุดควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์ได้ทำออกแบบขาเกอเวอร์เนอร์และชุดตุ้มเหวี่ยง



รูปที่ 3.1 Adjust injection timing system

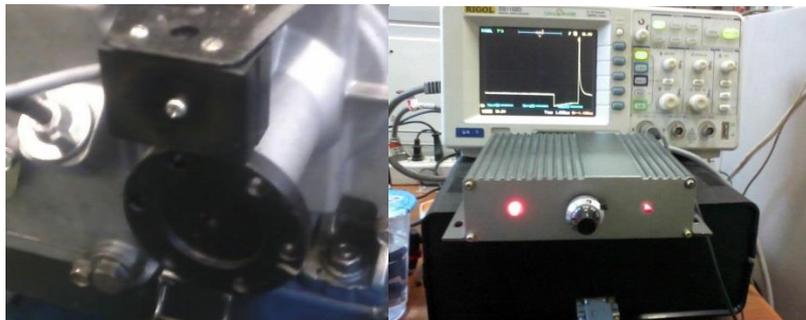
ขั้นตอนการปรับ ทำการประกอบอุปกรณ์เข้ากับแขนประคอง แล้วทำการปรับตำแหน่งองศาการฉีดโดยให้ตำแหน่งของล้อช่วยแรงไปตรงตำแหน่งการฉีดแล้วทำการปรับสายพานและเฟืองให้ลูกเบี้ยวเริ่มกดหัวฉีดแล้วขันน็อตทุกตัวให้แน่นดังรูปที่ 3.2 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่รอบเดินเบาเปิดโปรแกรม IndiWin ดูสัญญาณการฉีดจาก Needle lift เทียบกับองศาเข็มเพลาลูกเบี้ยวว่าเริ่มฉีดที่กี่องศา ถ้าต้องการปรับองศาการฉีดให้คลายน็อตและปรับองศาการฉีดโดยการยกแขนขึ้นหรือลงดังรูป 3.2 แล้วตรวจสอบองศาการฉีดอีกครั้ง ทำจนได้องศาการฉีดที่ถูกต้อง



รูปที่ 3.2 Adjust injection timing

3.1.3 ระบบฉีดก๊าซธรรมชาติ (ECU gas)

ระบบการฉีดก๊าซธรรมชาติควบคุมด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์โดยมีกล่อง ECU ฉีดก๊าซธรรมชาติ ประกอบด้วยชุดบอกตำแหน่งการเปิดลิ้น ซึ่งติดตั้งกับชุดสตาร์ทของเครื่องยนต์โดยติดแถบสีขาวให้แถบสีขาวตรงกันเซ็นเซอร์ในตำแหน่งลิ้น ไอดีเริ่มเปิด ส่วนเซ็นเซอร์ใช้หลักการการสะท้อนของแสงอินฟราเรด เมื่อจานหมุนไปตำแหน่งแถบสีขาวตรงกับเซ็นเซอร์ เซ็นเซอร์จะส่งสัญญาณให้กับกล่อง ECU สั่งการฉีดก๊าซธรรมชาติ สำหรับปริมาณการฉีดก๊าซธรรมชาติสามารถปรับจากตัวต้านทานปรับค่าได้ โดยตรวจสอบช่วงเวลการฉีดจากออสซิลอสโคปสามารถปรับช่วงเวลการฉีดได้ตั้ง 2 – 14 ms สำหรับกล่อง ECU เมื่อปรับช่วงเวลการฉีดคงที่แล้วความเร็วรอบไม่มีผลต่อปริมาณการฉีด แสดงรูปที่ 3.3(a)ชุดบอกตำแหน่งการเปิดลิ้นไอดีรูปที่ 3.3 (b) กล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ของก๊าซธรรมชาติและรูปที่ 3.3 (c) หัวฉีดก๊าซธรรมชาติ



(a) Trigger

(b) ECU

(c) Injector

รูปที่ 3.3 ECU injection gas system

## 3.2 เครื่องมือวัดสมรรถนะเครื่องยนต์

### 3.2.1 สำหรับวัดแรงบิดของเครื่องยนต์

ในส่วนของการสร้างภาระของเครื่องยนต์ทำงานบนไดนาโมมิเตอร์เป็นอุปกรณ์วัดแรงบิดและกำลังของเครื่องยนต์ NSDK Nishishiba รุ่น NEDD-130H ขนาด 15 กิโลวัตต์เป็นไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวน (Eddy current) สามารถทำงานได้ที่ความเร็วรอบ 0-10,000 รอบต่อนาที แสดงตามรูปที่ 3.4(a) ไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวน ส่วนรูปที่ 3.4(b) ชุดควบคุมและแสดงผล



(a) Eddy current dynamometer

(b) Dynamometer control desk

รูปที่ 3.4 Eddy current dynamometer and dynamometer control desk

ในการทดสอบเครื่องยนต์ได้มีการติดตั้งเครื่องมือวัดโดยการวัดประกอบไปด้วยระบบซึ่งนำน้ำหนักก๊าซธรรมชาติซึ่งมีคานสมดุลประกอบไปด้วย ชุดถ่วงสมดุลโดยใช้น้ำเป็นตัวถ่วงน้ำหนัก(1) ให้สมดุลระหว่างถังก๊าซธรรมชาติ(2) เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงของน้ำหนักก๊าซธรรมชาติทำให้ไหลดเซล(3) มีการเปลี่ยนแปลงทางสัญญาณไฟฟ้าแล้วเข้าสู่ขยายสัญญาณ(4) แล้วเข้าสู่บันทึกข้อมูล (22) ระบบวัดอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติเมื่อเปิดวาล์วถังก๊าซธรรมชาติผ่านชุดวัดอัตราการไหลก๊าซธรรมชาติ(6) โดยเปลี่ยนอัตราการไหลอยู่ในช่วง 4-20mA แล้วเข้าสู่บันทึกข้อมูล(22) ระบบวัดน้ำหนักดีเซลโดยมีตาชั่งดิจิทัล(5)เป็นตัววัดอัตราการเปลี่ยนแปลงน้ำหนักของการใช้น้ำมันดีเซลสำหรับการเปลี่ยนแปลงน้ำหนักดีเซลส่งข้อมูลอยู่ในสัญญาณดิจิทัลเข้าไปยังคอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูล(23) ระบบการฉีดก๊าซธรรมชาติประกอบไปด้วยชุดทริกเกอร์(8)เป็นอุปกรณ์สำหรับบอกช่วงลิ้นไอดีเริ่มเปิดสัญญาณนี้ถูกส่งเข้าไปยังชุดกล่องควบคุมด้วยอิเล็กทรอนิกส์(7)โดยกล่องควบคุมด้วยอิเล็กทรอนิกส์สั่งให้หัวฉีด(9)ฉีดก๊าซธรรมชาติเข้าไปที่ไอดีในจังหวะจุด ระบบวัดแรงบิดของเครื่องยนต์ อาศัยการสร้างภาระโดยใช้ไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวน (10)ซึ่งต่อกับเครื่องยนต์(24) สำหรับไดนาโมมิเตอร์การเปลี่ยนแปลงแรงบิดให้เป็นสัญญาณไฟฟ้าเข้าสู่ชุดบันทึกข้อมูล(22)ระบบวัดความดันกระบอกสูบและวัดการยกของเข็มหัวฉีดประกอบไปด้วยเซนเซอร์วัดมุมเพลลาข้อเหวี่ยง(11)สัญญาณของมุมเพลลาข้อเหวี่ยงส่งเข้าไปยังชุดบันทึกข้อมูลความเร็วสูง(16) ในการ



ตารางที่ 3.2 เป็นรายละเอียดของอุปกรณ์ รวมทั้งช่วงการวัดและหน่วยของการวัดและตำแหน่งการติดตั้งจากรูปที่ 3.5

ตารางที่ 3.2 ตำแหน่งอุปกรณ์ ช่วงการวัด และหน่วยที่ใช้วัดสำหรับการทดสอบ

ลำดับที่	อุปกรณ์	ช่วงการวัด	หน่วย
1	Weight	-	kg
2	CNG tank	-	bar
3	Loadcell	0-5	kg
4	Bridge amplifier for loadcell	0-10	V
5	Digital weight scale for diesel	0-3000	g
6	Gas flow meter	4.0-20	mA
7	Injection gas ECU	12	V
8	Trigger sensor for ECU gas	5	V
9	Gas injector	12	V
10	Eddy current dynamometer	0-15	kW
11	Crank angle encoder	5	V
12	Diesel injector with needle lift sensor	0-10	V
13	Bridge amplifier for needle lift sensor	0-10	V
14	Pressure transducer Kistler 6061B	0-250	bar
15	Charge amplifier	0-10	V
16	Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter	-	-
17	Computer for data acquisition AVL 691 Indimeter	-	-
18	Thermocouple exhaust gas temperature	0-1000	$^{\circ}\text{C}$
19	Thermocouple air temperature	0-100	$^{\circ}\text{C}$
20	Thermocouple water temperature	0-100	$^{\circ}\text{C}$
21	Thermocouple lubricant temperature	0-100	$^{\circ}\text{C}$
22	Data acquisition No.4,6,10,18-21	-	NA
23	Computer for data acquisition	-	NA
24	Engine	5	kg-m
25	Diesel tank	3	kg
26	Fuel flow	0-100	g/s
27	Digital flow meter	-	-
28	Intake pressure	20 ถึง 20	kpa
29	Exhaust pressure	0-35	kpa

### 3.2.2 อุปกรณ์และเครื่องมือของน้ำมันเชื้อเพลิง

เครื่องชั่งน้ำหนักแบบดิจิตอล (Digital weight scale) เป็นอุปกรณ์สำหรับชั่งน้ำหนักน้ำมันเชื้อเพลิงโดยนำเอาเชื้อเพลิงไปชั่งในตาชั่งดิจิตอลแสดงรูปที่ 3.6 เมื่อเครื่องยนต์ทำงานปริมาณเชื้อเพลิงลดลงทำให้ น้ำหนักเชื้อเพลิงลดลงตามมีช่วงการวัดอยู่ที่ 0 – 3000 กรัม มีการส่งข้อมูลแบบ RS232 ใช้โปรแกรม Labview เป็นตัวแสดงผลและบันทึกค่า



รูปที่ 3.6 Digital weight scale for diesel

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง (Fuel flow meter) เป็นอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงสามารถวัดได้ทั้ง เอทานอล เบนซินและดีเซล โดยใช้เซ็นเซอร์วัดอัตราการไหลรุ่น Onosokki FX-1110 รูปที่ 3.7(a) สัญญาณไฟฟ้าถูกส่งไปยังตัวอ่าน FM-2500 รูปที่ 3.7(b) เป็นดิจิตอลมัลติมิเตอร์ สามารถจ่ายสัญญาณที่ออก ได้ทั้ง 4-20 mA และ 0 - 10V สัญญาณที่ออกใช้ ช่วงการวัดที่ 0 – 10 V ต่อเข้าโมดูล NI9205



(a) Fuel flow sensor (b) Digital meter

รูปที่ 3.7 Fuel flow sensor and digital flow meter

### 3.2.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดก๊าซธรรมชาติ

เครื่องวัดน้ำหนักเชื้อเพลิงของก๊าซธรรมชาติเป็นการออกแบบเครื่องชั่งน้ำหนักของก๊าซธรรมชาติที่ใช้สามารถชั่งได้ 0.25 g/s หลักการโดยอาศัยการสมดุลย์ของแขนซึ่งจะมีน้ำเป็นตัวถ่วงให้สมดุลกันระหว่างถัง

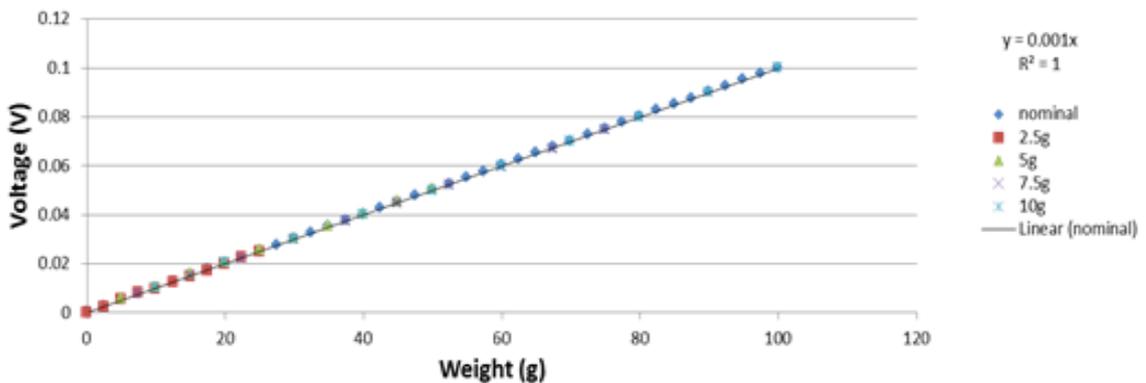
ก๊าซธรรมชาติ เมื่อมีการใช้ก๊าซธรรมชาติทำให้น้ำหนักก็ลดลงทำให้โหลดเซลล์วัดอัตราการเปลี่ยนแปลงของน้ำหนักแล้วเปลี่ยนให้เป็นสัญญาณไฟฟ้าและเข้าสู่ชุดขยายสัญญาณ ก่อนเข้าโมดูลวัดแรงดันไฟฟ้า NI9205 สามารถวัดแรงดันไฟฟ้าได้  $\pm 10V$  โดยใช้โปรแกรม Labview เป็นตัวแสดงผลและบันทึกค่าจากรูปที่ 3.8(a) โหลดเซลล์และชุดขยายสัญญาณและรูปที่ 3.8(b) คานสมดุลระหว่างถังก๊าซธรรมชาติกับชุดถ่วงน้ำหนักส่วนรูปที่ 3.9 เป็นการสอบเทียบโหลดเซลล์กับน้ำหนักมาตรฐาน



(a) Amplifier

(b) Balance beam

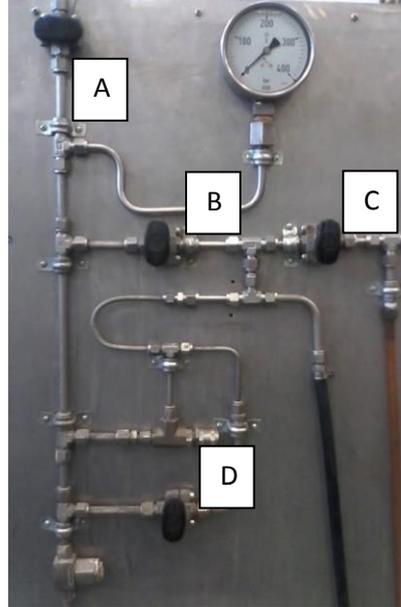
รูปที่ 3.8 Amplifier for load cell and balance beam



รูปที่ 3.9 Calibration load cell

วาล์วควบคุมระบบก๊าซธรรมชาติ (Valve control NG gas)เป็นชุดควบคุมการจ่ายก๊าซธรรมชาติและการดูดก๊าซธรรมชาติออกจากถังเมื่อก๊าซธรรมชาติหมดเพื่อนำไปเติมใหม่โดยมีส่วนประกอบดังต่อไปนี้ของวาล์วควบคุม เกจวัดความดัน ลีนินทรีย์และปั๊มดูดก๊าซธรรมชาติ หลักการควบคุมวาล์ว เมื่อเริ่มต้นจ่ายก๊าซธรรมชาติให้กับระบบ ให้เปิดวาล์ว A ปิด วาล์ว B C และD เมื่อหยุดการทดสอบสำหรับการระบบก๊าซธรรมชาติ ให้ปิดวาล์ว A ปิดวาล์ว เปิดวาล์ว C และค่อยๆเปิดวาล์ว B อย่างช้าๆ จนความดันในระบบลดลงเป็น 0 bar กรณีนำก๊าซธรรมชาติไปเติมใหม่ ให้เปิดวาล์วหัวถังก๊าซธรรมชาติ ปิดวาล์ว A และ C เปิดวาล์ว

B และ D จากนั้นเปิดปั๊มดูดก๊าซธรรมชาติ รอจนถึง 5 นาทีปิดวาล์วหัวถัง แล้วปิดปั๊มและวาล์วทั้งหมด ดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 Valve control CNG gas

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ ใช้เซ็นเซอร์ Micro motion รุ่น PH0065100 แสดงในรูปที่ 3.11(a)เป็นอุปกรณ์สำหรับอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติและสัญญาณไฟฟ้าถูกส่งไปยังชุด Remote flow transmitter รุ่น 2PNU รูปที่ 3.11(b)ทำหน้าที่เป็นอ่านสัญญาณให้เป็นสัญญาณไฟฟ้า 4-20 mA ซึ่งแปรผันตามอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติก่อนเข้า โมดูล NI9203



(a) CNG gas flow

(b) Amplifier

รูปที่ 3.11 CNG gas flow meter

### 3.2.4 อุปกรณ์วัดความดันท่อร่วมไอดีและไอเสย (Pressures sensor)

เซ็นเซอร์วัดความดันท่อร่วมไอดีและไอเสยรุ่น DRUCK PMP 4010 มีช่วงการใช้แรงดันไฟฟ้า 15-32 V สัญญาณที่จ่ายออก 4-10 mA สำหรับท่อร่วมไอดีใช้ในช่วง -20 ถึง 20 kPa และท่อร่วมไอเสยใช้อยู่ในช่วง 0 – 35 kPa สัญญาณที่วัดได้ถูกต่อเข้าโมดูลวัดกระแสไฟฟ้า NI9203 สามารถวัดอยู่ในช่วง  $\pm 20\text{mA}$  โดยใช้โปรแกรม Labview เป็นตัวแสดงผลและบันทึกค่าจากรูปที่ 3.12 แสดงเซ็นเซอร์วัดความดันท่อไอดีและท่อไอเสย



รูปที่ 3.12 Intake and exhaust pressure

### 3.2.5 เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple)

เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิเป็นชนิด Type K สามารถวัดอุณหภูมิในช่วง -200 ถึง 1350 องศาเซลเซียส ใช้วัดอุณหภูมิ อากาศ น้ำหล่อเย็น น้ำมันหล่อลื่นและอุณหภูมิไอเสย ทั้งหมดต่อเข้ากับโมดูลเทอร์โมคัปเบิลสำหรับวัดอุณหภูมิ NI9211 รูปที่ 3.13 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่น



รูปที่ 3.13 Thermocouple lubricant temperature

### 3.2.6 เครื่องมือวัดการยกของลิ้นไอดีและไอเสย (Lift valve curve)

การวัดองศาการเปิดและปิดของลิ้นไอดีและไอเสย โดยนำสเตรนเกจไปติดที่สปริงลิ้นไอดีและไอเสยรูปที่ 3.14 (a) ที่ตำแหน่งเดียวกันเมื่อวาล์วถูกกดทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของความต้านทานส่งผลทำให้เกิดแรงดันไฟฟ้าตกรวมตัวต้านทานผลต่างของแรงดันไฟฟ้าก็ถูกส่งไปยังตัวขยายสัญญาณ (Bridge amplifier) รูปที่ 3.14 (b) สัญญาณที่ออกนำไปต่อกับชุดบันทึกข้อมูล (Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter)

โดย CH1 ต่อกับชุดวัดความดันกระบอกสูบ CH2 ต่อกับชุดวัดลิ้นไอดี CH3 ต่อกับชุดวัดลิ้นไอเสีย จากนั้นทำการทดสอบเครื่องยนต์โดยใช้ที่รอบเดินเบาทำการบันทึกค่า

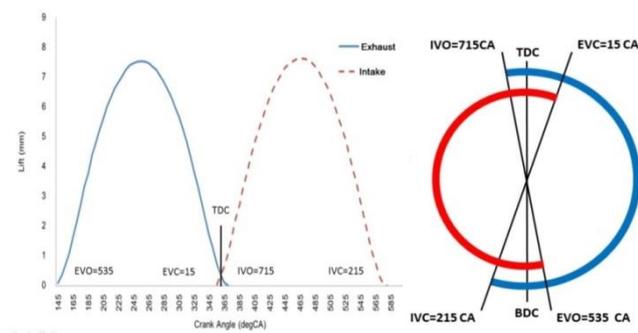


(a) Strain gauge for intake and exhaust valve (b) Bridge amplifier

รูปที่ 3.14 Strain gauge for intake and exhaust valve and Bridge amplifier

### ช่วงการยกและองศาของการเปิดปิดลิ้นไอดีและลิ้นไอเสีย

การหาองศามุมเพลลาข้อเหวี่ยงของลิ้นไอดีและเสีย ถ้าใช้มุมเพลลาข้อเหวี่ยงช่วง 0 ถึง 720 องศาของมุมเพลลาข้อเหวี่ยง ลิ้นไอดีเปิดที่ 715 และปิดที่ 215 องศาของมุมเพลลาข้อเหวี่ยง ส่วนลิ้นไอเสียเปิดที่ 535 และปิดที่ 15 องศาของมุมเพลลาข้อเหวี่ยง



รูปที่ 3.15 Exhaust and Intake Valve curve Conventional valve timing

### 3.2.7 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ (Laminar airflow)

รูปที่ 3.16 Laminar Airflow เพื่อวัดปริมาณอากาศที่เข้าไปในกระบอกสูบให้มีคุณลักษณะการเคลื่อนที่ของอากาศสม่ำเสมอราบเรียบ ไม่มีการผันผวน ตรงกันข้ามกับ Turbulent Flow ซึ่งมีลักษณะการเคลื่อนที่ผัน

ผวนไปมา กำหนดทิศทางการเคลื่อนที่แน่นอนไม่ได้ นอกจากนี้แล้วคุณสมบัติพิเศษของ Laminar Flow คือ ความเร็ว แรงดันและคุณลักษณะอื่นๆ (Flow Properties) ในแต่ละจุดเท่ากันหมด (Constant Properties)



รูปที่ 3.16 Lamina air flow

### 3.3 เครื่องมือวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์

#### 3.3.1 อุปกรณ์วัดความดันภายในกระบอกสูบ (Pressure transducer)

การวัดความดันภายในกระบอกสูบเป็นตัววัดความดันชนิด (Piezoelectric Pressure Transducer) เป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water cool) สามารถวัดความดันสูงสุดได้ 250 บาร์ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความดันเกิดกระแสไฟฟ้าโดยอาศัยการเปลี่ยนแปลงของ Piezoelectric ภายในเซ็นเซอร์วัดความดัน สัญญาณไฟฟ้าส่งเข้าไปชุดขยายสัญญาณ (Charge amplifier) เปลี่ยนความดันภายในกระบอกสูบ ให้เป็นแรงดันไฟฟ้า  $\pm 10V$  สำหรับชุดขยายสัญญาณต้องมีการตั้งค่าให้ตรงกับเซ็นเซอร์วัดความดันภายในกระบอกสูบทั้งความไวและความจุ ส่วนการกรองสัญญาณ (Low pass filter) ให้ตั้งค่าไว้ที่ 10 kHz สัญญาณที่ออกจากชุดขยายสัญญาณเข้าสู่ชุดบันทึกข้อมูล (Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter) จากรูปที่ 3.17รูป (a) เซ็นเซอร์วัดความดันภายในกระบอกสูบส่วนรูปที่ 3.17(b) คือชุดขยายสัญญาณของชุดวัดความดันภายในกระบอกสูบ



(a) Pressure transducer



(b) Charge amplifier

รูปที่ 3.17 Pressure transducer Kistler 6061B and charge amplifier

### 3.3.2 อุปกรณ์วัดสัญญาณการยกของเข็มหัวฉีด (Needle lift system)

เป็นอุปกรณ์วัดระยะการยกของเข็มหัวฉีดและช่วงระยะเวลาการฉีด โดยสัญญาณไฟฟ้าจากการยกเข็มหัวฉีดแสดงในรูปที่ 3.18(a)เข้าอุปกรณ์ AVL Oscillator รูปที่3.18(b)ก่อนเข้าสู่ชุดขยายสัญญาณการยกเข็มหัวฉีด (Bridge amplifier) รูปที่3.18(c)ซึ่งมี 2 ช่องสัญญาณคือ A และ Bสามารถใช้ได้ทั้งสองช่องสัญญาณ แต่ในการทดสอบเครื่องยนต์สูบเดียวใช้เพียง 1 ช่องสัญญาณก่อนการทดสอบให้ทำการกด CAL เสมอรอจน LED สีเขียวสว่างถึงทำการทดสอบ สำหรับช่องสัญญาณที่ออกไปหาไปต่อ CH2 ของชุดบันทึกข้อมูล (Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter)

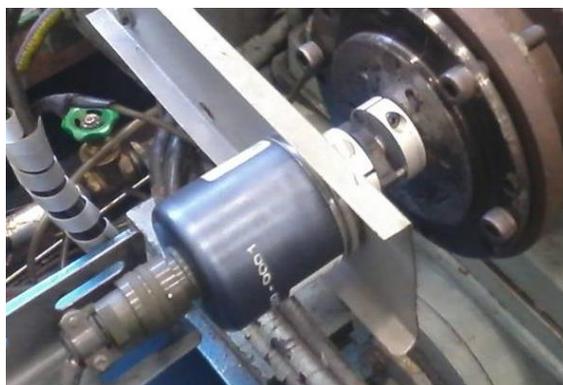


(a) Needle lift sensor                      (b) AVL Oscillator                      (c) Bridge amplifier

รูปที่ 3.18 Needle lift sensor and Bridge amplifier

### 3.3.3 เซ็นเซอร์วัดตำแหน่งมุมเพลาค้อเหวี่ยง (Crank angle encoder)

เซ็นเซอร์วัดมุมเพลาค้อเหวี่ยงรุ่น Leine&Linde โดยทั่วไปมีขั้วที่ใช้หลักๆ 3 ขั้วด้วยกันคือ A และ B สำหรับ 1 รอบการหมุนมี 7200จังหวะของการสัญญาณสามารถวัดค่าได้ทุกๆ 0.1 องศา ขั้ว A และ B เป็นตัวบอกทิศทางการหมุน ส่วนขั้ว z จะส่งสัญญาณหมุนทุกๆ หนึ่งรอบ ขั้ว A หรือ B ให้ไปต่อ DCM และ z ให้นำไปต่อขั้วTrigger ของชุดบันทึกข้อมูล (Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter)รูปที่ 3.19การติดตั้งเซ็นเซอร์วัดมุมเพลาค้อเหวี่ยงติดตั้งกับไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 3.19 Crank angle encoder

### 3.3.4 ชุดบันทึกข้อมูลความเร็วสูง (Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter)

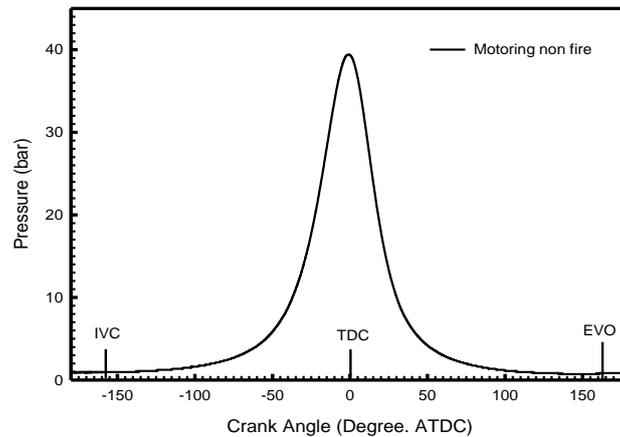
ชุดบันทึกข้อมูลความเร็วสูงประกอบด้วยสัญญาณ Analog input 8ช่องสัญญาณแต่ละช่องสัญญาณรับแรงดันไฟฟ้า  $\pm 10V$  ความละเอียดขนาด 12 Bit สำหรับ Digital input มี 2 ช่องของ DCMและสัญญาณ DCM รับแรงดันไฟฟ้า 5V ต่อมาจากขั้ว A หรือ B สำหรับขั้ว z ต่อกับขั้ว Trigger ของชุดบันทึกข้อมูล ส่วนการส่งผ่านข้อมูลส่งผ่านพอร์ตขนาดของคอมพิวเตอร์ที่ใช้โปรแกรม IndiWinสำหรับอ่านและบันทึกค่าดังรูปที่ 3.20



รูปที่ 3.20 Pressure data acquisition AVL 619 Indimeter

### โปรแกรมสำหรับบันทึกข้อมูล(Program IndiWin)

โปรแกรมสำหรับวิเคราะห์การเผาไหม้ภายในสามารถแสดงผลและบันทึกค่า ใช้ได้ทั้งเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และ 4 จังหวะ รวมทั้งเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและจุดระเบิดด้วยการอัดอากาศ ก่อนทำการทดสอบต้องตั้งค่าต่างๆ ให้กับโปรแกรมก่อน ได้แก่รุ่นของเครื่องยนต์ ชนิดของเชื้อเพลิง อัตราส่วนการอัด ระยะชักความกว้างของห้องเผาไหม้ อัตราส่วนความร้อนจำเพาะส่วนการแสดงผลแสดงความดันภายในกระบอกสูบ P-V อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ความเร็วรอบเครื่องยนต์สำหรับการบันทึกข้อมูล บันทึกความดันภายในกระบอกสูบเทียบกับองศาของมุมเพลลาข้อเหวี่ยง ถ้านำเอาข้อมูลมาวิเคราะห์ให้เอาข้อมูลของความดันมาคำนวณ ไม่ว่าจะอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ต่อองศาของมุมเพลลาข้อเหวี่ยง สำหรับการหาตำแหน่งของ (TDC) เพื่อตรวจสอบว่าตรงหรือไม่ตรง โดยนำค่าความดันและปริมาตรที่มีการเปลี่ยนแปลงในแต่ละองศาของมุมเพลลาข้อเหวี่ยงมาหาความสัมพันธ์ของ  $\log(P)$  และ  $\log(V)$  เมื่อ R' มีค่าเท่ากับ 1 แสดงว่าตรงตำแหน่งศูนย์ตายบนสามารถคิดได้สองแบบคือ Compression stroke และ Expansion stroke โดยคิดช่วง Compression stroke เริ่มหาหลังจากลิ้นไอดีปิด (IVC) ไปแล้วไปจนถึงศูนย์ตายบนนั้นคือช่วง -165 ถึง 0 องศา ส่วนช่วง Expansion stroke เริ่มหาจากตำแหน่งศูนย์ตายบน ไปจนถึงตำแหน่งลิ้นไอเสียเริ่มเปิด (EVO) คือ 0 ถึง 175 องศา โดยทำการสคริปต์เครื่องยนต์ให้หมุนโดยไม่ให้เครื่องยนต์ทำงานและหาค่าเฉลี่ยของความดันกระบอกสูบ 100 วัฏจักร แสดงในรูปที่ 3.21 แสดงความดันภายในกระบอกสูบ



รูปที่ 3.21 Show graph of cylinder pressure with crank angle operating under no fire Engine speed at 450RPM.

### 3.4 การบันทึกข้อมูล (Data acquisition)

#### 3.4.1 อุปกรณ์บันทึกข้อมูล

อุปกรณ์สำหรับบันทึกข้อมูลเป็นตัวเชื่อมต่อระหว่างโมดูลวัดแรงดันไฟฟ้า IN9205 โดยวัดแรงดันไฟฟ้าตั้งแต่  $\pm 10V$  ติดตั้งในช่องที่ 1 โมดูลวัดกระแส NI9203 สามารถวัดกระแสตั้งแต่  $\pm 20mA$  ติดตั้งในช่องที่ 2 โมดูลสำหรับวัดเทอร์โมคัปเปิล NI9211 ติดตั้งในช่องที่ 3 ของชุดบันทึกข้อมูล NI cDAQ-9172 แสดงในรูปที่ 3.22 โดยเชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์โดยส่งข้อมูลความเร็วสูง ใช้เทคโนโลยี USB 2,0 Interface โดยทำการแปลงสัญญาณต่างๆ ให้เป็นสัญญาณดิจิทัลก่อนส่งเข้าไปยังคอมพิวเตอร์ โดยมีช่องโมดูลสามารถใช้ได้ 8 ช่อง



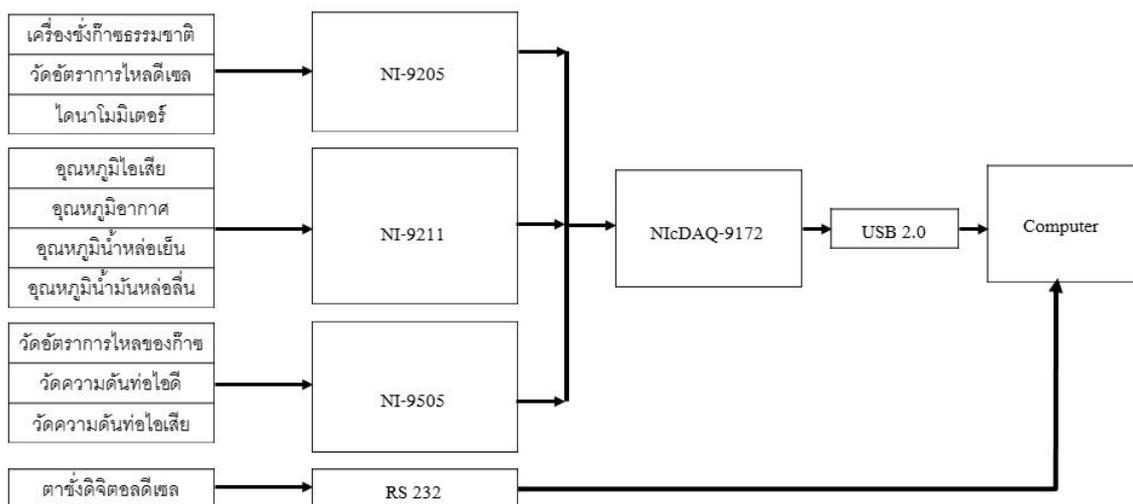
รูปที่ 3.22 Data acquisition NI cDAQ-9172

ตารางที่ 3.3 และรูปที่ 3.22 คือความสัมพันธ์กันและตำแหน่งการติดตั้งและรายละเอียดของแต่ละโมดูลรวมทั้งแสดงถึงช่วงการวัด

ตารางที่ 3.3 โมดูลสำหรับติดตั้งอุปกรณ์และเซ็นเซอร์

NIcDAQ-9172		หมายเลข	Type
NI9205	เครื่องชั่งก๊าซธรรมชาติ	4	±10V
	วัดอัตราการไหลดีเซล	27	
	ไดนาโมมิเตอร์	10	
NI9211	อุณหภูมิไอเสีย	18	Thermocuple Type K
	อุณหภูมิอากาศ	19	
	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	20	
	อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น	21	
NI9203	วัดอัตราการไหลของก๊าซ	6	±20mA
	วัดความดันท่อไอดี	28	
	วัดความดันท่อไอเสีย	29	
RS-232	ตาชั่งดิจิตอลดีเซล	5	Digital

รูปที่ 3.23 เป็นการต่อสัญญาณไฟฟ้าของเครื่องมือวัดเข้าแต่ละ โมดูลที่ติดตั้งชุดบันทึกข้อมูล(NI cDAQ-9172) มีการส่งสัญญาณในรูปแบบ USB 2 และ การต่อตาชั่งดิจิตอลโดยไม่ผ่านโมดูล แต่งสัญญาณส่งไปในรูปแบบRS 232



รูปที่ 3.23 Flow chart diagram

### 3.4.2 การบันทึกข้อมูล (Labview programming)

การเขียน โปรแกรมเพื่อแสดงผลและบันทึกข้อมูล โดยใช้ข้อมูลเซ็นเซอร์และอุปกรณ์การวัดต่างๆจาก NIcDAQ-9172 ติดต่อกับคอมพิวเตอร์ผ่านสาย USB และตาชั่งดิจิตอลผ่านสาย RS232 แล้วนำมาเขียนและแสดงผล โดยทำการเปิดโปรแกรม RS232 ก่อนเพื่อตรวจสอบการทำงานของตาชั่งดิจิตอล จากนั้นเปิดโปรแกรมหลักและตรวจสอบ อุณหภูมิ น้ำหนักของก๊าซธรรมชาติ ความดันท่อไอดีและไอเสีย แรงบิด ไคนาโมมิเตอร์ อัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ อัตราการไหลของเชื้อเพลิง เมื่อข้อมูลพร้อมจึงเริ่มต้นสอบเทียบเครื่องชั่งน้ำหนักก๊าซธรรมชาติและสอบเทียบไคนาโมมิเตอร์โดยใช้ตุ้มมาตรฐานจึงสามารถทดสอบเครื่องยนต์พร้อมทั้งตรวจสอบอีกรอบว่าสัญญาณทั้งหมดทำงานปกติหรือไม่ เมื่อพร้อมทำการบันทึกข้อมูลสำหรับการหาอัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อดีเซลและก๊าซธรรมชาติ โดยนำค่าการเปลี่ยนแปลงของน้ำหนักก๊าซธรรมชาติและดีเซลนำมาคำนวณทุกๆ 1 วินาที ส่วนในโปรแกรมได้มีการเขียนคำนวณและแสดงผลจากรูปที่ 3.24การแสดงผลบนหน้าจอคอมพิวเตอร์



รูปที่ 3.24 Computer for data acquisition using Labviewprogramming

### 3.5 วิธีการทดสอบเครื่องยนต์

#### 3.5.1 การทดสอบเครื่องยนต์มาตรฐาน

การทดสอบกับเครื่องยนต์มาตรฐาน โดยไม่ได้มีการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อศึกษาการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อมีการจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไปว่ามีผลกับการเผาไหม้เป็นอย่างไรและการเผาไหม้ที่ผิดปกติเป็นอย่างไร ส่วนการทดสอบเครื่องยนต์ทำการวัดสมรรถนะรวมทั้งอัตราความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและศึกษาคุณลักษณะของการเผาไหม้โดยวิเคราะห์จากความดันภายในกระบอกสูบ ซึ่งใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบ 2 ชนิด ได้แก่ ดีเซลและก๊าซธรรมชาติ สำหรับการทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที ภาระเครื่องยนต์ 2.5 kg-m องศาการฉีดที่ 18 องศาอ่อนศูนย์ตายบน ในการทดสอบเมื่อความเร็วรอบคงที่ อุณหภูมิไอเสียคงและภาระของเครื่องยนต์คงที่ ทำการบันทึกค่าความดันภายในกระบอกสูบ 100 วัฏจักรและเฉลี่ยค่า 100 วัฏจักร โดยทดสอบ 3 ครั้งตามเงื่อนไขดังตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.4 เงื่อนไขการทดสอบการเผาไหม้ปกติของเครื่องยนต์มาตรฐานที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที

Condition	Gas (kg/hr)	Diesel (kg/hr)	Z%
Diesel	0	1.47	0
Z= 70%	1.81	0.76	70
Z= 82%	1.84	0.38	82
Z(max.)= 88%	1.93	0.25	88

ในการทดสอบการเผาไหม้ที่ผิดปกติทำการทดสอบเหมือนกันกับการเผาไหม้ปกติแต่เพิ่มค่าก๊าซธรรมชาติมากขึ้นจนเกิดการเผาไหม้ที่ผิดปกติโดยทำการจ่ายก๊าซธรรมชาติ มากกว่า 88% ทำการบันทึกค่าโดยทำการบันทึกค่า 100 วัฏจักรและเฉลี่ยค่า 100 วัฏจักร ทุกเงื่อนไขทำการทดสอบ 3 ครั้ง

#### 3.5.2 การทดสอบเครื่องยนต์ดัดแปลง

สำหรับการทดสอบเครื่องยนต์ที่มีการดัดแปลงองศาการฉีด โดยปรับแขนให้ได้องศาการฉีดที่กำหนด เพื่อศึกษาการเผาไหม้ที่ปกติและการเผาไหม้ที่ผิดปกติว่ามีพฤติกรรมเป็นอย่างไรเมื่อเพิ่มองศาการฉีดส่วนการทดสอบเครื่องยนต์ทำการวัดสมรรถนะของเครื่องยนต์ อัตราความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและวิเคราะห์จาก

ความดันภายในกระบอกสูบ ซึ่งใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบ 2 ชนิด ได้แก่ ดีเซลและก๊าซธรรมชาติ ปรับองศาการฉีดให้สามารถฉีดก่อนศูนย์ตายบนได้มากขึ้น (Advance) กล่าวคือโดยมีการปรับองศาการฉีดก่อนศูนย์ตายบนให้ค่าที่ตั้งไว้คือ 20 30 และ 45 BTDC ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบที่แตกต่างกันโดยให้ค่าที่ตั้งไว้สำหรับทดสอบคือ 1500, 1800 และ 2000 RPM ปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงคือ ดีเซล  $Z=72\%$  และ  $Z=82\%$  ให้ภาระเครื่องยนต์คงที่ 3.18 kW แสดงดังตารางที่ 3.5 เมื่อความเร็วรอบคงที่อุณหภูมิไอเสียและภาระของเครื่องยนต์คงที่ ทำการบันทึกค่าโดยทำการบันทึกค่า 100 วัฏจักรและเฉลี่ยค่า 100 วัฏจักร ทุกเงื่อนไขทำการทดสอบซ้ำ 3 ครั้ง แสดงในตารางที่ 3.5 เงื่อนไขการทดสอบการเผาไหม้ปกติ

ตารางที่ 3.5 เงื่อนไขการเผาไหม้ปกติของเครื่องยนต์ตัดแปลงองศาการฉีด

Start of Injection 20 BTDC									
Engine speed	1500RPM			1800RPM			2000RPM		
Mixing ratio	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel
Start of Injection 30 BTDC									
Engine speed	1500RPM			1800RPM			2000RPM		
Mixing ratio	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel
Start of Injection 45 BTDC									
Engine speed	1500RPM			1800RPM			2000RPM		
Mixing ratio	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel

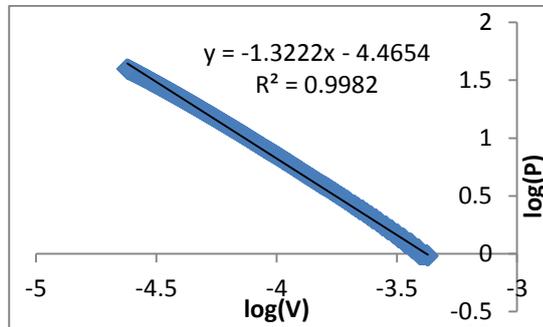
สำหรับการทดสอบการเผาไหม้ที่ผิดปกติซึ่งทำให้เกิดการน็อกของเครื่องยนต์ ทำการทดสอบเหมือนกันกับการเผาไหม้ปกติแต่เพิ่มค่าก๊าซธรรมชาติให้เกิดการเผาไหม้ผิดปกติโดยทำการจ่ายก๊าซธรรมชาติ มากกว่า 88% ที่เงื่อนไขการเปลี่ยนแปลงองศาการฉีดและความเร็วรอบ ทำการบันทึกค่า 100 วัฏจักรและเฉลี่ยค่า 100 วัฏจักร ทุกเงื่อนไขและทำการทดสอบซ้ำ 3 ครั้ง

### 3.6 การคำนวณหาตัวแปรที่สำคัญ

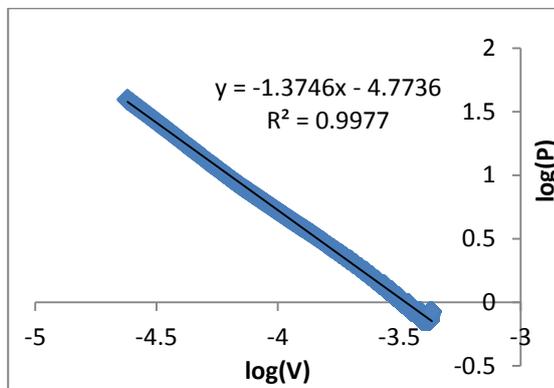
#### 3.6.1 การหาอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ ( Specific heat ratio $\gamma$ )

ขั้นตอนในการหาอัตราส่วนความร้อนจำเพาะในช่วงการหาตำแหน่ง TDC สามารถนำมาคำนวณหาอัตราส่วนความร้อนจำเพาะได้โดยตรงก่อนจะติดเครื่องยนต์ หากจากความสัมพันธ์ของ  $\log(P)$  กับ  $\log(V)$  สามารถหาได้สองช่วง คือช่วงการอัด Compression stroke และช่วงการขยายตัว Expansion stroke ได้ค่าความชันจากสมการ  $y = ax + b$  โดยค่า a นำไปแทนค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ ส่วนค่าความเชื่อมั่น  $R^2$  ถ้ามีค่าใกล้เคียงหนึ่งแสดงว่าค่าความเชื่อมั่นสูง เมื่อได้ค่าของความชันแล้ว จึงนำมาหาอนุพันธ์อีกครั้งโดยหาอนุพันธ์ช่วง 0 ถึง 1 องศา ก่อนได้หนึ่งค่า จากนั้นเลื่อนไปหาอนุพันธ์ช่วงอีก 0.1 ถึง 1.1 องศา ก็ได้อีกค่าทำอย่างนี้ไปจนจบกระบวนการค่าที่ได้มาหาความสัมพันธ์ใหม่ทำให้เห็นว่าค่าความเชื่อมั่นเข้าไปใกล้ 1 ดัง

แสดงในรูปที่ 3.25 การหาอัตราส่วนความร้อนจำเพาะช่วงลูกสูบเลื่อนขึ้น รูปที่ 3.26 การหาอัตราส่วนความร้อนจำเพาะช่วงลูกสูบเลื่อนลง



รูปที่ 3.25 Specific heat ratio calculation from log (P) and log (V) in the compression stroke

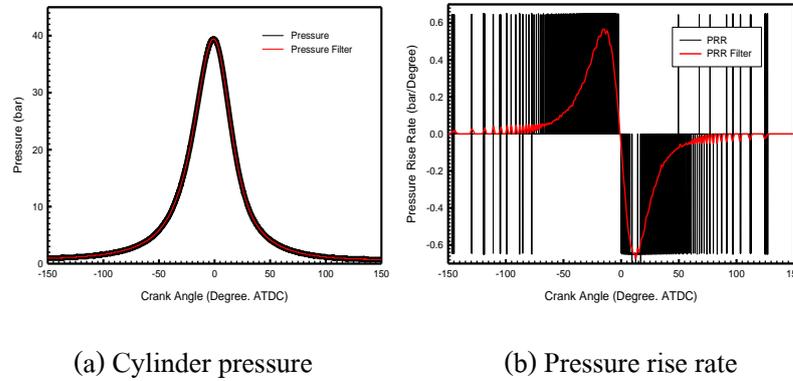


รูปที่ 3.26 Specific heat ratio calculation from log (P) and log (V) in the Expansion stroke

เมื่อเทียบกันระหว่างช่วง Compression stroke เริ่มคิดจากสิ้น ไอดีปิดจนถึงความดันสูงสุดและช่วงการขยายตัว Expansion stroke คิดจากความดันสูงสุดไปจนถึงสิ้น ไอเสียเปิด พบว่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะของช่วง Expansion stroke มีค่ามากกว่า Compression stroke สาเหตุเนื่องมาจากช่วงการ Compression stroke ช่วงอัดเริ่มต้นจากความดันบรรยากาศจนถึงความดันสูงสุด ส่วนช่วง Expansion stroke จากความดันสูงสุดไปจนถึงสิ้น ไอเสียเปิด ปล่อยสู่บรรยากาศ ทำให้ช่วงนี้ โคนน้ำหล่อเย็นดึงความร้อนออกจากระบบทำให้อัตราส่วนความร้อนจำเพาะเลยสูงกว่า

เมื่อได้ค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ จึงนำมาสร้างความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure Rise Rate และ Heat Release Rate แต่ไม่สามารถที่จะหาค่าได้เนื่องจากมีสัญญาณรบกวนของชุดข้อมูลถึงแม้มีการกรองสัญญาณจากตัวชาร์จแอมป์รีไฟล์แล้วก็ตาม ต้องนำมากรองสัญญาณโดยใช้โปรแกรม Labview โดยใช้โมดูล Smoothing Filter เมื่อทำการกรองเสร็จก็สามารถนำเอาข้อมูลไปหา Heat Release Rate แสดงดังรูปที่ 3.27 (a) แสดงสัญญาณความดันกระบอกสูบของข้อมูลเมื่อกรองแล้วจะต้องเท่ากับสัญญาณที่ไม่ได้กรอง ส่วนรูป

ที่ 3.27 (b) แสดงการเปรียบเทียบสัญญาณ Pressure Rise Rate ระหว่างสัญญาณที่ได้ทำการกรองและไม่ได้ทำการกรอง

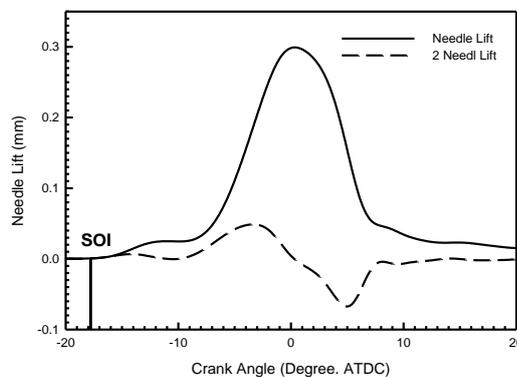


รูปที่ 3.27 Comparison between filter and unfiltered cylinder pressure and pressure rise rate with crank angle

นอกจากนั้นยังหาค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะโดยใช้กระบวนการ Polytropic index Process แสดงตัวอย่างการคำนวณที่ 2 ภาคผนวก ก ให้คำนวณหากระบวนการ Polytropic index Process เช่นเงื่อนไขการทดสอบนี้ มีค่าความดัน  $P_1 = 0.845$  บาร์ เมื่อคำนวณโดยสมการ Polytropic index Process โดยความดันในช่วงอัดสุดได้ความดัน  $P_2 = 39.44$  บาร์ อัตราส่วนการอัดมีค่าเท่ากับ (CR) 18:1 พบว่า ค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะมีค่าเท่ากับ 1.32

### 3.6.2 การหาองศาเริ่มต้นการฉีด (Start of Injection, SOI)

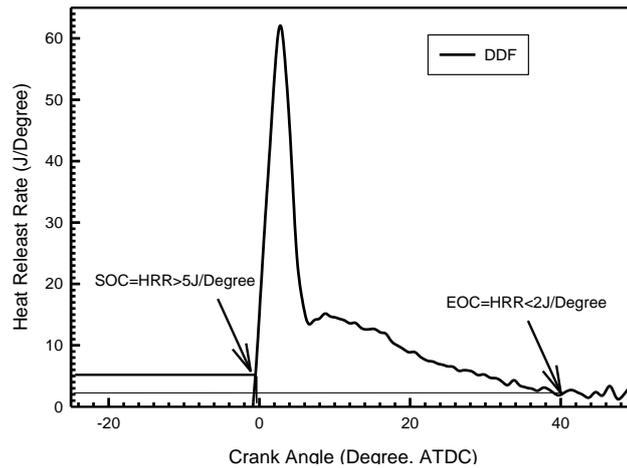
สำหรับการหาจุดเริ่มต้นของการฉีดสามารถหาได้โดยนำค่าที่ได้จากสัญญาณการฉีดของหัวฉีดมาหาอนุพันธ์ ของสัญญาณสองครั้ง (Second Derivative Needle Lift) เพื่อหาช่วงเข็มหัวฉีดเริ่มยกคือค่าเริ่มต้น เป็นบวกแสดงว่าเข็มหัวฉีดเริ่มยก แสดงในรูปที่ 3.28



รูปที่ 3.28 Start of injection comparison between needle lift and second derivative needle lift

### 3.6.3 การหาองศาเริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of Combustion, SOC)

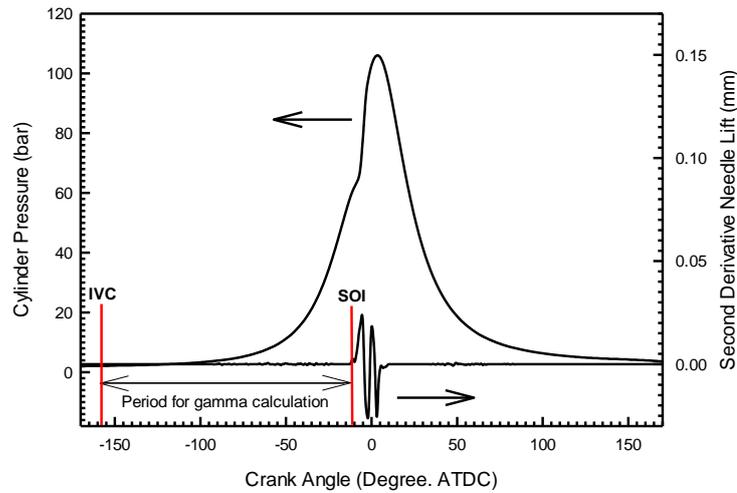
ในการหาองศาเริ่มต้นการเผาไหม้สามารถทำได้โดยให้นิยามในการเผาไหม้ คือค่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่ามากกว่า 5 J/Degree ส่วนช่วงสิ้นสุดการเผาไหม้คืออัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนน้อยกว่า 2J/Degree แสดงในรูปที่ 3.29



รูปที่ 3.29 Showstart of combustion and end of combustion

### 3.6.4 การหาอัตราส่วนความร้อนจำเพาะในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติ

เนื่องจากเครื่องยนต์ DDFมีการนำเอาก๊าซธรรมชาติเข้าไปร่วมกับอากาศทำให้อัตราส่วนความร้อนจำเพาะมีการเปลี่ยนแปลงตามปริมาณการจ่ายก๊าซธรรมชาติและยังมีก๊าซไอเสียที่ตกค้างจากการเผาไหม้ในวัฏจักรก่อนหน้านั้นและในไอเสียยังมีไอน้ำ ทำให้มีอัตราส่วนความร้อนจำเพาะไม่เท่ากัน ดังนั้นในเครื่องยนต์ DDFการหาอัตราส่วนความร้อนจำเพาะสามารถหาได้ในแต่ละความเร็วรอบของแต่ละเงื่อนไขในการทดสอบโดยคิดช่วงลิ้นไอดีปิด(Intake Valve Closed, IVC)ไปจนถึงหัวฉีดเริ่มยก(Start of Injection, SOI) แสดงในรูปที่ 3.30 ส่วนตารางที่ 3.6 แสดงค่าความร้อนจำเพาะของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ของแต่ละเงื่อนไขการทดสอบ เริ่มหาหลังจากทำการทดสอบเครื่องยนต์เรียบร้อยแล้ว โดยที่ภาระเครื่องยนต์คงที่ 3.18 kW เพื่อศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการใช้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติ



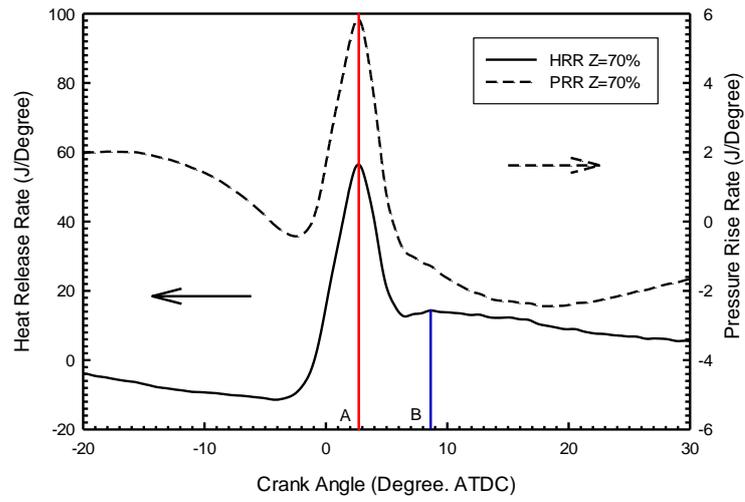
รูปที่ 3.30 Shownperiodfor specific heat ratio calculation

ตารางที่ 3.6 Experimental conditions for Diesel and DDF operating under normal combustion process:

Details of specific heat ratio

Start of Injection 20 BTDC									
Engine speed and mixing ratio	1500RPM			1800RPM			2000RPM		
	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel
Specific heat ratio ( $\gamma$ )	1.28	1.27	1.29	1.28	1.28	1.27	1.29	1.28	1.29
Start of Injection 30 BTDC									
Engine speed and mixing ratio	1500RPM			1800RPM			2000RPM		
	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel
Specific heat ratio ( $\gamma$ )	1.29	1.27	1.30	1.29	1.29	1.28	1.28	1.27	1.28
Start of Injection 45 BTDC									
Engine speed and mixing ratio	1500RPM			1800RPM			2000RPM		
	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel
Specific heat ratio ( $\gamma$ )	1.23	1.25	1.23	1.28	1.30	1.27	1.25	1.29	1.28

รูปที่3.31แสดงอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนเทียบกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน ในตำแหน่ง A เป็นตำแหน่งสูงสุด First Stage เป็นตำแหน่งที่องศาเดียวกันของมุมเพลลาข้อเหวี่ยงเทียบกับอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนและอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของทั้งสองอยู่ที่ตำแหน่งองศามุมเพลลาข้อเหวี่ยงเดียวกันส่วนตำแหน่ง B คือจุดสูงสุดของ Second Stage ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน



รูปที่ 3.31 Comparison between maximum first stage (A) and second stage (B): Pressure rise rate; Heat release rate with crank angle for engine speed 1800 RPM

## บทที่ 4 การวิเคราะห์ผลการทดสอบ

### 4.1 บทนำการทดสอบเครื่องยนต์

ในการทดสอบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติได้แบ่งการทดสอบออกเป็น 2 ช่วงได้แก่ช่วงแรกเป็นการศึกษาคุณลักษณะของการเผาไหม้แบบปกติและผิบบผิดปกติได้ทำการทดสอบกับเครื่องยนต์มาตรฐาน ที่ภาระคงที่และความเร็วรอบคงยังมีการปรับปริมาณการจ่ายก๊าซธรรมชาติจนเกิดการเผาไหม้ผิดปกติส่วนการวิเคราะห์ได้ทำการศึกษา Pressure, Pressure rise rate, Heat release rate, IMEP,  $COV_{(IMEP)}$  สำหรับช่วงที่สองทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ที่มีการตัดแปลงองศาการฉีดเป็นการศึกษาคุณลักษณะของการเผาไหม้ปกติและผิดปกติของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมรวมทั้งการเกิดน็อกสำหรับการวิเคราะห์เบื้องต้นของเกิดน็อก อาศัยการฟังเสียงจากเครื่องยนต์และความดันภายในกระบอกสูบจากเครื่องมือสำหรับวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ เมื่อเสียงเหมือนกับโลหะกระทบกันและความดันภายในกระบอกสูบลูกสูงมากแสดงว่าเกิดน็อกส่วนระบบการฉีดเชื้อเพลิงสามารถปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า(Advance)หรือล่าช้า(Retard)และทำการทดสอบที่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบองศาการฉีดและปริมาณการจ่ายก๊าซธรรมชาติส่วนการวิเคราะห์ได้ทำการศึกษา Pressure, Pressure rise rate, Heat release rate, IMEP,  $COV_{(IMEP)}$ , %Premixed Heat release rate ตำแหน่งที่เกิดสูงที่สุดและ Cumulative heat release นอกจากนี้ยังมีตัวอย่างการคำนวณแสดงอยู่ในภาคผนวก ก และมีการทดสอบโดยติดตั้งน็อกเซ็นเซอร์ของเครื่องยนต์ SI แต่ไม่เหมาะเครื่องยนต์ DDF โดยสรุปผลไว้ในภาคผนวก ข

### 4.2 ผลการทดสอบแบบเครื่องยนต์มาตรฐาน(Standard Engine)

ผลการทดสอบมีการใช้ปั๊มที่ไม่ได้มีการตัดแปลงองศาการฉีดที่ 18 องศา ก่อนศูนย์ตายบนทำการทดสอบ 2000 รอบต่อนาที ได้มีการควบคุมแรงบิดที่ 24.5 Nm และภาระของเครื่องยนต์เท่ากับ 5.13kW เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบคือดีเซลและDDF ที่  $Z=70%$  ไปจนถึง  $Z=88%$  โดยมีค่าความร้อนเชื้อเพลิงของดีเซลและก๊าซธรรมชาติ 42.5 MJ/kg และ 39.037 MJ/kg ตามลำดับ

#### 4.2.1 การเผาไหม้ปกติ (Normal Combustion)

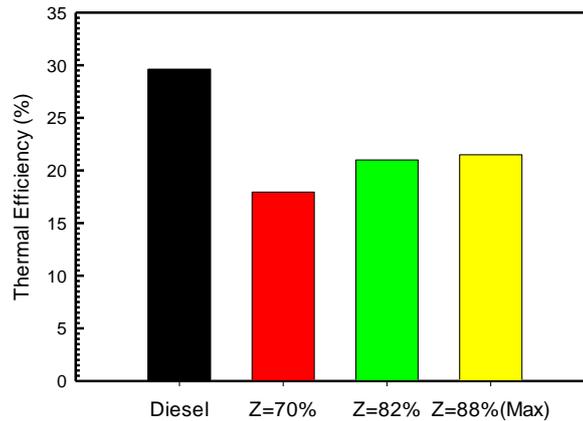
เงื่อนไขในการทดสอบเครื่องยนต์มาตรฐาน ซึ่งมีการบันทึกข้อมูลก็ต่อเมื่ออุณหภูมิไอเสียคงที่ถึงเริ่มบันทึกข้อมูลและมีการเฉลี่ยความดันภายในกระบอกสูบ 100 วัฏจักรมีการวัดอัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงดีเซลและก๊าซธรรมชาติ รวมทั้งมีการวัดความดันภายในท่อไอดีและท่อไอเสีย

ตารางที่ 4.1 แสดงปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติและดีเซลรวมทั้งค่า Z ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาทีมีการหาพลังงานของก๊าซธรรมชาติใช้ในการเผาไหม้และหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนสำหรับตัวอย่างการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนแสดงในภาคผนวก ก ตัวอย่างการคำนวณที่ 1 แสดงการคำนวณเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที มีไดนาโมมิเตอร์เป็นตัวสร้างภาระวัดแรงบิดที่ 2.5 kg - m โดยใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลร่วมกับก๊าซธรรมชาติอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงดีเซล 0.25 kg/hr ใช้ก๊าซธรรมชาติ 1.93 kg/hr มีความความร้อนของดีเซลต่ำสุด(LHV)อยู่ที่ 42.50 MJ/kg ก๊าซธรรมชาติมีค่าความร้อนต่ำสุดอยู่ที่ 39.037 MJ/kg .หาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลกับก๊าซธรรมชาติได้ที่ 21.49% จากตารางที่ 4.1 เงื่อนไข Z=88%

ตารางที่ 4.1 Details of mass flow rate and the energy component of Diesel and DDFengine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW.

Condition	Gas (kg/hr)	Diesel (kg/hr)	Z%	NG(kW)	Diesel (kW)	Energy NG(%)	Total Power of fuel (kW)	Thermal Efficiency (%)
Diesel	-	1.47	0.00	0.00	17.32	0.00	17.32	29.62
Z= 70%	1.81	0.76	70.43	19.63	8.96	68.67	28.58	17.95
Z= 82%	1.84	0.38	82.88	19.95	4.48	81.67	24.43	21.00
Z(max.)= 88%	1.93	0.25	88.53	20.93	2.95	87.66	23.87	21.49

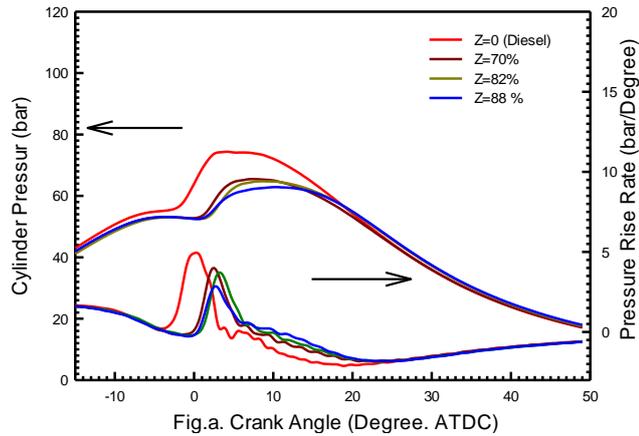
จากตารางที่ 4.1 เมื่อ Z เพิ่มขึ้นหรือจ่ายก๊าซธรรมชาติเพิ่มขึ้นทำให้ปริมาณของดีเซลลดลงอันเนื่องมาจากการทำงานของระบบควบคุมน้ำมัน (Centrifugal governor) เมื่อจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไปซึ่งเป็นเชื้อเพลิงทำให้ความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้นเพื่อรักษาความเร็วรอบให้คงที่จึงลดปริมาณดีเซลลง ให้เหมาะสมกับภาระและความเร็วรอบที่ควบคุม เมื่อทำการจ่ายปริมาณก๊าซธรรมชาติเพิ่มขึ้นทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นรูปที่ 4.1 แสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของดีเซลมีค่ามากกว่าการใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล อันเนื่องมาจากค่าความร้อน (Lower Heating Value) ของดีเซลที่สูงกว่าก๊าซธรรมชาติและเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติเข้าไปในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ต่ำกว่าทุกเงื่อนไขการทดสอบเมื่อเทียบกับดีเซล เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเชื้อเพลิงร่วม เมื่อเพิ่มสัดส่วนก๊าซธรรมชาติมากขึ้นทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น



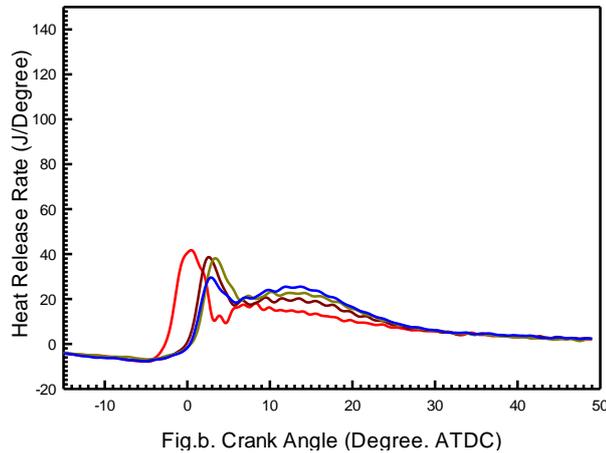
รูปที่ 4.1 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process:

Thermal efficiency at engine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW

รูปที่ 4.2 (a) แสดงความดันภายในห้องเผาไหม้ของดีเซลสูงกว่าเชื้อเพลิง DDF เพราะประสิทธิภาพการเผาไหม้ของดีเซลดีกว่า สำหรับช่วงการอัดก่อนการเผาไหม้ที่ความเร็วรอบเดียวกันและภาวะเท่ากัน ความดันช่วงการอัด DDF ต่ำกว่าดีเซลเพราะดีเซลจังหวะดูด ดูดแต่อากาศเข้าห้องเผาไหม้ ส่วน DDF ดูดทั้งอากาศและก๊าซธรรมชาติทำให้ความดันช่วงการอัดของ DDF ต่ำกว่าเนื่องมาจากอัตราส่วนความร้อนจำเพาะที่ไม่เท่ากันของก๊าซธรรมชาติและอากาศเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติทำให้เกิดความล่าช้าในการเผาไหม้ยาวขึ้น (Ignition Delay) แต่ก็ไม่ีผลมาก เมื่อเพิ่มค่า Z จาก 70% จนถึง 88% เชื้อเพลิง DDF มีองศาการเผาไหม้ที่ใกล้เคียงกับศูนย์ตายบน ส่วนดีเซลเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบน ทำให้อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของดีเซลสูงกว่าเพราะมีการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนมากกว่าทำให้การเผาไหม้มีเสียงดังกว่า DDF รูปที่ 4.2 (b) การเปรียบเทียบอัตราการการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดของดีเซลช่วง Premixed combustion phase มีค่ามากที่สุด ส่วน DDF ในช่วง First Stage combustion phase น้อยกว่าดีเซลตามไปด้วย Z=70% 82% ที่ Z=88% ส่วนช่วง Second Stage combustion ก็มีค่ามากที่สุดที่ Z=88% ไปจนถึง Z=70% ดีเซลตามลำดับ กล่าวคือเมื่อเพิ่มปริมาณค่า Z มากขึ้น ทำให้เกิดการเผาไหม้ใกล้เคียงกับศูนย์ตายบน เมื่อคำนวณพื้นที่ทั้งหมดของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนพบว่าดีเซลมีค่ามากกว่า DDF



(a) Cylinder pressure and pressure rise rate.



(b) Heatrelease rate

รูปที่ 4.2 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Variation power of pressure, pressure rise rate and heatrelease rate with crank angle at engine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW

4.2.2 การวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลและ DDF

ความดันภายในกระบอกสูบ(Cylinder Pressure) รูปที่ 4.2 (a) เป็นการเปรียบเทียบความดันภายในกระบอกสูบของเชื้อเพลิงดีเซลและ DDF พบว่าช่วงการอัดของดีเซลสูงกว่า DDF เนื่องมาจากการดูดอากาศเข้าไปเพียงอย่างเดียวทำให้ความดันสูงมากกว่าการที่ความดันสูงทำให้อุณหภูมิช่วงการอัดสูงกว่าเป็นผลมาจากอัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศและก๊าซธรรมชาติ ดังแสดงการคำนวณที่ 3 ของภาคผนวก ก พบว่า ค่าอัตราอัตราส่วนความร้อนจำเพาะมีผลต่อความดันช่วงการอัด การฉีดเชื้อเพลิงดีเซลเข้าไปห้อง

เผาไหม้ที่ อุณหภูมิและความดันสูง ทำให้การระเหยของเชื้อเพลิงทำได้ง่ายทำให้จุดระเบิดได้ไวและ ปริมาณเชื้อเพลิงที่มากส่งผลทำให้ช่วงความล่าช้าของการเผาไหม้สั้นและมีการเผาไหม้ที่รุนแรงรวมทั้งช่วง เริ่มต้นการเผาไหม้เกิดก่อนศูนย์ตายบนและเป็นช่วงที่ถูกสูบเลื่อนขึ้นทำให้ความดันสูง สำหรับ DDF จังหวะจุด จุดทั้งอากาศและก๊าซธรรมชาติส่งผลให้อุณหภูมิช่วงการอัดต่ำ เมื่อเพิ่มก๊าซธรรมชาติเข้าไปมากขึ้น อุณหภูมิช่วงการอัดก็ต่ำลงและปริมาณของดีเซลก็ลดลงด้วย ที่ภาระของเครื่องยนต์เท่ากันส่งผลให้ ดีเซลระเหยตัวเป็นไปได้ช้ารวมทั้งปริมาณดีเซลที่น้อยและก๊าซธรรมชาติไปแทนที่อากาศ ทำให้ช่วงความ ล่าช้าของการเผาไหม้ยาวขึ้นจึงมีการเผาไหม้ใกล้ตำแหน่งศูนย์ตายบน ทำให้ความดันช่วงการเผาไหม้ต่ำ กว่าดีเซล เมื่อเพิ่มก๊าซธรรมชาติมากขึ้นจะส่งผลให้ความดันต่ำลง ผลคือประสิทธิภาพการเผาไหม้ดีเซล ดีกว่า DDF

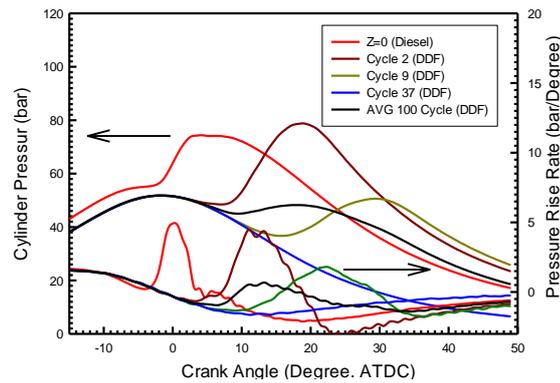
**อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบ(Pressure Rise Rate)**สำหรับเครื่องยนต์ที่ดีเซลพบว่า อัตราการเผาไหม้เร็วมากและความดันภายในกระบอกสูบก็สูง ส่งผลให้อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันสูง ตาม สำหรับ DDF เมื่อเพิ่มก๊าซธรรมชาติเข้าไปมาก ส่งผลให้อัตราการเผาไหม้ลดลง อัตราการเปลี่ยนแปลง ความดันภายในกระบอกสูบต่ำตามปริมาณการจ่ายก๊าซธรรมชาติ แต่อัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน ภายในกระบอกสูบบ่งบอกถึงเสียงจากการเผาไหม้ ดังนั้นดีเซลมีเสียงดังกว่า DDF เมื่อเพิ่มก๊าซธรรมชาติ เข้าไปมากเสียงจากการเผาไหม้ลดลง

**อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน (Heat Release Rate)**รูปที่ 4.2 (b) เป็นการเปรียบเทียบของอัตรา การปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลและ DDF พบว่าอัตราการปลดปล่อย พลังงานความร้อนของดีเซลสูงกว่าเพราะถูกสูบลูกอากาศแล้วอัดอากาศให้ร้อนจนหัวฉีดฉีดเชื้อเพลิงทำให้ เกิดความล่าช้าของการเผาไหม้ก่อนที่เริ่มการเผาไหม้ที่เชื้อเพลิงระหว่างอากาศและดีเซล ที่ผสมกันก่อน แล้วเผาไหม้ทันทีทันใด (Premixed Combustion Phase) แต่หัวฉีดยังคงฉีดเชื้อเพลิงอยู่จึงมีการเผาไหม้ ต่อไปจนหัวฉีดหยุดฉีดแต่ยังเผาไหม้เชื้อเพลิงที่เหลืออยู่ (Mixing – Controlled Combustion Phase) แสดง ดังรูปที่ 2.11 สำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง DDF พบว่าการเผาไหม้แตกต่างกับดีเซลแสดงดังรูปที่ 4.2(b) กล่าวคือ เครื่องยนต์ดูดอากาศพร้อมก๊าซธรรมชาติแล้วอัดให้อากาศและก๊าซธรรมชาติร้อนจนหัวฉีดฉีด เชื้อเพลิง แต่ฉีดปริมาณที่น้อยแล้วหยุดฉีด ก็เริ่มเผาไหม้ทันทีทันใดจึงเรียกช่วงนี้ว่าเป็นช่วงแรกของการเผา ใหม้ ( First Stage Combustion Phase) เมื่อช่วงแรกของการเผาไหม้เสร็จเป็นช่วงที่สองของการเผาไหม้เป็น ช่วงที่หัวฉีดหยุดฉีดแต่มีการเผาไหม้ เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและอากาศรวมทั้งดีเซลที่เหลืออยู่เล็กน้อย ( Second Stage Combustion Phase) จนหยุดการเผาไหม้ ดังนั้นอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนขึ้นอยู่กับ

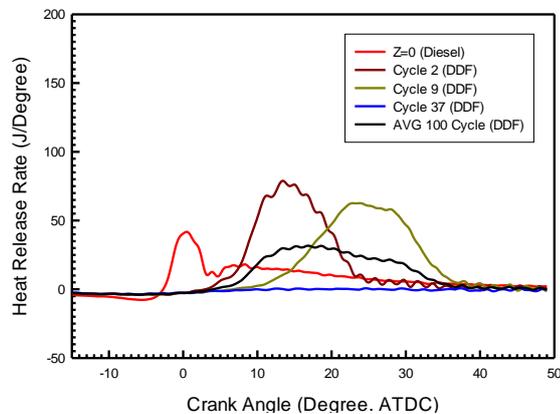
กับช่วงแรกของการเผาไหม้ถ้าช่วงแรกของการเผาไหม้น้อยทำให้ช่วงที่สองของการเผาไหม้มีค่ามาก ในทางตรงกันข้ามถ้าช่วงแรกของการเผาไหม้มาก ช่วงที่สองของการเผาไหม้ก็น้อยตาม จากรูปที่ 4.2 (b) ที่ค่า  $Z = 70\%$  ปริมาณดีเซลมีค่ามากมีการเผาไหม้เชื้อเพลิงช่วงแรกมาก ทำให้อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงกว่า  $Z=82\%$  แต่ช่วงการเผาไหม้ช่วงที่สองมากกว่า จากหลักการดังกล่าวจึงนำมาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DDF ยังมีค่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนช่วงแรกมาก ช่วงที่สองก็น้อยตาม

#### 4.2.3 การเผาไหม้ผิดปกติ (Abnormal Combustion)

รูปที่ 4.3 (a) แสดงการเผาไหม้ที่ผิดปกติเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ค่า  $Z$  มากกว่า  $88\%$  เกิดความดันภายในกระบอกสูบในแต่่วัฏจักรไม่เท่ากันและเผาไหม้เกิดหลังศูนย์กลางตายบนตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ไม่แน่นอน หรือบางวัฏจักรมีการเผาไหม้หลังศูนย์กลางตายบนมากๆ และบางวัฏจักรไม่มีการเผาไหม้รวมทั้งอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบไม่แน่นอน รูปที่ 4.3 (b) แสดงอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนพบว่า การเผาไหม้ที่ผิดปกติมีส่วนของ Second stage combustion น้อย บางวัฏจักรอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมากกว่าดีเซล ดังนั้นการเผาไหม้ผิดปกติของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมมีการเผาไหม้ช่วง First Stage combustion มากกว่า  $95\%$  และเกิดการแปรผันของความดันจากการเผาไหม้และไม่สามารถควบคุมองศาการเริ่มต้นการเผาไหม้ได้



(a) Cylinder pressure and pressure rise rate.

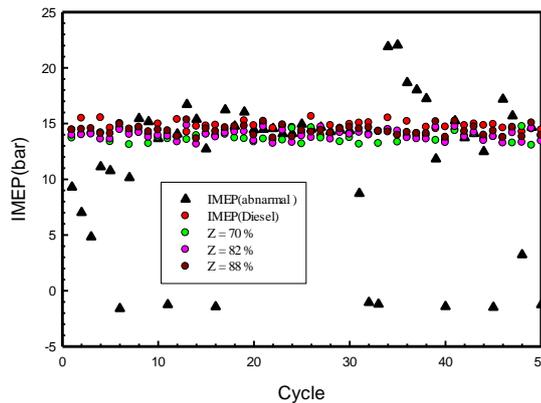


(b) Heat release rate.

#### รูปที่ 4.3 Comparison between Diesel and DDF engine operating under abnormal combustion process:

Variation power of pressure, pressure rise rate and heat release rate with crank angle at engine speed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW.

รูปที่ 4.4 แสดงความดันภายในกระบอกสูบจำนวน 50 วัฏจักร มาคำนวณหา *IMEP* ของดีเซลและ DDF ที่เผาไหม้ปกติรวมทั้งการเผาไหม้ผิดปกติ นั่นคือดีเซลและ DDF ที่  $Z=70\%$  ไปจนถึง  $Z=88\%$  รวมทั้งการเผาไหม้ผิดปกติ  $Z$  มากกว่า  $88\%$  โดยในรูปที่ 4.4 จะเห็นได้ว่าช่วงดีเซลและ DDF  $Z=70\%$  ไปจนถึงค่า  $Z=88\%$  มีการเปลี่ยนแปลงความดันเฉลี่ยใกล้เคียงกันประมาณ 15 bar ส่วนการเผาไหม้ผิดปกติมีการเปลี่ยนแปลงความดันเป็นอย่างมากและบางวัฏจักรไม่เกิดการเผาไหม้ บางวัฏจักรเผาไหม้หลังศูนย์ตายบน หรือบางวัฏจักรเกิดการเผาไหม้แต่มีความดันที่สูงผิดปกติ จากการเผาไหม้ดังกล่าวทำให้เครื่องยนต์เดินไม่เรียบเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติเพิ่มขึ้นทำให้เครื่องยนต์ดับเนื่องมาจากปริมาณอากาศที่เข้าไปน้อยเกินจึงไม่เกิดการเผาไหม้สำหรับเครื่องยนต์มาตรฐาน การเผาไหม้ผิดปกติเกิดมาจากการเพิ่มค่า  $Z$  ที่มากกว่า  $88\%$  เพียงอย่างเดียว



รูปที่ 4.4 Comparison between IMEP for diesel, normal and abnormal DDF operation.

ตารางที่ 4.2 แสดงอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลและ DDF ของดีเซลต่ำสุด เมื่อเพิ่มค่า Z อุณหภูมิไอเสียเพิ่มมากขึ้นเนื่องจากการเผาไหม้หลังศูนย์ตายบน ทางด้านอุณหภูมิไอดีเมื่อเพิ่มค่า Z อุณหภูมิก็เพิ่มเช่นกัน เพราะก๊าซธรรมชาติได้มีการผ่านตัวปรับความดันเพื่อลดความดันและมีตัวสำหรับอุ่นก๊าซธรรมชาติและเมื่อมีการฉีดก๊าซธรรมชาติที่มากเข้าไปในท่อไอดีทำให้อุณหภูมิไอดีสูงตาม เมื่อนำเอา *IMEP* มาหาสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้  $COV_{(IMEP)}$  ช่วงการเผาไหม้ปกติอยู่ประมาณ 2.4% ของดีเซลและDDF จาก Z=70%ไปจนถึง Z=88% ส่วนการเผาไหม้ที่ผิดปกติ Zมีค่ามากกว่า88%มีค่าที่สูงมากคือ 0.64%แสดงให้เห็นเครื่องยนต์มีการสั่นที่มาก ทำให้อุณหภูมิไอเสียต่ำลงด้วย เพราะบางวัฏจักรไม่มีการเผาไหม้

ตารางที่ 4.2 Details of exhaust temperature and  $COV_{(IMEP)}$  for different values of Z at enginespeed 2000 RPM, Torque = 24.5 Nm, Power = 5.13 kW

Conditions	Exhaust Temperature ( °C)	Intake Temperature ( °C)	$COV_{(IMEP)}$ (%)
Diesel	333.2	38.8	2.8
Z=70%	341.3	40.5	2.1
Z=82%	354.0	40.7	2.2
Z=88%	368.2	41.4	2.4
Z=92% (Abnormal)	312.5	41.4	64.0

สำหรับเงื่อนไขการเผาไหม้ผิดปกติในเครื่องยนต์ DDF พบว่าเมื่อเพิ่มค่า Z มากกว่า 88% ทำให้ถ้าช่วงแรกของการเผาไหม้มีค่ามากกว่าช่วงที่สอง 95% แต่ไม่เกิดการน็อกของเครื่องยนต์

### 4.3 ผลการทดสอบกับเครื่องยนต์ที่มีการดัดแปลง

#### 4.3.1 การเผาไหม้ปกติ

ในการทดสอบโดยเพิ่มระบบการฉีดเชื้อเพลิงได้นำปั๊มหัวฉีดแยกออกมาข้างนอกทำให้สามารถปรับองศาการฉีดและสามารถฉีดก่อนศูนย์ตายบนได้มากขึ้น (Advance) โดยให้ค่าที่ใช้ในการทดสอบตั้งไว้ที่ 20 30 และ 45 BTDC และได้ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบแตกต่างกันโดยให้ค่าที่ตั้งไว้สำหรับทดสอบคือ 1500 1800 และ 2000 RPM รวมทั้งปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงคือ ดีเซลและ DDF ตั้งแต่  $Z=70\%$  และ  $Z=82\%$  ของการเผาไหม้ปกติเพื่อศึกษาองศาการฉีดและค่า  $Z$  มีผลอย่างไรกับการเผาไหม้โดยมีภาระของเครื่องยนต์อยู่ที่ 3.18 kW ตารางที่ 4.3 แสดงความดันกระบอกสูบสูงสุดของแต่ละเงื่อนไขการทดสอบ พบว่าเมื่อเพิ่มองศาการฉีดความดันสูงสุดภายในกระบอกสูบเพิ่มขึ้นและความเร็วรอบสูงขึ้นและเพิ่มค่า  $Z$  กลับทำให้ความดันภายในกระบอกสูบลดลง

ตารางที่ 4.3 Maximum cylinder pressure of Diesel and DDF (Unit :bar)

SOI	1500 RPM			1800 RPM			2000 RPM		
	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%	Diesel	Z=70%	Z=82%
20 BTDC	88.4	85.7	82.1	86.4	81.4	73.6	83.4	73.3	67.0
30 BTDC	106.0	101.3	96.0	100.2	95.1	87.8	96.3	89.4	81.8
45 BTDC	115.0	112.7	109.7	110.6	109.2	105.2	108.8	104.8	97.5

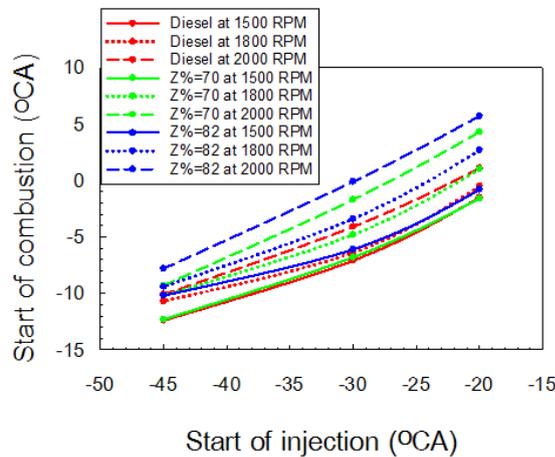
จากตารางที่ 4.4 เมื่อเอาช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้มาวิเคราะห์อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มีค่ามากกว่า 5 J/CA พบว่า ที่องศาการฉีดเดียวกันและไม่ว่าเป็นดีเซลหรือ DDF เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นเกิดความล่าช้าของการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบที่ความเร็วรอบเดียวกันที่องศาการฉีดเดียวกัน เมื่อเพิ่มค่า  $Z$  เกิดความล่าช้าของการเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น สำหรับดีเซลและ DDF ที่ความเร็วรอบเท่ากันเมื่อเพิ่มองศาการฉีด พบว่าช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดก่อนศูนย์ตายบน เมื่อมีการเพิ่มความเร็วรอบ เกิดความล่าช้าในการเผาไหม้เนื่องจากการเผาไหม้ต้องมีเวลาที่อากาศกับเชื้อเพลิงผสมก่อนที่จุดระเบิดและที่ความเร็วรอบสูงระยะเวลาการผสมสั้นทำให้เกิดความล่าช้าในการเผาไหม้สูงที่ความเร็วรอบสูง เมื่อทำการเพิ่มก๊าซธรรมชาติเข้าไปส่งผลให้การเผาไหม้ล่าช้ามากกว่าดีเซล ผลมาจากอัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศและเชื้อเพลิงรวมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซลไม่เท่ากันดังแสดงการคำนวณความดันภายในกระบอกสูบ ในภาคผนวก ก ตัวอย่างการคำนวณที่ 3 ซึ่งหาความดันและอุณหภูมิเครื่องยนต์โดยกระบวนการ Polytropic index Process เครื่องยนต์มีอัตราส่วนการอัดมีค่าเท่ากับ (CR) 18:1 ก๊าซธรรมชาติมี  $\gamma = 1.304$  อากาศ  $\gamma = 1.40$  ที่อุณหภูมิ 25 °C ความดันบรรยากาศ 1.0325 bar จากการคำนวณความดันภายในการ

บอกสูบช่วงการอัดอากาศ ก๊าซธรรมชาติ พบว่าเมื่อจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไปทำให้ความดันภายในกระบอกสูบลดลง การที่ความดันภายในกระบอกสูบลดลงทำให้อุณหภูมิช่วงการอัดก็ลดลงตามทำให้เกิดความล่าช้าในการเผาไหม้ (Ignition delay) ยาวขึ้น

ตารางที่ 4.4 Start of combustion at different testing conditions

SOI	SOC Diesel (Degree)			SOC Z=70% (Degree)			SOC Z=82% (Degree)		
	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM
20 BTDC	-1.5	-0.5	1.1	-1.6	1.0	4.3	-0.8	2.7	5.7
30 BTDC	-7.1	-6.4	-4.1	-6.8	-4.8	-1.7	-6.1	-3.4	-0.1
45 BTDC	-12.4	-10.7	-10.1	-12.3	-9.3	-9.1	-10.2	-9.4	-7.8

ขั้นตอนการหาช่วงเริ่มต้นของการเผาไหม้จากตารางที่ 4.4 พบว่า ที่ต้องการคิดเดียวกันช่วงความล่าช้าของการเผาไหม้ยาวขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นรวมทั้งเพิ่มค่า Z เมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 30 และ 45 ช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดก่อนศูนย์ตายบน มีแนวโน้มไปทางเดียวกันรูปที่ 4.5 การเพิ่มองศาการฉีดดีเซลมีผลกระทบต่อช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ทำให้เกิดการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบน



รูปที่ 4.5 Comparison between Start of Combustion of Diesel and DDF engine operating normal combustion at engine speed 1500,1800 and 2000RPM

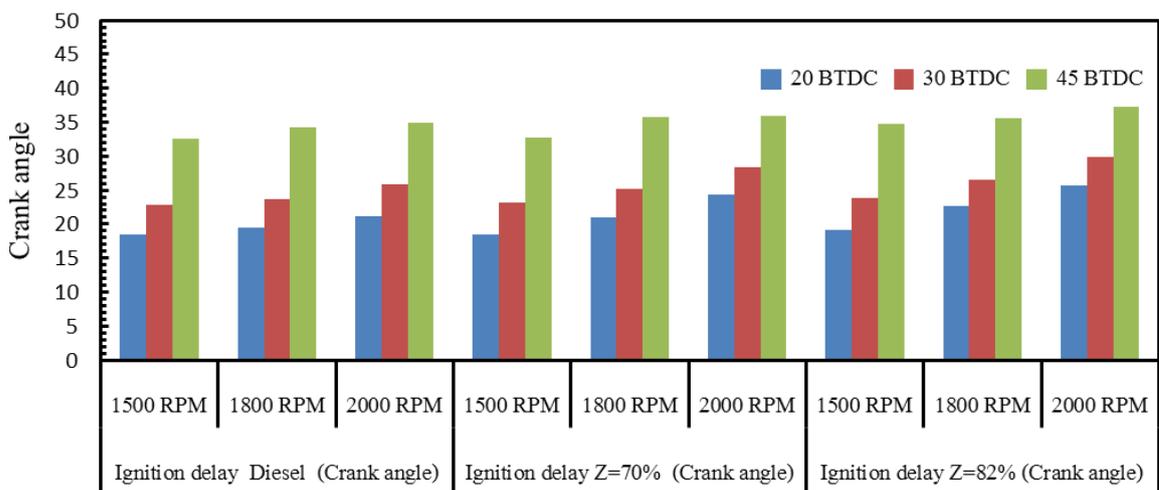
จากรูปที่ 4.5 การหาความล่าช้าของจุดเริ่มต้นของการเผาไหม้ของดีเซลและเชื้อเพลิงDDF ในแต่ละเงื่อนไขที่ความเร็วรอบ 1500 1800 และ 2000 รอบต่อนาที ที่ตำแหน่งเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ 20 30 และ 45 BTDC คัดจากหัวฉีดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงหาจากการยกของเข็มหัวฉีดจากชุดวัดการยกของเข็มหัวฉีด โดยหา

อนุพันธ์อันดับสองที่มีค่าเริ่มต้นมากกว่า 0 ของการยกของเข็มหัวฉีดแสดงในรูปที่ 3.28 ไปจนถึงเริ่มต้นการเผาไหม้โดยกำหนดให้อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่ามากกว่า 5 J/CA แสดงดังรูปที่ 3.29

ตารางที่ 4.5 Ignition delay at different testing conditions

SOI	Ignition delay Diesel (Crank angle)			Ignition delay Z=70% (Crank angle)			Ignition delay Z=82% (Crank angle)		
	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM
20 BTDC	18.5	19.5	21.1	18.4	21.0	24.3	19.2	22.7	25.7
30 BTDC	22.9	23.6	25.9	23.2	25.2	28.3	23.9	26.6	29.9
45 BTDC	32.6	34.3	34.9	32.7	35.7	35.9	34.8	35.6	37.2

รูปที่ 4.6 การเปรียบเทียบความล่าช้าของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลพบว่าเมื่อเพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลูกสูบทำงานเร็วขึ้นความดันในการฉีดที่แต่ดีเซลถูกฉีดออกมาไม่เท่าเดิมขึ้นอยู่กับความเร็วจึงทำให้การเผาไหม้ไม่เท่ากัน สำหรับเชื้อเพลิงDDF เมื่อเพิ่มค่า Z ทำให้ความล่าช้าของการเผาไหม้เพิ่มขึ้น ทั้งนี้อาจมีปัจจัยอื่นอย่างเช่น อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ รวมทั้งการส่งผ่านความร้อนและเมื่อเพิ่มค่า Z ทำให้การฉีดดีเซลน้อยลง แต่เพิ่มก๊าซธรรมชาติมากขึ้นส่งผลให้ช่วงการอัดจะต่ำลงทำให้เกิดความล่าช้าของการเผาไหม้ขึ้น



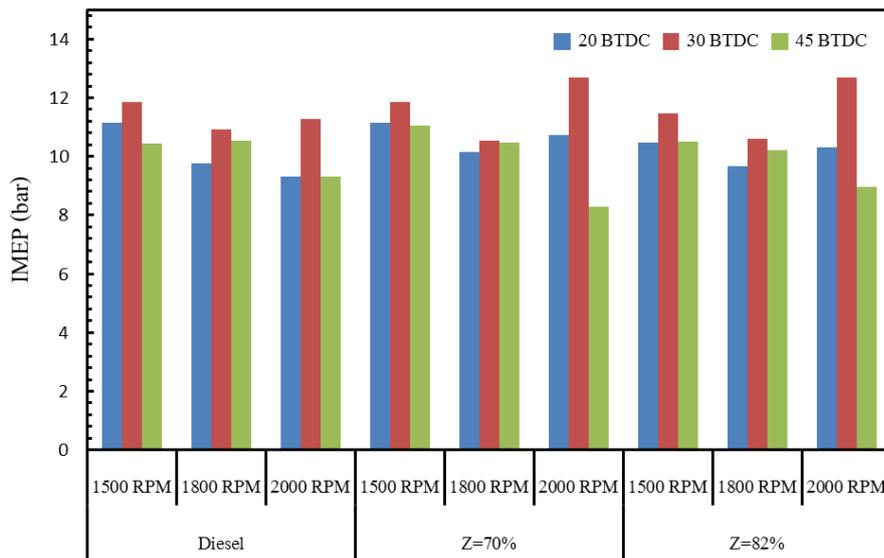
รูปที่ 4.6 Comparison between ignition delay for normal combustion

การวิเคราะห์ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ หากจากความดันภายในกระบอกสูบกับปริมาตรที่มีการเปลี่ยนแปลงภายในกระบอกสูบ โดยคิดที่ละวัฏจักร เป็นจำนวน 50 วัฏจักรและทำซ้ำ สามการทดสอบที่เงื่อนไขเดียวกัน แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย ดังแสดงตารางที่ 4.6 การเปรียบเทียบความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ของแต่ละเงื่อนไขในการทดสอบ ของการเผาไหม้ปกติพบว่าจะอยู่ในช่วง 8.3 ถึง 12.69 bar ที่ภาระของเครื่องยนต์อยู่ที่ 3.18 kW ของทุกเงื่อนไขการทดสอบสำหรับการเผาไหม้ปกติ

ตารางที่ 4.6 IMEP of diesel and DDF for normal combustion

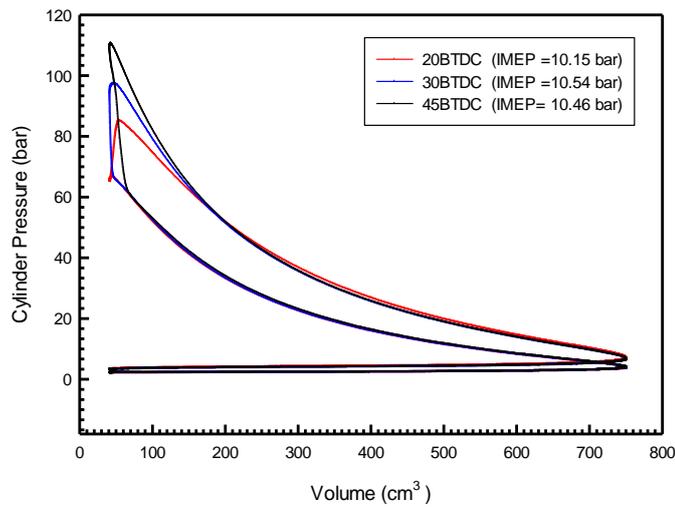
IMEP (bar)									
Speed	Diesel			Z=70%			Z=82%		
	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM
20 BTDC	11.14	9.78	9.3	11.14	10.15	10.74	10.47	9.68	10.31
30 BTDC	11.86	10.91	11.27	11.84	10.54	12.69	11.47	10.6	12.68
45 BTDC	10.43	10.52	9.32	11.06	10.46	8.3	10.5	10.23	8.96

รูปที่ 4.7 เปรียบเทียบความดันประสิทธิผลเฉลี่ยของเชื้อเพลิงดีเซลที่ 20 BTDC เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ ทำให้ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 30 และ 45 พบว่าการผันผวนของความดันประสิทธิผลเฉลี่ยส่วน DDF พบว่าการผันผวนของความดันประสิทธิผลเฉลี่ยเมื่อเพิ่มค่า Z และเพิ่มความเร็วรอบ ทั้งนี้เป็นเพราะเมื่อเพิ่มปริมาณก๊าซธรรมชาติทำให้ปริมาณของดีเซลลดลง ทำให้การเผาไหม้ทำได้ยากรวมทั้งช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ยาวขึ้นและมีการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนที่ 30 BTDC ทำให้ค่าความดันประสิทธิผลเฉลี่ยสูงทุกเงื่อนไขการทดสอบ สำหรับ 45 BTDC ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มความเร็วรอบ



รูปที่ 4.7 Comparison IMEP of diesel and DDF for normal combustion

รูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ของความดันกระบอกสูบและปริมาตรกระบอกสูบ ที่เงื่อนไขการทดสอบที่ Z =70% ที่ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที โดยมีการปรับองศาการฉีดที่ 20 30 และ 45 BTDC พบว่า เมื่อเพิ่มองศาการฉีดความดันสูงสุดภายในกระบอกสูบสูงขึ้น ถ้ามาหาความดันประสิทธิผลเฉลี่ยพบว่า ที่ 30 BTDC มีการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่มากกว่ามีถึงแม้ความดันภายในกระบอกสูบไม่สูงเท่า 45 BTDC แต่ งานจากการเผาไหม้ในกระบอกสูบมีค่ามากกว่าทุกเงื่อนไขการทดสอบ



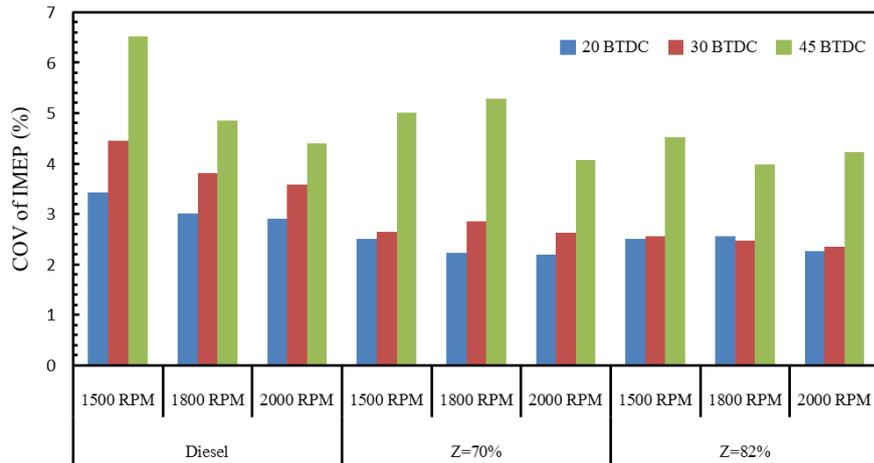
รูปที่ 4.8 Comparison P-V Diagrams at  $Z = 70\%$  and engine speed 1800 RPM

ตารางที่ 4.7 แสดงสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยซึ่งของการเผาไหม้ปกติของแต่ละเงื่อนไขในการทดสอบ ทั้งดีเซลและ DDF ที่ห้องการฉีด 2030 และ 45 BTDC ที่ความเร็วรอบ 1500 1800 และ 2000 รอบต่อนาที โดยมีภาระของเครื่องยนต์อยู่ที่ 3.18 kW

ตารางที่ 4.7 COV of IMEP of diesel and DDF for normal combustion

COV of IMEP (%)									
Speed	Diesel			$Z=70\%$			$Z=82\%$		
	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM
20 BTDC	3.43	3.01	2.91	2.51	2.23	2.19	2.50	2.56	2.26
30 BTDC	4.45	3.81	3.59	2.7	2.86	2.64	2.57	2.48	2.35
45 BTDC	6.52	4.85	4.40	5.00	5.28	4.08	4.51	3.98	4.22

รูปที่ 4.9 แสดงสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยซึ่ง พบว่าดีเซลเมื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิง สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยซึ่งเพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยซึ่งลดลง สำหรับ DDF สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยซึ่งน้อยกว่าดีเซลที่ 20 และ 30 BTDC ส่วน 45 BTDC ยังมีค่าที่สูง ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยซึ่งบอถึงการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ถ้ามีค่ามากแสดงว่าเครื่องยนต์สั่นมาก ดังนั้นเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลสั่นมากกว่า DDF เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นการสั่นก็ลดลงตาม



รูปที่ 4.9 Comparison COV of IMEP of diesel and DDF for normal combustion.

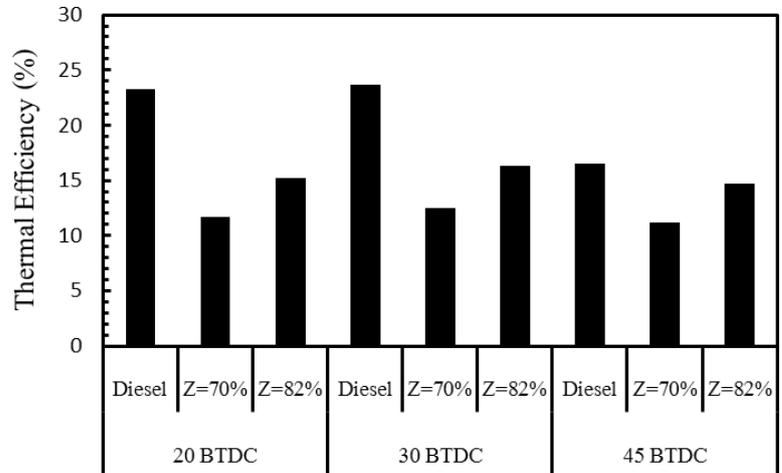
ตารางที่ 4.8 แสดงรายละเอียดของอัตราการไหลของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที ที่ภาระของเครื่องยนต์อยู่ที่ 3.18 kW พบว่าเมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 45 BTDC ความดันภายในกระบอกสูบมีค่ามากแสดงใน ตารางที่ 4.4 แต่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่า 20 และ 30 BTDC คือเป็นการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนมากและลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นทำให้ความดันภายในกระบอกสูบสูงมาก แต่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำ

ตารางที่ 4.8 Details of mass flow rate and the energy rate of Diesel and DDF at engine speed 1500 RPM and engine power 3.18 kW.

Engine Speed 1500 RPM								
Condition		Mass flow rate		Energy		Total rate (kW)	Energy NG(%)	Thermal Efficiency (%)
		NG(kg/hr)	Diesel(kg/hr)	NG(kW)	Diesel(kW)			
20 BTDC	Diesel	0.00	1.16	0.00	13.69	13.69	0.0	23.22
	Z=70%	1.72	0.73	18.65	8.59	27.24	68.5	11.67
	Z=82%	1.56	0.34	16.90	4.03	20.93	80.7	15.19
30 BTDC	Diesel	0.00	1.14	0.00	13.46	13.46	0.0	23.63
	Z=70%	1.61	0.69	17.46	8.10	25.55	68.3	12.44
	Z=82%	1.45	0.32	15.69	3.75	19.44	80.7	16.35
45 BTDC	Diesel	0.00	1.63	0.00	19.24	19.24	0.0	16.53
	Z=70%	1.78	0.77	19.30	9.05	28.35	68.1	11.22
	Z=82%	1.61	0.35	17.49	4.18	21.67	80.7	14.67

แสดงในรูปที่ 4.10 เป็นการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและ DDF ของแต่ละเงื่อนไขในการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที ที่ภาระของเครื่องยนต์อยู่ที่ 3.18 kW พบว่าดีเซล

องศาการฉีดที่ 45 BTDC ต่ำสุด ส่วน DDF ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ 30 BTDC และ 20 BTDC แตกต่างกันเล็กน้อย



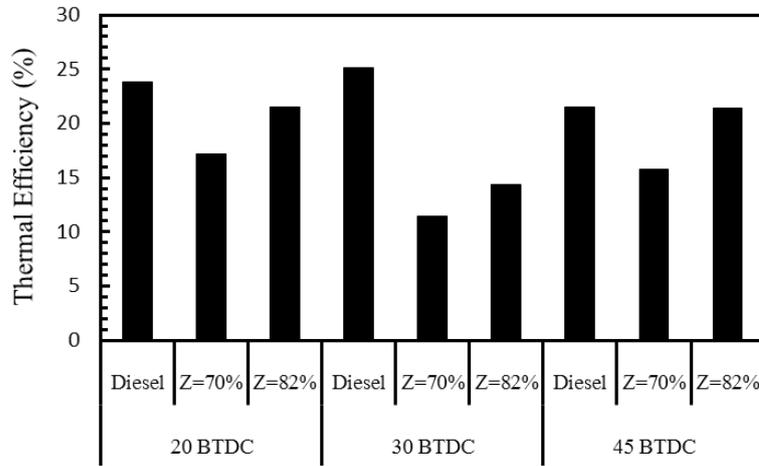
รูปที่ 4.10 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency at engine speed 1500 RPM, Power 3.18 kW.

ตารางที่ 4.9 แสดงรายละเอียดของอัตราการไหลของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที ที่ภาระของเครื่องยนต์อยู่ที่ 3.18 kW พบว่าเมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 45 BTDC ความดันภายในกระบอกสูบมีค่ามากแสดงในตารางที่ 4.3 แต่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่า 20 และ 30 BTDC เป็นเพราะการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนและลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นทำให้ความดันภายในกระบอกสูบสูงมาก แต่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำ

ตารางที่ 4.9 Details of mass flow rate and the energy rate of Diesel and DDF at engine speed 1800 RPM and engine power 3.18 kW.

Engine Speed 1800 RPM								
Condition		Mass flow rate		Energy		Total rate (kW)	Energy NG(%)	Thermal Efficiency (%)
		NG(kg/hr)	Diesel(kg/hr)	NG(kW)	Diesel(kW)			
20 BTDC	Diesel	0.00	1.13	0.00	13.34	13.34	0.0	23.84
	Z=70%	1.16	0.50	12.58	5.90	18.48	68.1	17.21
	Z=82%	1.10	0.24	11.93	2.83	14.76	80.8	21.54
30 BTDC	Diesel	0.00	1.07	0.00	12.67	12.67	0.0	25.11
	Z=70%	1.75	0.75	18.98	8.85	27.83	68.2	11.43
	Z=82%	1.65	0.36	17.89	4.25	22.14	80.8	14.36
45 BTDC	Diesel	0.00	1.25	0.00	14.76	14.76	0.0	21.55
	Z=70%	1.27	0.54	13.77	6.38	20.15	68.4	15.78
	Z=82%	1.11	0.24	12.04	2.83	14.87	80.9	21.39

รูปที่ 4.11 เป็นการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและ DDF ของแต่ละเงื่อนไขในการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที ที่ภาระของเครื่องยนต์อยู่ที่ 3.18 kW สำหรับเชื้อเพลิง DDF ที่ 20 BTDC มีค่ามากกว่า 45BTDC เล็กน้อยส่วน 30 BTDC ต่ำสุด



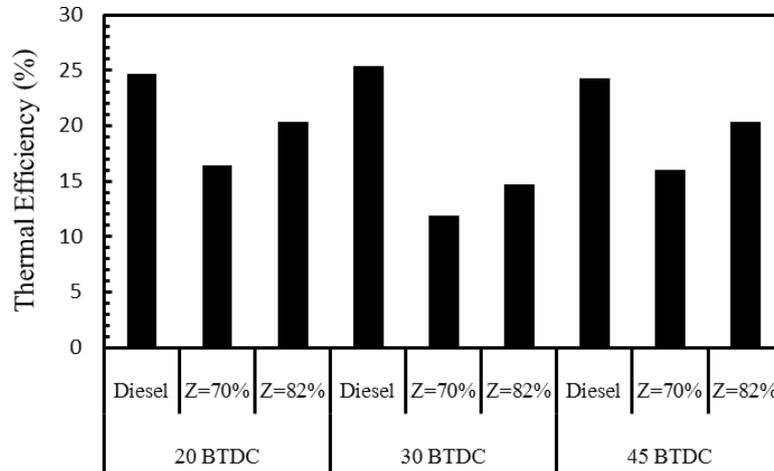
รูปที่ 4.11 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency at engine speed 1800 RPM, Power 3.18 kW.

เมื่อนำเอาประสิทธิภาพเชิงความร้อนจากตารางที่ 4.1 ที่เงื่อนไขการทดสอบ 2000 รอบต่อนาทีจากเครื่องยนต์ที่ไม่ได้การดัดแปลงองศาการฉีด ที่ภาระของเครื่องยนต์ 5.13 kW เทียบกับตารางที่ 4.10 พบว่าดีเซลมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดมากกว่า สำหรับ DDF ถ้าต้องการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนต้องเพิ่มค่า Z ให้มากขึ้นและทดสอบที่ภาระเครื่องยนต์ที่สูง

ตารางที่ 4.10 Details of mass flow rate and the energy rate of Diesel and DDF at engine speed 2000 RPM and engine power 3.18 kW

Engine Speed 2000 RPM								
Condition		Mass flow rate		Energy		Total rate (kW)	Energy NG(%)	Thermal Efficiency (%)
		NG(kg/hr)	Diesel(kg/hr)	NG(kW)	Diesel(kW)			
20 BTDC	Diesel	0.00	1.09	0.00	12.87	12.87	0.0	24.71
	Z=70%	1.22	0.52	13.23	6.14	19.37	68.3	16.42
	Z=82%	1.17	0.25	12.69	2.95	15.64	81.1	20.33
30 BTDC	Diesel	0.00	1.06	0.00	12.54	12.54	0.0	25.36
	Z=70%	1.69	0.72	18.33	8.50	26.83	68.3	11.85
	Z=82%	1.62	0.35	17.54	4.13	21.67	80.9	14.68
45 BTDC	Diesel	0.00	1.11	0.00	13.10	13.10	0.0	24.27
	Z=70%	1.25	0.53	13.55	6.26	19.81	68.4	16.05
	Z=82%	1.17	0.25	12.69	2.95	15.64	81.1	20.33

รูปที่ 4.12 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่เงื่อนไขความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อ นาที พบว่าดีเซลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนไม่แตกต่างกันมาก สำหรับ DDF ที่ 20 กับ 45 BTDC ก็ให้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนไม่แตกต่างกันมากและที่ 30 BTDC ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำสุด



รูปที่ 4.12 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process:

Thermal efficiency at engine speed 2000 RPM, Power = 3.18 kW.

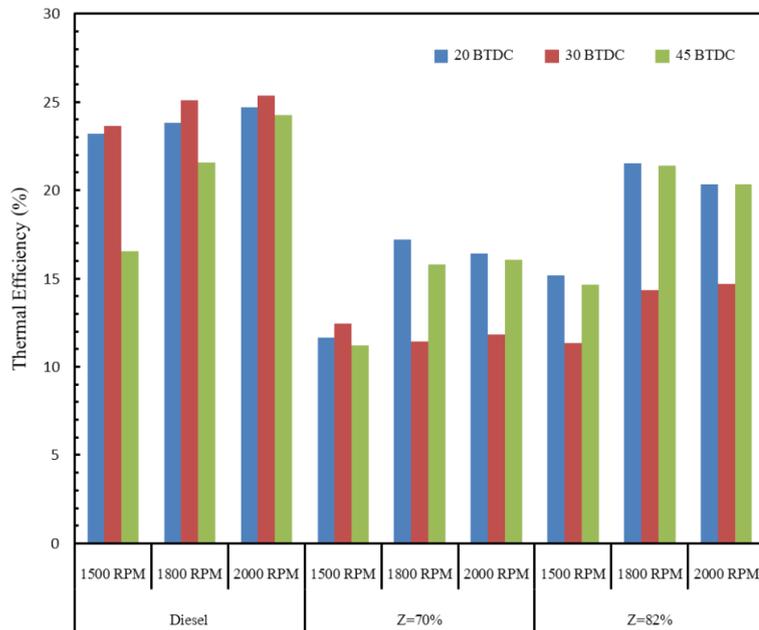
ตารางที่ 4.11 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของเชื้อเพลิงดีเซลและ DDF ของทุกเงื่อนไขการทดสอบ ที่องศา การฉีด 20 30 และ 45 BTDC ของความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 1500 1800 และ 2000 รอบต่อ นาที

ตารางที่ 4.11 Thermal efficiency of normal combustion at testing condition

Thermal Efficiency (%)									
Speed	Diesel			Z=70%			Z=82%		
	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM
20 BTDC	23.22	23.84	24.71236	11.67	17.21	16.42	15.19	21.54	20.33
30 BTDC	23.63	25.11	25.36	12.44	11.43	11.85	11.35	14.36	14.68
45 BTDC	16.53	21.55	24.27	11.22	15.78	16.05	14.67	21.39	20.33

รูปที่ 4.13 เปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซล พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากที่สุดที่ 30 20 และ 45 BTDC ที่องศาการฉีดที่ 45 BTDC เมื่อความเร็วรอบเพิ่มมากขึ้น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนก็เพิ่มขึ้น 20 BTDC สำหรับ DDF ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อ นาที โดยเฉพาะที่ 30 BTDC ประสิทธิภาพต่ำที่ Z=70% ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่ 20 BTDC ที่ 1800 รอบ ต่อ นาที เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนก็ต่ำ ส่วนที่ 45 BTDC ใกล้เคียงกันทั้งที่ความเร็ว

รอบ 1800และ2000 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มค่า Z=82% ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มมากขึ้นที่ 1800 แล้วลดลงที่ความเร็วรอบที่ 2000 รอบต่อนาที



รูปที่ 4.13 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Thermal efficiency.

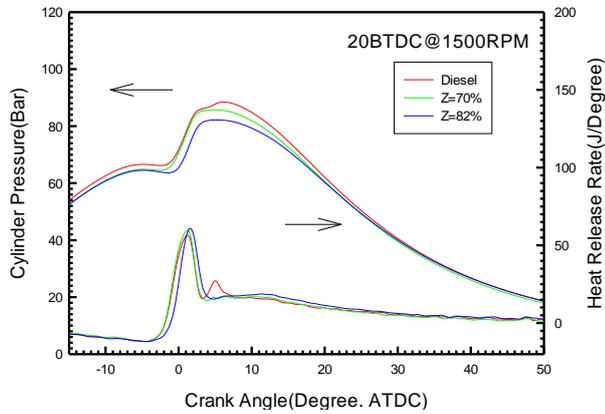
สำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลควรปรับองศาการฉีดอยู่ที่ 30 BTDC เพราะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุดและเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณการใช้ดีเซลก็ลดลง สำหรับ DDF องศาการฉีดที่เหมาะสมอยู่ที่ 20 BTDC และค่า Z อยู่ที่ 82% ความเร็วรอบอยู่ที่ 1800 รอบต่อนาที ถ้าเพิ่มความเร็วยุโรปไปเป็น 2000 รอบต่อนาที ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนตกลง ที่ 45 BTDC ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่า 20 BTDC แต่ความดันภายในกระบอกสูบสูงกว่าทุกเงื่อนไขการทดสอบทำให้ไม่เหมาะสมเพราะเครื่องยนต์เสียงดังจากการเผาไหม้และเครื่องยนต์สั่น

### 4.3.2 ผลของอัตราส่วนระหว่างก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซ

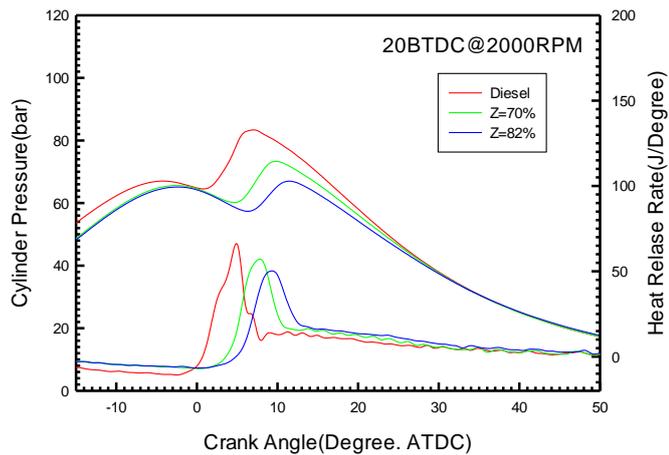
#### ธรรมชาติ (Effect of Mixing ratio, Z)

จากรูปที่ 4.14(a)แสดงให้เห็นความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนระหว่างดีเซลและ DDF ที่ Z=82%พบว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ 20 องศา ก่อนศูนย์ตายบนของความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที ช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกันเนื่องจากมีเวลาที่เชื้อเพลิงมีเวลาที่ผสมกับอากาศได้ดีกว่าและมีการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนเล็กน้อย จากรูปที่ 4.14(b) แสดงให้เห็นการเพิ่มสัดส่วนปริมาณก๊าซธรรมชาติ Z% มีผลกระทบต่อความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนลดลงเนื่องจากอัตราเผาไหม้ของก๊าซธรรมชาติช้ากว่าดีเซลดังนั้นการเพิ่ม Z% จึงทำให้เกิดความล่าช้าของการเผาไหม้และเกิดการเผาไหม้ที่ BTDC ของเชื้อเพลิงร่วมมากขึ้นซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษา

คุณลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF ของ Wannatong และคณะ[8] ที่ระบุไว้ว่าผลกระทบจากการเพิ่ม Z% ทำให้แนวโน้มของอัตราเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบลดลงเช่นกัน



(a) Cylinder pressure and heat release rate

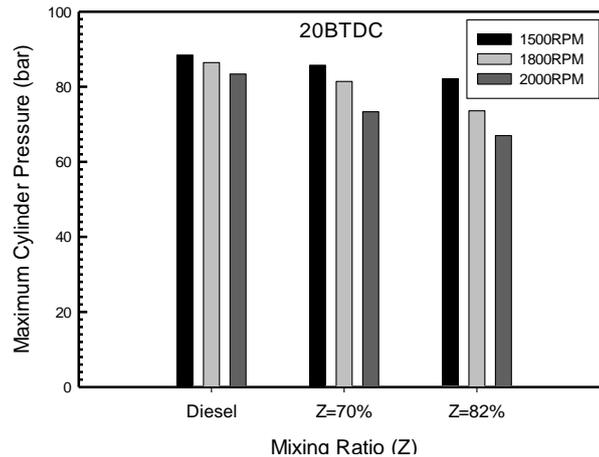


(b) Cylinder pressure and heat release rate

รูปที่ 4.14 Comparison between Diesel and DDF operating under normal combustion Process: Variation of pressure; heat release rate with crank angle engine speed 1500RPM and 2000RPM

รูปที่ 4.15 ผลจากเชื้อเพลิงดีเซลถ้าความเร็วรอบเพิ่มขึ้นทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่เร็วขึ้น แต่ดีเซลถูกฉีดออกมาไม่เท่าเดิมทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่เท่ากันและ DDF โดยฉีดที่ 20 องศา ก่อนศูนย์ตายบน เมื่อมีการเพิ่มค่า Z ทำให้อัตราส่วนความร้อนจำเพาะลดลงเทียบกับดีเซล ทำให้ความดันภายในกระบอกสูบลดลงและเมื่อเพิ่มความเร็วรอบสูงขึ้นความดันภายในกระบอกสูบก็ลดลง จากความเร็วรอบ 1500 ไปจนถึง 2000 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความเร็วรอบทำให้ปริมาณการฉีดของดีเซลลดลง ซึ่งทำให้อุณหภูมิของส่วนผสมช่วงการฉีดดีเซลลดลงทำให้ความล่าช้าของการเผาไหม้ยาวขึ้น

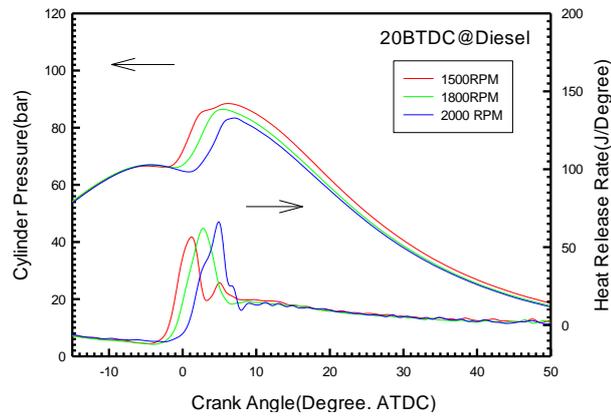
รูปที่ 4.32 ที่ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที พบว่าการเกิดน็อกของเครื่องยนต์รุนแรงมาก เมื่อมีการเผาไหม้ก่อนตำแหน่งศูนย์ตายบนที่ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ช่วงการปลดปล่อยความร้อนสะสมมาก



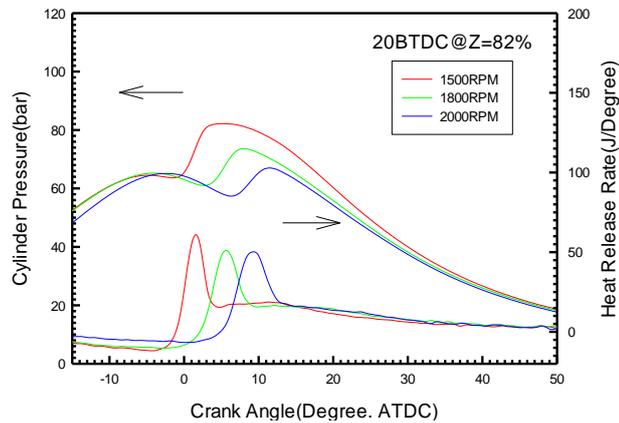
รูปที่ 4.15 Comparison between cylinder pressure and mixing ratio for Diesel and DDF at Start of injection 20 BTDC

### 4.3.3 ผลของความเร็วยรอบ (Effect of engine speed)

จากรูปที่ 4.16(a) ความเร็วยรอบของเครื่องยนต์ที่สูงมีผลต่อช่วงความล่าช้าของการเผาไหม้ยาวขึ้นส่วนความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ดีเซลเมื่อเพิ่มความเร็วยรอบของเครื่องยนต์ความดันภายในกระบอกสูบลดลงแต่อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนเพิ่มมากขึ้น เนื่องมาจากมีการเผาไหม้ใกล้กับตำแหน่งศูนย์ตายบน จากรูปที่ 4.16 (b) แสดงให้เห็นการเพิ่มความเร็วยรอบเครื่องยนต์มีผลกระทบต่อความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนลดลง เนื่องจากระยะเวลาของการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศสั้นลงจึงเกิดความล่าช้าของการเผาไหม้และเกิดการเผาไหม้ที่ BTDC ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาคุณลักษณะความดันและระยะเวลาของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงร่วมของ Selim และคณะ [10] ที่ระบุไว้ว่าผลกระทบจากการเพิ่มความเร็วยรอบเครื่องยนต์ของ DDF ทำให้แนวโน้มของอัตราเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบลดลงเช่นกัน



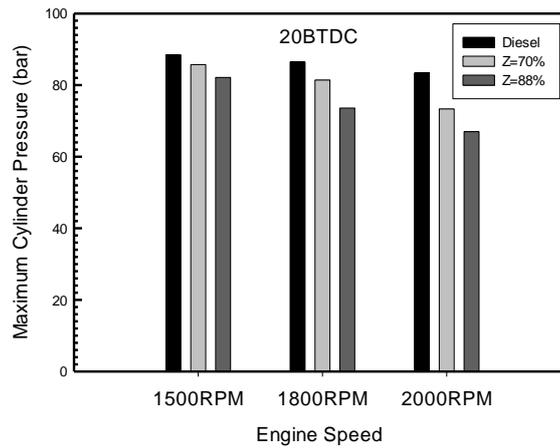
(a) Cylinder pressure and heat release rate



(b) Cylinder pressure and heat release rate

รูปที่ 4.16 Comparison between Diesel and DDF, start of injection at 20 BTDC engine operating Under normal combustion Process: Variation of pressure; heat release rate with crank Angle engine speed 1500RPM, 1800RPM and 2000RPM.

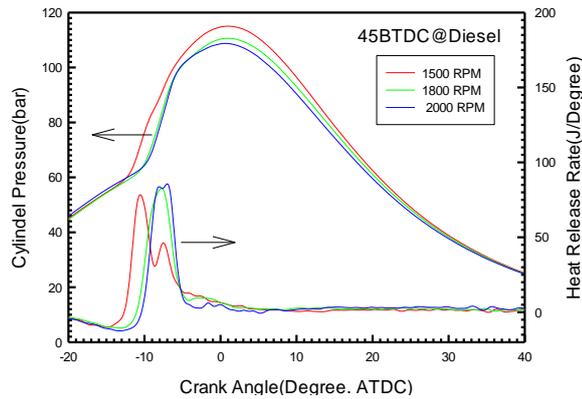
รูปที่ 4.17 แสดงความดันภายในกระบอกสูบของดีเซลและ DDF องศาการฉีดที่ 20 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ความดันภายในกระบอกสูบลดลงเมื่อเพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์และค่า Z



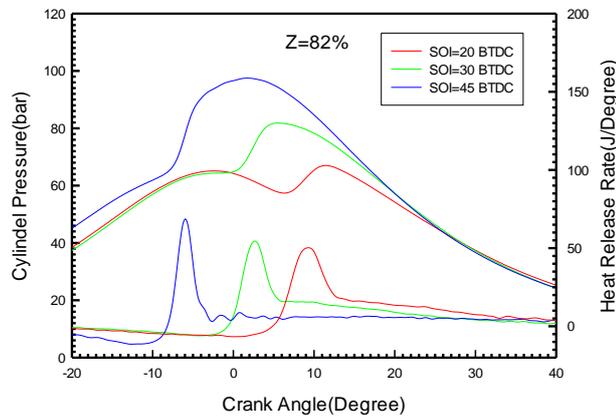
รูปที่ 4.17 Comparison between cylinder pressure and engine speed for Diesel and DDF at start of injection 20 BTDC

#### 4.3.4 ผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิง (Effect of start of injection)

จากรูปที่ 4.18 (a) แสดงความดันภายในกระบอกสูบของดีเซลไม่แตกต่างกันมาก แต่อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาทีช่วงการเผาไหม้มีอยู่สองช่วง คือมีช่วงแรกและช่วงที่สองของการเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1800 และ 2000 รอบต่อนาทีที่มีช่วงแรกของการเผาไหม้มากที่สุด จากรูปที่ 4.18 (b) การเพิ่มองศาการฉีดดีเซลมีผลกระทบต่อความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนเพิ่มขึ้นเนื่องจากเกิดความดันสะสมจากการเผาไหม้ล่วงหน้าก่อนที่ลูกสูบเคลื่อนที่ถึงศูนย์ตายบน



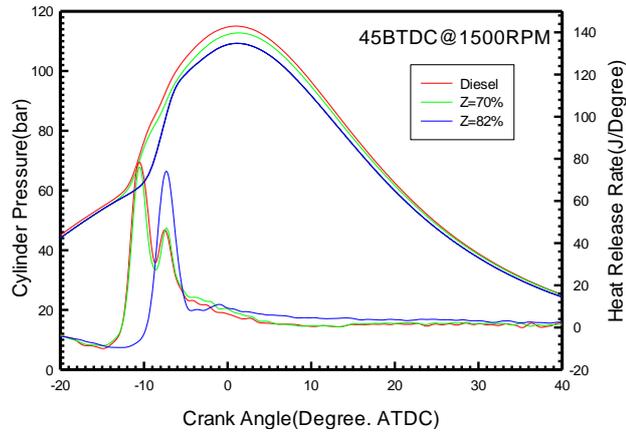
(a) Cylinder pressure and heat release rate



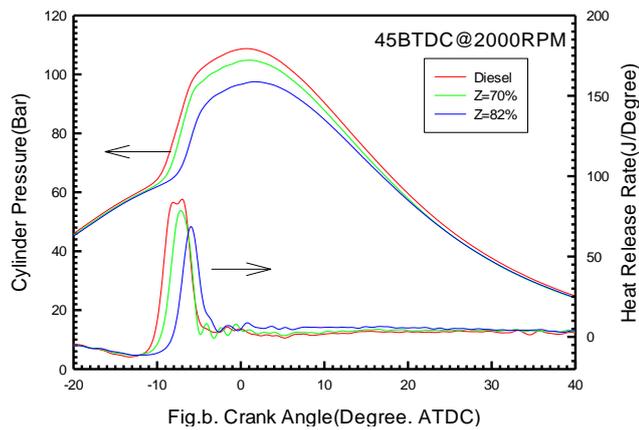
(b) Cylinder pressure and heat release rate engine speed at 2000 RPM and Z= 82%

**รูปที่ 4.18** Comparison cylinder pressure between and start of injection of Diesel and DDF at45 BTDC engine operating under normal combustion Process: Variation of pressure; heat releaserate with crank angle engine speed 1500RPM, 1800RPM and 2000RPM

รูปที่ 4.19(a) แสดงความดันภายในกระบอกสูบที่มีการเปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบกล่าวคือความเร็วรอบต่ำความดันภายในกระบอกสูบสูงรูปที่ 4.19 (b) ความเร็วรอบ 2000 RPM เมื่อมีการเพิ่มองศาจากการฉีด 20 ไปจนถึง45 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ที่องศาการฉีดที่สูงความดันภายในกระบอกสูบก็มาก อันเนื่องมาจากเกิดการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนและเป็นช่วงที่ถูกสูบเลื่อนขึ้นเป็นช่วงจังหวะอัดเมื่อเทียบแต่ละความเร็วรอบ ดีเซลมีค่าความดันภายในกระบอกสูบสูงที่สุดตามไปด้วย Z=70% และ Z=82% ตามลำดับ



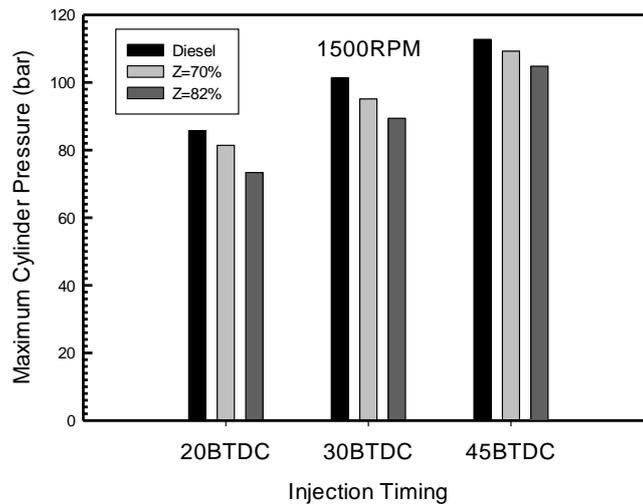
(a) Cylinder pressure and heat release rate



(b) Cylinder pressure and heat release rate

**รูปที่ 4.19** Comparison between Diesel and DDF, start of injection at 20 BTDC engine operating under normal combustion Process: Variation of pressure; heat release rate with crank and engine speed 1500RPM and 2000RPM

รูปที่ 4.20 เมื่อเพิ่มองศาการฉีดความดันภายในกระบอกสูบสูงขึ้น เมื่อเพิ่มค่า Z ความดันภายในกระบอกสูบ ลดลงจากรูปที่ 4.19 (b) ที่ความเร็วรอบที่สูงและองศาการฉีดที่ 45 พบว่า ที่ Z=70% ช่วงแรกของการเผาไหม้มีค่ามากกว่า ช่วงที่สองของการเผาไหม้ เมื่อเทียบกับ Z=82% ถึงแม้ช่วงแรกของการเผาไหม้ต่ำกว่าแต่ ช่วงที่สองของการเผาไหม้สูงกว่า Z=70% เมื่อเทียบองศาการฉีดเดียวกัน ความเร็วรอบเดียวกัน พบว่า ค่า Z มีผลต่อความดันภายในกระบอกสูบและมีต่อช่วงการเริ่มต้นการเผาไหม้ ยิ่งเพิ่มค่า Z เกิดความล่าช้าของการเผาไหม้ยาวขึ้น



รูปที่ 4.20 Comparison between cylinder pressure and start of injection for Diesel and DDF at engine speed 1500RPM

#### 4.3.5 อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม (Heat Release Rate DDF)

สำหรับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ก๊าซธรรมชาติและดีเซล โดยก๊าซธรรมชาติผสมกับอากาศมาก่อนเมื่อถูกสูบอัดจนความดันและอุณหภูมิสูงแล้วดีเซลฉีดเข้าไปในปริมาณที่น้อยทำให้เกิดการเผาไหม้ของก๊าซธรรมชาติที่ผสมกับอากาศและดีเซล ดังนั้นจึงสามารถแบ่งช่วงการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมออกเป็น 4 ช่วงแสดงดังรูปที่ 4.21

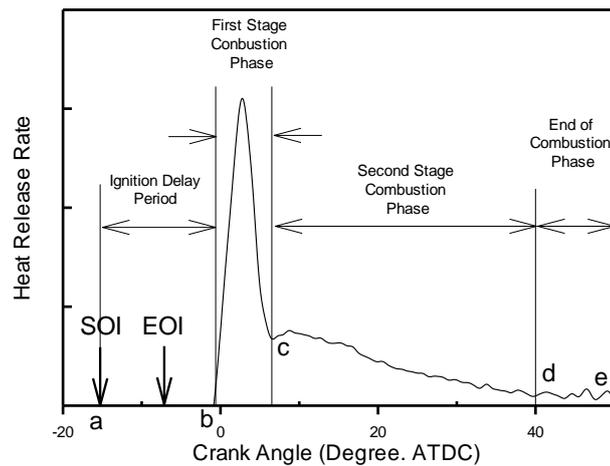
**ช่วงความล่าช้าของการจุดระเบิด ( Ignition Delay Preiod: ab)** เป็นช่วงเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ จนหยดฉีดเชื้อเพลิงที่มีอากาศและก๊าซธรรมชาติผสมกันไปจนถึงเริ่มต้นการเผาไหม้ช่วงนี้ ความดันภายในกระบอกสูบตกเนื่องจากเชื้อเพลิงดึงความร้อนให้กลายเป็นไอ เมื่อพิจารณาอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมก็ตกลงเช่นเดียวกับอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของดีเซล

**ช่วงแรกของการเผาไหม้ ( First Stage Combustion Phase: bc)** เมื่อละอองน้ำมันเชื้อเพลิงกลายเป็นไอผสมกับอากาศกับก๊าซธรรมชาติจนกระทั่งถึงจุดเหมาะสมเกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลและก๊าซธรรมชาติกับอากาศที่ผสมกัน ทำให้ความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มขึ้นทันทีเมื่อดูอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่ามากกว่า  $5 \text{ J/CA}$  และอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน  $\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_{\max}$  เกิดขึ้นทันทีแล้วก็ตกลงไปจนถึง

ช่วง c

ช่วงที่สองของการเผาไหม้(Second Stage Combustion Phase; cd) เป็นช่วงที่มีการเผาไหม้ของอากาศกับ ก๊าซธรรมชาติเป็นหลัก โดยมีเชื้อเพลิงดีเซลเข้าไปเผาไหม้ด้วยเล็กน้อย

ช่วงหยุดการเผาไหม้ (End of Combustion Phase: de) เป็นช่วงการเผาไหม้ดีเซลและก๊าซธรรมชาติที่ เหลืออยู่เล็กน้อยเป็นช่วงอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าน้อยกว่า 4 J/CA จนกระทั่งหยุดการเผา ไหม้



รูปที่ 4.21 Typical DDF engine heat release rate diagram identifying different DDF combustion phase

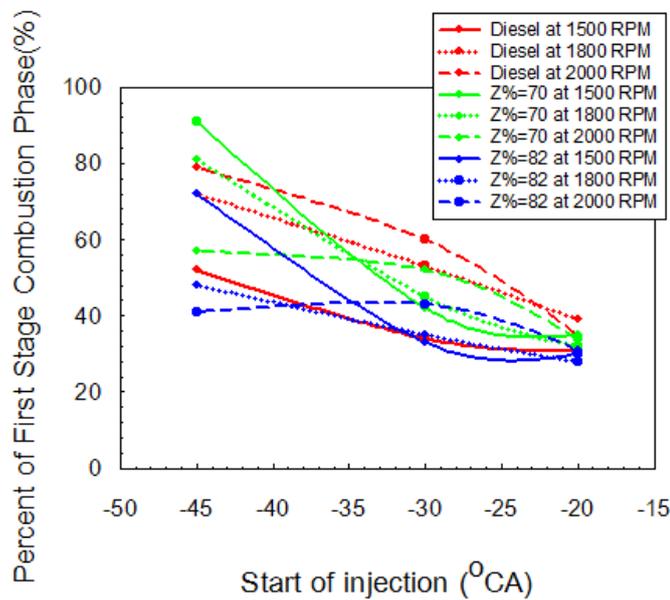
#### 4.3.6 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ในช่วง First Stage

องศาการฉีดเชื้อเพลิงมีผลต่อสัดส่วน First Stage Combustion Phase ที่ดีเซล เมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 30 องศา ก่อนศูนย์ตายบน เมื่อความเร็วรอบเพิ่มทำให้อัตราส่วน First Stage Combustion Phase เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน กับองศาการฉีดที่ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบนเพียงแต่มีค่ามากกว่า 30 องศา เมื่อเพิ่มค่า  $Z=70\%$  และ  $Z=82\%$  ช่วงองศาการฉีด 30 องศา ก่อนศูนย์ตายบน พบว่ายิ่งความเร็วรอบสูง สัดส่วน First Stage Combustion Phase มากตามความเร็วรอบแต่เมื่อเทียบที่ความเร็วรอบเดียวกันพบว่ายิ่งเพิ่มค่า  $Z$  ยิ่งมากสัดส่วน First Stage Combustion Phase ต่ำสามารถพิจารณาได้จากตารางที่ 4.12 แสดงอัตราส่วนช่วงแรกของการเผาไหม้ที่ ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที ที่  $Z=70\%$  มีค่าเท่ากับ 45% ส่วน  $Z=82\%$  มีค่าเท่ากับ 35%

ตารางที่ 4.12 Percent of first stage Combustion phase Diesel and DDF engine operating normal combustion

First Stage Combustion Phase (%)									
SOI	Diesel			Z=70%			Z=82%		
	1500RPM	1800RPM	2000RPM	1500RPM	1800RPM	2000RPM	1500RPM	1800RPM	2000RPM
20 BTDC	31.0	39.0	35.0	35.0	32.0	34.0	30.0	28.0	31.0
30 BTDC	34.0	53.0	60.0	42.0	45.0	52.0	33.0	35.0	43.0
45 BTDC	52.0	72.0	79.0	91.0	81.0	57.0	72.0	48.0	41.0

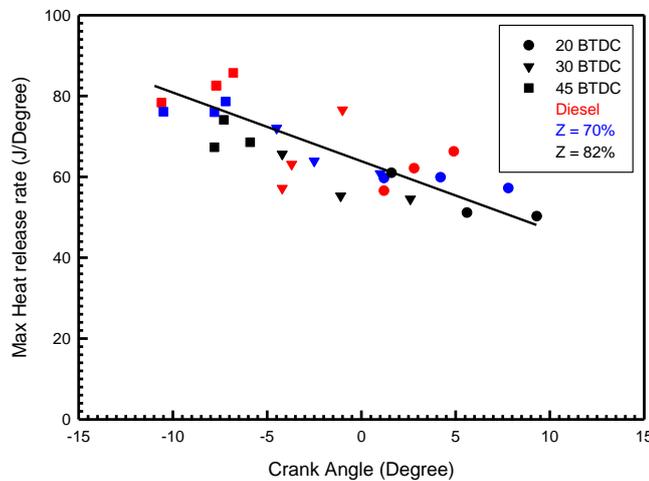
รูปที่ 4.22พบว่าเครื่องยนต์ DDF มีแนวโน้มการเผาไหม้ช่วง First stage combustion เพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มองศาการฉีดดีเซลและความเร็วรอบเครื่องยนต์ซึ่งมีเมื่อมีผลการศึกษาค่าผลกระทบทของตัวแปรที่เกี่ยวข้องการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF เมื่อเพิ่มองศาการฉีดดีเซลพบว่า First stage combustion เพิ่มขึ้นแต่ทำให้การเผาไหม้ช่วง Second stage combustion ลดลงเช่นกัน [14]



รูปที่ 4.22 Comparison percent of Premixed Combustion phase Diesel and DDF engine operating normal combustion at engine speed 1500,1800 and 2000RPM

### 4.3.7 อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดในตำแหน่งมุมเพลาค้อเหวี่ยง

เมื่อนำอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดที่ตำแหน่งองศาของมุมเพลาค้อเหวี่ยงของเงื่อนไขการทดสอบทั้งดีเซลและ DDF ที่ความเร็วรอบ 1500 ถึง 2000 รอบต่อนาที เมื่อหาความสัมพันธ์พบว่ายังมีการเพิ่มองศาการฉีดยิ่งมาก อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่องศาของมุมเพลาค้อเหวี่ยงก็มากตาม เมื่อเทียบกับองศาการฉีดที่ 20 องศาของมุมเพลาค้อเหวี่ยง แสดงในรูปที่ 4.23 ดังนั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีผลกับอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดที่มุมเพลาค้อเหวี่ยงและที่ 20 องศา ก่อนศูนย์ตายบนพบว่า อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดเกิดหลังศูนย์ตายบน และมีการเพิ่มค่า Z มากทำให้ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดล่าช้าไปอีก



รูปที่ 4.23 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion process: Variation of maximum heat release rate with crank angle at 20 BTDC to 45 BTDC; power Output 3.8kW engine speed 1500RPM, 1800RPM and 2000RPM

### 4.4 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ใกล้การเกิดน็อก(Near Knock)

เป็นช่วงที่มีองศาการฉีดที่ 20 องศา ก่อนศูนย์ตายบนค่า Z เพิ่มมากกว่า 88% เป็นช่วงที่เครื่องยนต์ทำงานปกติที่ความเร็วรอบ 1500 ไปจนถึง 2000 รอบต่อนาที เงื่อนไขที่ยังไม่เกิดการน็อกของเครื่องยนต์ จากรูปที่ 4.24 แสดงการเปรียบเทียบความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบของแต่ละความเร็วรอบซึ่ง อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนและงานจากการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที เป็นการเปรียบเทียบกับดีเซลและ DDF ที่ Z=82% และช่วงใกล้การเกิดน็อก(Near Knock) พบว่าความดันภายในกระบอกสูบของดีเซล ตามด้วยช่วงก่อนการเกิดน็อกและ Z=82% เมื่อนำมาหาอัตราการปลดปล่อยความดันต่อมุมเพลาค้อเหวี่ยงพบว่าช่วงก่อนการเกิดน็อกมีค่า

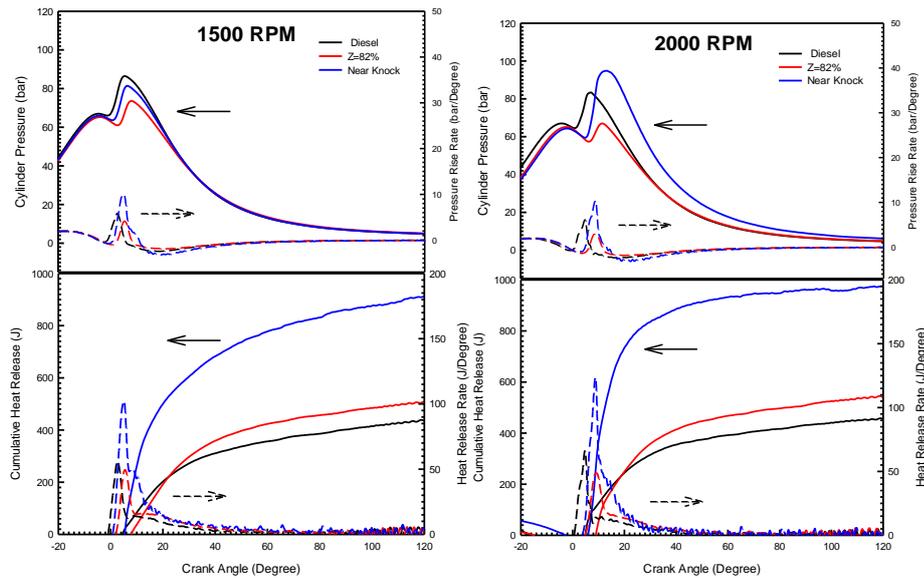
อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมากกว่าดีเซลเกือบ 2 เท่าตัวและมีการเผาไหม้ทั้ง First Stage Combustion Phase และ Second Stage Combustion Phase เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่สูงขึ้นและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดเกิดหลังศูนย์ตายบน และช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้อยู่ที่  $-1$  องศา ก่อนศูนย์ตายบนไปจนถึง  $4.4$  องศา หลังศูนย์ตายบนและเปอร์เซ็นต์ของ First Stage Combustion เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบดังแสดงในตารางที่ 4.13

ตารางที่ 4.13 Effect near knock of DDF engine operating under normal combustion process:

Heat release rate and percent premixed combustion phase

Engine Speed	1500RPM	1800RPM	2000RPM
Maximum Heat release Rate (J/Degree)	87.6	102.5	123.8
Maximum Heat Release Rate with Crank Angle (Degree)	3.6	5.1	8.8
Start of combustion with Crank Angle (Degree)	-1	1.2	4.4
Percent Premixed Combustion Phase (%)	25.7	36.0	44.2

รูปที่ 4.24 อัตราเปลี่ยนแปลงความดันในแต่ละความเร็วรอบและการปลดปล่อยความดันสะสมของความเร็วรอบ 1500 และ 2000 รอบต่อนาที พบว่าการเผาไหม้ของดีเซลเผาไหม้ก่อนทุกความเร็วรอบ แต่การปลดปล่อยความร้อนสะสม (Cumulative Heat Release) น้อยกว่า DDF แต่เงื่อนไขก่อนการเกิดน็อกให้ค่ามากกว่าเกือบ 2 เท่า ของดีเซลซึ่งแปรผันตามความดันภายในกระบอกสูบเมื่อมีการเผาไหม้ช่วง Second Stage Combustion Phase ช่วงการปลดปล่อยความร้อนสะสมไม่มีการตกจนถึงหยุดการเผาไหม้



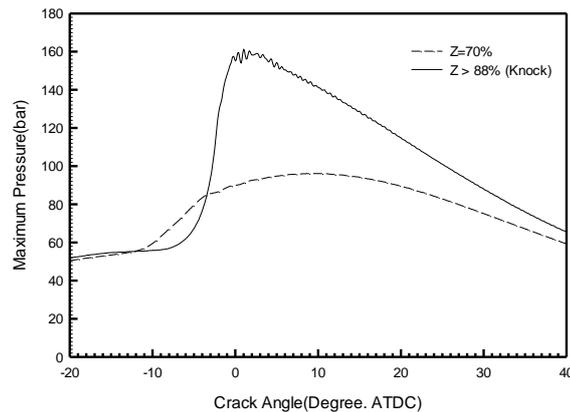
(a) Engine speed at 1500 RPM (b) Engine speed at 2000 RPM

**รูปที่ 4.24** Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and near knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1500 and 2000 RPM

## 4.5 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่การเกิดน็อก

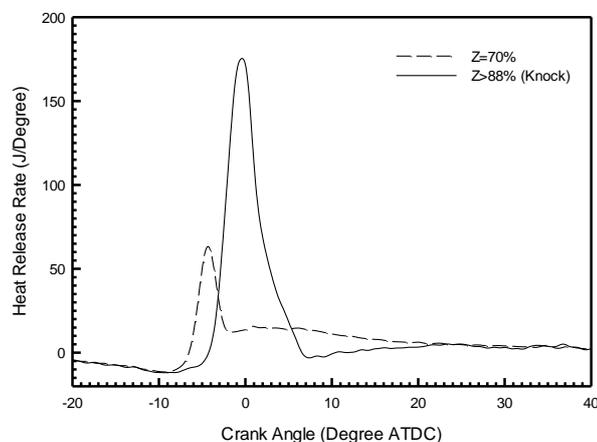
### 4.5.1 การวิเคราะห์ความดันที่ผันผวนของเงื่อนไขการเกิดน็อก

สำหรับการวิเคราะห์การเกิดน็อกในเครื่องยนต์ DDF สามารถทำได้ 2 วิธี นั่นคือสังเกตความสัมพันธ์ของความดันภายในกระบอกสูบว่ามีการผันผวนของความดันที่ผิดปกติในช่วงการเผาไหม้หรือไม่ หรือมีการกระเพื่อมของความดันภายในกระบอกสูบและความดันที่เกิดขึ้นสูงที่สุดรวมทั้งสังเกตเสียงการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ว่ามีเสียงการเผาไหม้ที่ผิดปกติรูปที่ 4.25 การเปรียบเทียบความดันภายในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ DDF ที่มีการเผาไหม้ปกติ  $Z = 70\%$  การเผาไหม้ที่ผิดปกติหรือการเกิดน็อก โดยมีค่า  $Z$  มีค่ามากกว่า  $88\%$  พบว่าความดันภายในกระบอกสูบจะสูงกว่าการเผาไหม้ปกติและมีการผันผวนของความดันตลอดและไม่สามารถควบคุมช่วงเวลาการเผาไหม้ได้อย่างแน่นอน



รูปที่ 4.25 Comparison maximum cylinder pressure between  $Z=70\%$  and DDF  $Z > 88\%$  at engine speed 1500 RPM and start of injection 30 BTDC

รูปที่ 4.26 การเปรียบเทียบอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์ DDF ที่มีการเผาไหม้ปกติ  $Z=70\%$  และการเผาไหม้ที่ผิดปกติหรือการเกิดน็อก โดยมีค่า  $Z$  มีค่ามากกว่า  $88\%$  พบว่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของการเกิดน็อก มีช่วงแรกของการเผาไหม้ถึง  $95\%$  มีค่าที่สูงมาก สำหรับการเผาไหม้ปกติเกิดทั้งช่วงแรกของการเผาไหม้และช่วงที่สองของการเผาไหม้



รูปที่ 4.26 Comparison heat release rate between  $Z=70\%$  and  $Z > 88\%$  at engine speed 1500 RPM and start of injection 30 BTDC

#### 4.5.2 ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้และสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ของเงื่อนไขการเผาไหม้ผิดปกติ

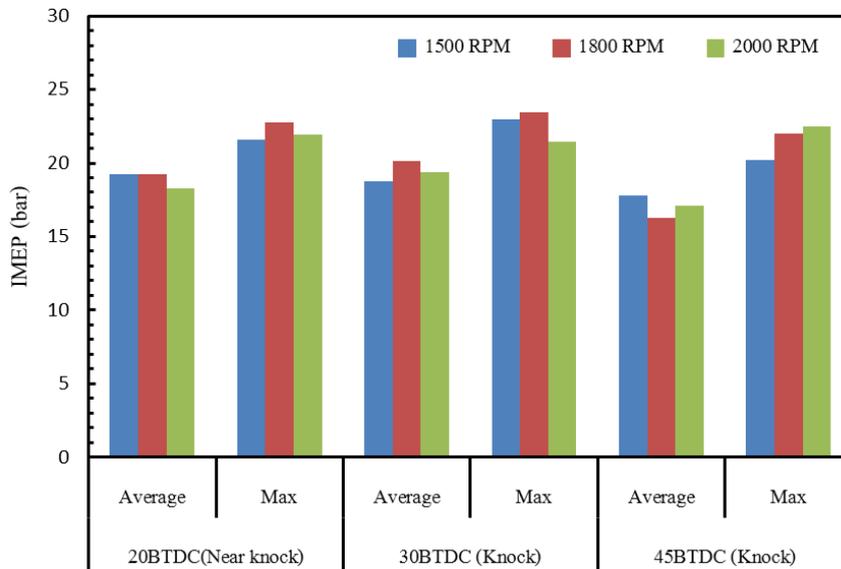
ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ โดยทำการทดสอบที่เงื่อนไขของการเกิดการเผาไหม้ผิดปกติและการเกิดน็อก ที่ค่า  $Z$  มีค่ามากกว่า  $88\%$  ที่องศาการฉีดที่ 20 30 และ 45 BTDC ที่ความเร็วรอบ 1500 1800 และ 2000

รอบก่อนที่ นำมาหาค่ามีอยู่ 2 แบบ ได้แก่ค่าความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ จำนวน 50 วัฏจักร นำมาเฉลี่ยกัน รวมทั้งหาค่าความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้สูงสุดใน 50 วัฏจักร แสดงในตารางที่ 4.14

ตารางที่ 4.14 Comparison between average and maximum IMEP for abnormal combustion

IMEP (bar)				
Speed		1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM
20BTDC(Near knock)	Average	19.25	19.22	18.26
	Max	21.58	22.73	21.97
30BTDC (Knock)	Average	18.74	20.15	19.38
	Max	22.98	23.47	21.45
45BTDC (Knock)	Average	17.76	16.28	17.13
	Max	20.18	21.99	22.48

รูปที่ 4.27 เปรียบเทียบค่าความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ ของแต่ละเงื่อนไขพบว่า ค่าความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้สูงสุดมีค่าอยู่ช่วง 16.28 ไปจนถึง 23.47bar มีค่าเกือบสองเท่าของการเผาไหม้ปกติ เมื่อนำค่าความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ นำมาเฉลี่ย 50 วัฏจักร ถึงแม้ความดันต่ำเพราะการเผาไหม้มีการผันผวนของความดันภายในกระบอกสูบในแต่ละวัฏจักรไม่เท่ากันและไม่สามารถควบคุมช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ได้



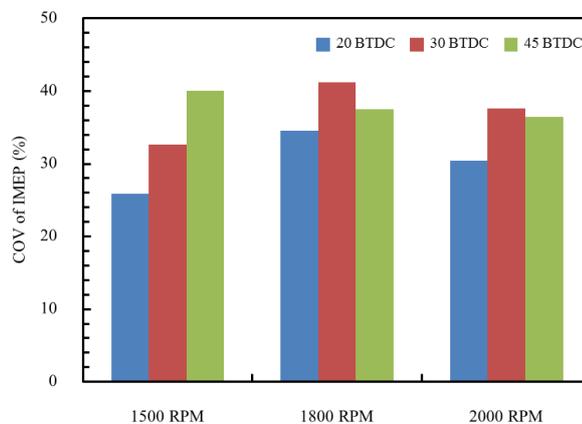
รูปที่ 4.27 Comparison between IMEP of abnormal combustion.

สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ ของเงื่อนไขการเผาไหม้ผิดปกติและการเกิด  
 น็อกที่ค่า Z มีค่ามากกว่า 88% ที่องศาการฉีดที่ 20 30และ45 BTDC ที่ความเร็วรอบ 1500 1800และ2000  
 รอบต่อนาที แสดงดังตารางที่ 4.15

ตารางที่ 4.15 Abnormal Combustion of COV of IMEP at Z>88%

Abnormal combustion of COV of IMEP (%) and Z >88%			
Condition	1500 RPM	1800 RPM	2000 RPM
20BTDC	25.84	34.50	30.40
30BTDC	32.70	41.21	37.60
45BTDC	40.10	37.53	36.42

รูปที่ 4.28 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ของแต่ละเงื่อนไข  
 การทดสอบ พบว่ามีการผันผวนของค่าสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้อย่าง  
 มากตั้งแต่ 25.84 ไปจนถึง 41.21% แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์สั่นมากในการเผาไหม้ผิดปกติและน็อก



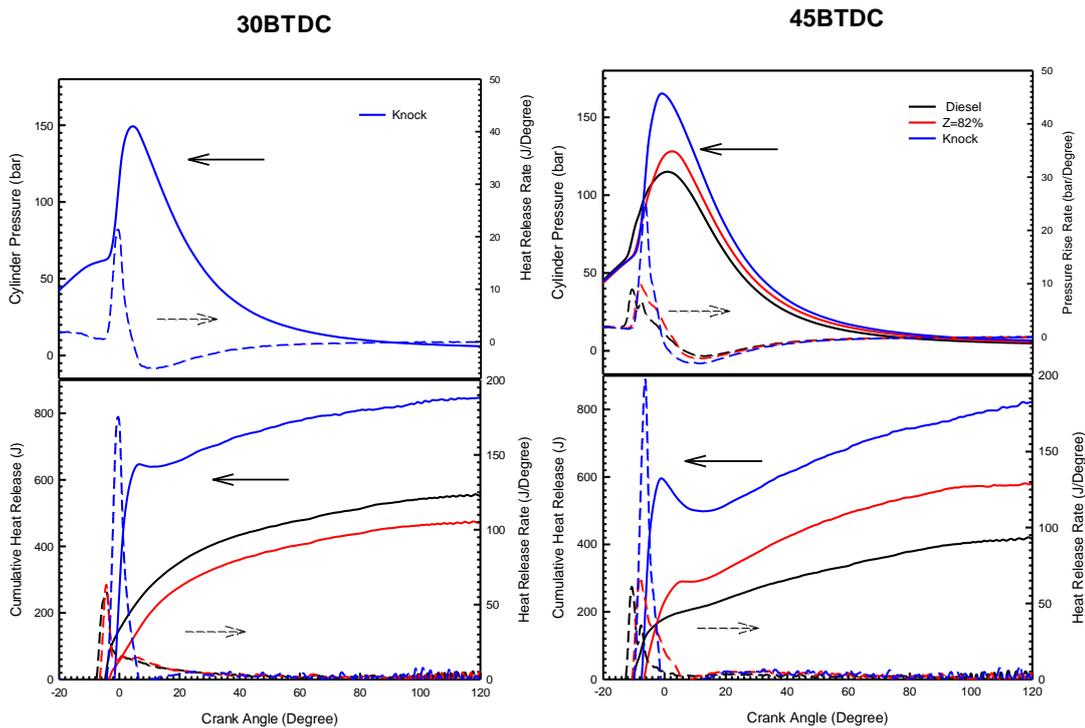
รูปที่ 4.28 Comparison between abnormal Combustion of COV of IMEP at Z>88%

เมื่อนำเอาค่า สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ ที่ไม่มีการตัดแปลงองศาการฉีด  
 มีค่าถึง64%สำหรับเครื่องยนต์ที่ตัดแปลงองศาการฉีดพบว่ายู่ในช่วง 25.84 ไปจนถึง41.21% ค่าของ  
 เครื่องยนต์ตัดแปลงองศาการฉีดมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ไม่ได้ตัดแปลงเนื่องจากมีการควบคุมปริมาณการ  
 ฉีดให้ฉีดตลอด ทำให้เครื่องยนต์ทำงานต่อเนื่องได้ สำหรับเครื่องยนต์ที่ไม่มีการตัดแปลงองศาการฉีด  
 บางวัฏจักรเครื่องยนต์จะดับเพราะชุดควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์ตั้งค่าน้ำมันไม่ให้ฉีดเชื้อเพลิงมี  
 และการเผาไหม้หลังศูนย์ตายบนมาก ทำให้เครื่องยนต์สั่นมาก

### 4.5.3 การวิเคราะห์ความดันภายในกระบอกสูบของเงื่อนไขการเกิดน็อก

การวิเคราะห์ความดันภายในกระบอกสูบของการเกิดน็อกมีความดันสูงมากกว่าดีเซลและความดันในแต่ละวัฏจักรไม่เท่ากันทุกเงื่อนไขในการทดสอบของการเกิดน็อกเมื่อจ่ายก๊าซธรรมชาติปริมาณที่มีค่า Z มากกว่า 88% ที่องศา 30 และ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบนพบว่าที่ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบนการเกิดน็อกได้ง่ายกว่า สามารถพิจารณาได้รูปที่ 4.29 ที่องศาการฉีดที่ 45 BTDC ความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันรวมทั้งอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงกว่า 30 BTDC แสดงว่าการเผาไหม้เร็ว

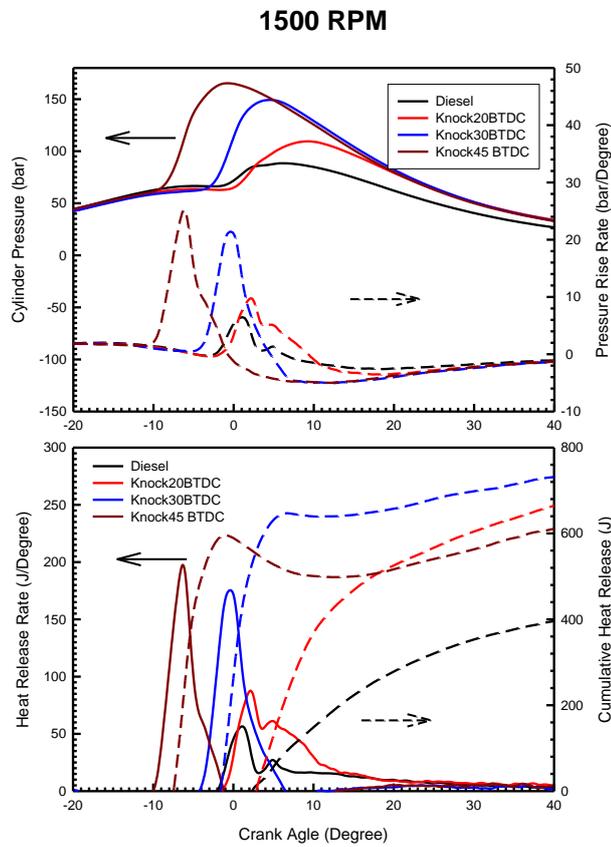
สำหรับการเผาไหม้ปกติของดีเซลและ DDF สามารถแบ่งช่วงอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนได้เป็นสองคือช่วงการเผาไหม้แบบ First Stage Combustion Phase นั่นคือมีการเผาไหม้แบบทันทีของเชื้อเพลิงทำให้เกิดความร้อนที่สูงและความดันที่สูงและช่วงที่สองแบบ Second Stage Combustion Phase ที่มีการเผาไหม้อากาศกับก๊าซธรรมชาติและดีเซลเล็กน้อย สำหรับการเกิดน็อกอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงมากกว่าการเผาไหม้ปกติและมีช่วงแรกของการเผาไหม้มากถึง 95% ของการเผาไหม้



(a) Start of injection at 30 BTDC      (b) Start of injection at 45 BTDC

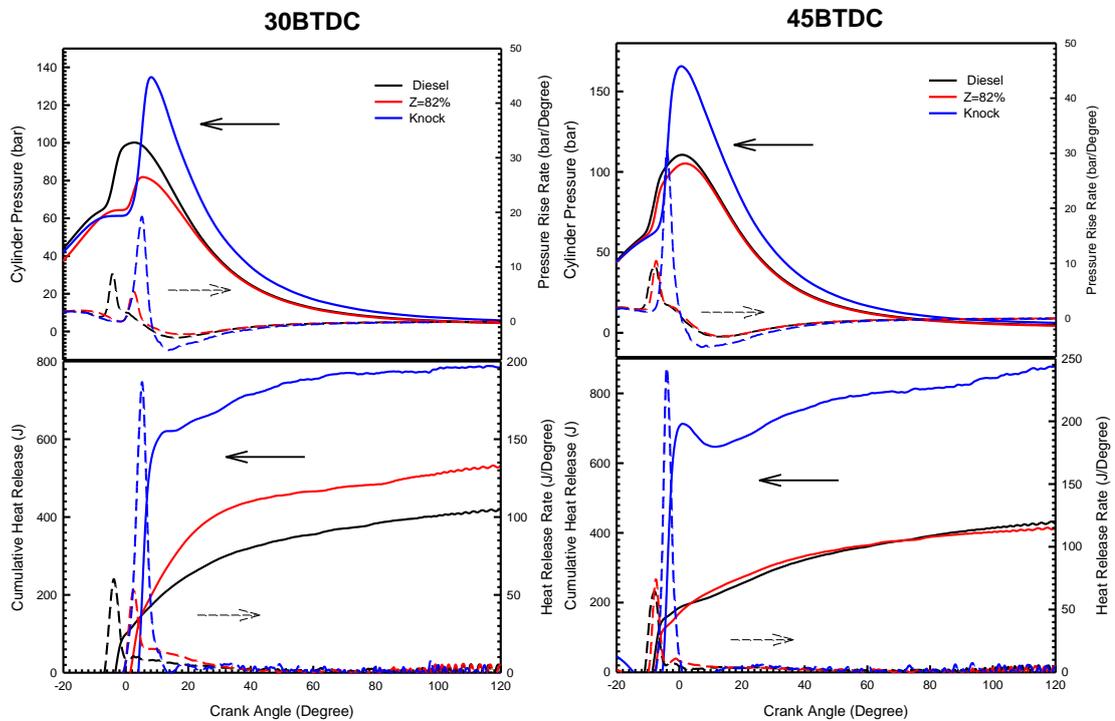
รูปที่ 4.29 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle engine speed at 1500 RPM

รูปที่ 4.30 แสดงการเผาไหม้ปกติของดีเซลที่องศาการฉีด 20 BTDC เทียบกับการเกิดน็อกที่เงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที มีการปรับองศาการฉีดที่ 20 30 และ 45 BTDC พบว่าเมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 45 BTDC ความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มสูงขึ้นรวมทั้งอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดเทียบกับองศาเผาไหม้ข้อเหวี่ยงมีค่าสูงและมีการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนและพบว่าการเกิดน็อกในเครื่องยนต์ DDF มีการเผาไหม้ช่วง First stage combustion เพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มองศาการฉีดดีเซลและความเร็วรอบเครื่องยนต์ซึ่งมีเมื่อมีผลการศึกษาลักษณะของตัวแปรที่เกี่ยวข้องการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF เมื่อเพิ่มองศาการฉีดดีเซลพบว่า First stage combustion เพิ่มขึ้นมากกว่า 95% แต่ทำให้การเผาไหม้ช่วง Second stage combustion ลดลง [5]



รูปที่ 4.30 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1500 RPM

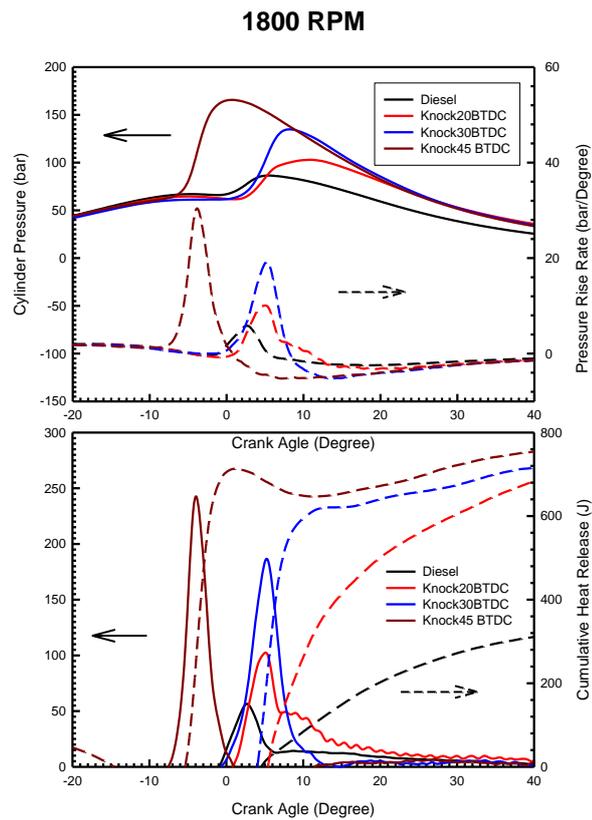
รูปที่ 4.31 แสดงเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที พบว่าการเกิดน็อกของเครื่องยนต์รุนแรงมาก เมื่อมีการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบน ที่ 30BTDC การเกิดน็อกช่วงการเผาไหม้หลังศูนย์ตายบน เป็นการเกิดน็อกไม่รุนแรงมากเป็นการเกิดน็อกช่วงลูกสูบเลื่อนลงเมื่อเทียบกับ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบน



(a) Start of injection at 30 BTDC (b) Start of injection at 45 BTDC

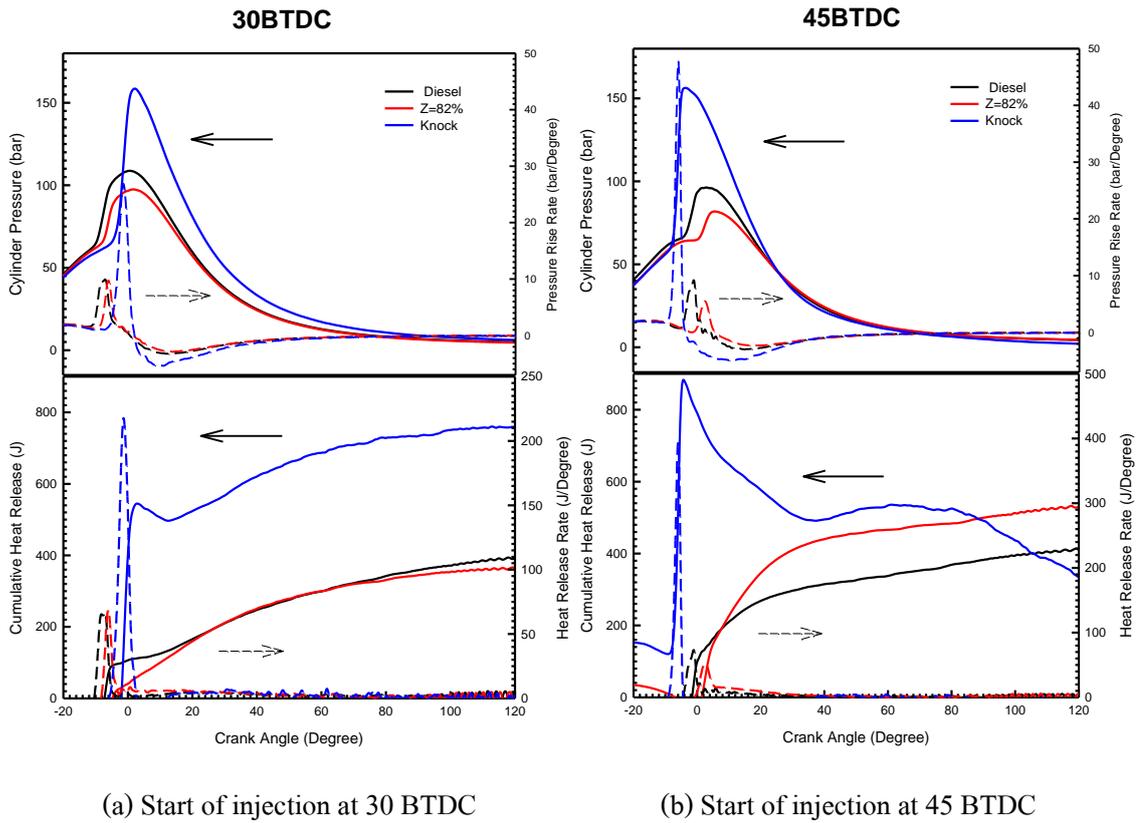
**รูปที่ 4.31** Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock  
Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1800 RPM

รูปที่ 4.32 แสดงการเผาไหม้ปกติของดีเซลที่องศาการฉีด 20 BTDC เทียบกับการเกิดน็อก ที่เงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที และมีการปรับองศาการฉีดที่ 20 30 และ 45 BTDC พบว่าเมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 45 BTDC ความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มสูงขึ้นรวมทั้งอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดเทียบกับองศาเผาไหม้ที่มีค่าสูงและมีการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนที่มากและที่ 30 BTDC พบว่าการเกิดน็อกไม่รุนแรงเมื่อมีการเผาไหม้หลังศูนย์ตายบน



**รูปที่ 4.32** Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 1800 RPM

รูปที่ 4.33 แสดงเงื่อนไขการทดสอบเครื่องยนต์ที่มีความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที องศาการฉีดที่ 30 และ 45 BTDC พบว่าช่วงการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าสูงมากและการเกิดน็อกก็รุนแรงเช่นเดียวกัน ดังนั้น ความเร็วรอบของเครื่องยนต์มีผลโดยตรงกับการเกิดน็อกเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้นการเกิดน็อกก็จะรุนแรง

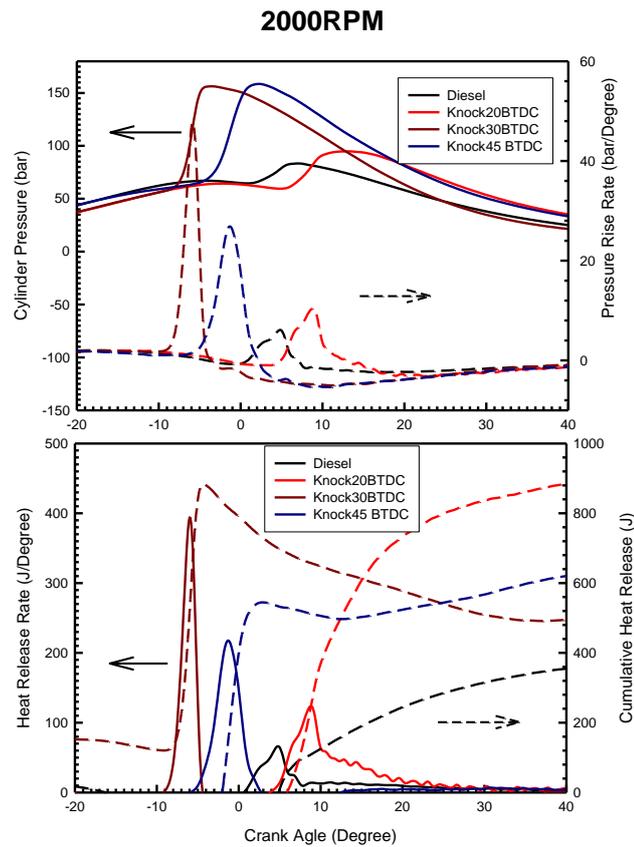


(a) Start of injection at 30 BTDC

(b) Start of injection at 45 BTDC

**รูปที่ 4.33** Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at start of injection 30 and 45 BTDC

รูปที่ 4.34 แสดงการเผาไหม้ปกติของดีเซลที่องศาการฉีด 20 BTDC เทียบกับการเกิดน็อก ที่เงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที และมีการปรับองศาการฉีดที่ 20 30 และ 45 BTDC พบว่าเมื่อเพิ่มองศาการฉีดที่ 45 BTDC ความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มสูงขึ้นรวมทั้งอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดเทียบกับองศาเผาไหม้มีค่าสูงและมีการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนที่มากและความเร็วรอบมีผลโดยตรงกับการเกิดน็อกยิ่งความรอบสูงการเกิดน็อกก็จะรุนแรงมาก

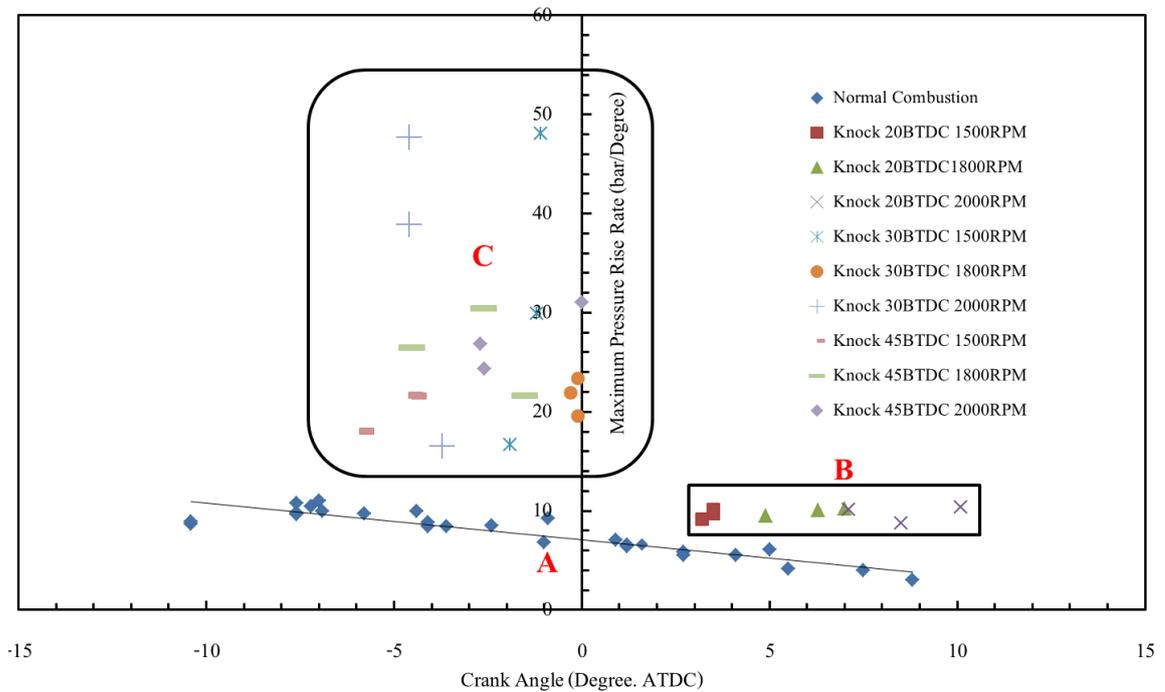


รูปที่ 4.34 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of pressure; pressure rise rate; heat release rate and cumulative heat release with crank angle at engine speed 2000 RPM

4.5.4 การวิเคราะห์อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบสูงสุดที่ตำแหน่งมุมเพลาช้อเหวี่ยง

เมื่อนำเอาความดันภายในกระบอกสูบมาคำนวณหาอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันสูงสุดที่ตำแหน่งมุมเพลาช้อเหวี่ยง โดยนำเอาการเผาไหม้ปกติ ของดีเซลและ DDFคือช่วง Z=70% ไปจนถึง Z=88% รวมทั้งเงื่อนไขการเกิดน็อก ของแต่ละองศาการฉีดตั้งแต่ 20 BTDC ไปจนถึง 45 BTDC ที่ความเร็วรอบ 1500 ถึง 2000 และเลือกค่านี้สูงที่สุดพิจารณาจากความดันภายในกระบอกสูบและความชันของความดันที่เพิ่มขึ้น และมีน็อกเล็กน้อยนำมาแสดงความสัมพันธ์แสดงในรูปที่ 4.35 แสดงความสัมพันธ์อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันสูงสุดที่ตำแหน่งองศามุมเพลาช้อเหวี่ยงสามารถแบ่งออกเป็น 3 ช่วงของการเผาไหม้ช่วงแรกจากข้อมูลรูปที่ 4.23 นำมาความสัมพันธ์ของการเผาไหม้ปกติแสดงชุดข้อมูล(A) เมื่อเพิ่มองศาการฉีด อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันก็เพิ่มมากขึ้น ส่วนช่วงที่สอง (B) คือช่วงการเผาไหม้ก่อนการเกิดน็อกที่องศาการฉีดที่ 20 BTDC ที่มีค่า Z มีค่ามากกว่า 88%พบว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันไม่แตกต่างกันมากแต่ความเร็วรอบมีผลต่อตำแหน่งการเกิดอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันสูงสุดยังความเร็วรอบสูง เกิดหลังศูนย์ตายบนมากและช่วงที่สาม (C) เงื่อนไขการเกิดน็อกพบว่า ช่วงองศาการฉีดตั้งแต่ 30 BTDC ไม่

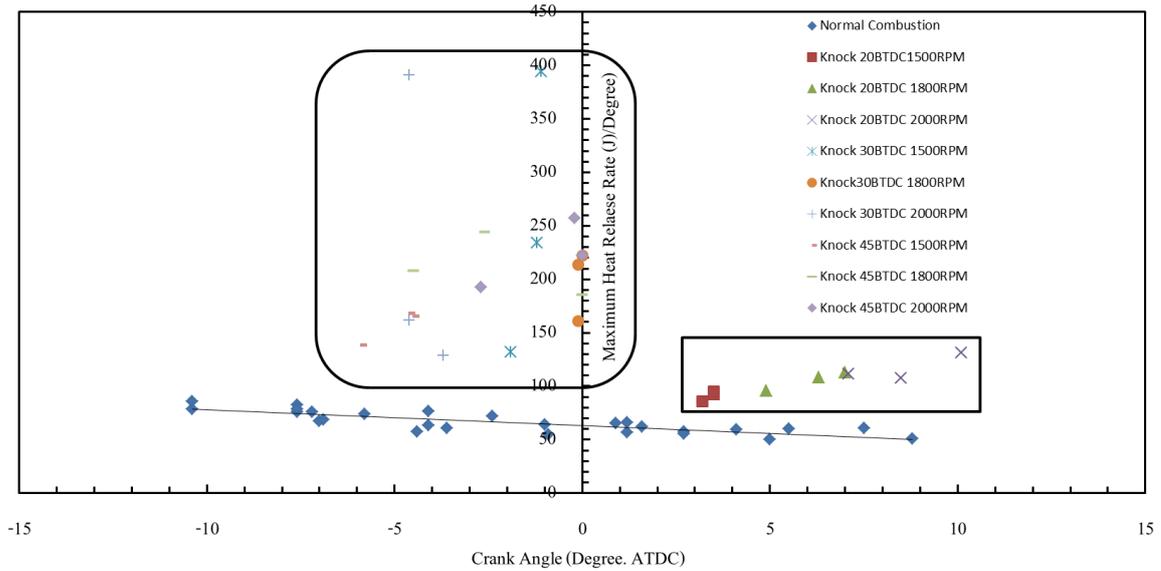
สามารถควบคุมช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ส่วนอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบไม่สามารถคุมองศาที่แน่นอนได้ เกิดก่อน ศูนย์ตายบนและอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน มีค่ามากกว่า 2-3 เท่าของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบของการเผาไหม้ปกติ



รูปที่ 4.35 Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of maximum pressure rise rate with crank angle

#### 4.5.5 การวิเคราะห์อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดที่เทียบกับตำแหน่งมุมเพลาคือ

สำหรับอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงสุดที่มุมองศาเพลาคือก็เหมือนกันกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน ทำให้สามารถบอกได้เหมือนกันว่า ถ้าอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเงื่อนไขการเกิดน็อกมีค่ามากกว่า 2-3 เท่าของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของการเผาไหม้ปกติถือว่าเกิดน็อกและเกิดก่อนศูนย์ตายบนแสดงตามรูปที่ 4.36



**รูปที่ 4.36** Comparison between Diesel and DDF engine operating under normal combustion and knock Process: Variation of maximum heat release rate with crank angle

การเกิดน็อกในเครื่องยนต์ความดันภายในกระบอกสูบที่เกิดการผันผวนหรือกระเพื่อมที่ผิดปกติในระหว่างการเผาไหม้ซึ่งที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ 30 และ 45 BTDC โดยใช้เชื้อเพลิง Z% มากกว่า 92% ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1500 1800 และ 2000 rpm พบว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ 45 BTDC จะเกิดการเผาไหม้ลักษณะการน็อกรุนแรงที่ตำแหน่ง BTDC ขณะเดียวกันระยะเวลาการเผาไหม้จะน้อยมากมีการเผาไหม้เกิดขึ้นเฉพาะ First stage combustion ที่มากทำให้ความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงมากกว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงซึ่งการวิเคราะห์อัตราเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบจะเพิ่มขึ้นสูงมากและลดลงอย่างรวดเร็วเนื่องจากความดันและความร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้อย่างรวดเร็วกระทบกับผนังกระบอกสูบและลูกสูบ สำหรับการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสะสมในช่วงสะสมความร้อนที่สูงกว่าปกติสำหรับการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสะสมในช่วงการเผาไหม้แบบ First stage combustion ทำให้การเผาไหม้แบบ Second stage combustion จะลดลงและเพิ่มอีกครั้งผลการทดสอบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ 30 BTDC ให้แนวโน้มลักษณะเดียวกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ 45 BTDC แต่ความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีระดับต่ำกว่าในทุกๆ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ขณะเดียวกันการเพิ่มความเร็วยังมีผลต่อการเกิดน็อกที่รุนแรงเพิ่มขึ้นเช่นกันซึ่งสามารถสังเกตจากอัตราเปลี่ยนแปลงความดันภายในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่สูงผิดปกติอีกทั้งการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสะสมแสดงความแปรปรวนชัดเจนซึ่งปัจจัยหลักที่เกี่ยวข้องกับน็อกได้แก่ความเร็ว

รอบเครื่องยนต์, Z% และองศาการบิดคี่เซคมีค่ามากกว่าความเหมาะสมย่อมส่งผลให้เกิดการน็อกที่รุนแรงเช่นกัน

นอกจากนี้ในการทดสอบเครื่องยนต์ยังมีการติดตั้งน็อกเซ็นเซอร์ที่ใช้ในเครื่องยนต์ SI ของเครื่องยนต์ โตโยต้า 4A-GE เพื่อศึกษาคุณลักษณะของการเกิดน็อกในเครื่องยนต์ DDF สำหรับข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและสัญญาณน็อกเซ็นเซอร์ของเครื่องยนต์ ใช้การกรองสัญญาณแบบ Band Pass Filter มีช่วงความถี่ที่ตัดระหว่าง 3 kHz ถึง 20 kHz และได้นำเอาข้อมูลความดันที่มีการผันผวนของความดันภายในกระบอกสูบและข้อมูลสัญญาณน็อกเซ็นเซอร์ เพื่อหาความถี่ช่วงการเกิดน็อกที่มีความถี่เท่าไร โดยเปลี่ยนจาก Time Domain ให้อยู่ในรูป Frequency Domain โดยใช้ FFT (Fast Fourier Transform) แสดงในภาพผนวก ข

## บทที่ 5 สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ

### 5.1 สรุปผลการศึกษา

ในงานวิจัยนี้พบว่าจากความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนและองศาของมุมเพลลา ข้อเหวี่ยงของการเผาไหม้แบบปกติสามารถแบ่งการเผาไหม้ออกเป็น 2 ช่วงโดยช่วงแรกเป็นช่วงการเผาไหม้ระหว่างอากาศที่ผสมกับก๊าซธรรมชาติและดีเซล ส่วนช่วงที่สองเป็นการเผาไหม้ของก๊าซธรรมชาติและดีเซลที่เหลืออยู่

#### 5.1.1 เครื่องยนต์แบบไม่ได้ดัดแปลง

การทดสอบกับเครื่องยนต์ไม่ได้ดัดแปลงทำการทดสอบการเผาไหม้ปกติและผิดปกติแต่ไม่เกิดน็อก ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที องศาการฉีดที่ 18 BTDC พบว่าการเผาไหม้ปกติของเครื่องยนต์ DDF มีการเผาไหม้ใกล้ศูนย์ตายบนเมื่อเพิ่มค่า Z ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผลเฉลี่ยซึ่งต่ำกว่าการเผาไหม้ผิดปกติ เมื่อเพิ่มค่า Z มากกว่า 88% ทำให้เกิดการเผาไหม้ผิดปกติแต่ไม่เกิดน็อกส่วนอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของการเผาไหม้ผิดปกติ จะเกิดหลังศูนย์ตายบนสูงมากและมีช่วงแรกของการเผาไหม้มีมากกว่า 95%

#### 5.1.2 เครื่องยนต์ที่ดัดแปลงองศาการฉีด

การทดสอบกับเครื่องยนต์ที่ดัดแปลงองศาการฉีดซึ่งมีการเผาไหม้ปกติและผิดปกติรวมทั้งการเผาไหม้ใกล้ การเกิดน็อกและการเกิดน็อกการเผาไหม้ใกล้การเกิดน็อกเกิดที่ 20 BTDC เกิดการเผาไหม้ที่ปกติและ อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงกว่าการเผาไหม้ปกติและการเกิดน็อกจะเกิดที่ 30 และ 45 BTDC ความดันภายในกระบอกสูบสูงและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงมากสำหรับการเกิดน็อกจะ เกิดที่เงื่อนไขที่ Z มีค่ามากกว่า 88% ทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์

เมื่อเพิ่มความเร็วรอบหรือปริมาณก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติทำให้ช่วง ความล่าช้าของการจุดระเบิดยาวขึ้นสำหรับการเผาไหม้ผิดปกติจะมีการเปลี่ยนแปลงความดันประสิทธิผล เฉลี่ยซึ่งมากกว่าการเผาไหม้ปกติอยู่ ประมาณ 2 เท่า สำหรับการวิเคราะห์อัตราการปลดปล่อยพลังงาน ความร้อน จะเกิดการเผาไหม้เฉพาะช่วงแรกของการเผาไหม้ที่หลังศูนย์ตายบน สำหรับการเผาไหม้แบบ ใกล้การเกิดน็อก มีการเผาไหม้เป็นสองช่วงแบบปกติคือช่วงแรกและช่วงที่สองของการเผาไหม้ แต่มีค่า อัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนสูงกว่าปกติระหว่าง 2 เท่าและเกิดหลังศูนย์ตายบนเล็กน้อยและการ

เกิดนี้ออกพบว่าช่วงแรกของการเผาไหม้มีค่าที่สูงมากกว่า 2 ถึง 3 เท่าและเกิดก่อนศูนย์ตายบนโดยอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันที่สูงและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนช่วงแรกของการเผาไหม้มีมากกว่า 95% และมีค่าสูงมาก

การใช้น็อกเซ็นเซอร์ของเครื่องยนต์ SI ไม่เหมาะใช้กับเครื่อง DDF เนื่องจากน็อกเซ็นเซอร์ตรวจจับสัญญาณหมดไม่ว่าการปิดหรือเปิด ลิ้นไอดีและไอเสียรวมทั้งการสันตะเทียนของเครื่องยนต์ถึงแม้เครื่องยนต์ไม่เกิดการน็อกทำให้ไม่สามารถใช้กับเครื่องยนต์ DDF ได้

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

1. จากการทดสอบพบว่าการเผาไหม้ช่วงการเกิดน็อกที่ให้ที่ให้พลังงานมากกว่าดีเซลและเชื้อเพลิงร่วมจึงควรมีการศึกษาเพิ่มเติม
2. ในการตรวจจับการเกิดน็อกควรใช้ไมโครโฟนในการวิเคราะห์ผลด้วย

## เอกสารอ้างอิง

- [1] กระทรวงพลังงาน, 2556, นโยบายด้านพลังงานของรัฐบาล พ.ศ. 2557 - 2561 [Online], Available: [http://www.energy.go.th/index.php?q=energy\\_policy](http://www.energy.go.th/index.php?q=energy_policy), [ 10 พฤษภาคม 2557].
- [2] บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน), 2555, สถิติ NGV ในประเทศไทย [Online], Available : [http://pttweb2.pttplc.com/webngv/TH/nw\\_sc.aspx](http://pttweb2.pttplc.com/webngv/TH/nw_sc.aspx), [24 มิถุนายน 2557].
- [3] Heywood, J.B., 1988, “**Internal Combustion Engine Fundamentals**”, McGraw-Hill Book Co., New York, pp. 505-506.
- [4] Shah, A., Thipse, S.S., Tyagi, A., Rairikar S.D., Kavthekar, K. P. and Marathe N.V., 2011, “Literature review and simulation of dual fuel diesel-CNG engines”, **SAE Paper**, no. 2011-26-0001.
- [5] Liu, Z. and Karim, G.A., 1994, “Knock in dual fuel engines”, **International Symposium CAMODIA 94**
- [6] Souder, S., John, H., Mack, J., Robert W.D., 2004, “Microphones and knock sensors for feedback control of HCCI engines”, **ASME Internal Combustion Engine Division Long Beach**, October 24-27, 2004, California, USA.
- [7] Lowe, D.P., Tian, R.L., Weiliang, W. and Andy C.C., 2011, “Diesel knock combustion and its detection using acoustic emission”, **Journal of Acoustic Emission**, vol. 29, pp. 78–88, 2011.
- [8] Wanatong, K., Chanchaona, S. and Sanitjai, S., 2007, “The piston dynamics under knock situation of diesel dual fuel engine: A numerical study”, **The 26th IASTED International Conference on Modelling, Identification, and Control**, February 12-14, Innsbruck, Austria, No. 50-058, 2006.
- [9] Linda, N., Nakamura, M. and Osahi, H., 1997, “Study of diesel spray combustion in an ambient gas containing hydrocarbon using a rapid compression machine”, **Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B**, ISSN: 0387-5016, VOL. 63, NO. 609, PAGE. 1854-1861.

- [10] Selim, Y.E., Radwan, M.S., Saleh, H.E., 2008, "Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from jojoba seeds", **Elsevier Renewable Energy** **33**, 2008 1173-1185.
- [11] Ominwafor, "Knock characteristics of dual-fuel combustion in diesel engines using natural gas as primary fuel", **Sadhana** **Vol. 27**, Part 3, June 2002, pp. 375–382.
- [12] Ulugbek Azimov, Eiji Tomita and Nobuyuki Kawahara. 2012, "Combustion and exhaust emission characteristics of diesel micro-pilot ignited dual-fuel engine", **World Academy of Science, Engineering and Technology**, 72 2012.
- [13] Wannatong, K., 2011, "DF-PCCI: Concept development of new diesel dual fuel technology for diesel common-rail light duty pickup truck", **The 7th International Conference on Automotive Engineering**, March 28 – April 1, 2011, Bangkok.
- [14] Sahoo, B.B., Sahoo, N. and Saha, U.K. (2009), Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual fuel gas diesel engines, **Renewable and Sustainable Energy Reviews** **13**, 1151–1184.

### ภาคผนวก ก

ผลการวิเคราะห์รถยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม

### การวิเคราะห์เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม

สำหรับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม DDF ในการวิเคราะห์การหางานช่วงอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจะแตกต่างกับดีเซลธรรมดาเพราะ ในเครื่องยนต์ DDF มีการฉีดเชื้อเพลิงในปริมาณที่น้อย ดังนั้นจึงมีแต่ช่วง First Stage combustion phase เพียงแต่ให้น้ำมันดีเซลทำหน้าที่เป็นตัวจุดระเบิดเหมือนกันกับหัวเทียนดังนั้นจึงไม่มีช่วง Mixing – Controlled Combustion Phase รูปที่ ก1 เป็นการหา Heat Release Rate ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง DDF เริ่มต้นหาช่วง A ไปจนถึง B กล่าวคือช่วง A เมื่ออัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่ามากกว่า 5 J/Degree[3] คือช่วงเริ่มต้นการเผาไปจนถึงช่วง B เป็นช่วงที่ First Stage สามารถหางานในช่วงนี้โดยใช้สมการที่1และ 2

$$First\ Stage = \int_A^B HRR\ d\theta \quad (1)$$

$$= \sum_{i=A}^B (HRR_i \times d\theta_i) \quad (2)$$

รูปที่ 2.9 เป็นการหางาน Second Stage เริ่มต้นหาช่วง B ไปจนถึง C เป็นช่วงหยุดการเผาไหม้คืออัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าน้อยกว่า 2 J/Degree[3]สามารถหางานในช่วงนี้โดยใช้สมการที่3หรือ 4 ส่วนการหาเปอร์เซ็นต์ ของ First Stage และ Second Stage หาจากสมการ5และ6ตามลำดับ

$$Second\ Stage = \int_B^C HRR\ d\theta \quad (3)$$

$$= \sum_{i=B}^C (HRR_i \times d\theta_i) \quad (4)$$

$$First\ Stage(\%) = \frac{First\ Stage}{First\ Stage + Second\ Stage} \times 100 \quad (5)$$

$$Second\ Stage(\%) = \frac{Second\ Stage}{First\ Stage + Second\ Stage} \times 100 \quad (6)$$

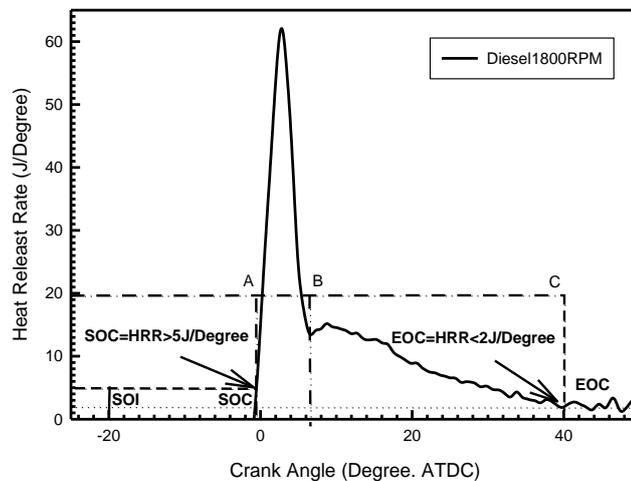
### การหาช่วง Cumulative Heat Release

รูปที่ ก 1เป็นการหางาน Cumulative Heat Release ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง DDF เริ่มต้นหาช่วง A ไปจนถึง C กล่าวคือช่วง A เมื่ออัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่ามากกว่า First Stage คือช่วงเริ่มต้น

การเผาไปจนถึงช่วง C เป็นช่วงหยุดการเผาไหม้คืออัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีค่าน้อยกว่า 2 J/Degreeสามารถหางานในช่วงนี้โดยใช้สมการที่ 7หรือ 8

$$CUM\ HRR = \int_A^C HRR\ d\theta \tag{7}$$

$$= \sum_{i=A}^C (HRR_i \times d\theta_i) \tag{8}$$



รูปที่ ก.1 Start of Combustion and End of Combustion

**ตัวอย่างการคำนวณที่ 1** คำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ

ตารางที่ 4.1 แสดงการคำนวณเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที และมีไคนาโมมิเตอร์สร้างภาระแรงบิด 2.5 kg – m โดยใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลร่วมกับก๊าซธรรมชาติโดยใช้ดีเซล 0.25 kg/hr ใช้ก๊าซธรรมชาติ 1.93 kg/hr มีความความร้อนของดีเซลต่ำสุด(LHV)อยู่ที่ 42.50 MJ/kg และก๊าซธรรมชาติมีค่าความร้อนต่ำสุดอยู่ที่ 39.037 MJ/kg ให้หาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ

หาแรงบิดของเครื่องยนต์ (Power engine) ดังสมการ

$$\begin{aligned} F &= m \times a \\ &= 2.5 \times 9.81 \\ &= 24.52\ N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T &= F \times l \\ &= 24.52 \times 1 \\ &= 24.52\ Nm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Wp &= \frac{2 \times \pi \times T \times N}{60} \\
 &= \frac{2 \times \pi \times 24.52 \times 2000}{60} \\
 &= 5135 \text{ W} \\
 &= 5.13 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

หาอัตราการใช้เชื้อเพลิง  $\dot{m}_{Total Fuel}$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{CNG} &= 1.93 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \frac{1000 \text{ g}}{3600 \text{ s}} \\
 &= 0.536 \\
 \dot{m}_{Diesel} &= 0.25 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \frac{1000 \text{ g}}{3600 \text{ s}} \\
 &= 0.0694 \frac{\text{g}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

หาเปอร์เซ็นต์ของการใช้ก๊าซธรรมชาติเชื้อเพลิงร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซธรรมชาติ

$$\begin{aligned}
 Z\% &= \frac{\dot{m}_{CNG}}{\dot{m}_{CNG} + \dot{m}_{Diesel}} \times 100 \\
 Z\% &= \frac{0.536}{0.0694 + 0.536} \times 100 \\
 &= 88.53\%
 \end{aligned}$$

หางานที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งดีเซลและก๊าซธรรมชาติ

$$\begin{aligned}
 W_{FCNG} &= \dot{m}_{CNG} \times LHV_{CNG} \\
 &= 0.535 \times 39.037 \frac{\text{g}}{\text{s}} \times \frac{1000 \text{ J}}{\text{g}} \\
 &= 20.92 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_{FDiesel} &= \dot{m}_{Diesel} \times LHV_{Diesel} \\
 &= 0.0694 \times 42.50 \frac{\text{g}}{\text{s}} \times \frac{1000 \text{ J}}{\text{g}} \\
 &= 2.94 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

หาเปอร์เซ็นต์ของพลังงานของก๊าซธรรมชาติของเชื้อเพลิงร่วม

$$\begin{aligned}
 Energy_{CNG}(\%) &= \frac{W_{FCNG}}{W_{FCNG} + W_{FDiesel}} \times 100 \\
 &= \frac{20.92}{20.92 + 2.94} \times 100 \\
 &= 87.78\%
 \end{aligned}$$

หาประสิทธิภาพเชิงความร้อนระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล

$$\begin{aligned}\eta_{th}(\%) &= \frac{Wp}{[m_{CNG} + LHV_{CNG}] + [m_{Diesel} + LHV_{Diesel}]} \\ &= \frac{5.13}{2.94 + 20.92} \\ &= 21.49\%\end{aligned}$$

ตัวอย่างการคำนวณที่ 2 ให้คำนวณหากระบวนการ Polytropic index Process อย่างเช่นเงื่อนไขการทดสอบนี้ มีค่าความดัน  $P_1 = 0.845$  บาร์ เมื่อคำนวณโดยสมการ Polytropic index Process โดยความดันช่วงอัดสุด ได้ความดัน  $P_2 = 39.44$  บาร์ และอัตราส่วนการอัดมีค่าเท่ากับ (CR) 18:1

ได้ค่า อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศ ดังสมการ

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^{\gamma-1}$$

$$[CR]^\gamma = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\log[CR]^\gamma = \log \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]$$

$$\gamma \times \log[CR] = \log \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]$$

$$\gamma = \frac{\log \left[ \frac{P_2}{P_1} \right]}{\log(CR)}$$

$$\gamma = \frac{\log \left[ \frac{39.44}{0.845} \right]}{\log(18)}$$

$$\gamma = 1.32$$

ตัวอย่างการคำนวณที่ 3 ให้หาความดันและอุณหภูมิเครื่องยนต์โดยกระบวนการ Polytropic index Process เครื่องยนต์มีอัตราส่วนการอัดมีค่าเท่ากับ (CR) 18:1 ก๊าซธรรมชาติมีอัตราส่วนจำเพาะ  $\gamma = 1.304$  อากาศมีอัตราส่วนจำเพาะ  $\gamma = 1.40$  โดยอุณหภูมิที่  $25^\circ \text{C}$  ที่ความดันบรรยากาศ 1.0325 bar

หาอุณหภูมิของช่วงการอัดของอากาศ

$$\left[ \frac{T_2}{T_1} \right] = \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^{\gamma-1}$$

$$T_2 = T_1 [CR]^{\gamma-1}$$

$$T_2 = [25 + 273] \times [18]^{1.40-1}$$

$$T_2 = 946.9 \text{ K}$$

หาความดันของช่วงการอัดของอากาศ

$$\frac{P_2}{P_1} = [CR]^\gamma$$

$$P_2 = P_1 [CR]^\gamma$$

$$P_2 = P_1 [CR]^\gamma$$

$$P_2 = 1.0325 \times [18]^{1.40}$$

$$P_2 = 59.05 \text{ bar}$$

หาอุณหภูมิของช่วงการอัดของก๊าซธรรมชาติ

$$\left[ \frac{T_2}{T_1} \right] = \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^{\gamma-1}$$

$$T_2 = T_1 [CR]^{\gamma-1}$$

$$T_2 = [25 + 273] \times [18]^{1.304-1}$$

$$T_2 = 717.49 \text{ K}$$

หาความดันของช่วงการอัดของก๊าซธรรมชาติ

$$\frac{P_2}{P_1} = [CR]^\gamma$$

$$P_2 = P_1 [CR]^\gamma$$

$$P_2 = 1.0325 \times [18]^{1.304}$$

$$P_2 = 44.7 \text{ bar}$$

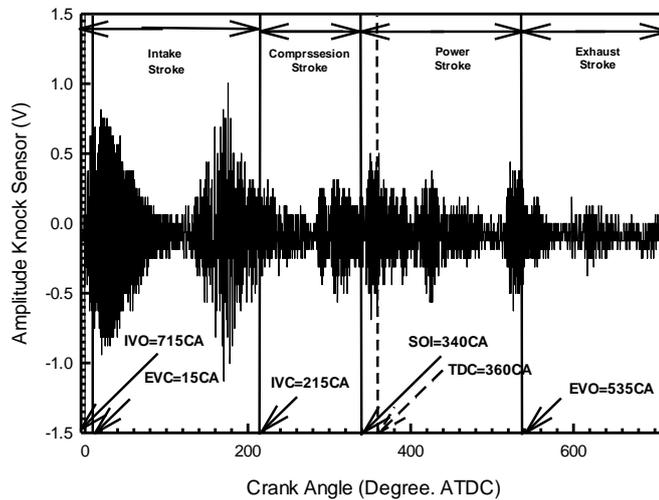
จากตัวอย่างการคำนวณพบว่า เมื่อทำการเพิ่มก๊าซธรรมชาติส่งผลให้อุณหภูมิและความดันของช่วงการอัดลดลง

ภาคผนวก ข

ผลการทดสอบด้วยน็อกเซ็นเซอร์

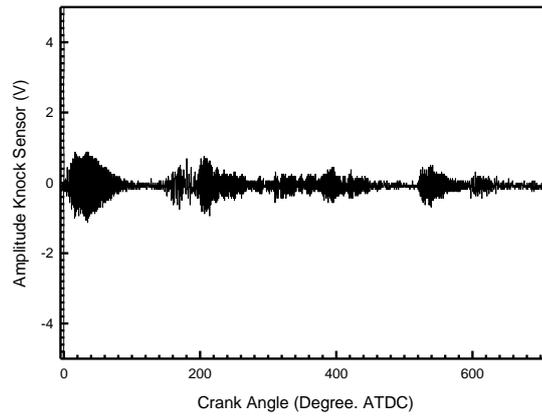
### การวิเคราะห์สัญญาณของน็อกเซ็นเซอร์

สำหรับการวัดสัญญาณการน็อกของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม DDF ได้มีการนำเอาสัญญาณของเครื่องยนต์ SI มาทำการติดตั้ง เมื่อทำการทดสอบพบว่า สัญญาณการสันตะเทียนเกิดทุกจังหวะทำงานของเครื่องยนต์ดังแสดงในรูปที่ข 1 แสดงให้เห็นว่าช่วงจังหวะพิจารณาพบว่าเมื่อลิ้นไอดีเริ่มเปิด ไปจนถึงลิ้นไอดีปิด น็อกเซ็นเซอร์ก็สามารถที่จะตรวจจับและมีแอมป์ริจูดที่สูงกว่า สาเหตุเนื่องมาจากได้มีการติดตั้งน็อกเซ็นเซอร์ ใกล้กับลิ้นไอดี ส่วนลิ้นไอเสียเปิดและปิดก็สามารถตรวจจับได้เช่นกัน เมื่อนำเอาน็อกเซ็นเซอร์ที่ใช้ในเครื่องยนต์ SI มาใช้ร่วมกับ เครื่องยนต์ที่ใช้ระบบ DDF ไม่สามารถใช้ได้โดยตรงเพราะเครื่องยนต์ CI มีการสันตะเทียนมากกว่า SI ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้ ถึงแม้สามารถตรวจจับการเกิดน็อกของเครื่องยนต์ก็ตาม

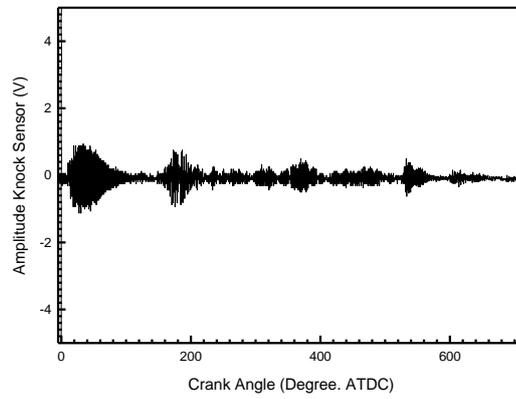


รูปที่ ข.1 Signal of knock sensor engine speed 1500 RPM at 30 BTDC

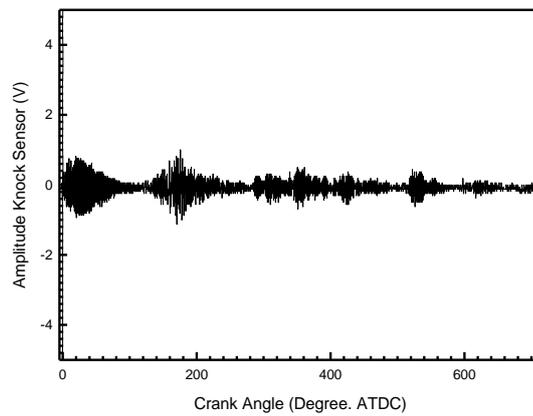
รูปที่ข 2 ถึง ข 5 เป็นสัญญาณข้อมูลของน็อกเซ็นเซอร์ โดยนำเอาเปรียบเทียบกัน โดยทำการเปรียบเทียบ ที่ องศาการฉีดเดียวกันที่ 45 BTDC เทียบกันกับที่ความเร็วรอบ1800และ2000 รอบต่อนาที และที่ความเร็ว 2000 รอบต่อนาที ได้มีการปรับองศาการฉีด ที่ 30 ถึง 45 BTDC พบว่าไม่สามารถนำเอาไปใช้งานได้ถึงแม้ตรวจจับการเกิดน็อกได้เมื่อนำมาวิเคราะห์ทั้งวัฏจักร



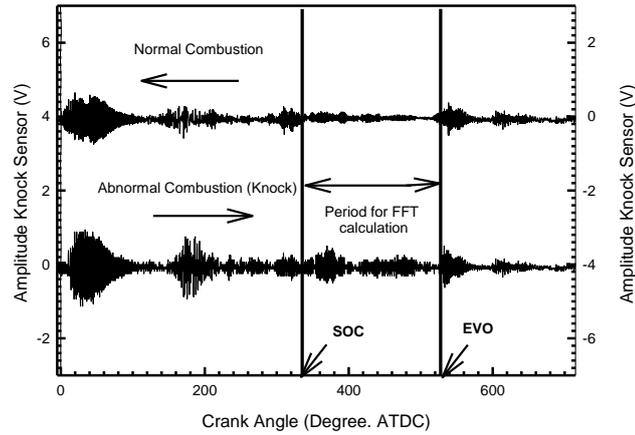
รูปที่ ข.2 Amplitude Knock Sensor engine speed 1800 RPM 45 BTDC



รูปที่ ข.3 Amplitude Knock Sensor engine speed 2000 RPM 45 BTDC

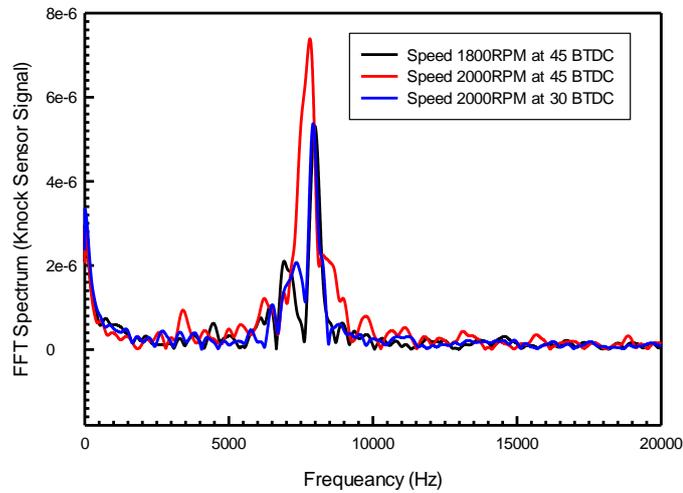


รูปที่ ข.4 Amplitude Knock Sensor engine speed 2000 RPM 30 BTDC



รูปที่ ๕.๕ Period of Fast Fourier Transform calculate

รูปที่ ๖ เมื่อนำเอาช่วงของการเผาไหม้มาวิเคราะห์ก็สามารถหาความถี่ที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ได้เช่นกัน โดยใช้ Fast Fourier Transform (FFT) โดยเปลี่ยน Time domain ให้เป็น Frequency domain ซึ่งความถี่ที่เกิดการน็อกของเครื่องยนต์ อยู่ในช่วง 6-8 kHz



รูปที่ ๖.๖ FFT analysis knock sensor signal: Knocking combustion, and stronger oscillations were detected at 6 kHz to 8 kHz during knocking combustion.

## ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ – สกุล

นายนาวิ นันตะภาพ

วัน เดือน ปีเกิด

12 กันยายน 2519

ประวัติการศึกษา

ระดับประกาศนียบัตรวิชาชีพ

ประกาศนียบัตรวิชาชีพ (ปวช.) สาขาวิชาช่างยนต์  
วิทยาลัยเทคนิคเขียงราย พ.ศ. 2538

ระดับประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง

ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง (ปวส.) สาขาวิชาช่างเทคนิค  
ยานยนต์ สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตภาคพายัพ  
พ.ศ.2540

ระดับปริญญาตรี

ครุศาสตร์อุตสาหกรรมบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
สถาบันเทคโนโลยีราชมงคลพระนครเหนือพ.ศ.2542

ระดับปริญญาโท

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2556

ทุนการศึกษา หรือทุนวิจัย

ทุนบุคคลภายนอก มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา  
(เชียงใหม่)

ประวัติการทำงาน

อาจารย์ประจำคณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชาวิศวกรรม  
เครื่องกล วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคล  
ล้านนา (เชียงใหม่)

ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์

นาวิ นันตะภาพ, สิทธิพร เชี่ยวธาดา และยศพงษ์ ลออนวล,  
2557, “ผลกระทบของการปรับองศาการฉีดดีเซลต่อคุณลักษณะ  
การเผาไหม้แบบน็อกของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแก๊ส  
ธรรมชาติและดีเซล”, การประชุมวิชาการเครือข่าย  
วิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 28, 15-17 ตุลาคม,  
ขอนแก่น.

Nuntapap, N., Singh, H., Kaewpradap A. and Laoonual Y., 2013, “An Investigation of Knock Characteristics of Dual Fuel Engine Natural Gas and Diesel”, **The 4<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering**, 30 – 18 October 2013, Chonburi.

Kaewpradap, A., Patarasatid, P., Nuntapap N. and Laoonual Y., 2012, “Study on Agricultural Engine for Predicting Engine by Thermodynamics Model ”, **The 4<sup>th</sup> TSME International Conference Mechanical Engineering** ,30 – 18 October 2013, Chonburi.

Koythong, C., Nuntapap, N., Pal, A., Songchon, S. and Laoonual Y., 2012, “Investigation of Emission Characteristics of Diesel Fuel (DDF) Engine with Multi-Point Natural Gas Injection System”, **4<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering**, 24 – 27 October 2012, Chaingrai.