

การดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME

นายปัญญาพล นวลละออง

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)  
เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository(CUIR)  
are the thesis authors' files submitted through the Graduate School.

MODIFICATION OF A SMALL DIESEL ENGINE TO A DME-HCCI ENGINE

Mr.Panjaphon Nuanla-ong

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2011

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์  
HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME

โดย

นายปัญญาพล นวลละออง

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

---

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัย  
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์  
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศศิริวงษ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ  
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฉัตรชัย หงษ์อุเทน)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก  
(รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร)

..... กรรมการ  
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฐเดช เฟื่องวรรณวงศ์)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย  
(ดร.ไพฑูรย์ คงเสรีภาพ)

ปัญหาผล นวลงละของ : การดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME. (MODIFICATION OF A SMALL DIESEL ENGINE TO A DME-HCCI ENGINE) อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : รศ.ดร.คณิต วัฒนวิเชียร, 162 หน้า.

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยการดำเนินงานได้แบ่งเป็น 2 ขั้นตอนคือ ขั้นตอนหนึ่งเป็นการดัดแปลงเครื่องยนต์ ได้แก่ การคำนวณหาอัตราส่วนกำลังอัดที่เหมาะสม การดัดแปลงท่อทางเข้าของอากาศเพื่อลดค่า อัตราการไหลวน (Swirl) การออกแบบห้องเผาไหม้โดยเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งจากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble) และการติดตั้งระบบควบคุมเชื้อเพลิงก๊าซ ขั้นตอนที่สอง เป็นการศึกษาผลของอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์และอัตราส่วนสมมูลต่อ การทำงานต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งทำการทดสอบเครื่องยนต์บนแท่นทดสอบที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด ด้วยความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ โดยควบคุมความดันของการจ่ายเชื้อเพลิง DME ให้คงที่ ที่ทุกสภาวะการทดสอบ โดยขณะทำการทดสอบได้ทำการปรับเปลี่ยนค่าอัตราส่วนผสม ที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ ด้วยการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียด (Needle Valve) โดยทำการทดสอบที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 18, 13.7 และ 10.3 ตามลำดับ

จากการดัดแปลงเครื่องยนต์ พบว่า ในส่วนของการดัดแปลงท่อทางเข้าของอากาศเพื่อลดอัตราการไหลวน (Swirl) โดยขยายทางเข้าของอากาศ และตัดผนังที่บังคับทิศทางการไหลวนออก สามารถลดพลังงานความร้อนที่ถูกถ่ายเทให้กับผนังห้องเผาไหม้ และการออกแบบห้องเผาไหม้โดยเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งจากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble) โดยออกแบบปรับเปลี่ยนลักษณะหัวลูกสูบให้มีรูปทรงคล้ายกรวย ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่สม่ำเสมอในทุกๆ ตำแหน่งของห้องเผาไหม้ ส่งผลให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีขึ้น นอกจากนี้ในการติดตั้งระบบการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซ พบว่าระบบเวนจูร์มิกเซอร์ที่นำมาใช้นั้น ได้ถูกออกแบบให้สามารถจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ท่อร่วมไอดีให้เหมาะสมกับความต้องการส่วนผสมระหว่าง DME กับอากาศของเครื่องยนต์ HCCI ที่พัฒนาขึ้น เมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME และความสัมพัทธ์ระหว่างอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่เกิดจากการหมุนเครื่องยนต์โดยไม่มีการเผาไหม้กับบองคาเพลลาข้อเหวี่ยง (Motored Cycle) แล้ว พบว่าที่อัตราส่วนการอัด 10.3 มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากที่อัตราส่วนการอัดนี้ คาดว่าจะมีองศาเริ่มต้นการจุดระเบิด ณ ตำแหน่งองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เหมาะสมไม่เร็วเกินไปจึงเกิดแรงดันด้านการอัดต่ำและมีอุณหภูมิภายในกระบอกสูบสูงเพียงพอที่จะชดเชยกับความร้อนที่สูญเสียไปในระหว่างการถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ จึงได้แรงบิดเบรกสูงสุด (Maximum brake torque)

จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัด 10.3 ณ สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่ความเร็วคงที่ พบว่าที่ความเร็วรอบ 1300 rpm และอัตราส่วนสมมูล 0.415 ค่าแรงบิดเบรกแก๊ซมีค่าสูงสุดคือ 21.8 N.m และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกมีค่าสูงสุดคือ 387 kPa ขณะที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และอัตราส่วนสมมูล 0.344 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีค่าต่ำสุดคือ 395 g/kW.h ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ มีค่าต่ำสุดคือ 11.2 MJ/kW.h และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีค่าสูงสุดคือ 32 % ในส่วนของอิทธิพลจากอัตราส่วนสมมูลต่อการทำงานและสมรรถนะของเครื่องยนต์ พบว่าการเพิ่มอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME จะส่งผลทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลง ทั้งนี้อาจเป็นผลมาจากการเพิ่มอัตราส่วนสมมูล จะทำให้ องศาการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่วงหน้า ห่างจากศูนย์ตายบนมากขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันด้านการอัดเพิ่มขึ้น และพบว่าหากอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่เกิด ในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลงเช่นเดียวกัน สำหรับอิทธิพลของความเร็วรอบของ เครื่องยนต์นั้น พบว่าที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ใด ๆ ที่ทุกอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์มีค่ามากขึ้น จะส่งผลให้ค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลง

ผลการวิจัยสรุปได้ว่า เครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ทำการพัฒนาขึ้นนี้ สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิห้อง โดยไม่ต้องทำการอุ่นไอดี สามารถทำงานได้คงที่และราบเรียบเช่นเดียวกับเครื่องยนต์ดีเซลเดิมแม้ว่ากำลังที่ได้จะลดลงตามสัดส่วน ของค่าความร้อนของเชื้อเพลิง โดยไอดีที่ปล่อยออกมา ปรากฏจากควันดำที่ทุกสภาวะการทดสอบ ผลจากงานวิจัยนี้นอกจากจะเป็นแนวทางในการนำเครื่องยนต์ HCCI เพื่อประยุกต์ใช้งานจริงต่อไปแล้ว ยังสามารถนำไปประยุกต์เพื่อพัฒนาวิธีการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิง DME ที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ HCCI ได้อีกด้วย

ภาควิชา .....วิศวกรรมเครื่องกล .....ลายมือชื่อ นิสิต.....  
 สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....  
 ปีการศึกษา....2554.....

# # 5170378221: MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS: DME /HCCI / COMBUSTION / PERFORMANCE

PANJAPHON NUANLA-ONG: MODIFICATION OF A SMALL DIESEL ENGINE TO A DME-HCCI ENGINE. ADVISOR: ASSOC. PROF. KANIT WATTANAVICHIEAN, Ph.D., 162 pp.

The objective of this research is aimed to develop a small diesel engine to be a DME HCCI engine. The operation was divided into 2 stages: stage one is to modify an engine such as calculation to find proper compression ratio, modify an intake port to decrease swirl rate, design a combustion chamber by increasing Tumble and install gas control system. stage two is to study the effects of compression ratio and equivalence ratio on the performance of HCCI engine by using DME as fuel. The constant speed steady state full load tests at variable speeds with controlling a constant DME supply pressure at all conditions were performed. The fuel supply to the engine was varies by adjusting the opening of the needle control valve. And testing with compression ratio at 18, 13.7 and 10.3.

From the modified engine was found in the modification of the intake manifold to reduce the flow rate (Swirl) by the entrance of air. The designation of the combustion chamber for increasing the flow around an axis of perpendicular to the cylinder axis (Tumble) by modification of piston head to a cone. Because of the heat transfer in a consistent position of burner. The engine will be better in the combustion efficiency. In addition, the installation of fuel gas system, the venturi mixer. It is designed to supply the fuel-air into the intake manifold to suit the needs of the air with a mixture of a mixture of DME HCCI engine was developed. When consider the auto ignition temperature of DME and the relationship between the in-cylinder temperature of the engine without burning with degree crank angle (Motored cycle) and found that the compression ratio at 10.3 is the most appropriate. Because, this compression ratio has degree crank angle of the ignition is not too fast and in-cylinder temperature is high enough to compensate the heat loss in heat transfer to the walls of combustion engine. Degree of the ignition occurred at an appropriate crank angle position to get the maximum brake torque (Maximum brake torque).

From the performance test of the engine with 10.3 compression ratio, the maximum load at steady state. At a constant speed as 1300 rpm and the equivalence ratio at 0.415, corrected brake torque to the maximum value is 21.8 N.m and the brake mean effective pressure is 387 kPa, while the speed of 1400 rpm and the equivalence ratio at 0.344, The brake specific fuel consumption to the minimum is 395 g / kW.h and the specific total energy consumption to the minimum is 11.2 MJ / kW.h and the highest thermal efficiency is 32%. In the part of the equivalence ratio to operation in engine performance. Found that increasing equivalence ratio of DME will cause the engine corrected brake torque lower down. This may be influenced by the equivalence ratio to the degree of pre-ignition occurs from the top dead center. Considering the temperature of the DME is found to be present in the combustion chamber temperature of 235 C or 502 K, the ignition timing, if it happens too fast. Pressure will result in increased resistance to compression stroke. And found that the equivalent ratio of DME is too thin, the ignition timing is too late. The major part of the expansion stroke. The engine brake torque lower down the same. For the influence of the speed of the engine. The equivalence ratio was fixed at one. All of the engine compression ratio. When the engine speed is greater. As a result, the corrected brake torque is lower.

Finally, this research can be concluded that the developed DME-HCCI engine can operates at room temperature without intake air heating. Stable and smoothly operates as the original diesel engine, although power was reduced in proportion to the heating value of fuel and the exhaust emissions contain no black smoke at all testing conditions. The results of this study will either be used for the implementation of HCCI engine in the real world application, or for the development of the DME fuel supply for HCCI engine in a near future.

Department :.....Mechanical Engineering.. Student's Signature .....

Field of Study :...Mechanical Engineering.. Advisor's Signature .....

Academic Year :...2011...

## กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็น  
อย่างสูงที่กรุณาให้คำแนะนำ ถ่ายทอดความรู้และประสบการณ์ที่มีค่า ตลอดจน ร่วมติดตามการ  
ทดสอบอย่างใกล้ชิดในทุกขั้นตอนจนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ NEDO ที่สนับสนุนเชื้อเพลิง DME และขอขอบคุณ บริษัท สยามคูโบต้า  
อุตสาหกรรม จำกัด ที่เอื้อเฟื้ออะไหล่และให้คำแนะนำเกี่ยวกับเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย

ขอขอบคุณ คุณเมธวัฒน์ สงพัฒน์แก้ว และคุณประสพโชค โพธิกุล ที่ได้ให้ความช่วยเหลือ  
ในด้านการติดตั้งและทำการทดสอบเครื่องยนต์ และขอขอบคุณ คุณอัคมพงศ์ สถาวรินทุ และ  
คุณชลมิตร ทิพย์สิงห์ ที่ช่วยถ่ายทอดประสบการณ์การทำงาน , มุมมอง ทักษะที่ดี และเป็น  
กำลังใจในการทำงานโดยตลอด และขอขอบคุณ คุณภัทร วรรณ และคุณธีรวุฒิ รักเหยา ที่ช่วยทำ  
การตรวจรูปเล่มให้สมบูรณ์ รวมถึงเพื่อนนิสิตปริญญาโท, รุ่นพี่ที่สำเร็จการศึกษาแล้ว และรุ่นน้องที่  
ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายในทุกคนที่ให้การช่วยเหลืองานด้านอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับ  
งานวิจัย และขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ที่ห้อง อูธการและห้องปฏิบัติการภาควิศวกรรมเครื่องกลทุก  
ท่านที่ให้ผู้วิจัยยืมเครื่องมือและช่วยเหลือในด้านต่างๆ รวมถึง ขอขอบคุณบุคคลท่านอื่นๆ ที่มีส่วน  
เกี่ยวข้องซึ่งอาจไม่ได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณ คุณพ่อ คุณแม่ พี่ๆ และทุกๆคนในครอบครัว ที่ให้การสนับสนุน  
ในทุกด้าน ทั้งด้านทุนทรัพย์ ค่าปรึกษา การดูแลเอาใจใส่ และกำลังใจ เสมอมา จนผู้วิจัยสำเร็จ  
การศึกษา

## สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญภาพ.....	ฐ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ด
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	1
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษา.....	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ.....	2
บทที่ 2 เชื้อเพลิง DME.....	3
2.1 รายละเอียดของเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ (Dimethyl Ether, DME).....	3
2.2 กระบวนการผลิต DME.....	4
2.3 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME.....	6
2.4 การเผาไหม้ของ DME.....	7
2.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต.....	10
2.6 การผลิต DME ในต่างประเทศ.....	11
2.7 การใช้ DME ในปัจจุบัน.....	13
2.8 ภาพลักษณ์ในการใช้ DME ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน.....	13
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	15
3.1 ทฤษฎีการเผาไหม้.....	15

3.2	กระบวนการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลในเครื่องยนต์ CI .....	15
3.3	กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ HCCI .....	18
3.4	ปัจจัยที่ส่งผลต่อกระบวนการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI.....	21
3.5	ข้อจำกัดด้านการควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI.....	24
3.6	การนำเชื้อเพลิง DME มาใช้กับเครื่องยนต์ HCCI .....	25
3.7	แนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์ DME HCCI .....	25
3.8	ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์ .....	27
<b>บทที่ 4</b>	<b>ทบทวนวรรณกรรม.....</b>	<b>28</b>
4.1	งานวิจัยเกี่ยวกับการทำงานของเครื่องยนต์ที่นำ DME มาใช้.....	28
4.2	งานวิจัยเกี่ยวกับการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI .....	39
4.3	งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ HCCI .....	41
<b>บทที่ 5</b>	<b>อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย .....</b>	<b>45</b>
5.1	อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ .....	45
5.1.1	เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ .....	45
5.1.2	ไดนาโมมิเตอร์.....	46
5.1.3	อุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์.....	48
5.1.4	อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง DME.....	51
5.1.5	อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ .....	51
5.1.6	อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ.....	53
5.1.7	อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions) .....	54
5.1.8	แผนผังโดยรวมของอุปกรณ์ต่างๆ ในห้องทดสอบ .....	55
5.2	วิธีดำเนินการวิจัย.....	56
5.2.1	การดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ DME-HCCI.....	56
5.2.1.1	แนวทางในการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็น เครื่องยนต์ DME-HCCI.....	56
5.2.1.2	การดัดแปลงท่อทางเข้าของอากาศเพื่อลด อัตราการไหลวน (Swirl) .....	57



5.2.1.3 การออกแบบห้องเผาไหม้โดยเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งฉาก กับแกนระบอบสูบ (Tumble) .....	58
5.2.1.4 การติดตั้งระบบควบคุมเชื้อเพลิงก๊าซ .....	59
5.2.2 การทดสอบเครื่องยนต์ HCCI .....	61
<b>บทที่ 6 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง.....</b>	<b>63</b>
6.1 ผลการทดสอบสมรรถนะที่อัตราส่วนการอัด 18 .....	64
6.2 ผลการทดสอบสมรรถนะที่อัตราส่วนการอัด 13.7 .....	78
6.3 ผลการทดสอบสมรรถนะที่อัตราส่วนการอัด 10.3 .....	95
6.4 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ .....	110
<b>บทที่ 7 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ .....</b>	<b>112</b>
7.1 สรุปผลการวิจัย .....	112
7.1.1 สรุปผลการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ DME-HCCI .....	112
7.1.2 สรุปผลการทดสอบเครื่องยนต์ DME-HCCI .....	112
7.2 ข้อเสนอแนะ .....	113
7.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป .....	114
<b>รายการอ้างอิง.....</b>	<b>115</b>
<b>บรรณานุกรม .....</b>	<b>120</b>
<b>ภาคผนวก .....</b>	<b>122</b>
ภาคผนวก ก มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับกาทดสอบเครื่องยนต์ .....	124
ภาคผนวก ข การวัดอัตราการไหลของอากาศ .....	138
ภาคผนวก ค ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของของไหลภายในห้องเผาไหม้ .....	142
ภาคผนวก ง ทฤษฎีระบบจ่ายเชื้อเพลิงที่ใช้มิกเซอร์ .....	147
ภาคผนวก จ ข้อมูลการทดสอบสมรรถนะ .....	158
<b>ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....</b>	<b>162</b>

## สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
2-1	ความดันไอของ DME ที่อุณหภูมิต่างๆ [2].....	6
2-2	คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ DME [3] .....	7
2-3	ส่วนประกอบของอากาศแห้ง [4].....	8
2-4	กำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน .....	11
2-5	โครงการเพิ่มกำลังการผลิต DME ในแต่ละมณฑลของจีน .....	12
3-1	ช่วงอุณหภูมิเริ่มต้นกระบวนการปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์ HCCI ของเชื้อเพลิง DME, n-Butane และ Propane [6].....	21
5-1	รายละเอียดของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ [37].....	45
5-2	ข้อมูลทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์ [14].....	46
5-3	ข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ [14].....	49
5-4	ข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์ [14].....	50
5-5	ข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง [14].....	51
5-6	รายละเอียดของจุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์DME-HCCI.....	61
6-1	เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกแก้ไขที่สภาวะคงตัว ภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1.....	66
6-2	เปรียบเทียบผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกที่สภาวะคงตัว ภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบ ต่างๆ และผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1.....	69
6-3	เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะคงตัว ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ อัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1.....	72
6-4	เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะคงตัว ภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ กับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1.....	75

ตารางที่	หน้า
6-5	เปรียบเทียบผลของประสิทธิภาพทางความร้อนที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของ ประสิทธิภาพทางความร้อน กับอัตราส่วน สมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1.....78
6-6	เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกแก้ไขที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1.....81
6-7	เปรียบเทียบผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบ ต่างๆ และผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1.....84
6-8	เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ อัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1..... 87
6-9	เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ กับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1.....91
6-10	เปรียบเทียบผลของประสิทธิภาพทางความร้อนที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของ ประสิทธิภาพทางความร้อน กับอัตราส่วน สมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1.....94
6-11	เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกแก้ไขที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1.....97
6-12	เปรียบเทียบผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบ ต่างๆ และผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1.....100

ตารางที่	หน้า
6-13	เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ อัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1.....103
6-14	เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ กับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1.....106
6-15	เปรียบเทียบผลของประสิทธิภาพทางความร้อนที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของ ประสิทธิภาพทางความร้อน กับอัตราส่วน สมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1.....109
ก-1	Numerical value for power adjustment..... 135
ข-1	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออร์บิทโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ ..... 139
จ-1	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCIที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ของอัตราส่วนการอัด 18:1 ..... 159
จ-2	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCIที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ของอัตราส่วนการอัด 13.7:1 ..... 160
จ-3	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCIที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ของอัตราส่วนการอัด 10.3:1 ..... 161

## สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
2-1	โครงสร้างของโมเลกุลของ DME .....	3
2-2	กระบวนการผลิต DME .....	5
2-3	อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล [5] .....	10
2-4	แนวโน้มราคา DME ในอนาคต .....	10
3-1	ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [4].....	16
3-2	ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI [4].....	17
3-3	ผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [4]....	18
3-4	ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ดีเซล แก๊สโซลีน และHCCI เมื่อ $Q$ = total amount of heat, $q$ =heat per mass unit, $m$ =mass, $N$ =number of reaction zone, $K$ =total number of heat release reaction [6].....	19
3-5	(a) ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ดีเซล แก๊สโซลีน และHCCI [6], (b) ลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI [7].....	20
3-6	ลักษณะกระบวนการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ HCCI [8] .....	21
3-7	แสดงลักษณะกลไกการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ของเครื่องยนต์ HCCI [9] .....	23
5-1	ไดนาโมมิเตอร์ .....	47
5-2	ภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิก[14] .....	47
5-3	Proximity .....	48
5-4	Pulse Meter .....	48
5-5	ส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive .....	49
5-6	ตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย .....	52
5-7	การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น .....	52
5-8	การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ด้านล่างของฝาสูบ.....	53
5-9	จุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ .....	53
5-10	ถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate .....	54
5-11	Inclined Manometer .....	54
5-12	แสดงภาพบารอมิเตอร์ .....	55
5-13	แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์ .....	55

ภาพที่	หน้า
5-14	อุปกรณ์และติดตั้งอุปกรณ์ในการทดสอบ ..... 55
5-15	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกระบอกสูบที่เกิดจากการหมุนเครื่องยนต์ โดยไม่มีการเผาไหม้กับองศาเพลาค้อเหวี่ยง[28] ..... 56
5-16	กราฟแสดงสัมประสิทธิ์การไหลวนที่ระยะยกวาล์วต่างๆ[28] ..... 58
5-17	การเกิดการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบภายในห้องเผาไหม้[28] ..... 59
5-18	ลักษณะรูปทรงของลูกสูบที่ได้ทำการดัดแปลง[28] ..... 59
5-19	การติดตั้งอุปกรณ์ Pressure Regulator กับถังก๊าซ ..... 60
5-20	การติดตั้งระบบควบคุมก๊าซโดยใช้วาล์วเข็มชนิดปรับละเอียด ..... 60
5-21	การติดตั้งเวนทิวริมิทเซอร์เข้ากับลิ้นปีกผีเสื้อก่อนเข้าเครื่องยนต์ ..... 60
6-1	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับความเร็วยกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 64
6-2	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 65
6-3	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับความเร็วยก ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 67
6-4	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 68
6-5	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วยก ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 70
6-6	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 71
6-7	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วยก ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 73
6-8	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 74
6-9	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับความเร็วยก ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 76
6-10	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1 ..... 77



ภาพที่	หน้า
6-25	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วรอบ ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1 ..... 101
6-26	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1 ..... 102
6-27	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วรอบ ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1 ..... 104
6-28	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1 ..... 105
6-29	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับความเร็วรอบ ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1 ..... 107
6-30	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1 ..... 108
ข-1	ภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method [25] ภาพซ้ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น Orifice Plate ภาพขวาแสดงภาพ Orifice Flow Meter.....139
ค-1	ลักษณะการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ [39]..... 143
ค-2	วิธีการวัดการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบชนิด steady-flow impulse swirl meter [4] 144
ค-3	ลักษณะการไหลแบบ Squish [4] ..... 145
ค-4	ลักษณะทิศทางการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble) [4]..... 145
ง-1	ผังการไหลของของเหลวผ่าน orifice [4]..... 149
ง-2	ความดันที่เกิดในคอคออดระหว่างก๊าซในอุดมคติกับก๊าซที่เกิดขึ้นจริง ..... 150
ง-3	ค่าของผลของการยุบตัวที่มีต่ออัตราการไหลของมวล ..... 151
ง-4	ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันที่ลดลงที่คอคออดเทียบกับอัตราส่วนสมมูล [4] ..... 153
ง-5	กราฟแสดงความสัมพันธ์เพื่อประมาณสมการของ $C_{dA}$ และ $C_{df}$ [4]..... 153
ง-6	แบบจำลองมิกเซอร์..... 154
ง-7	กราฟแสดงค่าของ $P_r/P_1$ ที่ขนาดคอคออดต่างๆ ที่ความเร็ว 2400 rpm..... 155
ง-8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างความดันกับความเร็วรอบ ที่ขนาดคอคออดต่างๆ ..... 156



## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
A/F	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง	kg air / kg fuel
(A/F) <sub>s</sub>	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ Stoichiometric	kg air / kg fuel
A <sub>E</sub>	พื้นที่ช่องแคบ	m <sup>2</sup>
A <sub>R</sub>	พื้นที่อ้างอิง	m <sup>2</sup>
A <sub>o</sub>	พื้นที่ของ orifice	m <sup>2</sup>
bmp	Brake Mean Effective Pressure	kPa
bsfc	Brake Specific Fuel Consumption	g/kW-hr
BTDC	ตำแหน่งก่อนจุดศูนย์ตายบน	
CA	Chromel-Alumel	
CAI	Control Auto Ignition ภาพที่ 3-4	
C <sub>D</sub>	สัมประสิทธิ์อัตราการไหล (discharge coefficient)	
C <sub>DO</sub>	Discharge Coefficient ของ Orifice Plate	
C <sub>DT</sub>	Throat Discharge Coefficient	
CI	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compression Ignition Engine)	
CR	Compression Ratio	
C <sub>s</sub>	ค่าสัมประสิทธิ์การไหล	
CV	Cheval Vapeur	
D <sub>g</sub>	ค่าสัมประสิทธิ์การไหลในท่อก๊าซ	
DI	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection)	
DME	Dimethyl Ether	
d	เส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate	m
dmi	The sum of the heat released by a certain mass	
dqi	The sum of the heat released from each combustion reaction	
EGR	การนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่	
EOI	จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
(F/A) <sub>s</sub>	อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศที่ Stoichiometric	kg fuel/ kg air
g	ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	m/s <sup>2</sup>

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition Engine	
HTR	High Temperature Reaction	
$\Delta H^\circ$	การเปลี่ยนแปลง Enthalpy ที่สภาวะมาตรฐาน	kJ
IDI	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม	
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure	
ISO	International Organization for Standardization	
K	ค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และ เท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ	
K	Total Number of Heat Reaction	
LHV	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	MJ/kg
LPG	ก๊าซปิโตรเลียมเหลว	
LTR	Low Temperature Reaction	
$\dot{m}_a$	อัตราการไหลของมวลอากาศ	kg/s
$m_f$	มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ต่อ 1 cycle ต่อสูบ	kg/cycle
MBT	Maximum brake torque timing	
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	rpm
N	Number of Reaction Zone	
$N_c$	จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์	
P	ความดันในกระบอกสูบ	kPa
$P_b$	กำลังเบรค	kW
$P_r$	Total barometric pressure	kPa
PM	ฝุ่นละออง (particular matter)	
PTFE	Poly-Tetrafluoroethylene	
PME	ปาล์มไบโอดีเซล	
q	Heat per mass unit	
Q	ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ
$Q_{HV}$	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	MJ/kg
$R_c$	อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio)	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
stec	Specific Total Energy Consumption	MJ/kW-hr
SAE	Society of Automotive Engineering	
SI	Spark Ignition	
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
$T_b$	แรงบิดเบรก	N-m
$T_{in}$	อุณหภูมิไอดี	°C
$T_r$	Air temperature	°C (K)
$T_{cr}$	Charge air coolant temperature	°C (K)
TDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน	
v	ความเร็ว	m/s
$V_b$	ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด	$m^3$
$V_d$	Displacement Volume	$dm^3$
$V_s$	ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ	$m^3$
$\dot{V}$	อัตราการไหลโดยปริมาตร	ml/s
VVT-I	Variable Valve Timing with Intelligent	
WOT	เปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด	
Z	ระดับความสูง	m
$\Delta h$	ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์	mmH <sub>2</sub> O
$\Delta P$	ผลต่างความดัน	kPa
$\phi$	Equivalence Ratio	%
$\phi_r$	Relative humidity	
°CA	มุม(องศา)เพลลาข้อเหวี่ยง	
$\eta_f$	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง	%
$\eta_v$	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	%
$\rho_{a,i}$	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์	$kg/m^3$
$\rho_{air}$	ความหนาแน่นของอากาศ	$kg/m^3$
$\rho_f$	ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	$kg/m^3$
$\rho_{H_2O}$	ความหนาแน่นของน้ำ	$kg/m^3$

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
$\omega$	ความเร็วเชิงมุม	rad/s
$\eta_m$	ประสิทธิภาพเชิงกล	%
$\gamma_{air}$	น้ำหนักจำเพาะของอากาศ	$kg/m^2 s^2$

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัจจุบันปัญหาด้านมลพิษ ที่เพิ่มขึ้น และปริมาณน้ำมันปิโตรเลียมที่เริ่มลดน้อยลง โดยเฉพาะน้ำมันดีเซล ได้ส่งผลกระทบต่อเพิ่มมากขึ้น ทั้งในด้านคุณภาพชีวิตและสิ่งแวดล้อม จึงได้มีแนวทางแก้ปัญหาดังกล่าว ทั้งในด้านการนำเชื้อเพลิงพลังงาน ทางเลือกมาใช้ และการพัฒนาระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ให้มีประสิทธิภาพสูงสุด ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า การนำเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ (Di-Methyl Ether, DME) มาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์ที่มีส่วนผสมเป็นเนื้อเดียวกันและจุดระเบิดด้วยการอัด (Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, HCCI) สามารถแก้ปัญหาด้านมลพิษและนำมาใช้ทดแทนการใช้น้ำมันดีเซลได้

เนื่องจากโครงสร้างของเชื้อเพลิง DME มีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอน ทำให้ไม่เกิดเขม่าจากการเผาไหม้ รวมทั้งไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ทำให้ไม่เกิดซัลเฟอร์ออกไซด์ จากลักษณะกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ HCCI เป็นเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพทางความร้อนสูง ปล่อยมลพิษในไอเสีย เช่น ไนโตรเจนออกไซด์ และเขม่าในปริมาณที่ต่ำ สามารถทำงานได้ในสภาวะส่วนผสมบาง ทำให้ประหยัดเชื้อเพลิง ความแปรปรวนของการเผาไหม้ แต่ละวัฏจักรต่ำ รวมถึงสามารถใช้ได้กับเชื้อเพลิงที่หลากหลาย แต่การทำงานของเครื่องยนต์ HCCI ยังอยู่ในขอบเขตช่วงสภาวะการทำงานที่จำกัด ทำให้กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าต่ำ จึงต้องมีพัฒนาให้ดียิ่งขึ้น

ในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาเกี่ยวกับ อิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อ สมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME (DME-HCCI) เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพัฒนาปรับปรุงประสิทธิภาพ การนำ DME มาประยุกต์ใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ต่อไปในอนาคต

### 1.2 วัตถุประสงค์

พัฒนาเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME (DME-HCCI)

### 1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME
- 1.3.2 ทำการศึกษาถึงอิทธิพลของ อัตราส่วนการอัดต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ภาระการทำงานต่างๆ
- 1.3.3 สรุปและวิเคราะห์ผลสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI

### 1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 ศึกษาคุณสมบัติเบื้องต้นของเชื้อเพลิง DME และหลักการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI
- 1.4.2 ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME
- 1.4.3 ทำการทดสอบการทำงาน ของเครื่องยนต์ DME-HCCI โดยศึกษา อิทธิพลของ อัตราส่วนการอัดต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ภาระการทำงานต่างๆ เมื่อสภาวะอัตราเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ อุณหภูมิไอดี อัตราส่วนของเชื้อเพลิงต่ออากาศ อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ และแรงบิด เป็นต้น
- 1.4.4 สรุปและวิเคราะห์ผลสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI จากข้อมูลที่บันทึก

### 1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ

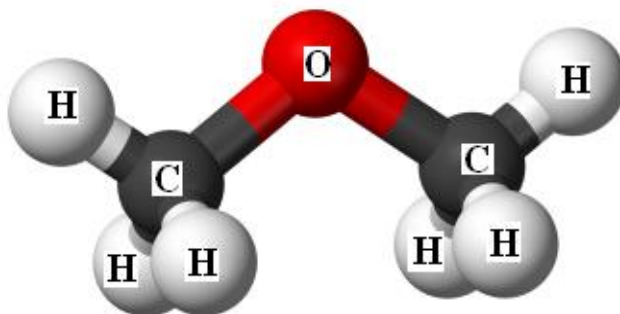
- 1.5.1 ได้แนวทางเพื่อการพัฒนาดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็น HCCI เพื่อใช้กับกิจกรรมที่ต้องการ
- 1.5.2 ทราบถึงอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ภาระการทำงานต่างๆ เมื่อสภาวะอัตราเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่
- 1.5.3 สามารถนำข้อมูลที่ทดสอบได้เป็นพื้นฐานในการพัฒนาปรับปรุงประสิทธิภาพการนำ DME มาประยุกต์ใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยที่มีส่วนผสมเป็นเนื้อเดียวกันและจุดระเบิด ด้วยการอัด เพื่อเป็นแนวทางในการใช้งานจริงต่อไป

## บทที่ 2

### เชื้อเพลิง DME

#### 2.1 รายละเอียดของเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ (Dimethyl Ether, DME)

ไดเมทิลอีเทอร์ (Dimethyl Ether) มีชื่อย่อเป็น DME หรือชื่ออื่นๆ เช่น methoxymethane, oxybismethane, methyl ether หรือ wood ether เป็นก๊าซกลุ่มอีเทอร์ไร้สีและมีกลิ่นอ่อนๆ สามารถละลายน้ำได้ มีสูตรทางเคมีเป็น  $\text{CH}_3\text{OCH}_3$  หรือเขียนเป็น  $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$  มีการเรียงตัวในโมเลกุลดังภาพที่ 2-1 ซึ่งทรงกลมตรงกลางแทนอะตอมออกซิเจน สีเทาเข้มด้านข้างสองลูกแทนอะตอมคาร์บอนและสีขาวแทนอะตอมของไฮโดรเจน ถือได้ว่า DME เป็นสารประกอบอีเทอร์โมเลกุลเล็กที่สุด DME ปรากฏอยู่ในอุตสาหกรรมกลุ่มการทำสเปรย์แบบแอโรซอล ซึ่งถูกนำมาแทนที่การใช้สารกลุ่มซีเอฟซี (CFC; Chlorofluorocarbons) ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2506 เพื่อให้เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและบรรยากาศของโลกมากขึ้น นอกจากนี้ด้วยคุณสมบัติที่เป็นก๊าซเย็นนี้เอง DME จึงมักจะถูกนำไปใช้ในการทดลองและการศึกษาที่เกี่ยวกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับวัสดุที่อุณหภูมิต่ำมาก (Cryogenic) อีกด้วย



ภาพที่ 2-1 โครงสร้างของโมเลกุลของ DME

DME เป็นพลังงานที่สามารถผลิตได้จากวัตถุดิบหลากหลายชนิด เช่น ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน หรือสารชีวภาพต่างๆ ได้ โดยผ่านกระบวนการ เคมีเพื่อสังเคราะห์เมทานอล หลังจากนั้นจึงนำไปผ่านกระบวนการแยกน้ำ (Dehydration) เพื่อให้ได้ DME ต่อไป

ในปี พ.ศ. 2538 ที่การประชุมสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ (Society of Automotive Engineering: SAE) สหรัฐอเมริกา ได้มีการนำเสนอแนวทางการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ของ

รถยนต์ รวมทั้งการศึกษาอย่างกว้างขวางเกี่ยวกับการผลิต ผลที่ดีต่อสิ่งแวดล้อม นับเป็นการเริ่มต้นการศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ DME เป็นพลังงานทางเลือกอย่างชัดเจน นับจากนั้นเป็นต้นมาได้มีการทำการศึกษาและทดลองติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงในยานยนต์เป็นอันมาก ทั้งในยุโรปและเอเชีย โดยการศึกษาส่วนใหญ่มุ่งไปที่รถยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ในระบบขนส่งมวลชนของรัฐและรถบรรทุกขนส่งขนาดใหญ่ ประกอบกับปัญหาค่าน้ำมันที่เพิ่มขึ้นอย่างมากในปัจจุบัน ทำให้การศึกษาที่เกี่ยวข้องกับการใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงทดแทนเป็นไปได้กว้างขวางมากยิ่งขึ้น เพราะ DME เป็นเชื้อเพลิงสะอาดที่สามารถผลิตได้จาก ผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม และวัตถุดิบอื่นๆ

การศึกษาผลกระทบต่อด้านสิ่งแวดล้อมของ DME พบว่า DME เป็นสารประกอบอินทรีย์กลุ่มระเหยง่าย (Volatile Organic Compound) แต่ไม่เป็นพิษ ไม่มีผลต่อการก่อมะเร็งและก่อให้เกิดการกลายพันธุ์ของสิ่งมีชีวิต ครึ่งชีวิตของการสลายตัวของ DME ในชั้นบรรยากาศเป็นเวลาสั้นมากเมื่อเทียบกับก๊าซเรือนกระจกตัวอื่นๆ เช่น CO<sub>2</sub> หรือมีเทน เป็นต้น [2]

นอกจากนี้การศึกษาในแง่การเผาไหม้ของก๊าซ DME ยังพบว่า ผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้จะสะอาด คือ ปราศจากเขม่าและมีปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์น้อยมากอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากในโครงสร้างของโมเลกุล มีลักษณะเป็นพันธะเดี่ยว ซึ่งไม่มีพันธะระหว่างอะตอมคาร์บอน โดยมีอะตอมของออกซิเจนประกบ อยู่ระหว่างอะตอมคาร์บอนสองอะตอม ปริมาณออกซิเจนจึงเพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ นอกจากนี้ลักษณะพันธะของโมเลกุลเป็นพันธะเดี่ยวระหว่างธาตุคาร์บอนและออกซิเจน พลังงานของการเกิดปฏิกิริยา จึงมีค่าต่ำ ทำให้ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้น้อย แต่สามารถปลดปล่อยพลังงานเคมีที่อุณหภูมิต่ำกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ จึงมีความเป็นไปได้ในการลดปริมาณความร้อนที่สูญเสียลงได้ แต่อย่างไรก็ตาม ค่าปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยต่อปฏิกิริยามีค่าน้อยกว่าน้ำมันหรือเชื้อเพลิงที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน นั่นคือ หากต้องการนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิง ต้องใช้มวลเชื้อเพลิงมากกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ [3]

## 2.2 กระบวนการผลิต DME

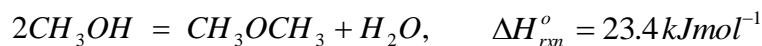
โดยทั่วไปการผลิต DME ถูกผลิตขึ้นด้วยกระบวนการ 2 ขั้นตอน โดยจะเริ่มต้นกระบวนการจากการแปรรูปวัตถุดิบชนิดก๊าซสังเคราะห์หรือ syngas (synthesis gas) ไปเป็นเมทานอล จากนั้น นำเมทานอลผ่าน เข้าสู่กระบวนการดีไฮเดรชัน (dehydration) จะได้เป็น DME ซึ่งเขียนเป็นปฏิกิริยาเคมีได้ดังนี้ [1]



Methanol synthesis:



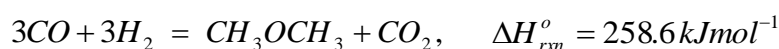
Methanol dehydration:



Water-gas shift:

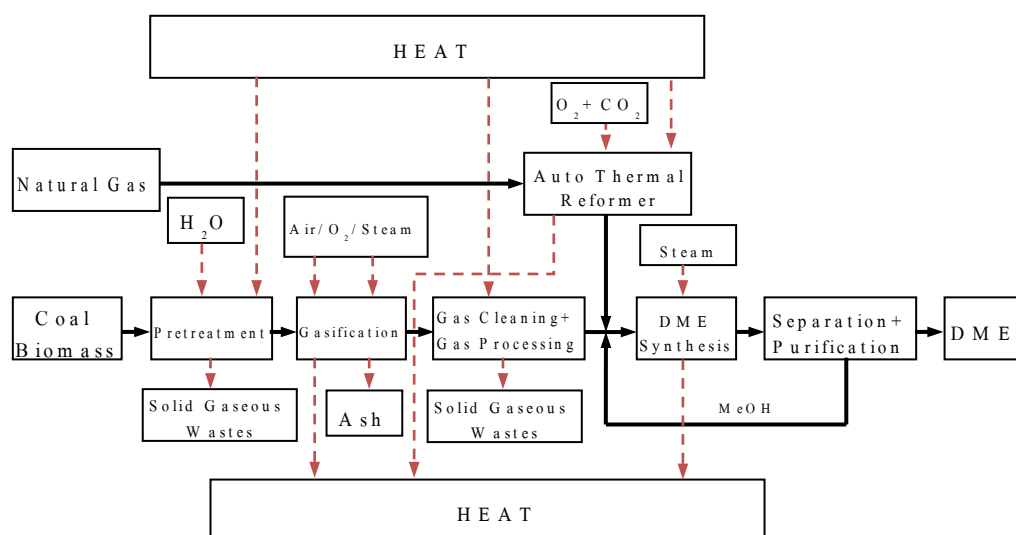


Net reaction:



Syngas ที่เป็นตัวตั้งต้นของปฏิกิริยานอกจากจะผลิตมาจากก๊าซธรรมชาติแล้ว ยังสามารถผลิตได้จากถ่านหินและมวลสารชีวภาพได้อีกด้วย จึงสามารถสรุปได้ว่า DME เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถผลิตได้จากสารตั้งต้นหลายชนิด การผลิตจึงไม่ขึ้นกับแหล่งการผลิตแหล่งใดแหล่งหนึ่งเพียงอย่างเดียว จึงมีความสามารถในการควบคุมราคาการผลิตได้ดีกว่าผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

สำหรับการผลิต DME จากสารตั้งต้นที่เป็นของแข็ง เช่น มวล สารชีวภาพ หรือ ถ่านหิน ต้องมีกระบวนการเพื่อให้วัตถุดิบกลายเป็นก๊าซสังเคราะห์ก่อน จากนั้นต้องผ่านกระบวนการทำความสะอาดก๊าซที่ได้ก่อนที่ จะเข้ากระบวนการสังเคราะห์ DME ต่อไป ซึ่งภาพที่ 2-2 ได้แสดงกระบวนการโดยสรุปในการผลิต DME ทั้งจากสารตั้งต้นที่เป็นก๊าซและของแข็ง



ภาพที่ 2-2 กระบวนการผลิต DME

จากปฏิกิริยา ดังกล่าวสังเกตได้ว่า การผลิต DME สามารถผลิตได้ค่อนข้างง่ายเมื่อเปรียบเทียบกับการผลิตก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) ที่ต้องมีการลงทุนสูงในการสร้างหอกันมาก นอกจากนี้หลังจากการผลิต DME สามารถเก็บ รักษาและขนส่ง ในลักษณะเดียวกันกับก๊าซปิโตรเลียมเหลว

### 2.3 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME

สมบัติทางกายภาพของ DME มีความใกล้เคียงกับ เชื้อเพลิงปิโตรเลียมเหลว เช่น โพรเพน (Propane) และบิวเทน (Butane) มีค่าซีเทนอยู่ในช่วง 55-60 ซึ่งมีความมากกว่าน้ำมันดีเซลเล็กน้อย การเผาไหม้ของ DME จึงดีกว่าดีเซล DME จะอยู่ในสถานะก๊าซที่อุณหภูมิห้อง ในการนำ DME ไปใช้งานสามารถทำให้ เป็นของเหลวที่อุณหภูมิ  $-25^{\circ}\text{C}$  ที่ความดันบรรยากาศ หรือเมื่อถูกอัดที่ความดันประมาณ 6 เท่าของความดันบรรยากาศ (6 bar) ที่อุณหภูมิห้อง สำหรับ ค่าความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆของ DME แสดงไว้ในตารางที่ 2-1

ตารางที่ 2-1 ความดันไอของ DME ที่อุณหภูมิต่างๆ [2]

T (K)	P (kPa)
264.30	193.5
274.63	281.6
280.50	342.4
290.14	465.4
295.12	540.1
307.86	773.2
312.92	880.9
326.76	1245.9
327.44	1267.1
333.81	1467.9
334.79	1504.9
340.67	1712.0
354.66	2297.8
361.18	2620.5
376.03	3463.4
383.17	3950.7
390.42	4486.5
394.44	4812.1
397.46	5083.6

โดยคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ได้แสดงไว้ในตารางที่ 2-2

ตารางที่ 2-2 คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ DME [3]

Property	DME
Chemical formula	CH <sub>3</sub> OCH <sub>3</sub>
Mole weight [g/mol]	46.07
C ratio [%wt]	52.2
H ratio [%wt]	13
O ratio [%wt]	34.8
S ratio [%wt]	0
Stoich. A/F ratio	9 : 1
Boiling Point [°C]	-24.9
Explosion limit in air [vol.%]	3.4~17
Auto Ignition temperature [°C]	235
Liquid Viscosity [cP]	0.15
Liquid density at 20°C [kg/m <sup>3</sup> ]	668
Lower Heating Value [kJ/kg]	28430
Latent heat of evaporation [kJ/kg]	460
Vapor pressure @ 20°C [MPa]	0.51
Cetane Number	55-60

#### 2.4 การเผาไหม้ของ DME

ในกระบวนการเผาไหม้ ออกซิเจนในอากาศจะเป็นตัวทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิง ส่วนประกอบอื่นๆ ในอากาศ เช่น อาร์กอน คาร์บอนไดออกไซด์ และไนโตรเจนจะไม่เข้าร่วมทำปฏิกิริยาดังนั้นเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณปฏิกิริยาการเผาไหม้ของ DME กับอากาศ จึงจะนิยามไนโตรเจนบรรยากาศ (atmospheric nitrogen) หรือไนโตรเจนที่ปรากฏ (apparent

nitrogen) ขึ้น ซึ่งจะประกอบด้วยไนโตรเจนและก๊าซอื่นๆ ในอากาศที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยาเผาไหม้ ดังนั้นในการคำนวณจะพบว่าในปริมาณอากาศประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วนคือ ส่วนที่เข้าทำปฏิกิริยา คือ ออกซิเจน และส่วนที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยา คือ ไนโตรเจนบรรยากาศ โดยอัตราส่วนของก๊าซชนิดต่างๆ ที่ผสมในอากาศแห้งได้แสดงไว้ในตารางที่ 2-3

ตารางที่ 2-3 ส่วนประกอบของอากาศแห้ง [4]

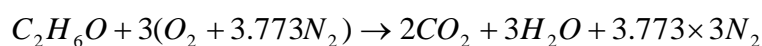
ก๊าซ	ppm โดยปริมาตร	มวลโมเลกุล	เศษส่วนโมล	อัตราส่วนโดยโมล
O <sub>2</sub>	209,500	31.998	0.2095	1
N <sub>2</sub>	780,900	28.012	0.7905	3.773
Ar	9,300	38.948		
CO <sub>2</sub>	300	44.009		
Air	1,000,000	28.962	1.0000	4.773

สามารถคำนวณมวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศได้โดยใช้หลักการว่าอากาศแห้งประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วน แต่ละส่วนมีปริมาณตามที่แสดงไว้ในตารางที่ 2-3 เมื่อคิดเทียบอัตราส่วนจะได้ว่า

$$M_{aN_2} = \frac{M_{air} - x_{O_2} M_{O_2}}{x_{aN_2}}$$

ซึ่งเมื่อแทนค่าจะได้ว่ามวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศ (aN<sub>2</sub>) เป็น 28.16 g/mol

สำหรับปฏิกิริยาการเผาไหม้ DME สามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้คือ



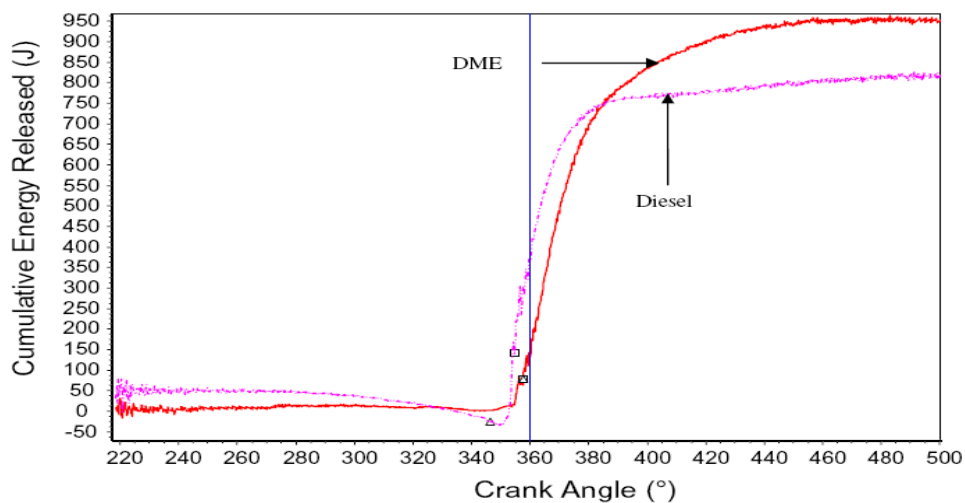
และสามารถคำนวณอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศได้ คือ

$$\left(\frac{F}{A}\right)_s = \frac{M_{C_2H_6O}}{M_{air}} = \frac{(2 \times 12) + 6 + 16}{3 \times ((2 \times 16) + (3.773 \times 2 \times 14))} = 0.111$$

ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับค่าของดีเซล (มีค่าประมาณ 0.0690-0.0697) และแก๊สโซลีน (มีค่าประมาณ 0.0685) จะเห็นได้ว่า ต้องใช้ส่วนผสมมากกว่าสำหรับการผสมที่ส่วนผสมพอดี (Stoichiometric Mixture) หรือกล่าวอีกทางหนึ่งได้ว่า ในปริมาณเชื้อเพลิงเดียวกัน DME สามารถเผาไหม้ได้ดีในที่มีปริมาณออกซิเจนต่ำกว่า นี่เป็นเหตุผลแรกที่สนับสนุนว่าทำไม DME จึงเป็นเชื้อเพลิงที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม สำหรับค่าส่วนผสมที่จะทำให้ DME ติดไฟได้อยู่ในช่วงตั้งแต่ 0.0555 (ส่วนผสมบาง) ไปจนถึง 0.294 (ส่วนผสมหนา)

จากการศึกษาต่อไป พบว่านอกจากจะสามารถเผาไหม้ได้สมบูรณ์โดยให้ค่าปริมาณเขม่า คาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำมากแล้ว การปล่อยมลพิษอื่นๆ ก็น้อยตามไปด้วย เช่น การปล่อยก๊าซกลุ่มไนโตรเจนออกไซด์ ( $\text{NO}_x$ ) อยู่ในปริมาณที่ต่ำมากเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ดีเซล เนื่องจากอุณหภูมิสุดท้ายของการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่า และนอกจากนี้ เนื่องจาก DME ไม่มีการเจือปนของธาตุกำมะถัน (sulfur) ด้วยสาเหตุดังกล่าวจึงไม่มีก๊าซกลุ่มซัลเฟอร์ออกไซด์ถูกปลดปล่อยออกมาจากกระบวนการเผาไหม้ ก๊าซมลพิษ ที่กล่าวถึงทั้งสองกลุ่มนี้เป็นก๊าซที่เมื่อรวมตัวกับไอน้ำในอากาศแล้วจะได้เป็นไอกรด ซึ่งเป็นต้นเหตุของการเกิดฝนกรดได้ หรือไอของก๊าซ มลพิษทั้งสองกลุ่มนี้จะมีผลโดยตรงต่อเนื้อเยื่อของสิ่งมีชีวิต โดยเฉพาะเนื้อเยื่ออ่อนบริเวณโพรงจมูกและดวงตา การลดปริมาณก๊าซทั้งสองจึงเป็นเรื่องที่มีความสำคัญมาก และเชื้อเพลิง DME จึงเป็นตัวเลือกที่ดีตัวหนึ่ง เมื่อพิจารณาถึงประเด็นของการเกิดมลภาวะและความเป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต

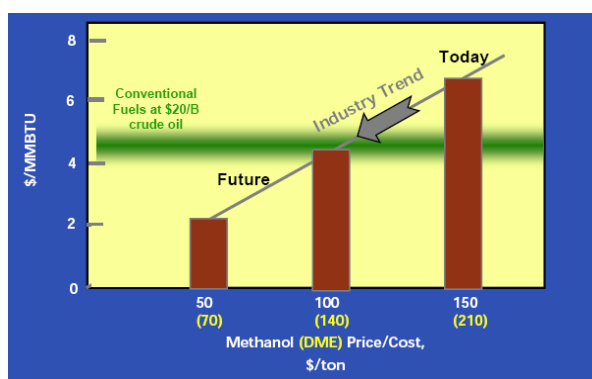
ในแง่การปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้โดยพิจารณา ผลทดสอบ การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล [7] พบว่าอุณหภูมิสูงสุดภายในห้องเผาไหม้มีค่า 2040.9 K และ 2151.9 K จากการทดสอบใช้ DME และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงตามลำดับ ในกรณีของ DME มีค่าต่ำกว่ากรณีของน้ำมันดีเซลประมาณ  $100^\circ\text{C}$  ทำให้ผลต่างอุณหภูมิระหว่างก๊าซในห้องเผาไหม้และผนังของห้องเผาไหม้มีค่าลดลงจนทำให้การสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยลงมาก เมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ในช่วงท้าย (ช่วง expansion process) พบว่าในกรณีของ DME มีค่าสูงกว่าในกรณีของน้ำมันดีเซล เล็กน้อย และยังมีอัตราการปล่อยเชื้อเพลิงที่รวดเร็วและต่อเนื่องมากกว่าด้วย ดังที่แสดงไว้ในภาพที่ 2-3



ภาพที่ 2-3 อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1500 rpm ที่ภาระการทำงาน 45 N·m ของเครื่องยนต์ CI ขนาด 1330 cm<sup>3</sup> อัตราส่วนกำลังอัด 16.5:1 [5]

## 2.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต

ปัจจุบันปัญหาเรื่อง ปริมาณสำรองของ เชื้อเพลิงถือเป็นเรื่องเร่งด่วนสำหรับทุกประเทศทั่วโลก ถ้าทุกคนยังคงใช้เชื้อเพลิงในอัตราที่เป็นอยู่ในปัจจุบันสักวันเชื้อเพลิงต้องหมดไปจากโลก แต่สิ่งที่จะหมดไปก่อนเชื้อเพลิงคือ อากาศที่เราจะใช้หายใจ ซึ่งภัยนี้ร้ายแรงกว่าภัยการก่อการร้ายเสียอีก นี่คือเหตุผลที่ทำให้เราต้องมีเชื้อเพลิงทางเลือกเพื่อแก้ปัญหาวิกฤตพลังงาน มลภาวะและการเสื่อมถอยของนิเวศวิทยา ซึ่งหนึ่งในทางเลือกนั้นคือการนำ DME มาใช้ซึ่งทำให้ในอนาคตการผลิต DME มีแนวโน้มที่จะผลิตมากขึ้น มีราคาถูกลงและมีการนำไปใช้ในด้านต่างๆ มากมาย ดังที่แสดงไว้ในภาพที่ 2-4



ภาพที่ 2-4 แนวโน้มราคา DME ในอนาคต

## 2.6 การผลิต DME ในต่างประเทศ

ปัจจุบันประเทศต่างๆ ได้มีการโครงการเกี่ยวกับ ผลิต DME มากมาย ทำให้อินาคตของ DME นั้นมีขนาดที่สดใส เนื่องจากเมื่อผลิตเป็นจำนวนมากประกอบกับสามารถแปรรูปได้จาก เชื้อเพลิงราคาถูกลงอย่างถาวร ทำให้ราคามีแนวโน้มที่จะถูกลงกว่าที่เป็นอยู่ตอนนี้ โดยในประเทศ ต่างๆ ได้มีโครงการเกี่ยวกับ DME ดังนี้

### ประเทศจีน

ปัจจุบันประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนมีความสามารถในการผลิต DME 1 ล้านตันต่อปี โดยมีโรงงานกระจายอยู่ตามมณฑลต่างๆ วัตถุประสงค์หลักที่โรงงานใช้จะมาจากเมทานอลและถ่าน หิน สามารถสรุปกำลังการผลิตในปัจจุบันได้ดังตารางที่ 2-4

ตารางที่ 2-4 กำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน

	Province	Feed –stock	Capacity (พันตันต่อปี)	Start-up
1	Guangdong	Methanol	8	1994
2	Henan	Coal	10	1994
3	Shaanxi	Natural Gas	10	1998
4	Shanxi	Methanol	10	2000
5	Sichuan	Natural Gas	10	August 03
			100	December 05
6	Shandong	Coal	150	May 05
7	Shanghai	Coal	5	December 05
8	Anhui	Methanol	20	December 05
9	Hubei	Methanol	100	May 07
10	Shandong	Methanol	10	May 07
11	Henan	Methanol	100	July 07
12	Jiangsu	Methanol	50	August 07
13	Guangdong	Methanol	300	September 07
14	Niingxia	Coal	210	May 07
			1093	

นอกจากนี้ประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนยังมีโครงการที่จะเพิ่มกำลังการผลิตเป็น 4,510 ล้านตันต่อปีในอนาคตโดยแสดงไว้ในตารางที่ 2-5

ตารางที่ 2-5 โครงการเพิ่มกำลังการผลิต DME ในแต่ละมณฑลของจีน

	Province	Feed –stock	Capacity(พันตันต่อปี)
1	Jiangsu	Methanol	200
2	Jiangsu	Methanol	300
3	Yunnan	Coal	160
4	Guangdong	Methanol	200
5	Anhui	Methanol	100
6	Guizhou	Coal	180
7	Shangdong	Methanol	250
8	Shanghai	Coal	50
9	Chongqing	Coal	80
10	InnerMongolia	Coal	3000
			4510

### ประเทศญี่ปุ่น

โครงการนิโอกาตะซึ่งตั้งขึ้นเมื่อปี 1981 เป็นโครงการที่ผลิต DME โดยใช้เมทานอลจากกระบวนการแยกน้ำ (dehydration) ซึ่งมีจุดประสงค์เพื่อสนับสนุนให้ใช้ DME ผสมกับ LPG และใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนในเครื่องยนต์ดีเซล โดยมีบริษัทต่างๆ อย่างเช่น Toyota Tsusho ให้ความร่วมมือ โดยมีกำลังการผลิต 100,000 ตันต่อปี

### ประเทศเกาหลีใต้

โครงการ MOCIE ซึ่งเริ่มประกาศใช้เมื่อปี 2007 โดยวางแผนที่จะนำ DME ใช้ในวงการค้าปลีกภายในปี 2012 โดยแบ่งได้เป็น 3 ช่วง

- 2007-2008 - สร้างโรงงานผลิต DME ซึ่งจะแล้วเสร็จในปี 2008 โดยมีกำลังการผลิต 10 ตันต่อวัน
- จัดตั้งมาตรฐานและกฎระเบียบขึ้น
- 2009 - ริเริ่มโครงการต้นแบบ
- 2010-2012 - มีแผนขยายกำลังการผลิตเป็น 3000 ตันต่อวัน



### ประเทศอียิปต์

ในปัจจุบันประเทศอียิปต์ได้มีการสร้างโรงงานผลิต DME ซึ่งมีกำลังการผลิต 1.3 ล้านตัน เพื่อใช้ในการผสมกับ LPG

### ประเทศอิหร่าน

ประเทศอิหร่านมีการผลิต DME จาก methanol โดยกระบวนการ dehydration และ fixed-bed reactor โดยมีกำลังการผลิต 8 แสนตันต่อปี

นอกจากนี้ยังมีโครงการผลิต DME ในประเทศอื่นๆอีกมาก เช่นประเทศสวีเดน ประเทศรัสเซีย ประเทศสหรัฐอเมริกา ประเทศอิตาลี ประเทศในกลุ่ม EU และประเทศบราซิล

## 2.7 การใช้ DME ในปัจจุบัน

สำหรับในส่วนการนำ DME ไปใช้ ได้มีโครงการนำไปใช้หลายโครงการดังนี้

1. การผสม DME ไม่เกิน 20% กับก๊าซหุงต้มโดยจากการศึกษาพบว่า แม้ว่าการทำอย่างนี้จะทำให้ค่าความจุความร้อนลดลงแต่ผู้บริโภคก็ไม่สามารถแยกความแตกต่างได้และการทำแบบนี้จะทำให้มีก๊าซปิโตรเลียมเหลวตกค้างถึงน้อยกว่าด้วย

2. การใช้แทนเชื้อเพลิงดีเซลในรถบรรทุกขนาดต่างๆ พบว่ามีประสิทธิภาพสูงกว่า มีการปล่อยมลพิษ  $\text{NO}_x$  น้อยกว่าและเครื่องยนต์เดินเรียบเงียบกว่า

3. การใช้ในอุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้า บริษัท GE และบริษัท Siemens Westinghouse มีการใช้ DME ในเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าแบบกังหันก๊าซ ซึ่งมีประสิทธิภาพและมลพิษต่ำ , University of Kita Kyushu ภายใต้การสนับสนุนของ Japan DME Forum, JDF มีโครงการต้นแบบการใช้ DME ในการผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สันดาปภายใน

## 2.8 ภาพลักษณ์ในการใช้ DME ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน

### 2.8.1 ข้อดีในการใช้ DME

ข้อดีของการใช้ DME แทนน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ CI ประกอบไปด้วยการลดลงของ ไฮโดรคาร์บอน (HC) และคาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) ในไอเสีย เนื่องจากโครงสร้างโมเลกุลของ DME มีออกซิเจน ( $\text{O}_2$ ) เป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอนด์ คาร์บอนด์จึงไม่ได้จับยึดกันโดยตรง ดังนั้นการเผาไหม้ของ DME จะไม่เกิดเขม่า (soot) หรือฝุ่นละออง (particulate matters หรือ PM) นอกจากนี้ DME ไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ดังนั้นจึงไม่ก่อให้เกิด  $\text{SO}_x$  และไม่มีควันดำ (black smoke) จากการทดสอบกระบวนการเผาไหม้ของ DME พบว่ามีอุณหภูมิต่ำกว่ากระบวนการเผาไหม้ของดีเซล จึงทำให้  $\text{NO}_x$  ลดลง ต่ำกว่าการใช้ น้ำมันดีเซล นอกจากนี้ยังพบว่า

การใช้ DME กับเครื่องยนต์ CI ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง จะให้เสียงที่ เกิดจากการทำงานที่ เงียบกว่าการใช้ conventional diesel

### 2.8.2 ข้อเสียในการใช้ DME

เนื่องจากค่าความร้อนของ DME มีค่าต่ำกว่าของเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้นพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้ของ DME ก็จะมีค่าต่ำกว่า ซึ่งส่งผลให้อัตราการสิ้นเปลืองปริมาณเชื้อเพลิง มีค่าเพิ่มขึ้น และความหนืดของ DME ที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล ก่อให้เกิดการรั่ว (leakage) ที่ปั๊ม (pumps) และหัวฉีด (fuel injectors) ต้องมีการเติมสารหล่อลื่นเข้าไปผสมกับ DME เพื่อป้องกันการสึกกร่อนและการขัดข้องของปั๊ม (pumps) และหัวฉีด (fuel injectors) มีการนำสารปรุงแต่ง (Additive) มาช่วยเพิ่มการหล่อลื่นให้กับ DME โดยปกติจะใช้สารปรุงแต่ง (Additive) ที่มีการพัฒนามาจาก reformulated diesel

## บทที่ 3

### ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์

#### 3.1 ทฤษฎีการเผาไหม้

การเผาไหม้เป็นกระบวนการออกซิเดชันของเชื้อเพลิง โดยปกติทั่วไปหมายถึง โมเลกุลของคาร์บอน และไฮโดรเจน หรือของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วมากภายใต้ อุณหภูมิสูงพร้อมทั้งปลดปล่อยพลังงานออกมาหรือเป็นกระบวนการคายความร้อน (Exothermic process) ถ้าพลังงานที่ปลดปล่อยออกมามีค่ามากพอ ก็จะทำให้การเผาไหม้สามารถดำเนินต่อไปได้ด้วยตัวเอง (Self sustaining) อย่างต่อเนื่อง โดยการเผาไหม้จะเกิดขึ้นต้องมีสภาวะที่เหมาะสม เช่น ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิโดเซอร์อยู่ในช่วงของ flammability limit อุณหภูมิถึงค่า อุณหภูมิ Auto ignition และมีค่าพลังงานเริ่มต้นสูงกว่าค่าพลังงานก่อกัมมันต์ (Activation energy) เป็นต้น โดยกลไกการเกิดปฏิกิริยาที่แท้จริง จะมีลักษณะเกิดขึ้นหลายขั้นตอนซับซ้อนหรือเป็นปฏิกิริยาลูกโซ่ (Chain reaction) และเกี่ยวข้องกับสารหลายชนิดในแต่ละขั้นตอนของการเกิดปฏิกิริยานั้น นอกจากนั้นการเผาไหม้ยังเกี่ยวข้องกับจลนศาสตร์เคมี (Chemical kinetics) ซึ่งเกี่ยวข้องกับกลไกและความเร็วของการเกิดปฏิกิริยาเคมีของสาร โดยมีการสลายตัวและเปลี่ยนรูป พลังงานเคมีและความร้อนอย่างรวดเร็ว จากหลักจลนศาสตร์เคมี พบว่าอุณหภูมิมิอิทธิพลอย่างมากต่ออัตราการเกิดปฏิกิริยาอย่างง่ายขั้นตอนเดียว เพราะทำให้ค่าคงตัวอัตราการเกิดปฏิกิริยา (Rate constant) เปลี่ยนแปลง และสามารถคำนวณหาความเร็วของการเกิดปฏิกิริยาได้ โดยพิจารณาจากความสัมพันธ์ตามกฎค่าคงตัวอัตราการเกิดปฏิกิริยาของอาร์เรเนียส (Arrhenius' law of reaction rate constant) และพบว่าระบบการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูงต้องมีลักษณะที่สำคัญคือ มีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ได้กำลังงานออกมามาก และ ปลดปล่อยมลพิษต่ำ

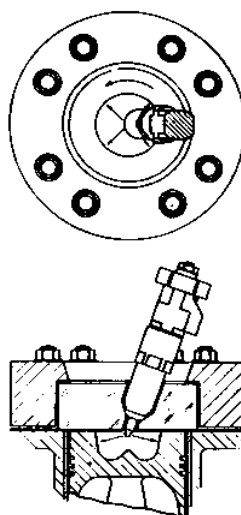
#### 3.2 กระบวนการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition, CI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่านออริฟิซ (Orifice) ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง เชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและ

ความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิงหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 องศาเฟลา ข้อเหวี่ยงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ด้วยการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-Ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี Ignition Delay สั้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระบายของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไป จนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ โดยกระบวนการแตกตัวเป็นละอองฝอยและระเหยของเชื้อเพลิงเหลว , การผสมกับอากาศ และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งหมดจะเกิดอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้การผสมระหว่างอากาศที่ยังคงเหลืออยู่ในห้องเผาไหม้กับแก๊สที่กำลังเผาไหม้และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว จะเกิดอย่างต่อเนื่องตลอดระยะเวลาการเผาไหม้ในจังหวะขยายตัว (Expansion Stroke) ระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบ่งเป็น 2 แบบตามลักษณะของห้องเผาไหม้ดังนี้

### 3.2.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังภาพที่ 3-1

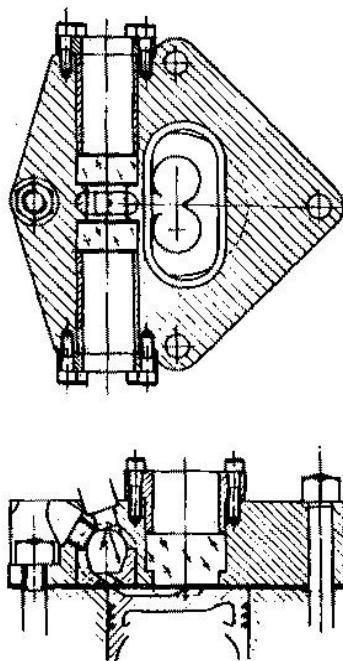


ภาพที่ 3-1 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [4]

### 3.2.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบ่งเป็น 2 ห้อง โดยเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Pre-chamber) ซึ่งมีช่อง (Throat) ต่อกับห้องเผาไหม้หลัก (Main Chamber) โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังภาพที่ 3-2

กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI สามารถอธิบายสรุปได้ดังนี้ เริ่มจากในช่วงจังหวะอัด อากาศจะถูกอัดจากห้องเผาไหม้หลักที่อยู่เหนือหัวลูกสูบ ผ่าน Throat เข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังนั้นที่ช่วงสุดท้ายของจังหวะอัด จะเกิดการหมุนวน (Swirl) ของอากาศอย่างรุนแรง โดยจะมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า หลังจากช่วง Ignition Delay แล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า สูงกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลักแล้ว ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่จะถูกดันกลับเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก ในขณะที่หัวฉีดยังคงฉีดเชื้อเพลิงอย่างต่อเนื่องออกมาผสมและทำปฏิกิริยาเคมีกับอากาศในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แล้วออกมาเกิดการผสมกับอากาศต่อไปในห้องเผาไหม้หลัก และเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องจนสิ้นสุดจังหวะขยายตัว



ภาพที่ 3-2 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI [4]

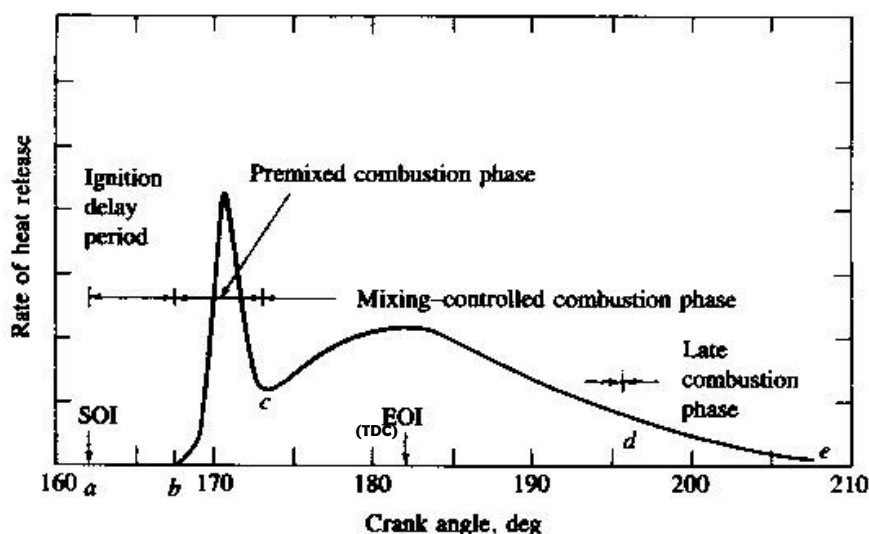
โดยลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังภาพที่ 3-3 ดังนี้

Ignition Delay (ab) เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย Ignition Delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้

Premixed Phase (bc) เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง Flammability Limit ซึ่งผสมกันในระหว่างช่วง Ignition Delay จะเกิดการเผาไหม้ขึ้น เกือบพร้อมๆกัน อย่างรวดเร็วในช่วง 2-3 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง เป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง

Mixing-Controlled Combustion Phase (cd) เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วง Ignition Delay ได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ)

Late Combustion Phase (de) เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไป ด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็น การเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสม

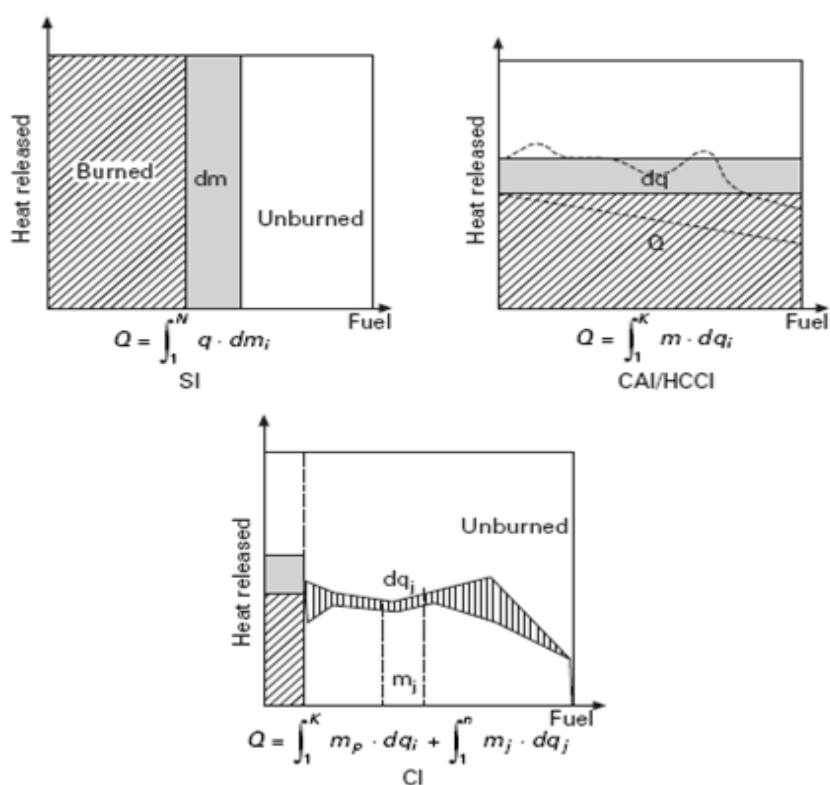


ภาพที่ 3-3 ผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [4]

### 3.3 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ HCCI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ที่มีส่วนผสมเป็นเนื้อเดียวกันและจุดระเบิดด้วยการอัด (Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, HCCI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ มีลักษณะการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศในระบบไอดี ก่อน ไหลผ่าน วาล์วไอดีเข้าไปในกระบอกสูบ ซึ่งมีลักษณะเช่นเดียวกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ และ

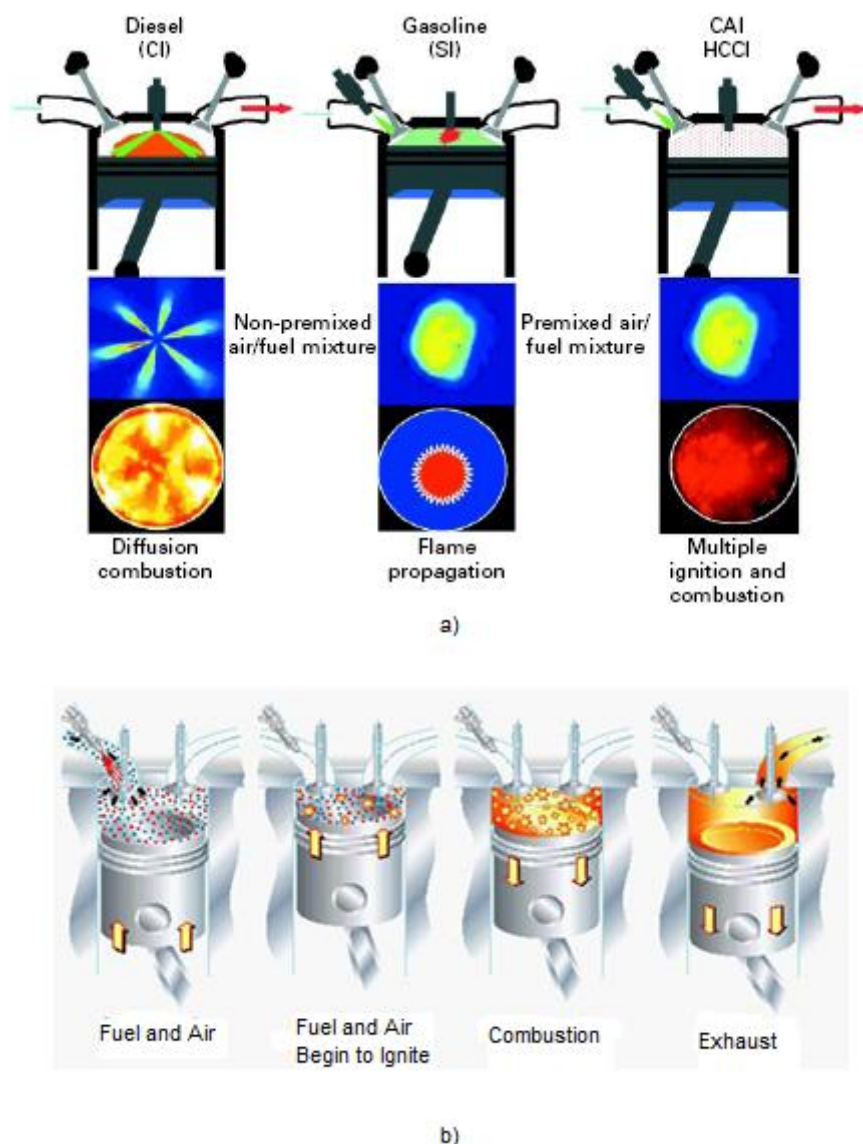
เกิดการจุดระเบิดเองของส่วนผสม เนื่องจากอุณหภูมิ และความดันของอากาศจากการอัดตัวของ ระเบิดสูงกว่าจุดการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง ซึ่งมีลักษณะเช่นเดียวกับเครื่องยนต์จุดระเบิด ด้วยการอัด โดยการจุดระเบิดเองของส่วนผสมนี้เกิดขึ้นที่หลายๆตำแหน่งในห้องเผาไหม้ (Spontaneously ignition) ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่สม่ำเสมอในทุกๆตำแหน่งของห้องเผาไหม้ มีการแพร่ขยายตัวของเปลวไฟเกิดขึ้นในระยะทางสั้นๆ ทำให้ช่วงเวลากการเผาไหม้สั้นมาก และมีอัตราการปล่อยความร้อนที่สูง ด้วยเหตุนี้ทำให้การเผาไหม้แบบ HCCI สามารถใช้ส่วนผสมที่จางมากได้ ส่งผลให้สารมลพิษที่ปล่อยออกมามีปริมาณ ต่ำ และเครื่องยนต์มีประสิทธิภาพทางความร้อนสูง ดังภาพที่ 3-4 และ 3-5



ภาพที่ 3-4 ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ดีเซล แก๊สโซลีน และHCCI

เมื่อ  $Q$  = total amount of heat,  $q$ =heat per mass unit,  $m$ =mass,

$N$ =number of reaction zone,  $K$ =total number of heat release reaction [6]



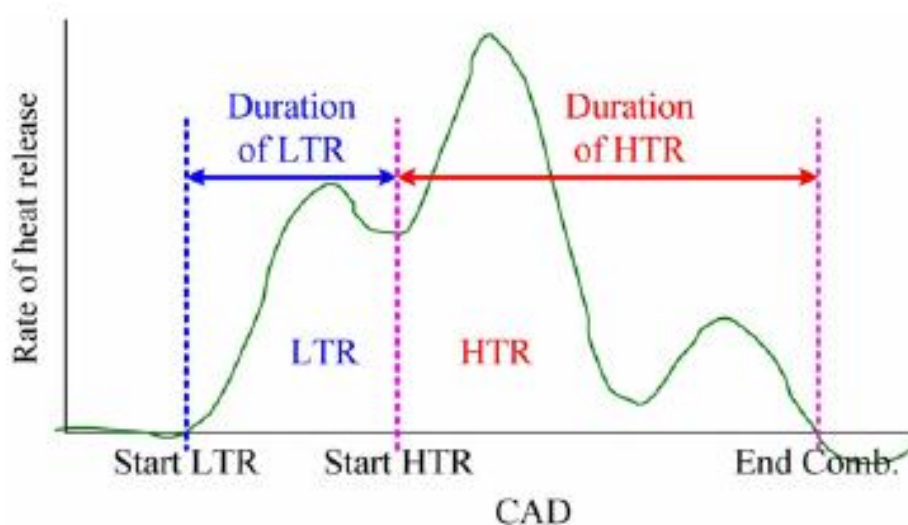
ภาพที่ 3-5 (a) ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ดีเซล แก๊สโซลีน และHCCI [6],  
 (b) ลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI [7]

นอกจากนี้ยังพบว่ากระบวนการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ HCCI แบ่งได้เป็น 2 ช่วง คือ ช่วงปฏิกิริยาที่อุณหภูมิต่ำ (Low temperature reaction, LTR) ซึ่งคล้ายกับการน็อกในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ทำให้มีการปลดปล่อยพลังงานออกมาบางส่วน และเมื่อผ่านช่วงเวลาหนึ่งจึงเกิดการเผาไหม้ในทุกๆตำแหน่งของห้องเผาไหม้ในช่วงปฏิกิริยาที่อุณหภูมิที่สูง (High temperature reaction, HTR) ซึ่งพลังงานส่วนใหญ่ในการเผาไหม้จะปลดปล่อยออกมาช่วงนี้ ดังตารางที่ 3-1 และภาพที่ 3-6



ตารางที่ 3-1 ช่วงอุณหภูมิเริ่มต้น กระบวนการปล่อยความร้อน ในเครื่องยนต์ HCCI ของเชื้อเพลิง DME, n-Butane และ Propane [6]

		DME (CH <sub>3</sub> OCH <sub>3</sub> )	n-Butane (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	Propane (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )
Low temperature reaction	Start temperature	705 ± 7K	724 ± 9K	-
	Heat release	17-30%	4-12%	-
High temperature reaction	Start temperature	904 ± 17K	855 ± 11K	798 ± 6K
	Heat release	70-87%	88-96%	100%



ภาพที่ 3-6 ลักษณะกระบวนการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ HCCI [8]

### 3.4 ปัจจัยที่ส่งผลต่อกระบวนการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI

เราสามารถพัฒนาและควบคุมปัจจัยที่ส่งผลต่อกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ HCCI ได้ 2 แนวทางคือจากการเปลี่ยนคุณสมบัติของส่วนผสม (Alter mixture reactivity) และการเปลี่ยนแปลงความสัมพันธ์ของเวลาและอุณหภูมิของส่วนผสม (Alter time-temperature history of mixture) เพื่อให้มีลักษณะการทำงานที่เหมาะสม จากปัจจัยต่างๆดังนี้

#### 3.4.1 ชนิดของเชื้อเพลิง (Fuel Type)

เชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีแตกต่างกัน ได้แก่ ความหนืด ค่าซีเทน ค่าออกเทน และจุดเดือด จะส่งผลต่อกระบวนการเผาไหม้อย่างชัดเจน เช่น เชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทนต่ำ มีค่าซีเทนสูง หรือมีจุดเดือดต่ำ ย่อมส่งผลให้การจุดระเบิดเกิดขึ้นง่าย หรือเชื้อเพลิงที่มีความหนืดสูงจะส่งผลให้การผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศอาจไม่เป็นเนื้อเดียวกัน หากไม่ มีอุณหภูมิไอดีสูงพอ นอกจากนี้พบว่า การนำคุณสมบัติที่ดีของเชื้อเพลิงแต่ละชนิดที่ทำงาน

เหมาะสมในช่วงสภาวะต่างๆกัน มาทำงานร่วมกันเพื่อเพิ่มสภาวะการทำงานให้กว้างขึ้น หรือนำมาใช้ในการควบคุมตำแหน่งการจุดระเบิด เช่น การนำ DME มาใช้ร่วมกับก๊าซธรรมชาติ เนื่องจากก๊าซธรรมชาติสามารถผสมกับอากาศได้ดี และมีค่าความร้อนที่สูงแต่มีอุณหภูมิการจุดระเบิดของก๊าซธรรมชาติสูง จึงนำ DME มาใช้เป็นตัวช่วยในการจุดระเบิด เพื่อให้ทำงานได้อย่างสมบูรณ์ เป็นต้น

### 3.4.2 อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio, $R_c$ )

การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อความดันและอุณหภูมิสูงสุดในกระบอกสูบมีค่าสูงขึ้น ทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาเพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้ตำแหน่งเริ่มต้นเผาไหม้เกิดเร็วขึ้น และอัตราการเผาไหม้ที่สูงขึ้น ทำให้ช่วงเวลาการเผาไหม้สั้นลงด้วย

### 3.4.3 อุณหภูมิไอดี (Intake Temperature, $T_{in}$ )

เมื่ออุณหภูมิไอดีเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ตำแหน่งการจุดระเบิดเกิดก่อนศูนย์ตายบนมากขึ้น การเผาไหม้เกิดขึ้นรวดเร็วขึ้น ช่วงเวลาในการเผาไหม้จึงมีค่าสั้นลง ความดันสูงสุดในกระบอกสูบ อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันสูงสุดต่อมุมเพลาช้อเหวี่ยงและสัดส่วนโดยมวลที่ถูกเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าความดันยังผลบ่งชี้และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์จะลดลง แต่ปริมาณของคาร์บอนไดออกไซด์และปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนจะมีค่ามากขึ้น

### 3.4.4 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสมมูล (Equivalence Ratio, $\Phi$ )

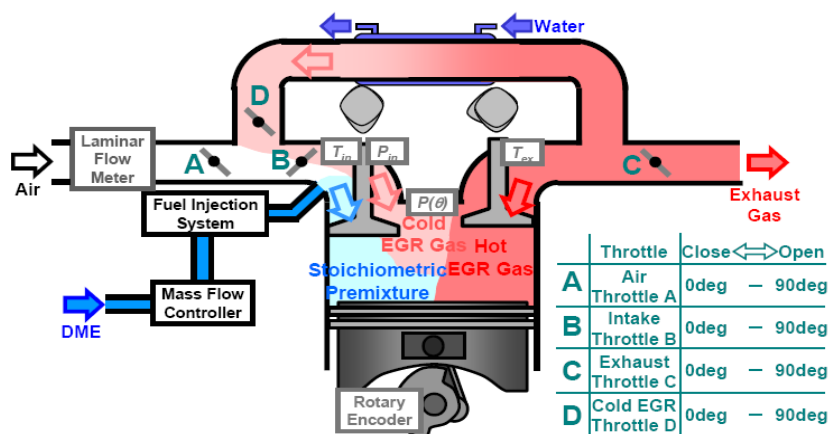
เนื่องจากอัตรา การเกิดปฏิกิริยาเคมีขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของสารตั้งต้นในการเริ่มทำปฏิกิริยา ดังนั้น เมื่อความเข้มข้นของอัตราส่วนสมมูลสูงขึ้น ย่อมส่งผลให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาเคมีเร็วขึ้น ทำให้ตำแหน่งการจุดระเบิดเกิดก่อนศูนย์ตายบนมากขึ้น การเผาไหม้เกิดขึ้นรวดเร็วขึ้น ช่วงเวลาในการเผาไหม้จึงมีค่าลดลง ค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบ อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันสูงสุดต่อมุมเพลาช้อเหวี่ยงและสัดส่วนโดยมวลที่ถูกเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าความดันยังผลบ่งชี้และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ ปริมาณของคาร์บอนไดออกไซด์ และปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนจะมีค่ามากขึ้น ซึ่งอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสมมูลของการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI มีลักษณะบาง โดยมีลักษณะการทำงานอยู่ในช่วงภาวะต่ำถึงปานกลาง

### 3.4.5 การนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ (Exhaust Gas Recirculation, EGR)

การนำไอเสียย้อนกลับมาใช้ใน HCCI จะให้ประโยชน์ด้านต่างๆ เช่น การเพิ่มอุณหภูมิไอดี การควบคุมกระบวนการเผาไหม้และการลดมลพิษในไอเสีย เป็นต้น โดยไอเสียย้อนกลับแบ่งเป็น 2 ชนิดดังภาพที่ 3-7 คือ

3.4.5.1 Internal EGR หรือ Hot EGR คือ ไอเสียที่ถูกปล่อยออกไปแล้วแต่ถูกนำกลับมาใช้ใหม่ในห้องเผาไหม้ ซึ่งต้องใช้ระบบการควบคุมที่มีความซับซ้อนหรือทำการปิดวาล์วไอเสียให้เร็วมากขึ้นเพื่อเก็บไอเสียส่วนหนึ่งมาใช้ใหม่

3.4.5.2 External EGR หรือ Cold EGR คือ ไอเสียถูกนำกลับมาผสมกับไอดีอีกครั้ง โดยต่อเชื่อมกับท่อไอดี เนื่องจากบริเวณท่อไอดีมีความดันแตกต่างกัน จึงต้องมีวาล์วควบคุมการทำงาน



ภาพที่ 3-7 แสดงลักษณะกลไกการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ของเครื่องยนต์ HCCI [9]

มีอิทธิพลต่ออุณหภูมิเริ่มต้นของส่วนผสม (Charge Temperature) เมื่อเพิ่มปริมาณ EGR จะทำให้อุณหภูมิเริ่มต้นของส่วนผสมมีค่าสูงขึ้น เนื่องจากได้รับความร้อนจากไอเสีย จึงเกิดการจุดระเบิดเร็วขึ้น แต่เมื่อเพิ่มปริมาณ EGR มากขึ้นค่าหนึ่ง อัตราการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิจะลดลง เนื่องจากในไอเสียมีปริมาณก๊าซเฉื่อยอยู่ด้วย ผลทางด้านมลพิษ เมื่อปริมาณการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้น ปริมาณคาร์บอนมอนนอกไซด์ ปริมาณของคาร์บอนไดออกไซด์ และปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนจะมีค่ามากขึ้นเล็กน้อย นอกจากนี้พบว่าที่อัตราส่วนการอัดต่ำจะใช้ปริมาณ EGR ในปริมาณที่สูงเพื่อเพิ่มอุณหภูมิไอดี และในกรณีอัตราส่วนการอัดสูงจะใช้ปริมาณ EGR ในปริมาณที่ลดลง เพื่อควบคุมไม่ให้เกิดการเผาไหม้สูงเกินไป

### 3.4.6 ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (Engine Speed)

การเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะส่งผลต่อเวลาในการจุดระเบิดโดยตรง และกระทบกับลักษณะการเผาไหม้ โดยอุณหภูมิการอัดตัวสูงสุดจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากการสูญเสียความร้อนในช่วงจังหวะอัดน้อยลง

### 3.4.7 ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric Efficiency, $\eta_v$ )

มีอิทธิพลต่อความเข้มข้นของอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงผสม ส่งผลต่อตำแหน่งเริ่มต้นเผาไหม้และอัตราการเผาไหม้ที่เปลี่ยนแปลงไป

## 3.5 ข้อจำกัดด้านการควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI

3.5.1 กระบวนการควบคุมช่วงเวลารจุดระเบิดและการเผาไหม้ของ เครื่องยนต์ HCCI ที่สภาวะการทำงานที่ภาระและความเร็วรอบต่างๆ เนื่องจากเครื่องยนต์ HCCI ไม่มีกระบวนการควบคุมตำแหน่งเริ่มต้นการจุดระเบิดเหมือนในกรณีของเครื่องยนต์ SI ที่มีจังหวะการ spark ของหัวเทียนช่วยในการควบคุม และในกรณีของเครื่องยนต์ CI ที่มีจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง ของหัวฉีดช่วยในการควบคุมตำแหน่งเริ่มต้นการจุดระเบิด แต่ขึ้นอยู่กับ อุณหภูมิของอากาศจากการอัดตัวของกระบอกสูบต้องสูงกว่าตำแหน่งจุดระเบิดเองของเชื้อเพลิง

3.5.2 การทำงานในช่วงการเปลี่ยนแปลงสภาวะที่ภาระและความเร็วรอบต่างๆ ซึ่งมีความแปรปรวนที่สูงทำให้ยากในการควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ ให้มีการตอบสนองที่แม่นยำและมีความสม่ำเสมอในการทำงาน

3.5.3 เครื่องยนต์ HCCI สามารถทำงานได้ดีในสภาวะภาระการทำงานที่ต่ำและปานกลาง แต่ยังสามารถทำงานได้ไม่ดีในภาระการทำงานที่ภาระสูงๆ เนื่องจาก ปริมาณอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่ภาระสูงๆ มีค่ามาก ทำให้เกิดปรากฏการณ์ Knock ของเครื่องยนต์ได้ง่าย นอกจากนี้พบว่ากำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ยังมีค่าต่ำ เมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์ทั่วไป

3.5.4 ปัญหาการติดสตาร์ท ของเครื่องยนต์ในสภาวะเครื่องยนต์เย็น เนื่องจากเครื่องยนต์ HCCI มีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำและสภาวะเครื่องยนต์มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูง ทำให้ยากในการจุดระเบิดเองของเชื้อเพลิง

3.5.5 เนื่องจากเครื่องยนต์ HCCI มีอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ต่ำ ทำให้สารมลพิษ เช่น ไฮโดรคาร์บอน และ คาร์บอนมอนอกไซด์ มีปริมาณที่สูงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ SI

3.5.6 การเตรียมส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศให้สามารถผสมเป็นเนื้อเดียวกันได้ ในบางเชื้อเพลิงที่มีความหนืดของเชื้อเพลิงสูง จึงต้องมีการติดตั้งระบบการอุ่นเชื้อเพลิงล่วงหน้า ทำให้เกิดความยุ่งยากมากขึ้น

3.5.7 เนื่องจากเครื่องยนต์ HCCI มีการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่รุนแรง โดยเฉพาะเชื้อเพลิงก๊าซที่มีความไวในการทำปฏิกิริยาที่สูง ดังนั้นจึงต้องระมัดระวังเรื่องไฟย้อนกลับผ่านทางระบบท่อไอเสีย ซึ่งอาจทำให้เกิดการระเบิดขึ้นได้

### 3.6 การนำเชื้อเพลิง DME มาใช้กับเครื่องยนต์ HCCI

การนำเชื้อเพลิง DME มาใช้กับเครื่องยนต์ HCCI มีจุดเด่น อาทิ สามารถลดปริมาณสารมลพิษจำพวก ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน และ คาร์บอนมอนอกไซด์ ในเครื่องยนต์ HCCI ได้ เนื่องจากโครงสร้างของโมเลกุลของเชื้อเพลิง DME มีอะตอมของออกซิเจนประกอบอยู่ ไม่มีซัลเฟอร์เป็นส่วนประกอบ และลักษณะพันธะของโมเลกุลเป็นพันธะเดี่ยวระหว่างธาตุคาร์บอนและออกซิเจน ทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ ทำให้ การเกิดมลพิษจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DME HCCI พบว่าปราศจากควัน (Smoke) เขม่า (Soot) และออกไซด์ของไนโตรเจน (NOx) นอกจากนี้ จุดเด่นที่สำคัญของเชื้อเพลิง DME คือ มีค่าซีเทนที่สูง ทำให้ง่ายในการจุดระเบิดด้วยการอัด มีค่าอุณหภูมิการระเหยกลายเป็น ไอต่ำที่อุณหภูมิ  $-25^{\circ}\text{C}$  ทำให้ประสิทธิภาพของการผสมเป็นเนื้อเดียวกันของเชื้อเพลิงกับอากาศสูงขึ้น และมีลักษณะการเผาไหม้ที่ อุณหภูมิต่ำ ทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิต่ำโดยไม่ต้องใช้การอุ่นไอเสีย เมื่อใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง นอกจากนี้ อัตราการปล่อยความร้อนและความดันที่ได้จากการเผาไหม้มีค่าไม่สูงมาก จึงเป็นไปได้ว่าขนาดของเครื่องยนต์ DME HCCI จะมีขนาดเล็กและน้ำหนักเบา ซึ่งเหมาะในการนำไปใช้งานในอนาคต

### 3.7 แนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์ DME HCCI

เป็นที่ทราบกันว่า เครื่องยนต์ HCCI มีลักษณะการเผาไหม้ที่ยากแก่การควบคุม เนื่องจากพฤติกรรมของการเผาไหม้จะถูกกำหนดโดยอัตราการเกิดปฏิกิริยาจลน์ทางเคมีของส่วนผสม ซึ่งถูกควบคุมโดยอุณหภูมิและองค์ประกอบของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ส่งผลให้ตำแหน่งการจุดระเบิดและระยะเวลาการเผาไหม้ แตกต่างกันไป ดังนั้นจึงต้องมีการควบคุมการทำปฏิกิริยาของการเผาไหม้ให้มีตำแหน่งการเผาไหม้ที่ แน่นนอนมากขึ้น เพื่อให้สามารถตอบสนองกับสภาวะภาระการทำงานของเครื่องยนต์ที่ ลักษณะต่างๆ ได้อย่างเหมาะสม โดย แนวทางการปรับปรุงพัฒนาเครื่องยนต์ HCCIสามารถทำได้ดังนี้

3.7.1 การปรับเปลี่ยนอุณหภูมิไอดี เพื่อใช้ควบคุมตำแหน่งของการเผาไหม้ให้เหมาะสม เช่น การอุ่นไอดี หรือการนำปริมาณไอเสียกลับมาใช้ใหม่(EGR)

3.7.2 การปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ เพื่อให้อุณหภูมิภายในกระบอกสูบ มีความเหมาะสมกับ ตำแหน่งการจุดระเบิดของ เครื่องยนต์ ให้สามารถตอบสนอง สภาวะการทำงานที่เปลี่ยนแปลงได้รวดเร็วขึ้น มีช่วงการทำงานที่กว้างขึ้น และมีประสิทธิภาพมากขึ้น

3.7.3 ในกรณีที่เครื่องยนต์เกิดการจุดระเบิดที่รุนแรงเกินไป การนำปริมาณไอเสียกลับมาใช้ใหม่(EGR) มาใช้เชื้อเพลิงอัตราส่วนสมมูลของไอดี จะสามารถลดการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ไม่ให้สูงเกินไปได้ เนื่องจากในปริมาณไอเสียจะมีปริมาณก๊าซเฉื่อยเป็นส่วนประกอบ เช่น ก๊าซไนโตรเจน และ ก๊าซไฮโดรเจน ซึ่งจะช่วยหน่วงการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ได้

3.7.4 การควบคุมการทำงานของ จังหวะการเปิด-ปิดวาล์วไอดีและไอเสีย ทำให้สัดส่วนของส่วนผสมในไอดีมีค่าเหมาะสมกับการเผาไหม้ในสภาวะการทำงานแบบต่างๆมากขึ้น เช่น มีการนำระบบ Variable Valve Timing with Intelligent (VVT-i)

3.7.5 เนื่องจากเชื้อเพลิง DME มีค่าพลังงานความร้อนที่ไม่สูงนัก และมีช่วงการทำงานที่เหมาะสมแค่บางสภาวะการทำงาน ดังนั้นจึงมี การนำเชื้อเพลิงอื่นมาผสมเพื่อควบคุมลักษณะการเผาไหม้เพื่อเพิ่มกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ และทำให้ช่วงการทำงานของเครื่องยนต์กว้างขึ้น เช่น มีเทน โพรเพน และบิวเทน เป็นต้น

3.7.6 การสลับระบบ การทำงานของเครื่องยนต์ในสภาวะ การจุดระเบิดด้วยประกายไฟ (ใช้หัวเทียนในการจุดระเบิด (SI)) กับสภาวะ HCCI เช่น การจุดระเบิดด้วยประกายไฟในสภาวะเครื่องยนต์เย็น แล้วจึงสลับการทำงานเป็นระบบ HCCI เมื่อเครื่องยนต์ทำงานในสภาวะภาระต่ำและปานกลาง แล้วจึงเปลี่ยนการทำงานเป็นการจุดระเบิดด้วยประกายไฟที่สภาวะภาระสูง เพื่อทำให้เครื่องยนต์มีสภาวะการทำงานที่ราบเรียบ มีช่วงการทำงานที่กว้างขึ้น

3.7.7 การเพิ่มปริมาณอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้สามารถเพิ่มกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ได้

3.7.8 เนื่องจากเชื้อเพลิง DME มีความไวในการทำปฏิกิริยาที่สูง ดังนั้นจึงต้องระมัดระวังเรื่องไฟย้อนกลับผ่านทางระบบท่อไอดี เมื่อนำมาใช้ในเครื่องยนต์ HCCI จึงต้องมีการติดตั้งอุปกรณ์ป้องกันไว้ด้วย

3.7.9 การนำโปรแกรมการวิเคราะห์ ทางพลศาสตร์ของไหล และการเผาไหม้ มาสร้างแบบจำลอง ลักษณะจลน์พลศาสตร์เคมีสำหรับเชื้อเพลิง และลักษณะการเผาไหม้ เพื่อใช้ทำนายและวิเคราะห์ผลการทดสอบควบคู่กับการทดลองจริง เพื่อให้การทดสอบมีประสิทธิภาพมากที่สุด

### 3.8 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ ได้แก่ กำลังเบรก ( $P_b$ ), แรงบิดเบรก ( $T_b$ ) และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc) ฯลฯ

กำลังเบรก ( $P_b$ ), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

$$P_b = T_b \omega = \frac{2\pi N T_b}{60000} \quad (3-1)$$

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ( $\eta_f$ )

$$\eta_f = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (3-2)$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (3-3)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

$$bmep = 4\pi(T_b / V_d) \quad (3-4)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร ( $\eta_v$ )

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a \times 10^3}{60\rho_{a,i} V_d N} \quad (3-5)$$

โดยที่	$P_b$	คือ กำลังเบรก (kW)
	$T_b$	คือ แรงบิดเบรก (Nm)
	bmep	คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (kPa)
	N	คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)
	$V_d$	คือ Displacement Volume (dm <sup>3</sup> )
	$Q_{HV}$	คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (MJ/kg)
	$\dot{m}_f$	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)
	$\rho_{a,i}$	คือ ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m <sup>3</sup> )
	bsfc	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW.hr)
	$\eta_f$	คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)
	$\omega$	คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

## บทที่ 4

### บททวนวรรณกรรม

#### 4.1 งานวิจัยเกี่ยวกับการทำงานของเครื่องยนต์ที่นำ DME มาใช้

ในปี 2005 จากการวิจัยของ Troy A. Semelsberger และคณะ [10] พบว่าไดเมทิลอีเทอร์นั้นสามารถใช้แทนเชื้อเพลิงดีเซลได้โดยไม่ต้องปรับแต่งเครื่องยนต์ ยกเว้นระบบการเก็บเชื้อเพลิงและการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ปั๊มขับเคลื่อนเชื้อเพลิงมาตรฐาน ซึ่งปรกติแล้วสามารถอัดไดเมทิลอีเทอร์ที่มีความดันประมาณ 5 bar เพื่อให้เป็นของเหลวที่อุณหภูมิห้อง แต่ในการใช้งานจริงเพื่อป้องกันการเกิดปัญหา Vapor Lock จึงต้องอัดไดเมทิลอีเทอร์ในท่อส่งเชื้อเพลิงให้มีความดันประมาณ 2 MPa และจากการทดสอบนั้นพบว่า การเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์เกิด NOx ต่ำเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าต่ำและไม่พบปริมาณ SOx เนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์ไม่มีส่วนประกอบของ Sulphur ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงนั้นพบว่ามีการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล เนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์นั้นมีความการหดตัวที่สูงกว่า ส่วนช่วงล่าช้าการจุดระเบิดนั้นพบว่ามีความล่าช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซลโดยมีค่าล่าช้ากว่าประมาณ  $5.5^{\circ}\text{CA}$  จากการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนพบว่าช่วงแรกนั้นพบว่าไดเมทิลอีเทอร์มีการปล่อยความร้อนสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลแต่เนื่องจากมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซลจึงทำให้การปล่อยความร้อนเกิดขึ้นหลังจุดศูนย์ตายบน ซึ่งสามารถแก้ไขโดยการปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิง

ในปี 2007 สำหรับงานวิจัยของ Constantine Arcoumanis และคณะ [11] พบว่าไดเมทิลอีเทอร์นั้นเหมาะสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ ดีเซลเนื่องจากมีค่าซีเทนที่สูงและมีค่าอุณหภูมิของ Auto Ignition ต่ำ ซึ่งการเผาไหม้มีเขม่าน้อยมาก (Soot Free) เนื่องจากมี Carbon เป็นส่วนประกอบน้อยและมี Oxygen เป็นส่วนประกอบ แต่ควรมีการปรับปรุงวัสดุที่ใช้ทำ seal เพื่อป้องกันการกัดกร่อน โดยเปลี่ยนมาใช้ Poly-Tetrafluoroethylene (PTFE) และปรับปรุงเรื่องการหล่อลื่นเนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์มีค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ แต่สิ่งที่ควรระวังคือช่วงของการติดไฟนั้นมีค่ากว้าง จึงต้องมีการระมัดระวังในการใช้เป็นพิเศษ

สำหรับงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในเรื่องนี้ได้เริ่มอย่างต่อเนื่องตั้งแต่ปี 2550 โดย กิตติภาพ วัชรวิสุนธรา และคณะ [12] พบว่าการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วย



การอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นสามารถใช้กับชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐานได้ โดยสิ่งที่ต้องกระทำเพิ่มเติมคือระบบจ่ายเชื้อเพลิงซึ่งต้องมีการใช้ท่อความดันสูง และถังเก็บเชื้อเพลิงที่สามารถทนความดันสูงได้ การที่จะป้องกันปัญหา Vapor Lock ในระบบเชื้อเพลิงนั้นต้องใช้ความดันอัด DME ประมาณ 3 MPa โดยใช้แก๊ส Nitrogen ใช้สร้างความดันให้ระบบเชื้อเพลิง ซึ่งจากการทดสอบตอนแรกพบว่า ปั๊มขับเชื้อเพลิงมาตรฐานไม่สามารถสร้างแรงดันในระบบเชื้อเพลิงให้ชนะแรงดันยกของหัวฉีดได้ เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ของ DME มีค่าสูงและหัวฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นมีค่าแรงดันยกหัวฉีด (Opening Pressure) ที่สูง จึงต้องมีการปรับค่า Pre Load ของหัวฉีด ซึ่งกระทำโดยการเปลี่ยนแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด และจากการทดสอบนั้นพบว่า DME ไม่มีควันดำจากการเผาไหม้ ซึ่งค่าควันดำที่วัดได้จาก Smoke Meter นั้นมีค่าต่ำ จึงสามารถกล่าวได้ว่า DME เป็นเชื้อเพลิงปราศจากควันดำ (Smoke Free) สำหรับที่ภาวะสูงสุดลักษณะการเผาไหม้มีพฤติกรรมใกล้เคียงกับดีเซล แต่สามารถทำแรงบิดเบรกได้เพียงครึ่งหนึ่ง โดย DME สามารถทำแรงบิดเบรกได้ 19.7 N·m ที่ 1150 rpm และมีแรงบิดเบรกสูงสุด 23 N·m ที่ 2000 rpm ซึ่งเป็นผลมาจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่มีค่าเพียง 28.43 MJ/kg ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงนั้น พบว่า DME มีช่วงเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่นานกว่า และมีค่าความดันในระบบจ่ายเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซล

ในปี พ.ศ. 2551 เกริกไกร ยุวมิตร [13] ได้ศึกษาลักษณะการเผาไหม้และผลกระทบขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อใช้ชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน จากการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ ของเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 140 ขนาด 0.709 ลิตร ซึ่งทำการทดสอบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานแล้วทำการบันทึกค่าสมรรถนะและความดันภายในกระบอกสูบเพื่อวิเคราะห์ พฤติกรรมการเผาไหม้และหลังจากนั้น ได้ทำการเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆอันได้แก่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 แล้วทำการเปรียบเทียบผลกระทบขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะและพฤติกรรมเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอออกเป็น 2 ส่วน คือส่วนแรกแสดงผลด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆและผลการพิจารณาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม ส่วนที่สองแสดง

ลักษณะการเผาไหม้ของ DME ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จากผลการศึกษาวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด รวมทั้งผลการวิเคราะห์อัตราการฉีดเชื้อเพลิง , ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด , การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ เป็นต้น

จากผลการวิจัยพบว่าเมื่อพิจารณาในทุกจุดทดสอบนั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานให้ค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกดต่ำที่สุดโดยมีค่า 494 g/kW-hr และให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกดมากที่สุดโดยมีค่า 25.6% สำหรับอุณหภูมิจานไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 มีอุณหภูมิจานไอเสียสูงที่สุด แต่ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นมีอุณหภูมิจานไอเสียใกล้เคียงกัน เมื่อพิจารณาอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกดร่วมกับความถี่จากการใช้งานตามมาตรฐาน ESC Test Cycle พบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานนั้นเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด สำหรับผลของการปรับเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้นั้นพบว่าจะทำให้มีแนวโน้มของ การสร้างแรงดันในท่อส่งเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อนหลังตามลำดับขององศาการฉีดเชื้อเพลิง สำหรับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบต่างๆพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรต่ำที่สุด เป็นผลให้สมรรถนะที่ความเร็วรอบดังกล่าวมีค่าสูงสุด องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะให้ค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้สูงกว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า สำหรับค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าจะมีค่ามากที่สุด ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดนั้นในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าแตกต่างกัน โดยในกรณีที่มีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ยาวมากขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบต่างๆแล้วพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวที่สุด

จากผลการวิจัยสามารถสรุปได้ว่าถึงแม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกดที่ต่ำที่สุด แต่ถ้าพิจารณาในด้านการเผาไหม้โดยการพิจารณาจากค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่าไม่ได้มีค่าที่สูงที่สุด ดังนั้นจึงควรพิจารณาหาวิธีการที่จะทำให้มีการเผาไหม้ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อไป

วาทิต ตั้งพิสิฐโยธิน [14] ได้ทำการประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับ ปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อสมรรถนะ และปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT120 IDI ขนาด 0.624 ลิตร ซึ่งจะทำทดสอบ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME แล้วทำการบันทึกข้อมูลสมรรถนะและความดันในระบบสูบเพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอออกเป็น 2 ส่วน กล่าวคือ ส่วนแรกแสดงผลด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับกรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME และส่วนที่สองแสดงผลปรากฏการณ์การเผาไหม้ของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME จากผลการศึกษาวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในระบบสูบและความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

จากผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดพบว่า เมื่อมีการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าต่ำลง โดยจะมีค่าต่ำลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น ส่วนค่าควันท่ำที่สภาวะภาระสูงสุดจะลดลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น โดยสัดส่วน 50%DME มีค่าควันท่ำต่ำที่สุด ที่สภาวะภาระบางส่วนโดยภาพรวมพบว่าที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล โดยสัดส่วน 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าสัดส่วน 30%DME เล็กน้อย และที่สัดส่วน 50%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดสูงกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วนจะสูงขึ้นตามสัดส่วน DME ที่สูงขึ้น ส่วนค่าควันท่ำที่สภาวะภาระบางส่วนมีแนวโน้มเดียวกับที่สภาวะภาระสูงสุด จากผลการทดสอบและวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้พบว่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของสัดส่วน 30%DME กับ 40 %DME มีค่าใกล้เคียงกัน และมีแนวโน้มสูงกว่า 50%DME การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า โดยที่สัดส่วน 50%DME มีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุดในขณะที่สัดส่วน 30%DME

และ 40%DME มีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงก่อนสัดส่วน 50%DME ประมาณ 0.4-2.4 องศาเฟลาข้อเหวี่ยง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าขึ้น โดย 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า 30%DME และ 40%DME ประมาณ 0.4-1.6 องศาเฟลาข้อเหวี่ยง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้า โดย 50%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด ส่งผลให้มีอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ การปล่อยความร้อนสุทธิของสัดส่วน 50%DME มีแนวโน้มสูงที่สุด และสัดส่วน 30%DME มีการปล่อยความร้อนต่ำที่สุด การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดศูนย์กลางการปล่อย ความร้อนห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น โดย 30%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุด ส่วน 50%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากที่สุด สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 40%DME มีค่าสูงที่สุด โดยสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 30%DME และ 50%DME มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งกล่าวได้ว่าสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

ผลการวิจัยนี้สรุปได้ว่า การนำเชื้อเพลิง DME มาผสมปาล์มไบโอดีเซลสามารถนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลได้ และพบว่า หากนำเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้ไปใช้ในงานทั่วไปนั้น สัดส่วน 40%DME มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด

คณิต วัฒนวิเชียร และ เกริกไกร ยูวมิตร [15] ศึกษาการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ CI โดยจะใช้เป็นเชื้อเพลิงหลัก โดยจะศึกษาเกี่ยวกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และเป็นแนวทางในการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป จากการทดสอบพบว่าความดันสูงสุดภายในห้องเผาไหม้หลัก, อัตราการปล่อยพลังงานของเชื้อเพลิง, ปริมาณการปล่อยพลังงานสุทธิที่ภาวะสูงสุดจะมีค่ามากกว่าที่ภาวะบางส่วนอันเป็นผลมาจากปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้หลักมีปริมาณมากกว่า และช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ภาวะสูงสุดนั้นจะมีค่าสั้นกว่าที่ภาวะบางส่วนซึ่งเป็นผลมาจากความดันภายในห้องเผา

ไหม้หลักและอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้หลักมีค่าสูงกว่าและสามารถพิจารณาจากอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงได้เนื่องจากช่วง Premix Burn ของภาวะสูงสุดนั้นมีค่าต่ำกว่าที่ภาวะบางส่วน

ในปี พ.ศ. 2552 คณิต วัฒนวิเชียร และ เกริกไกร ยุวมิตร [16] ศึกษาถึงพฤติกรรมการขีดเชื้อเพลิงของ DME เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล โดยจะนำเสนอวิธีพิจารณาหาจุดขีดเชื้อเพลิงจากข้อมูลความดันในห้องส่งเชื้อเพลิงและเปรียบเทียบพฤติกรรมเผาไหม้ของ DME และน้ำมันดีเซล จากข้อมูลความดันในระบบสูบ จากการทดสอบพบว่า เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ของ DME มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลจึงทำให้ DME มีองศาการขีดเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล โดยค่าความชันของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องส่งเชื้อเพลิงสามารถนำไปใช้ในการพิจารณาจุดขีดเชื้อเพลิงได้อย่างถูกต้องและสามารถนำไปใช้ในการวิเคราะห์หาปริมาณการขีดเชื้อเพลิงเพื่อประกอบการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในระบบสูบ ดังนั้นจากการที่ DME มีพฤติกรรมการขีดที่ต่ำกว่าและมีค่าซีเทนที่สูงกว่าน้ำมันดีเซลนั้น ให้พฤติกรรมการเผาไหม้ที่แตกต่างกัน กล่าวคือมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สั้นแต่มีอัตราการปล่อยพลังงานในช่วงแรก (premix combustion phase) ที่ต่ำกว่า จึงเป็นผลให้ได้ค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล จากข้อมูลที่น่าเสนอข้างต้นนั้นจะเห็นได้ว่าการนำ DME ไปใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุดนั้นจำเป็นต้องพิจารณาเลือกองศาการขีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

อัคซพงษ์ สถาวรินทุ [17] ได้ทำการศึกษาวิจัย เพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้ของการใช้ DME จากการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนและภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยแบ่งการวิจัยออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรกทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ส่วนที่สองทดสอบเพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้จากการวิเคราะห์ อัตราการปล่อยความร้อน ส่วนที่สามศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME จากภาพถ่าย

จากการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาวะสูงสุดพบว่า แรงบิดเบรกสูงสุดและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกองศาการขีดเชื้อเพลิง เมื่อลดอัตราส่วน

กำลังอัดลงจากค่ามาตรฐาน (21:1) โดยที่อัตราส่วนกำลังอัดเป็น 16.1:1 เครื่องยนต์จะให้แรงบิดเบรกสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm คือ 12.04 N·m ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 24 BTDC และทั้งความเร็วรอบ 1200 rpm และ 1400 rpm คือ 11.56 N·m ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 26 BTDC โดยที่ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะมีค่าสูงสุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC ในทุกความเร็วรอบ ผลของการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุดในทุกจุดทดสอบ เมื่อปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC นอกจากนี้เครื่องยนต์ยังทำงานโดยปราศจากเขม่าควันในทุกจุดทดสอบจากการทดสอบลักษณะการเผาไหม้ พบว่า ความดันภายในห้องเผาไหม้สูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อปรับให้องศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล้นหน้ามากขึ้นและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูงที่สุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้พบว่า เมื่อถ่ายภาพโดยใช้แสงแฟลชช่วย จะเห็นเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดหลังจากเริ่มการฉีดราว 15-20 °CA และมีระยะพุ่งของสเปรย์ที่สั้น เนื่องจากเชื้อเพลิงจะระเหยกลายเป็นไอพร้อมผสมกับอากาศและเกิดการเผาไหม้ทันที การดูอุณหภูมิของเชื้อเพลิงขณะเปลี่ยนสถานะจะทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดต่ำลงจนสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงได้ และจากภาพถ่ายเมื่อไม่ใช้แสงแฟลชช่วยพบว่า จะเริ่มเห็นเปลวไฟตั้งแต่เริ่มต้นการฉีด โดยการเผาไหม้ DME มีเปลวไฟเป็นสีน้ำเงิน เนื่องจากมีปริมาณเขม่าในเปลวไฟที่ต่ำ จึงไม่เห็นเปลวไฟที่เปล่งแสงเช่นเชื้อเพลิงดีเซล

ผลการวิจัยสรุปได้ว่า เชื้อเพลิง DME เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกที่สะอาด ช่วยลดปัญหาด้านมลพิษ และพบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้จะมีค่าสูงสุด เมื่อมีการลดอัตราส่วนกำลังอัดเหลือ 16.1:1 และปรับแก้ให้องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC

ในปี พ.ศ. 2553 คณิต วัฒนวิเชียร และ อัครพงษ์ สถาวรินทุ [18] ศึกษาผลของการปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิงของ เชื้อเพลิง DME ที่มีต่อสมรรถนะสูงสุดและศึกษาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล จากการทดสอบพบว่า สมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดของการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าที 4 องศา จะได้ค่า

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดในทุกความเร็วรอบ ดังนั้นจึงได้เลือกใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าที 4 องศา และเมื่อทำการทดสอบเพื่อวิเคราะห์วิเคราะห์หาค่าของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ของจังหวะอัดในช่วง motoring โดยการลดอัตราส่วนกำลังอัดพบว่าค่าแรงบิดเบ รกและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้มีค่าสูงขึ้นในทุกความเร็วรอบ ดังนั้นเราจึงเลือกใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าที 4 องศาและอัตราส่วนการอัด 16:1 มาทำการเก็บข้อมูลเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้และพบว่าความดันสูงสุดภายในห้องเผาไหม้ก่อนจะอยู่มีค่าสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบมีสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเข้าไปในห้องเผาไหม้สูงสุด และจากกราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิงสามารถบ่งชี้อัตราการปล่อยความร้อนที่เกิดขึ้นสูงสุด โดยพิจารณาจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อองศาเพลาช้อเหวียง ถ้าหากมีค่าปริมาณการฉีดต่อองศาเพลาช้อเหวียงในช่วงเริ่มต้นการฉีดที่สูงก็จะได้อัตราการปล่อยความร้อนที่สูงแม้ว่าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรจะต่ำกว่าก็ตาม และจากอัตราการปล่อยความร้อนของทุกความเร็วรอบจะไม่มี การดูดความร้อนจากภายในห้องเผาไหม้ในช่วงเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง นั่นคือเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ จะเกิดการเผาไหม้ทันที โดยที่ไม่มีช่วงล่าช้าของการจุดระเบิด อันเนื่องมาจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิง DME ที่มีอุณหภูมิการจุดระเบิดเองที่ต่ำและมีค่าซีเทนสูง และพบว่าจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะยาวกว่าเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น เนื่องมาจากอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ในส่วนของการปล่อยความร้อนสุทธิจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นโดยที่ความเร็วรอบ 1400 rpm จะมีค่าสูงสุด

คณิต วัฒนวิเชียร, ชลมิตร ทิพย์สิงห์ และคณะ [19] ศึกษาผลของสัดส่วน DME-PME ต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก จากการทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุด และสภาวะภาระบางส่วน ซึ่งดำเนินการตามมาตรฐานการทดสอบ European Stationary Test Cycle ที่ความเร็วรอบคงที่ 1400, 1700 และ 2100 รอบต่อนาที พบว่าแรงบิดเบรคที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จากการผสม DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวลต่างๆ คือ 50:50, 40:60 และ 30:70 มีค่าแตกต่างกันอย่างชัดเจน โดยแรงบิดเบรคที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จะลดลงตามสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ส่วนค่าวันดำที่สภาวะภาระสูงสุด ดของเครื่องยนต์จะมีค่าลดลงอย่างชัดเจนตามสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน ส่วนผลการทดสอบ

ที่สภาวะภาวะบางส่วนพบว่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะมีค่าสูงขึ้นตามปริมาณการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น เนื่องจาก DME มีค่าความร้อนต่ำกว่าปาล์มไบโอดีเซล ส่วนค่าควันดำที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่ามีค่าต่ำมากและมีใกล้เคียงกันในทุกสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล

คณิต วัฒนวิเชียร, ชลมิตร ทิพย์สิงห์ และคณะ [20] ศึกษาอิทธิพลของตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงหลัก จากผลการวิจัยพบว่า ที่สภาวะภาวะสูงสุด การปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจากค่ามาตรฐานมีผลให้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดเพิ่มขึ้น โดยจะได้ค่าสูงสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม จากนั้นเมื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นไปอีกค่าแรงบิดเบรกสูงสุดจะลดต่ำลง และการลดอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์จากค่ามาตรฐานสำหรับเชื้อเพลิงดีเซล จะให้ค่าแรงบิดเบรกและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะสูงสุด ณ องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆเพิ่มสูงขึ้นในทุกความเร็วรอบ จากการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าการปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 8 องศา จะได้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดในทุกจุดทดสอบ ซึ่งผลของอิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่างๆที่ศึกษาในงานวิจัยนี้จะเป็น ข้อมูลสำคัญที่จะช่วยให้การประยุกต์ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงทดแทนเป็นไปได้เหมาะสมและมีประสิทธิภาพสูงสุดต่อไป

คณิต วัฒนวิเชียร, ปัญจพล นวลละออง และคณะ [21] ทำการพัฒนาดัดแปลงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าชนิดสูบเดี่ยว สำหรับสังเกตปรากฏการณ์การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอยของเชื้อเพลิง DME โดยการถ่ายภาพภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งการศึกษานี้มีรายละเอียดครอบคลุมปรากฏการณ์ของสเปรย์และการเผาไหม้ พร้อมเปรียบเทียบกับผลการวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ ผลการวิจัยที่ได้จะแสดงให้เห็นทราบปรากฏการณ์และลักษณะของละอองฝอยและลักษณะการเกิดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยการอัดโดยละเอียด อันเป็นข้อมูลสำคัญที่จะใช้เพื่อพัฒนาการประยุกต์ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงทดแทนได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดต่อไป



คณิต วัฒนวิเชียร และ ชลมิตร ทิพย์สิงห์ [22] ศึกษาผลของการปรับค่าองศาการฉีด น้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่มีต่อปรากฏการณ์เผาไหม้และ สมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้า เมื่อใช้ชุดขับ ป้อนเชื้อเพลิง มาตรฐาน โดยการทดสอบได้ใช้เครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้า Kubota รุ่น RT120 ขนาด 0.624 ลิตร เมื่อใช้ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME (DME-PME) ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เพื่อหาสมรรถนะและบันทึกความ ดันในกระบอกสูบเพื่อวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ได้แบ่งการนำเสนอ ออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกเป็นผลการทดสอบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง มาตรฐาน STD และส่วนที่สองศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อสมรรถนะ และปรากฏการณ์การเผาไหม้ จากการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะโดยใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและ DME-PME ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูก เบี้ยวค่าองศามาตรฐาน STD ที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME จะให้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าลดต่ำลง แต่มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง เพิ่มสูงขึ้น ส่วนผลของการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าการใช้ DME-PME ใน สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีต่ำกว่าการใช้ ปาล์มไบโอดีเซลและดีเซลในทุกจุดทดสอบ และจากการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ พบว่า การใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด มีผลทำให้ค่า ความดันสูงสุดภายในห้องเผาไหม้และงานอินดิเคทมีค่าต่ำสุด และเมื่อพิจารณารูปแบบของอัตราการ ปลดปล่อยความร้อน พบว่ากรณีน้ำมันดีเซลจะมีลักษณะการเผาไหม้ที่มีความชันของอัตราการ ปลดปล่อยความร้อนในช่วงเริ่มต้นสูงกว่า DME-PME ในสัดส่วน 40% DME ทำให้การเผาไหม้ในช่วง เริ่มต้นทำได้รวดเร็วกว่าและมีการปล่อยความร้อนสุทธิกับมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง กว่า ในส่วนของการศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ที่มีต่อเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าการปรับใช้เพลาลูก เบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่องหน้า ADV4 มีค่าแรงบิดเบรกสูงสุดใกล้เคียงกับที่ค่า องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน และให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุดในทุก ความเร็วรอบ และยังพบว่ามีความโน้มโน้มลักษณะเดียวกันกับการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน

กล่าวคือ การใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด มีอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด และจากการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ พบว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นเร็วที่สุด และมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด มีแนวโน้มให้ค่าความดันภายในห้องเผาไหม้สูงสุดและงานอินดิเคทมีค่าสูงสุด และมีลักษณะการเผาไหม้ที่มีความชันของอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงเริ่มต้นสูงทำให้การเผาไหม้ในช่วงเริ่มต้นทำได้รวดเร็วและมีการปล่อยความร้อนสุทธิกับสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูงที่สุด ซึ่งส่งผลสอดคล้องกันกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้ค่าสูงสุดด้วย ผลการวิจัยสรุปได้ว่า การนำ DME-PME ในสัดส่วน 40%DME มาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนกับเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้มีความเหมาะสมและเกิดประโยชน์สูงสุด ถ้ามีการใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4

ในปี พ.ศ. 2554 คณิต วัฒนวิเชียร และชลมิตร ทิพย์สิงห์ [23] ศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงของ DME-PME ในสัดส่วนโดยมวล 40:60 ที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (IDI) เพื่อใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME ผสม PME มาใช้ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน ซึ่งผลการทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดพบว่าค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะได้ค่าแรงบิดเบรกสูงที่สุดในทุกความเร็รรอบ โดยที่ความเร็รรอบเครื่องยนต์ ต่ำกว่า 1700 rpm การปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ากว่าค่ามาตรฐานมากขึ้นมีแนวโน้มที่จะได้ความต่างของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ลดลงสูงขึ้น และที่ความเร็รรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm พบว่าแนวโน้มของค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์มีค่าใกล้เคียงกันในทุกค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ส่วนกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้ากว่าค่ามาตรฐานพบว่าค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าต่ำที่สุดและอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ได้มีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็รรอบ ผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าการปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ากว่าค่ามาตรฐานมากขึ้นจะทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ได้มีแนวโน้มลดลงซึ่งจะเห็นผลเด่นชัดที่ความเร็รรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้ากว่าค่ามาตรฐาน พบว่าค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวม

จำเพาะที่ได้สูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ อาจสรุปได้ว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์นั้นมีความแตกต่างกันตามภาระและความเร็วรอบ ดังนั้นเพื่อให้เกิดการใช้ประโยชน์สูงสุด จึงจำเป็นต้องทำการปรับปรุงเครื่องยนต์ให้เหมาะสมต่อไป

#### 4.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI

ในปี 1979 เครื่องยนต์ HCCI ได้ถูกค้นพบครั้งแรกโดยบังเอิญ ระหว่างการทดสอบเครื่องยนต์ SI สองจังหวะ ของ Onishi และคณะ [24] ซึ่งเป็นการทดสอบเกี่ยวกับการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ SI ในขณะที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเจือจางในช่วงภาระต่ำถึงปานกลาง และมีการตัดการทำงานของหัวเทียน พบว่าเครื่องยนต์ยังสามารถจุดระเบิดด้วยตนเองต่อไปได้ Onishi ได้อธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นและให้ชื่อว่า Active thermo-atmosphere combustion (ATAC)

ในปี 1983 Najt และ Foster [25] ได้ศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์ในแบบดังกล่าว แต่ให้ชื่อการเผาไหม้แบบนี้เป็น Homogeneous charge compression ignition engine (HCCI) และได้ทำการศึกษาการเผาไหม้โดยใช้เครื่องยนต์ 4 จังหวะเป็นเครื่องยนต์พื้นฐานและพบว่าตัวแปรที่มีผลกระทบกับการเผาไหม้ ได้แก่ อัตราส่วนอัด อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงและอากาศ ความเร็วรอบ ปริมาณการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ อุณหภูมิเริ่มต้นของส่วนผสม และชนิดของเชื้อเพลิง

ในปี 1989 Thring [26] ทำการทดสอบและสร้างแผนภูมิแสดงช่วงสภาวะการทำงานที่เครื่องยนต์ HCCI สามารถทำงานได้ สภาวะที่ใช้ในการศึกษาคือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสมมูล และปริมาณการนำไอเสียกลับมาใช้ ทำการทดสอบโดยใช้เครื่องยนต์ SI เป็นเครื่องยนต์พื้นฐานมีอัตราส่วนอัด 14 : 1 และได้แบ่งแผนภูมิก่อออกเป็น 4 ส่วนได้แก่ ช่วงการทำงานที่เหมาะสม (Satisfactory operating region), ช่วงที่ไม่เกิดการเผาไหม้ (Misfire region), ช่วงอัตราการเผาไหม้สูงทำให้เกิดการน็อค (Knock region) และช่วงที่กำลังของเครื่องยนต์ไม่เพียงพอในการเดินเครื่อง (Power limit region) ผลการทดสอบพบว่าการทำงานได้อย่างราบเรียบของเครื่องยนต์มีความสัมพันธ์กับอัตราส่วนอัด อุณหภูมิไอดี ความเร็วรอบ และชนิดของเชื้อเพลิง

ในปี 1999 Christensen และคณะ [27] ได้ทำการศึกษาโดยละเอียดเกี่ยวกับเชื้อเพลิงที่ใช้ได้กับเครื่องยนต์ HCCI โดยทดสอบกับเชื้อเพลิง 6 ชนิด คือ Iso-octane n-heptane น้ำมันเบนซิน น้ำมันดีเซล เอทานอล และก๊าซธรรมชาติ โดยใช้เครื่องยนต์ที่มีพื้นฐานจากทั้งเครื่องยนต์ SI และเครื่องยนต์ CI พบว่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่มีผลโดยตรงกับการเผาไหม้คือ ค่าออกเทนของเชื้อเพลิง ขณะที่ความสามารถในการระเหยของเชื้อเพลิงมีผลกับอุณหภูมิไอดี ซึ่งจะเห็นได้ชัดเจน เมื่อใช้น้ำมันดีเซลในการทดสอบ และสามารถสรุปได้ว่าเครื่องยนต์ HCCI สามารถใช้ได้กับเชื้อเพลิงหลายชนิด โดยการปรับอุณหภูมิไอดี อัตราส่วนอัดและอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง สมมูล เพื่อให้ได้ตำแหน่งการจุดระเบิดที่เหมาะสม โดยที่ปริมาณการนำไอเสียกลับมาใช้สามารถควบคุมอัตราการเผาไหม้ได้

สำหรับงานวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์ HCCI ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ได้เริ่มในปี 2553 โดยในปี 2554 คณิต วัฒนวิเชียร และ ปัญญพล นวลละออง [28] ได้ทำการพัฒนาตัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยเป็นผลสำเร็จจากการประยุกต์นำเอาความรู้ ความเข้าใจเกี่ยวกับคุณสมบัติของเชื้อเพลิง และพฤติกรรมของการเผาไหม้ มาใช้เป็นหลักในการพัฒนาตัดแปลงเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดให้เป็นเครื่องยนต์ DME-HCCI โดยการดำเนินงานได้แบ่งเป็น 2 ขั้นตอนคือ ขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการออกแบบ โดยทำการปรับปรุงห้องเผาไหม้และระบบการจ่ายเชื้อเพลิงซึ่งครอบคลุม การลดอัตราส่วนกำลังอัดและการออกแบบอุปกรณ์จ่ายก๊าซให้เหมาะสมกับภาวะตลอดช่วงการใช้งานที่ทุกความเร็วรอบ ขั้นตอนที่สอง เป็นการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ความเร็วรอบคงที่ ผลการวิจัยที่ได้พบว่าเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ทำการพัฒนาขึ้นนี้ สามารถทำงานได้คงที่และราบเรียบเช่นเดียวกับเครื่องยนต์ดีเซลเดิมแม้ว่ากำลังที่ได้จะลดลงตามสัดส่วนค่าความร้อนของเชื้อเพลิงและสามารถนำข้อมูลที่ทดสอบได้เป็นพื้นฐานในการพัฒนาปรับปรุงประสิทธิภาพ และการนำ DME มาประยุกต์ใช้ในเครื่องยนต์ HCCI ขนาดเล็ก เพื่อเป็นแนวทางในการใช้งานจริงต่อไป

#### 4.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ HCCI

ในปี 2003 Kyoung Oh Kim และคณะ [29] ได้ทำการศึกษาการควบคุมการจุดระเบิด และการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยพิจารณาอิทธิพลของอุณหภูมิไอดี และนำก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์มาผสมกับไอดี ซึ่งใช้การคำนวณวิเคราะห์ผลร่วมกับการทดลอง จากการวิจัยพบว่า ตำแหน่งเริ่มต้นของเปลวไฟเย็นของผลการทดสอบจากการคำนวณวิเคราะห์มีความสอดคล้องกับผลการทดลอง แต่ค่าความดันการเผาไหม้ของการคำนวณมีค่าสูงกว่า และการลดอุณหภูมิของไอดี จะส่งผลให้เครื่องยนต์สามารถทำงานที่อัตราส่วนสมมูลที่สูงขึ้นได้ แต่ช่วงการทำงานของเครื่องยนต์จะแคบลง ส่วนการนำก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์มาผสมกับไอดีพบว่า สามารถทำงานที่อัตราส่วนสมมูลที่สูงขึ้นได้ โดยที่ช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ยังกว้างอยู่ จึงสรุปผลการทดสอบได้ว่า ามีความเป็นไปได้ที่เราสามารถขยายช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI ที่ภาระการทำงานสูงๆ ได้ โดยการนำปริมาณไอดีเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่

ในปี 2005 Hamada และคณะ [30] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการอัด อัตราส่วนสมมูล และอุณหภูมิไอดี ที่ส่งผลต่อช่วงเวลาการจุดระเบิด ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยใช้การคำนวณวิเคราะห์ผลร่วมกับการทดลอง จากการทดลองพบว่า ช่วงเริ่มต้นของการทำปฏิกิริยาที่อุณหภูมิต่ำจะมีค่าใกล้เคียงกันเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดโดยไม่มีอิทธิพลของอัตราส่วนสมมูลเข้ามาเกี่ยวข้อง นอกจากนี้ผลของอุณหภูมิไอดีและอัตราส่วนการอัดที่ต่ำทำให้ตำแหน่งเริ่มต้นของปฏิกิริยาที่อุณหภูมิต่ำและสูงมีค่าล่าช้ามากขึ้น สามารถสรุปได้ว่าการลดอัตราส่วนการอัดลงทำให้สามารถใช้อัตราส่วนสมมูลที่สูงขึ้น ส่งผลให้สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์มีช่วงกว้างขึ้น และทำงานที่ภาระสูง ๆ ได้มากขึ้น ซึ่งมีความสามารถเกือบเท่าการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลที่อัตราส่วนสมมูลเจือจาง

ในปี 2007 สำหรับงานวิจัยของ Song Ruizhi และคณะ [31] ได้ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดต่อลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DME HCCI ภายใต้การทดสอบที่อัตราส่วนการอัดที่ 10.7 และ 14 จากการทดสอบพบว่า เชื้อเพลิง DME มีความเหมาะสมในการนำมาใช้กับเครื่องยนต์ HCCI เพราะเชื้อเพลิงมีค่าซีเทนสูง ระเหยเป็นไอได้ง่าย ทำให้ง่ายกับการจุดระเบิดด้วยการอัด นอกจากนี้ยังมีระบบจ่ายเชื้อเพลิงที่ง่าย ไม่ซับซ้อน โดย เครื่องยนต์ สามารถ

ทำงานได้ราบเรียบ ใกล้เคียงที่ได้ไม่มีค่า Nitrogen Oxides (NOx) และเขม่า จากกระบวนการเผาไหม้พบว่า ทั้ง 2 อัตราส่วนการอัด จะมีลักษณะการเผาไหม้ 2 ขั้นตอน โดยสภาวะที่อัตราส่วนการอัด 10.7 จะแสดงลักษณะการเผาไหม้ได้ชัดเจน ส่วนตำแหน่งเริ่มต้นเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิการอัดตัวในกระบอกสูบ ซึ่งจะมีผลกระทบจากภาระการทำงานไม่มาก แต่เมื่อเพิ่ม อัตราส่วนการอัดเป็น 14 ทำให้อุณหภูมิการอัดตัวสูงขึ้น ผลกระทบจากภาระการทำงานจะส่งผลต่อ ตำแหน่งเริ่มต้นเผาไหม้ นอกจากนั้น ช่วงเวลาการเผาไหม้จะสั้นลง เมื่อเพิ่มภาระการทำงานให้แก่เครื่องยนต์ทั้ง 2 อัตราส่วนการอัด

ในปี 2009 Wang Ying และคณะ [32] ในอดีตมีการทดสอบการทำงานของ เครื่องยนต์ HCCI จนสามารถทำงานได้ full operation ได้ แต่ไม่นานมานี้มีการนำ ระบบ DI มาใช้กับ เครื่องยนต์ HCCI โดยเป็นส่วนหนึ่งของเชื้อเพลิงที่ผสมกันก่อนและของการเผาไหม้ โดยยังคงควบคุม โดยระบบ DI timing ทำให้มีการนำ เครื่องยนต์ HCCI-DI มาศึกษาและทดสอบกับ DME จากการทดสอบพบว่า ช่วงการทำงานที่มีประสิทธิภาพทางความร้อน สูงของเครื่องยนต์ HCCI-DI จะกว้างขึ้น และสูงกว่าเครื่องยนต์ HCCI แต่ค่าความดันสูงสุดและอัตราการปลดปล่อยความร้อน ของเครื่องยนต์ HCCI-DI จะต่ำกว่าเครื่องยนต์ HCCI นอกจากนั้นพบว่าเครื่องยนต์ HCCI-DI จะมีช่วงเวลาการเผาไหม้ยาวนานกว่า ยิ่งไปกว่านั้น ตำแหน่ง second heat release stage จะเริ่มต้นช้าลงและจะมีปริมาณ heat release ลดลง เนื่องจาก มีปริมาณการดูดเชื้อเพลิง DME ที่ท่อไอเสียลดลง และ NOx จะลดลงเมื่อปริมาณการดูด DME ที่ท่อไอเสียมีค่าเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะที่สภาวะภาระการทำงานต่ำๆ และค่า HC,CO ของเครื่องยนต์ HCCI-DI จะต่ำกว่าเครื่องยนต์ HCCI และจะเพิ่มขึ้นเมื่อปริมาณการดูด DME ที่ท่อไอเสียเพิ่มขึ้น และเมื่อใช้ EGR ทุกช่วงการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ HCCI-DI พบว่าการเผาไหม้จะเกิดล่าช้าลง ทำให้ NOx ลดลง แต่ค่า CO และ HC จะสูงขึ้นและเครื่องยนต์ HCCI-DI ทำให้ช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI กว้างมากขึ้น

ในปี 2009 N. Shahangian และคณะ[33] ได้ทำการศึกษาศักสมรรถนะและการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME และ n-heptane เป็นเชื้อเพลิง โดยใช้การคำนวณวิเคราะห์ผลร่วมกับการทดลอง เพื่อทำการศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆเช่น อุณหภูมิไอเสีย ความดัน อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง และ ปริมาณไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่ ที่มีต่อลักษณะการจุด

ระเบิด การเผาไหม้ และสมรรถนะของเครื่องยนต์ HCCI จากการทดลองพบว่า กระบวนการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ แบ่งได้เป็น 2 ช่วงคือ ช่วงปฏิกิริยาที่อุณหภูมิต่ำ (Low temperature reaction, LTR) และช่วงปฏิกิริยาที่อุณหภูมิที่สูง (High temperature reaction, HTR) ซึ่งปฏิกิริยาส่วนใหญ่เกิดขึ้นในช่วงนี้ นอกจากนั้นพบว่าเมื่ออัตราส่วนผสมเดียวกัน เมื่อเพิ่มอุณหภูมิไอดี ค่าความดันในห้องเผาไหม้ของปฏิกิริยาเริ่มต้นของ DME จะเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดกว่าของ n-heptane และการเพิ่มความดันไอดี จะส่งผลให้ ค่า IMEP มีค่าสูงขึ้นโดยค่า IMEP ของการใช้เชื้อเพลิง n-heptane จะมีค่าสูงกว่าของเชื้อเพลิง DME แต่ค่า IMEP ของการใช้เชื้อเพลิง DME จะสูงขึ้นได้ถ้าเพิ่มปริมาณไอดีที่นำกลับมาใช้ใหม่มากกว่า 30% โดยเราสามารถนำความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ มาวิเคราะห์หาสภาวะการทำงานที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์ได้

สำหรับงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปี 2555 คณิต วัฒนวิเชียร และ ปัญจพล นวลละออง [34] ได้ทำการศึกษาผลของตัวแปรการทำงานต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งทำการทดสอบเครื่องยนต์บนแท่นทดสอบที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด ด้วยความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ คือ 1200, 1300 และ 1400 rpm โดยควบคุมความดันของการจ่ายเชื้อเพลิง DME ให้คงที่ ที่ทุกสภาวะการทดสอบ และปรับปริมาณเชื้อเพลิงที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ โดยการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียด (Needle Valve) ผลการทดสอบสมรรถนะพบว่า เมื่อเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก๊สและค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น โดยค่าแรงบิดเบรกแก๊สสูงสุดมีค่า 21.8 Nm และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงสุดมีค่า 387 kPa ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm เมื่อส่วนผสมมีค่าอัตราส่วนผสม 0.415 โดยการเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มภาระของเครื่องยนต์ HCCI นี้ จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกปรับเพิ่มขึ้นมากนัก หรืออาจกล่าวได้ว่า การปรับภาระให้สูงขึ้นนี้ จะไม่กระทบให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำลง โดยค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดมีค่า 395 g/kW.h และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดมีค่า 32 % ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.344 นอกจากนั้นพบว่า เครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ทำการพัฒนาขึ้นนี้ สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิห้องโดยปราศจากการอุ่นไอดี สามารถทำงานได้คงที่และราบเรียบ และไอดีที่ปล่อยออกมาไม่มีคาวินดาที่ทุกสภาวะการทดสอบ ผลจากงานวิจัยนี้ นอกจากจะเป็นแนวทางในการนำเครื่องยนต์ HCCI เพื่อประยุกต์ใช้งานจริงต่อไปแล้ว ยังสามารถ

นำผลไปประยุกต์เพื่อพัฒนาวิธีการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิง DME ที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ HCCI อีกด้วย

คณิต วัฒนวิเชียร, ประสพโชค โพธิกุล และคณะ [35] ทำการศึกษาและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง Dimethyl Ether (DME) ในเครื่องยนต์ Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) ที่ได้พัฒนาดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก โดยทำการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ HCCI ซึ่งทำที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ 1200, 1300 และ 1400 rpm ซึ่งทำที่สภาวะคงตัว ผลการวิจัยพบว่าในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ DME-HCCI ค่าของอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงมีผลต่อตำแหน่งขององศาการจุดระเบิดเริ่มต้น ค่าอัตราส่วนสมมูลที่เพิ่มมากขึ้นส่งผลให้องศาการจุดระเบิดเริ่มต้นเกิดขึ้นล่วงหน้าศูนย์ตายบนมากขึ้น อีกทั้งช่วยให้งานที่ได้และค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้มีค่ามากขึ้นด้วย สัดส่วนมวลเชื้อเพลิง DME ที่เผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME ส่วนในช่วงย่านอุณหภูมิต่ำของการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ HCCI เมื่อใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง การเพิ่มปริมาณอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงก๊าซพบว่า ช่วงขององศาเปลวไฟพัฒนาและองศาการเผาไหม้อย่างรวดเร็วมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยที่ทุกความเร็วรอบ และในช่วงย่านอุณหภูมิสูงของการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง DME เมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME พบว่าในช่วงองศาเปลวไฟพัฒนา มีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะเพิ่มขึ้นเล็กน้อย แต่ในช่วงองศาการเผาไหม้อย่างรวดเร็วมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ความรู้ที่ได้จากงานวิจัยนี้ จะสามารถนำผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ HCCI ไปประยุกต์เพื่อพัฒนาให้ได้เครื่องยนต์ DME-HCCI ที่มีสมรรถนะสูงต่อไป

คณิต วัฒนวิเชียร, ประสพโชค โพธิกุล [36] ศึกษาความแปรปรวนของวัฏจักรต่อวัฏจักรของเครื่องยนต์ DME-HCCI โดยทดสอบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่สภาวะแรงบิดสูงสุดภาวะคงตัว ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ 1200, 1300 และ 1400 rpm แล้วทำการเก็บผลของข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ติดต่อกันจำนวน 120 วัฏจักรการเผาไหม้ จากการทดสอบพบว่าความแปรปรวนของวัฏจักรต่อวัฏจักรของค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ของเครื่องยนต์ DME-HCCI มีค่าเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเมื่ออัตราส่วนสมมูลและภาระของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้น



## บทที่ 5

### อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

#### 5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

##### 5.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

ในงานวิจัยนี้ได้ใช้เครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง Kubota RT140 ซึ่งดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ DME-HCCI โดยข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-1 [37]

ตารางที่ 5-1 รายละเอียดของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ [37]

เครื่องยนต์	Kubota	DME-HCCI
รุ่น	RT140	
ชนิด	Single cylinder (ลูกสูบเคลื่อนที่ในแนวนอน)	
ระบบห้องเผาไหม้	Direct Injection (DI)	Compression ignition
ขนาดกระบอกสูบ	97 mm. (bore)	
ช่วงชัก	96 mm. (stroke)	
ปริมาตรช่วงชัก	709 cc.	
แรงม้าสูงสุด	10.3 kW / 2400 rpm	N/A
แรงบิดสูงสุด	49 Nm / 1600 rpm	N/A
อัตราส่วนกำลังอัด	18	10.3, 13.7 และ 18
การจ่ายเชื้อเพลิง	หัวฉีดประเภท: เข็มบาน ปลายหรือเดือยยาวความดัน: 140 kg/cm <sup>2</sup>	ก๊าซมีกเซอร์ (เวนทูรีมีกเซอร์)
ระบบส่งเชื้อเพลิง	ปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง ประเภท: อิสรหรือลูกสูบ ความดัน: 600 kg/cm <sup>2</sup>	อุปกรณ์ปรับลดความดัน
ระบบหล่อลื่น	ระบบฉีด-สาดและปั้มแบบ rotary	
การระบายความร้อน	หม้อน้ำแบบหม้อน้ำรังผึ้ง ระบายความร้อนแบบ Natural Convection ความจุ 2.2 ลิตร	
หม้อกรองอากาศ	แบบเปียก	แบบแห้ง

### 5.1.2 ไคนาโมมิเตอร์

ไคนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบไฮดรอลิก (Hydraulic Dynamometer) ใช้น้ำในการเบรกการหมุนของเพลลา (Water Brake) ภาพที่ แสดงภาพไคนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ และตารางที่ 5-2 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ ไคนาโมมิเตอร์ โดยข้อมูลเกี่ยวกับไคนาโมมิเตอร์แสดงดังรายการต่อไปนี้

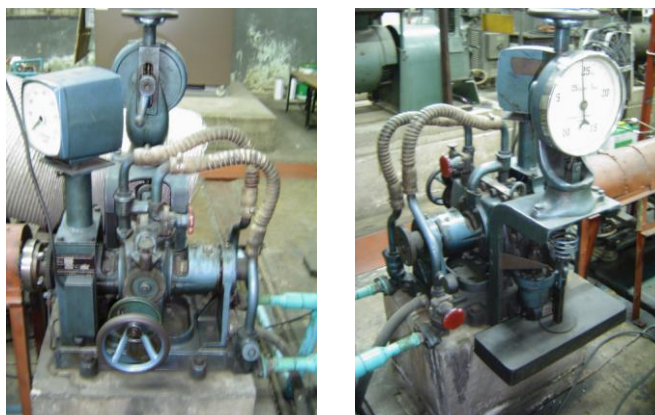
Froude Dynamometer ประกอบด้วยเพลลาซึ่งที่ปลายด้านหนึ่งมีหน้าแปลน สำหรับยึดต่อกับหน้าแปลนเพลลาที่ต่อมาจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ ภายใน ไคนาโมมิเตอร์มีส่วนที่หมุนไปพร้อมกับเพลลาเรียกว่า โรเตอร์ (Rotor) ดังแสดงในภาพที่ โดยที่ โรเตอร์เป็นใบพัด (Vanes) มีหลุมลักษณะคล้ายถ้วยหลายใบเรียงตัวตามแนวรัศมีรอบใบพัดทั้งสอง ด้าน (ดูรูปประกอบ) ทั้งเพลลาและโรเตอร์อยู่ในตัว เรือน (Casing) ที่ตัวเรือนด้านในจะมีใบพัด เหมือนกับที่ โรเตอร์คือมีหลุมคล้ายถ้วยเรียงตัวตามแนวรัศมีของใบพัด อยู่ในลักษณะประกบเข้ากับใบพัดของโรเตอร์ ตัวเรือนนี้มีเบร็กรองรับอยู่บนแท่นของไคนาโมมิเตอร์ ดังนั้นตัวเรือนจึงสามารถหมุนแกว่งได้อย่างอิสระจากเพลลาที่หมุนภายในตัวเรือน

ตารางที่ 5-2 ข้อมูลทางเทคนิคของไคนาโมมิเตอร์ [14]

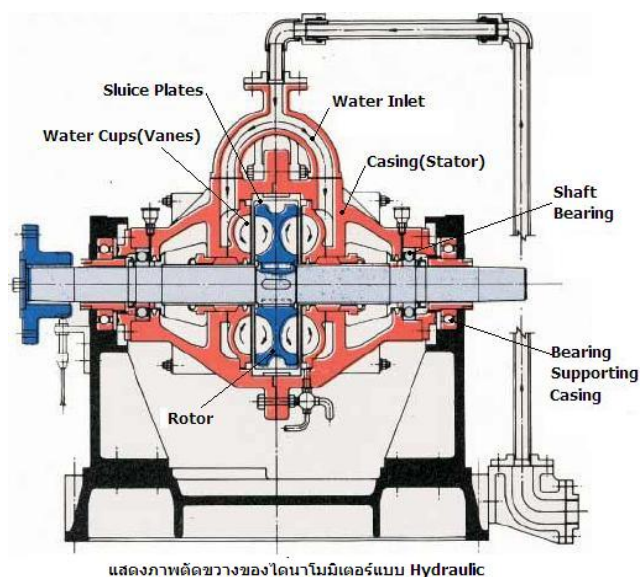
ประเภทของไคนาโมมิเตอร์	Hydraulic Dynamometer
ผู้ผลิต	Redman Heenan International Company, England
รุ่น	Froude Hydraulic Dynamometer(DPX2)
Resolution	0.1 kg
ความยาวแขนสมดุล(LB)	0.3525 m
กำลังสูงสุดที่สามารถรับได้	150/7500 CV/rpm, (1 CV $\cong$ 0.986 hp)

เมื่อโรเตอร์หมุน น้ำที่อยู่ในถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกจากโรเตอร์ น้ำที่ถูกเหวี่ยงออกนี้จะพุ่งไปสู่ถ้วยที่อยู่ฝั่งตัวเรือน ถ้วยในใบพัดฝั่งตัวเรือนนี้เองก็จะสะท้อนน้ำที่พุ่งเข้ามาให้พุ่งกลับสู่ถ้วยฝั่งโรเตอร์ จึงเป็นการต้านหรือพยายามเบรกการหมุนของโรเตอร์และเพลลา งานที่เครื่องยนต์กระทำต่อน้ำจะทำให้มีอุณหภูมิต่ำลง น้ำที่อุณหภูมิต่ำกว่าจะลอยอยู่ด้านบนภายในตัวเรือน และไหลออกไปทางท่อที่อยู่มุมบน และน้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่โดยการทำงานของปั๊มน้ำ ดังนั้นสามารถปรับภาระที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้ด้วยการปรับปริมาณน้ำที่อยู่ในตัวเรือน โดยการ

หมุนปรับที่วาล์วน้ำขาออกจากตัวเรือน กล่าวคือการหรือวาล์วน้ำขาออกเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ (ส่วนที่ขาเข้านั้นต้องเปิดสุดไว้เสมอ) นอกจากนี้การปรับภาระยังสามารถปรับได้จากการปรับขนาดประตูน้ำ (Sluice Plates) ระหว่างใบพัดฝั่งโรเตอร์และใบพัดฝั่งตัวเรือน ซึ่งมีพวงมาลัยสำหรับควบคุมประตูน้ำที่ด้านข้างตัวเรือน (การเปิดประตูน้ำกว้างมากขึ้นเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์)



ภาพที่ 5-1 ไดนาโมมิเตอร์



ภาพที่ 5-2 ภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิก [14]

เมื่อเครื่องยนต์ทำงานโรเตอร์ซึ่งยึดติดอยู่กับเพลลาจะพยายามหมุนพาให้ตัวเรือน (ซึ่งเป็นอิสระจากเพลลา) หมุนตามไปด้วยโดยมีน้ำเป็นตัวกลาง ทำให้ตัวเรือนแกว่งไปในทิศเดียวกับทิศการหมุนของเพลลา สามารถวัดแรงบิดที่เพลลาพยายามกระทำนี้ได้ด้วยการหมุนพวงมาลัยปรับตำแหน่งตัวเรือนให้กลับมาอยู่ในภาวะสมดุล สังเกตจุดสมดุลได้จากหมุด (Pointer)

ที่ตัวเรือนและที่แทนไดนาโมมิเตอร์ต้องตรงกันพอดี การปรับสมดุลของตัวเรือนนี้ทำให้เราอ่านค่าน้ำหนักหรือแรงที่สปริงซึ่งติดกับแขนสมดุล (Balance Arm) ของตัวเรือนได้รับ จากการนำค่าน้ำหนักที่อ่านได้จากหน้าปัดของไดนาโมมิเตอร์คูณกับระยะแขนสมดุลของไดนาโมมิเตอร์ จะได้ค่าแรงบิดที่ต้านการหมุนของเพลลา ซึ่งเท่ากับแรงบิดที่ได้รับจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์นั่นเอง

### 5.1.3 อุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์



ภาพที่ 5-3 Proximity



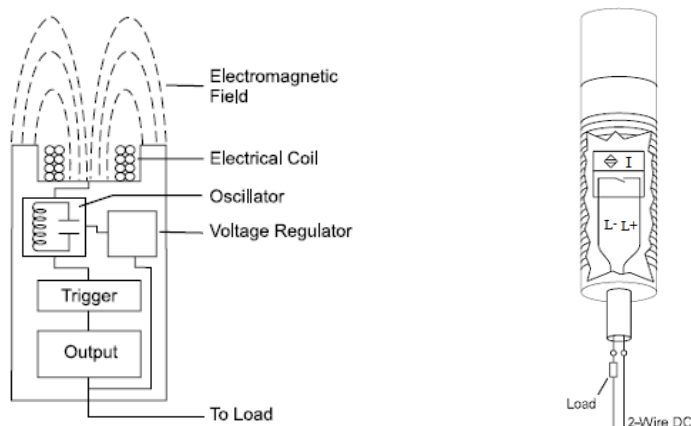
ภาพที่ 5-4 Pulse Meter

อุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วรอบในการทดลองนี้ คือ Proximity ชนิด Inductive วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และใช้พัลส์มิเตอร์ (Pulse Meter) แสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยยึดตัว Proximity ไว้ที่ฐานของไดนาโมมิเตอร์ และวัดความเร็วรอบจากการหมุนของหน้าแปลน (Flange) เพลลาไดนาโมมิเตอร์ฝั่งตรงข้ามกับเครื่องยนต์ ดัง ภาพที่ 5-3 และภาพที่ 5-4 และข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้ในการวัดความเร็วรอบได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-3

สำหรับหลักการทำงานของชุด อุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ อธิบายได้ว่า Proximity เป็นเซ็นเซอร์สำหรับวัดความเร็วรอบแบบไม่สัมผัส โดย Proximity แบบ Inductive นั้นอาศัยสนามแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic Field) ในการตรวจจับวัตถุเป้าหมายที่เป็นโลหะ (Metal Target) ที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพล (Sensing Distance) ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากตัว Proximity จึงไม่มีการสัมผัสกับวัตถุเป้าหมายนั้น ซึ่งภายในตัวเรือนของ Proximity ประกอบด้วย ขดลวดพันรอบแกนแม่เหล็ก (Coil), ออสซิลเลเตอร์ (Oscillator), วงจรตรวจจับ (Trigger Circuit) และวงจรเอาต์พุต (Output Circuit) ดังภาพที่ 5-5

ตารางที่ 5-3 ข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ [14]

ยี่ห้อ, รุ่น	OMRON, E2E-X2D1-N
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	8 mm (M8)
Type	Shielded
Sensing Distance	2 mm $\pm$ 10%
Operating Voltage	12 to 24 VDC
Leakage Current	0.8 mA max.
Response Frequency	1.5 kHz (1,500 pulse/sec)
Operation	Load ON
Indicator	Operation set indicator (green LED)
Ambient Temperature	-25°C to 70°C
Vibration Resistance	10 to 55 Hz
Weight	Approx. 45 g



ภาพที่ 5-5 ส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive [14]

โดยออสซิลเลเตอร์ใน Proximity อาศัยแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากแหล่งพลังงานภายนอกมาสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและแผ่ออกทางผิวหน้าของเซ็นเซอร์ (Sensor Face) ผ่านขดลวด เมื่อมีวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า วัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวจะดูดซับพลังงานจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าหรือเกิดการเหนี่ยวนำ (Inductive) ได้ กระแสไฟฟ้าไหลวน (Eddy Currents) ภายในตัวของวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าว ทำให้ค่าแอมพลิจูด

ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าลดลง ยิ่งวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวเข้าใกล้มากก็จะเหนี่ยวนำให้เกิดกระแสไฟฟ้าไหลวนมากขึ้น เป็นการสูญเสียพลังงานของออสซิลเลเตอร์มากขึ้น เมื่อค่าของแอมพลิจูดลดลงถึงค่าที่กำหนด วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับค่าแอมพลิจูดและส่งสัญญาณการเปลี่ยนแปลงค่าแอมพลิจูดด้วยการเปิดหรือปิด (On or Off) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับว่าเซ็นเซอร์เป็นแบบ Normal Close (NC) หรือแบบ Normal Open (NO) เมื่อวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ห่างออกไปจากผิวหน้าเซ็นเซอร์ ขนาดของแอมพลิจูดของออสซิลเลเตอร์จะกลับมาเพิ่มขึ้น วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับขนาดของแอมพลิจูดที่เพิ่มขึ้น และส่งสัญญาณด้วยการเปิดหรือปิด (On or off) วงจรเมื่อค่าแอมพลิจูดกลับมาที่ภาวะปกติ โดยวงจรเอาต์พุตจะทำการส่งสัญญาณพัลส์ที่เกิดขึ้นทุกครั้งไปยังพัลส์มิเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่ในการนับจำนวนพัลส์ที่เกิดขึ้นใน 1 วินาทีและแสดงออกมาเป็นความเร็วรอบในหน่วยรอบต่ออนาที โดยผ่านการคำนวณดังสมการ 5-1

$$rpm = \frac{(pulse/sec) \times 60sec}{(tooth\ no./rev.)} \quad (5-1)$$

ตารางที่ 5-4 ข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์ [14]

ยี่ห้อ, รุ่น	DIGICON, PM-05
Power Supply	100-240 VAC 50/60 Hz
Power for External Sensor	12 VDC±10%, 80 mA
Measuring Accuracy (23±5°C)	F.S. ±0.05% rdg ±1 Digit.
Measuring Range	0.0005 kHz to 50 kHz
Input Signal	Max. 50 kHz(ON/OFF pulse) (ON voltage : 4.5-24V, OFF voltage : 0-1.0V)
Max. Indication	5 digit (19999 to 99999)
Display Accuracy (Update Output Cycle)	0.05/0.5/1/2/4/8 sec

#### 5.1.4 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง DME

การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง จะนำถ้าน้ำมันเชื้อเพลิงวางไว้บนตาชั่ง ซึ่งตาชั่งสามารถรับน้ำหนักได้ 60 กิโลกรัม มีความละเอียด 2 กรัม ดังตาราง 5-5 และใช้นาฬิกาจับเวลาเพื่อจับเวลาน้ำหนักเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนแปลงทุกๆ 10 กรัม

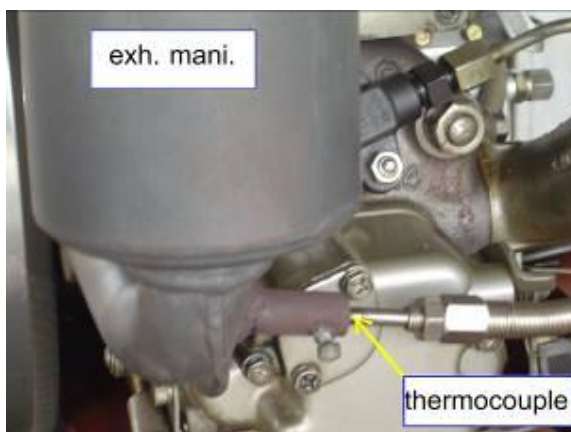
ตารางที่ 5-5 ข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง [14]

Model	JADEVER JWA - 60K
Capacity	60 kg.
Resolution	2 g
Internal Resolution	1/600000
Pan size	320 x 240 mm
Sensitivity Drift	20 ppm / °C (5-35 °C )
Operating Temperature	-5 °C-40 °C
Display	LCD with backlight, 7 digits
Power	110, 120, 220, 240VAC±10%, rechargeable battery for 60 hours
Dimension	390L x 345W x 120H (mm)
Option Module	1. Bi – direction RS232 Module Box 2. Relay Module Box

#### 5.1.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิจะใช้เทอร์โมคัปเปิล ชนิด type K (Chromel-Alumel, CA) โดยต่อเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับตัวอ่านค่าเพื่ออ่านค่าและเก็บข้อมูล โดยตัวแปรอุณหภูมิการทำงานที่ทำการวัดมีดังนี้

ก. **อุณหภูมิไอเสีย** โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด Type K (Chromel-Alumel, CA) การวัดอุณหภูมิไอเสียได้ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ท่อไอเสียหลังจากออกจากห้องเผาไหม้ประมาณ 10 เซนติเมตร ดังภาพที่ 5-6



ภาพที่ 5-6 ตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย

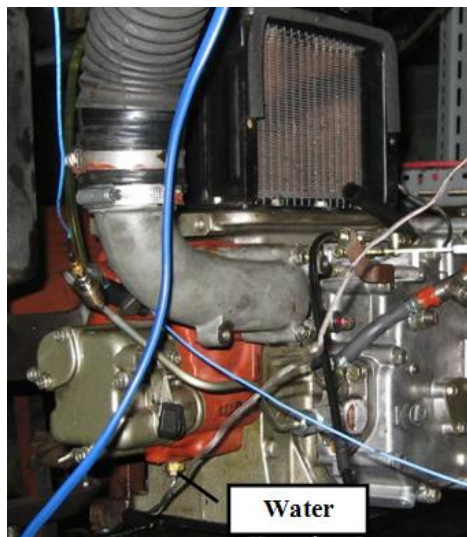
ข. **อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น** จะติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด Type K (Chromel-Alumel, CA) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.65 มม. ไว้ภายในตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น โดยตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น แะ่อยู่ในอ่างน้ำมันหล่อลื่นตลอดเวลาเช่นเดียวกับเทอร์โมคัปเปิล แสดงดังภาพที่ 5-7



ภาพที่ 5-7 การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น

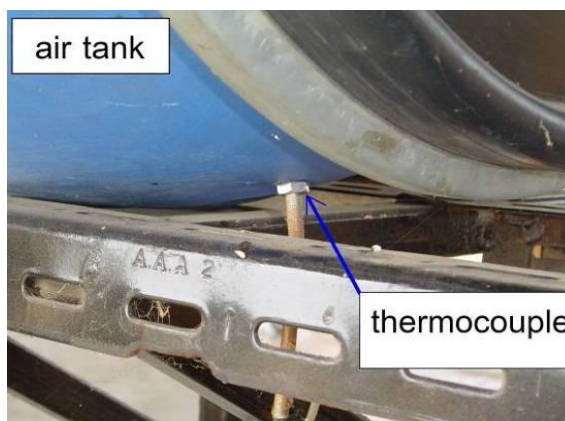
ค. **อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น** โดยทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล ไว้ที่ปลั๊กถ่ายน้ำหล่อเย็นที่อยู่ ด้านล่างของฝาสูบ แสดงดังภาพที่ 5-8





ภาพที่ 5-8 การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ด้านล่างของฝาสูบ

ง. อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าท่อไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ภายในถังพักอากาศ ช่วงระหว่าง Orifice Plate กับกรองอากาศ ดังภาพที่



ภาพที่ 5-9 จุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ

#### 5.1.6 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้า เครื่องยนต์ จะวัดด้วย Orifice ซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณทางเข้าถังพักอากาศ ดังภาพที่ 5-10 โดยถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน Orifice อันเนื่องมาจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ และวัดค่าความดันตกคร่อม Orifice Plate เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ โดยใช้ Inclined Manometer ดังภาพที่ 5-11 โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข



ภาพที่ 5-10 ถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate



ภาพที่ 5-11 Inclined Manometer

### 5.1.7 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

ระหว่างการทดสอบสมรรถนะได้ทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของบรรยากาศ โดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งแบบปรอท ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังแสดงในภาพที่ 5-12 และ 5-13



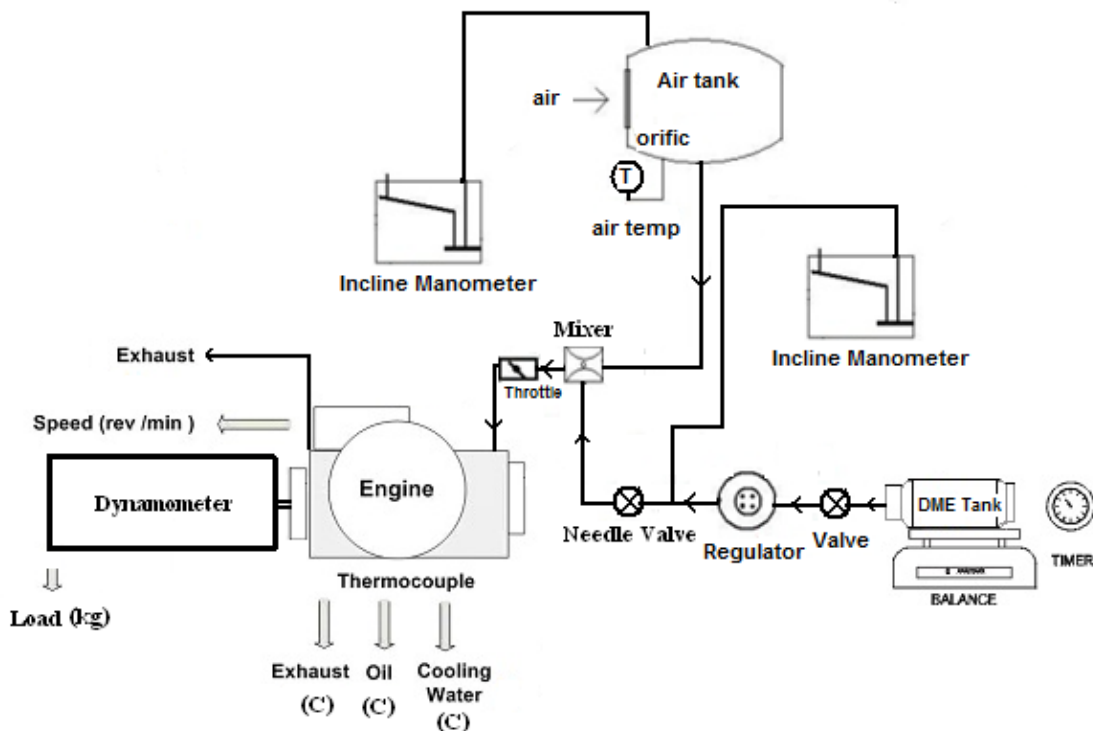
ภาพที่ 5-12 แสดงภาพบารอมิเตอร์



ภาพที่ 5-13 แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์

5.1.8 แผนผังโดยรวมของอุปกรณ์ต่างๆ ในห้องทดสอบ

ในการทดสอบเครื่องยนต์จะติดตั้งบนแท่นทดสอบที่ใช้ ไดนาโมมิเตอร์เป็นแบบไฮดรอลิก (Hydraulic Dynamometer) ที่ใช้น้ำในการเบรกการหมุนของเพลา (Water Brake) โดยใช้วาล์วปรับอัตราการไหลควบคุมการทำงานของ ไดนาโมมิเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่เป็นภาระให้กับเครื่องยนต์ สำหรับอุปกรณ์และการติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบได้แสดงในไว้ใน ภาพที่ 5-14 โดยมีรายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆ ดังนี้



ภาพที่ 5-14 อุปกรณ์และติดตั้งอุปกรณ์ในการทดสอบ

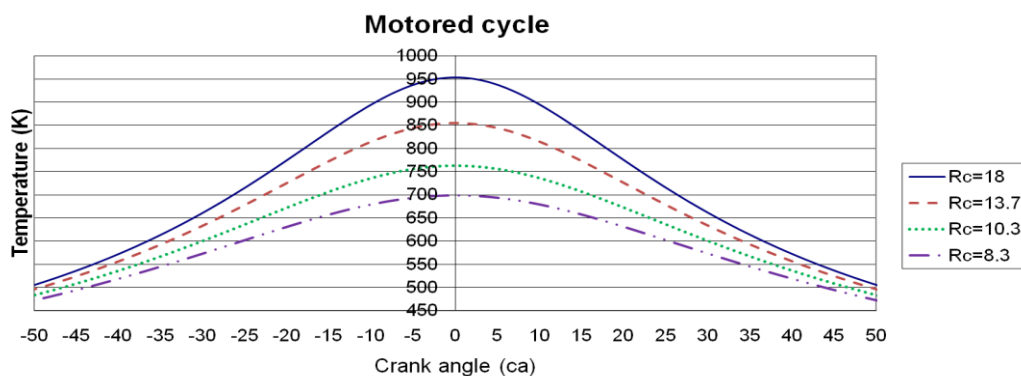
## 5.2 วิธีดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้แบ่งขั้นตอนการทำวิจัยออกเป็น 2 ส่วนด้วยกัน

### 5.2.1 การดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ DME-HCCI

#### 5.2.1.1 แนวทางการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ DME-HCCI

เนื่องจากเชื้อเพลิง DME มีค่าซีเทนสูง และมีค่าอุณหภูมิระเหยเป็นไอต่ำ มีอุณหภูมิการจุดติดเองที่ต่ำประมาณ 235 C หรือ 502 K ดังนั้น หากเราใช้อัตราส่วนการอัดที่สูงเกินไป จะทำให้การจุดระเบิดเกิดขึ้นเร็วกว่าจุดที่เหมาะสม และเครื่องยนต์อาจเกิดการน็อกได้ จึงจำเป็นต้องมีการเลือกอัตราส่วนการอัดที่เหมาะสมซึ่งต่ำกว่าอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์ดีเซล โดยการเพิ่มปริมาตรช่องว่างของลูกสูบ แต่อย่างไรก็ตาม เชื้อเพลิง DME มีค่า Latent heat of evaporation ที่สูง ทำให้เกิดการดูดความร้อนในห้องเผาไหม้เพื่อให้เชื้อเพลิงระเหยกลายเป็นไอในปริมาณที่มาก นอกจากนี้การออกแบบควรคำนึงถึงการพิจารณาถึงการถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ เพราะจะส่งผลกระทบต่อสมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ จึงไม่ควรลดอัตราส่วนกำลังอัดให้ต่ำลงเกินไป ดังนั้นจึงทำการคำนวณหาอัตราส่วนกำลังอัดที่เหมาะสม โดยพิจารณาจากอุณหภูมิภายในกระบอกสูบต้องสูงเพียงพอกับอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME และตำแหน่งขององศาเริ่มต้นการจุดระเบิดด้วยตัวเองของเชื้อเพลิง (Start of Ignition) ต้องมีความเหมาะสม เนื่องจากช่วงเวลาการเผาไหม้ (Combustion duration) ของเครื่องยนต์ HCCI จะใช้เวลาประมาณ 15-20 องศาเฟลาข้อเหวี่ยง ดังนั้นเพื่อเข้าใกล้ตำแหน่งทอร์กเบรกสูงสุด (Maximum brake torque timing, MBT) มากที่สุด ตำแหน่งความดันสูงสุดควรอยู่ใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุดโดย กราฟแสดง ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่เกิดจากการหมุนเครื่องยนต์โดยไม่มี การเผาไหม้กับองศาเฟลาข้อเหวี่ยง (Motored Cycle) ได้แสดงไว้ในภาพที่ 5-15



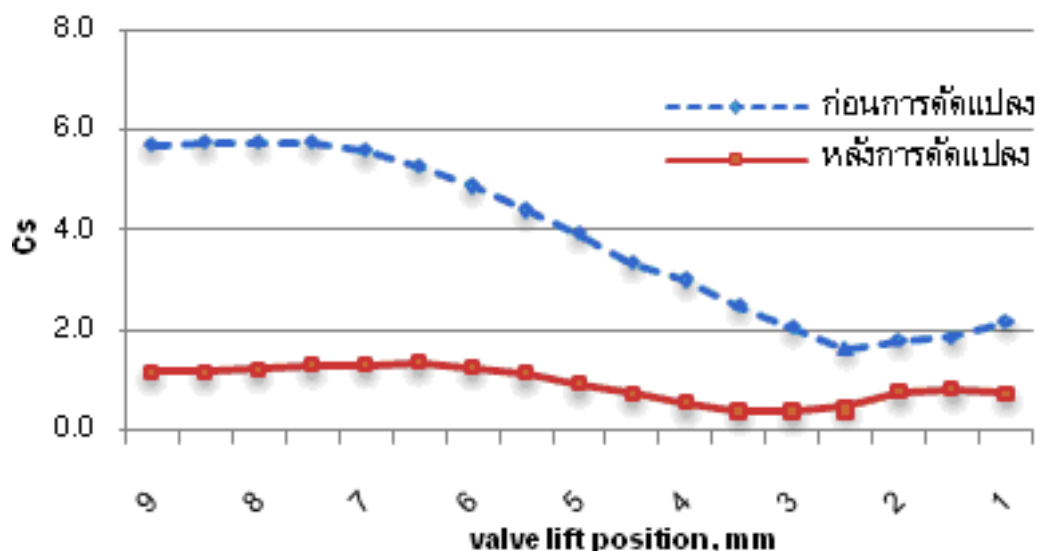
ภาพที่ 5-15 กราฟแสดง ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกระบอกสูบที่เกิดจากการหมุนเครื่องยนต์ โดยไม่มี การเผาไหม้กับองศาเฟลาข้อเหวี่ยง [28]

จากกราฟจะเห็นได้ว่าเมื่อพิจารณา อนุกรมหมุมการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME แล้วพบว่าช่วงอัตราส่วน กำลังอัดที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 9.1-13.7 แต่เมื่อพิจารณาปัจจัยทางด้านองศา เริ่มต้นการจุดระเบิดและการถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ พบว่าที่ อัตราส่วนการอัด 10.3 มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากที่อัตราส่วนการอัดนี้ มีองศาเริ่มต้นการจุด ระเบิดไม่เร็วเกินไปและมีอุณหภูมิภายในกระบอกสูบสูงเพียงพอที่จะชดเชยกับความร้อนที่สูญเสีย ไปในการถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ นอกจากนี้ยังมีการดัดแปลงท่อ ทางเข้าของอากาศเพื่อลดอัตราการไหลวน (Swirl) เพื่อลดพลังงานความร้อนที่ถูกถ่ายเทให้กับ ผนังห้องเผาไหม้ และออกแบบห้องเผาไหม้โดยเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble) เพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่สม่ำเสมอในทุกๆตำแหน่งของห้องเผาไหม้อีกด้วย ใน ด้านระบบควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิง พบว่า ช่วงจังหวะการดูดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด จะนำอากาศเข้าเพียงอย่างเดียว ในขณะที่เครื่องยนต์ HCCI จะนำส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ เข้าไปเป็นเนื้อเดียวกัน ทำให้ต้องติดตั้งลิ้นปีกผีเสื้อเพื่อใช้ควบคุมสัดส่วนปริมาณเชื้อเพลิงกับ อากาศ เพื่อให้เกิดจังหวะการจุด ระเบิดที่เหมาะสมที่สุดก็คือจังหวะที่ให้ทอร์คเบรกสูงสุดที่ ความเร็วรอบและกำลังเครื่องยนต์ที่ใช้งาน

### 5.2.1.2 การดัดแปลงท่อทางเข้าของอากาศเพื่อลดอัตราการไหลวน (Swirl)

การออกแบบบริเวณทางเข้าอากาศมีจุดประสงค์เพื่อปรับลดอัตราการไหลวนรอบแกน กระบอกสูบให้เหมาะสมกับลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ HCCI เนื่องจากเครื่องยนต์ HCCI เชื้อเพลิงกับอากาศจะผสมคลุกเคล้าเป็นเนื้อเดียวกันก่อนบริเวณท่อไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ จึงไม่ จำเป็นต้องมีอัตราการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบที่สูง เหมือนกรณีเครื่องยนต์ดีเซลเดิม เพราะจะ ทำให้พลังงานความร้อนถูกถ่ายเทให้กับผนังห้องเผาไหม้มากเกินไป จนอาจทำให้เปลวไฟขยายตัว ได้ยากและอาจดับได้ ดังนั้นจึงลดขนาดของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบลงได้ โดยขยาย ทางเข้าของอากาศให้ส่วนที่เป็นผนังที่บังคับทิศทางการไหลวนหมดไป

เพื่อเปรียบเทียบปริมาณการไหลวนที่ลดลงหลังจากการดัดแปลง แล้ว จึงได้นำอุปกรณ์วัด ขนาดของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบมาใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การไหลวนของทางเข้าอากาศ ก่อนและหลังดัดแปลง โดยผลของการวัดค่าสัมประสิทธิ์ของการไหลวนก่อนและหลังการดัดแปลง ได้แสดงไว้ในภาพที่ 5-16



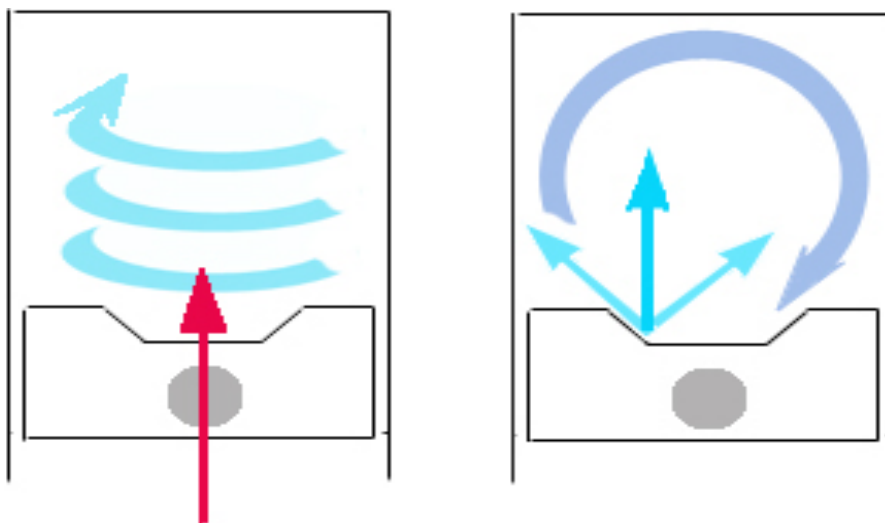
ภาพที่ 5-16 กราฟแสดงสัมประสิทธิ์การไหลวนที่ระยะยกวาล์วต่างๆ [28]

ผลการตัดแปลงพบว่า การตัดแปลงโดยการขยายทางเข้าของอากาศสามารถลดความแรงของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบได้ถึงร้อยละ 79 ที่ตำแหน่งระยะยกวาล์วสูงสุด โดยสัมประสิทธิ์การไหลวนก่อนการตัดแปลงมีค่า 5.6 และหลังตัดแปลงมีค่า 1.172 นอกจากนี้ยังพบว่าสัมประสิทธิ์การไหลวนที่เกิดในกระบอกสูบจะแปรตามขนาดของวาล์วที่เปิดออก

### 5.2.1.3 การออกแบบห้องเผาไหม้โดยเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble)

ในการลดอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์จากเดิมที่มีอัตราส่วนกำลังอัด 18 ไปเป็น 10.3 สามารถทำได้โดยการเพิ่มปริมาตรช่องว่างของลูกสูบ (Clearance volume) ในขณะเดียวกันได้พิจารณาถึงทิศทางการไหลภายในห้องเผาไหม้ โดยออกแบบปรับเปลี่ยนลักษณะหัวลูกสูบให้มีรูปทรงคล้ายกรวย เพื่อเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble) ได้แสดงไว้ในภาพที่ 5-17 โดยใช้ประโยชน์จากปรากฏการณ์ Squish เข้ามาช่วย ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่กระจายอย่างสม่ำเสมอในทุกๆตำแหน่งของห้องเผาไหม้ และมีการนำ Solid work 2007 program มาใช้ในการคำนวณและออกแบบลักษณะของห้องเผาไหม้ที่ทำการตัดแปลง เพื่อเกิดความถูกต้องและแม่นยำมากขึ้น โดยลักษณะรูปทรงของลูกสูบที่ได้ทำการตัดแปลง ได้แสดงไว้ในภาพที่ 5-18





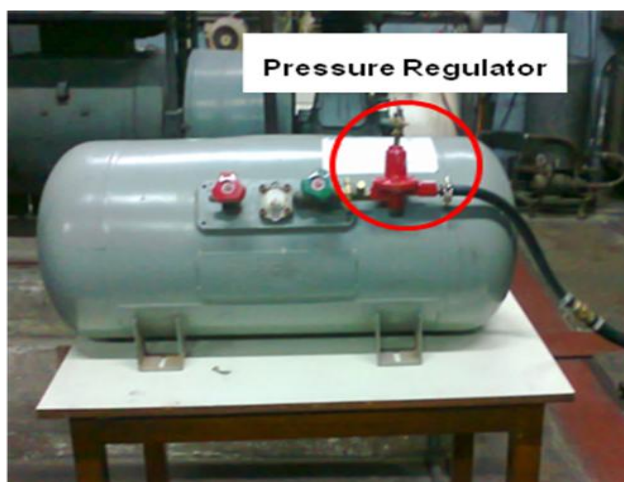
ภาพที่ 5-17 การเกิดการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนระบอบลูกสูบ  
ภายในห้องเผาไหม้ [28]



ภาพที่ 5-18 ลักษณะรูปทรงของลูกสูบที่ได้ทำการดัดแปลง [28]

#### 5.2.1.4 การติดตั้งระบบควบคุมเชื้อเพลิงก๊าซ

เครื่องยนต์ที่นำมาใช้ในงานวิจัย นี้เป็นเครื่องยนต์ทางทะเล ดั้งนั้นการออกแบบจะต้องสอดคล้องกับความเป็นไปได้ในการทำงานทั้งทางด้านสภาพแวดล้อมและด้านเทคนิค ระบบควบคุมเชื้อเพลิงควรใช้ระบบที่ไม่จำเป็นต้องใช้ไฟฟ้าปริมาณมาก มีราคาถูก ดังนั้นจึงเลือกใช้ระบบมิกเซอร์ในการจ่ายเชื้อเพลิง การติดตั้งระบบจ่ายก๊าซและควบคุมก๊าซจะเริ่มจากการติดตั้งลิ้นปีกผีเสื้อก่อนทางเข้าท่อไอดีเพื่อให้ส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงที่เข้าห้องเผาไหม้แปรผันตามขนาดของลิ้นปีกผีเสื้อที่เปิด จากนั้นจึงติดตั้งอุปกรณ์จ่ายก๊าซโดยเริ่มจากถังก๊าซ อุปกรณ์ปรับลดแรงดัน ท่อความดันต่ำ วาล์วปรับละเอียด บอลวาล์ว เวนทิวรีมิกเซอร์ และลิ้นปีกผีเสื้อ ดังแสดงในรูป 5-19, 5-20 และ 5-21



ภาพที่ 5-19 การติดตั้งอุปกรณ์ Pressure Regulator กับถังก๊าซ



ภาพที่ 5-20 การติดตั้งระบบควบคุมปริมาณก๊าซโดยใช้วาล์วเข็มชนิดปรับละเอียด



ภาพที่ 5-21 การติดตั้งเวนทูรีมิกเซอร์เข้ากับลิ้นปีกผีเสื้อก่อนเข้าเครื่องยนต์



## 5.2.2 การทดสอบเครื่องยนต์ HCCI

ในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบ สมรรถนะของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงอาทิ ผลของอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์และค่าอัตราส่วนสมมูล โดยทำการทดสอบ ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งความดันของการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซจะควบคุมให้คงที่ด้วยการเปิด วาล์วถังก๊าซที่ 25% และปรับ Pressure Regulator ที่ 25% ที่ทุกสภาวะการทดสอบ โดยปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์จะควบคุม โดยการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve โดยการทดสอบจะเริ่มจาก การปรับควบคุมปริมาณก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ที่ 70 % Needle Valve จนเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงสุดที่ทำได้ เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์ คงที่ แล้วจึงเริ่มป้อนภาระให้แก่เครื่องยนต์ที่ละน้อย จนได้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ต้องการ เมื่อความเร็วรอบคงที่แล้ว จึงทำการบันทึกข้อมูล เช่น แรงบิด ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิไอเสีย อุณหภูมิไอดี อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอัตราการไหลของอากาศ เมื่อบันทึกค่าเรียบร้อยแล้วจึงทำการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ เพื่อทดสอบที่สภาวะความเร็วรอบคงที่ต่างๆ ต่อไป (จุดทำงานที่นำมาพิจารณาจะต้องเป็นสภาวะที่เครื่องยนต์ทำงานโดยไม่เกิดการเขก (Knock) อย่างรุนแรง) จากนั้นจึงทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ที่ 40, 50 และ 60% Needle Valve เช่นเดียวกับการทดสอบที่ 70% Needle Valve โดยงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ ต่างๆ ดังนี้ คือ 18, 13.7 และ 10.3 แล้วนำผลการทดสอบที่ได้ไปวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยรายละเอียดของจุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-6

ตารางที่ 5-6 รายละเอียดของจุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI

CR	Needle Valve (%)	Engine Speed (rpm)					
		1200	1300	1400	1500	1600	1700
18	70	√	-	√	-	-	-
	60	√	-	√	-	-	-
	50	√	-	√	-	-	-
	40	-	-	-	-	-	-
13.7	70	Δ	Δ	√	√	√	√
	60	√	√	√	√	√	√
	50	√	√	√	√	√	√
	40	√	√	√	√	√	#
10.3	70	Δ	√	√	√	√	√
	60	√	√	√	√	√	√
	50	√	√	√	√	√	√
	40	√	√	√	√	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

$\nabla$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำงานปกติ (Satisfactory Operating Condition)

# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

- คือ จุดที่ไม่ได้ทำการทดสอบ เครื่องยนต์ (No Testing Condition) เนื่องจากข้อมูล การทดสอบ สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 18:1 ต้องการ นำมาใช้ เป็นข้อมูลพื้นฐาน ของ อัตราส่วนการอัดเดิมของเครื่องยนต์ โดยทำการทดสอบเพื่อให้เห็นถึงลักษณะสมรรถนะเบื้องต้น ของเครื่องยนต์เท่านั้น เพื่อใช้พิจารณาเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดสอบสมรรถนะที่อัตราส่วนการ อัด 13.7 และ 10.3 ดังนั้นจึงไม่มีความจำเป็นต้องทำการทดสอบข้อมูลในทุกสภาวะความเร็วรอบ เครื่องยนต์ เนื่องจากเชื้อเพลิง DME มีค่าซีเทนสูง และมีค่าอุณหภูมิระเหยเป็นไอต่ำ มีอุณหภูมิ การจุดติดเองที่ต่ำประมาณ 235 C หรือ 502 K ดังนั้น เมื่อพิจารณาอุณหภูมิกระบอกสูบที่เกิดจาก การหมุนของเครื่องยนต์ โดยไม่มีการเผาไหม้กับองศาเพลลาข้อเหวี่ยง (Motored Cycle) จะเห็นได้ ว่า ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18 เป็นอัตราส่วนการอัดที่สูงเกินไป จะทำให้การจุดระเบิด เกิดขึ้นเร็วกว่าจุดที่เหมาะสม จะให้ค่าแรงบิดเบรกดต่ำ

## บทที่ 6

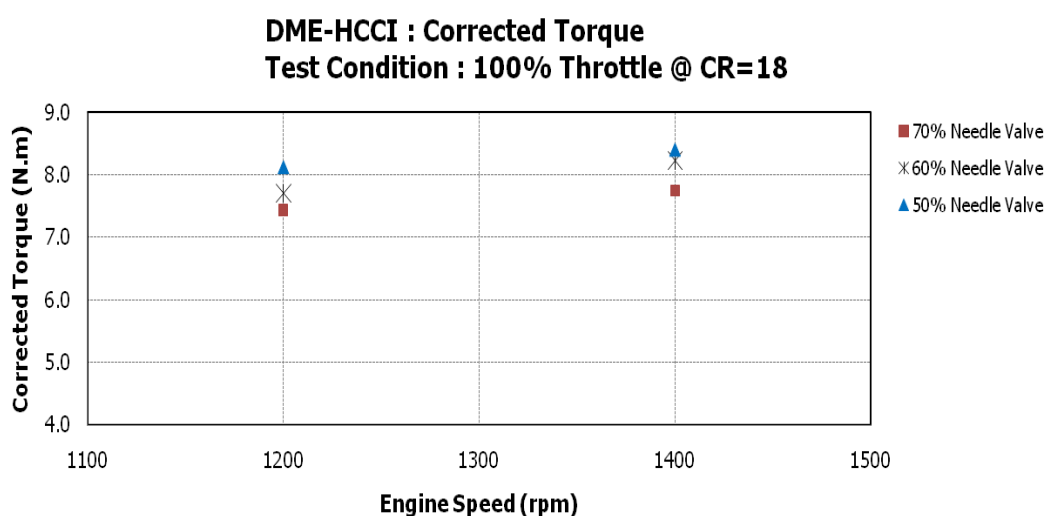
### ผลการทดสอบเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง

ในบทนี้เป็นการนำเสนอผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งความดันของการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซจะควบคุมให้คงที่ด้วยการเปิด วาล์วถึงก๊าซที่ 25% และปรับ Pressure Regulator ที่ 25% ที่ทุกสภาวะการทดสอบ โดยปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์จะควบคุม โดยการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 18, 13.7 และ 10.3 ตามลำดับ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบนี้ได้แสดงไว้แล้วในบทที่ 5 และนำผลการทดสอบที่ได้ไปศึกษาถึงสมรรถนะการทำงานของเครื่องยนต์ HCCI ที่ได้พัฒนาขึ้นเพื่อใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในกา รประยุกต์ใช้งานจริงให้แพร่หลายต่อไปในอนาคต โดยผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ จะแสดงค่าของแรงบิดเบรกแก้ไข ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ และประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน แสดงได้ดังนี้

## 6.1 ผลการทดสอบสมรรถนะที่อัตราส่วนการอัด 18

### 6.1.1 แรงบิดเบรกแก้ไข (Corrected Brake Torque, $T_b$ )

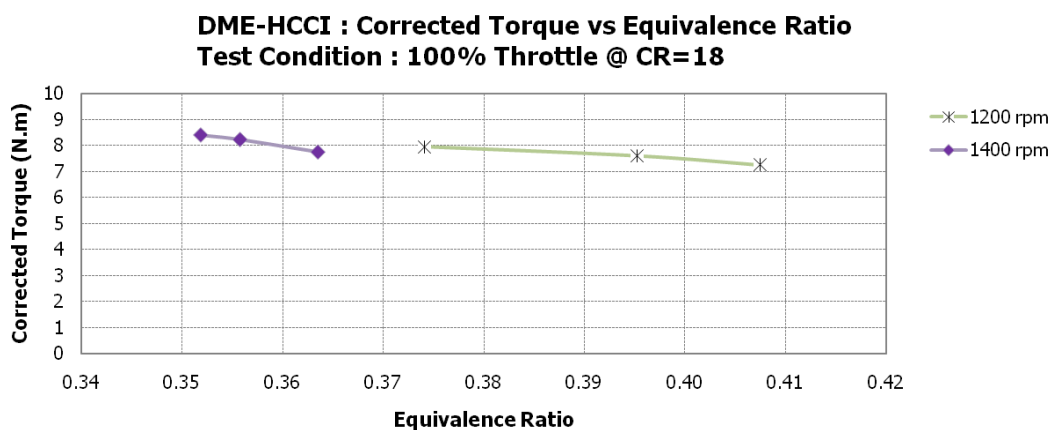
ผลของแรงบิดเบรกแก้ไข (Corrected Brake Torque) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็ม ชนิดปรับละเอียดที่ 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ ที่ 18 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-1 และ 6-2



ภาพที่ 6-1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับความเร็วยวที่สภาวะคงตัว

ภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-1 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น และที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น โดยแรงบิดเบรกแก้ไขนี้จะแปรผกผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยที่ 50% Needle Valve จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงกว่าที่ 60% และ 70% Needle Valve ตามลำดับ กล่าวคือ เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเป็น 8.4 N.m ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำสุด 7.44 N.m ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm (ที่ 70% Needle Valve)



ภาพที่ 6-2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนผสม ที่สภาวะคงตัว  
ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-2 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ พบว่า เมื่อค่าอัตราส่วนผสม เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลง กล่าวคือที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเป็น 8.4 N.m ที่อัตราส่วนผสม 0.352 (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำสุดเป็น 7.75 N.m ที่อัตราส่วนผสม 0.363 (ที่ 70% Needle Valve) และที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเป็น 8.12 N.m ที่อัตราส่วนผสม 0.374 (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำสุดเป็น 7.44 N.m ที่อัตราส่วนผสม 0.407 (ที่ 70% Needle Valve)

จากการทดสอบ ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-1 และความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนผสม ในภาพที่ 6-2 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-1

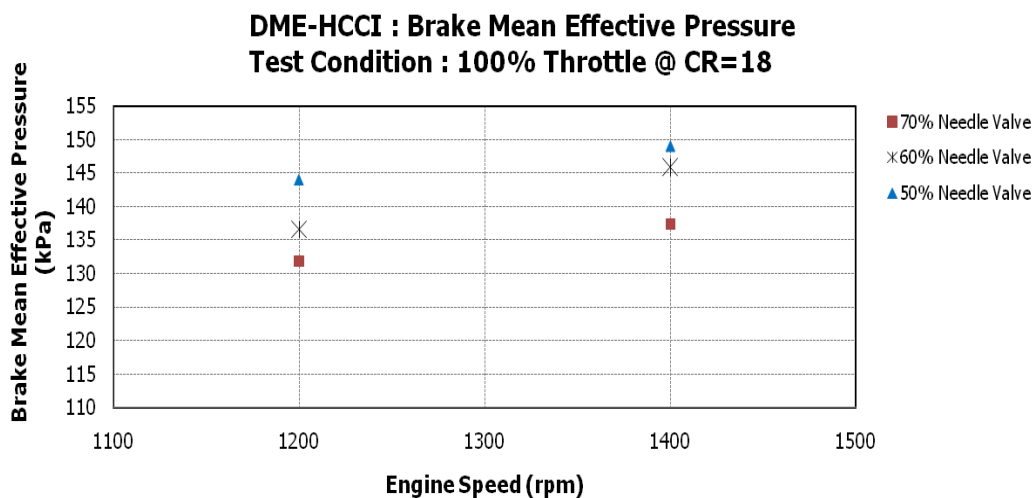
ตารางที่ 6-1 เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกแก้ไขที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูลที่ สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่ อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

CR	Needle	Speed (rpm)			
		1200		1400	
	Valve (%)	Corrected Torque (Nm)	$\Phi$	Corrected Torque (Nm)	$\Phi$
18	70	7.44	0.407	7.75	0.363
	60	7.71	0.395	8.23	0.356
	50	8.12	0.374	8.41	0.352

จากตารางที่ 6-1 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น โดยแรงบิดเบรกแก้ไขนี้จะแปรผกผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve ดังจะเห็นได้ว่าเมื่ออัตราส่วนสมมูลลดลง พบว่าเครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ พบว่าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิ การจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน จะส่งผลให้เกิดแรงดันเสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกสูงขึ้น อย่างไรก็ตาม ถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันด้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกต่ำลง

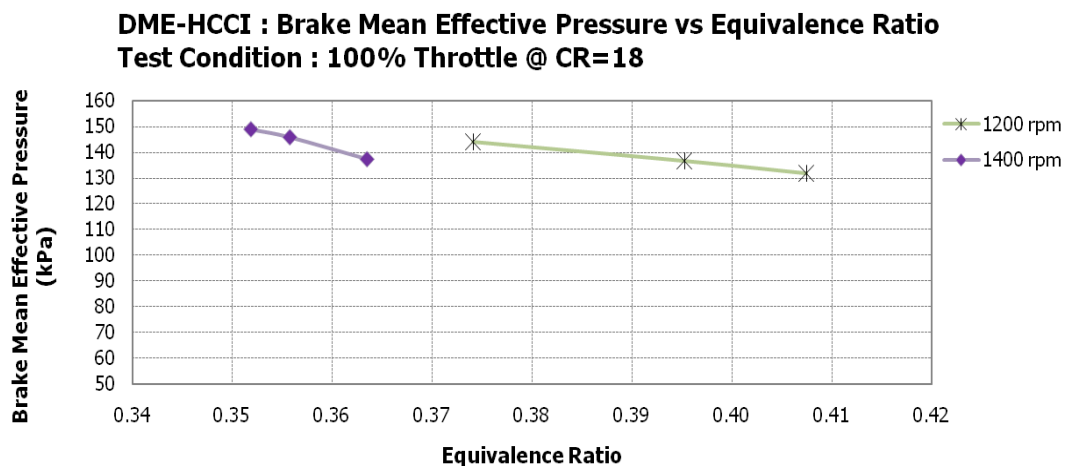
### 6.1.2 ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (Brake Mean Effective Pressure, bmep)

ผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (Brake Mean Effective Pressure) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาวะสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 18 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-3 และ 6-4



ภาพที่ 6-3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรคกับความเร็รรอบ ที่ สภาวะคงตัว ภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-3 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็รรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรคสูงขึ้น และที่ความเร็รรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรคสูงขึ้น โดยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรคนี้จะแปรผกผันตามสัดส่วน ร้อยละการเปิด Needle Valve โดยที่ 50% Needle Valve จะมีค่าแรงบิดเบรคแก้ไข สูงกว่าที่ 60% และ 70% Needle Valve ตามลำดับ กล่าวคือ เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรคสูงสุดเป็น 149 kPa ที่ความเร็รรอบ 1400 rpm (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรคต่ำสุด 131.8 N.m ที่ความเร็รรอบ 1200 rpm (ที่ 70% Needle Valve)



ภาพที่ 6-4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนผสม  
 ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-4 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ พบว่าเครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำลง เมื่อค่าอัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้น กล่าวคือที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สูงสุดเป็น 149.01 kPa ที่อัตราส่วนผสม 0.352 (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก ต่ำสุดเป็น 137.39 kPa ที่อัตราส่วนผสม 0.363 (ที่ 70% Needle Valve) และที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สูงสุดเป็น 143.97 kPa ที่อัตราส่วนผสม 0.374 (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำสุดเป็น 131.8 kPa ที่อัตราส่วนผสม 0.407 (ที่ 70% Needle Valve)

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-3 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก กับอัตราส่วนผสมในภาพที่ 6-4 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-2



ตารางที่ 6-2 เปรียบเทียบผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

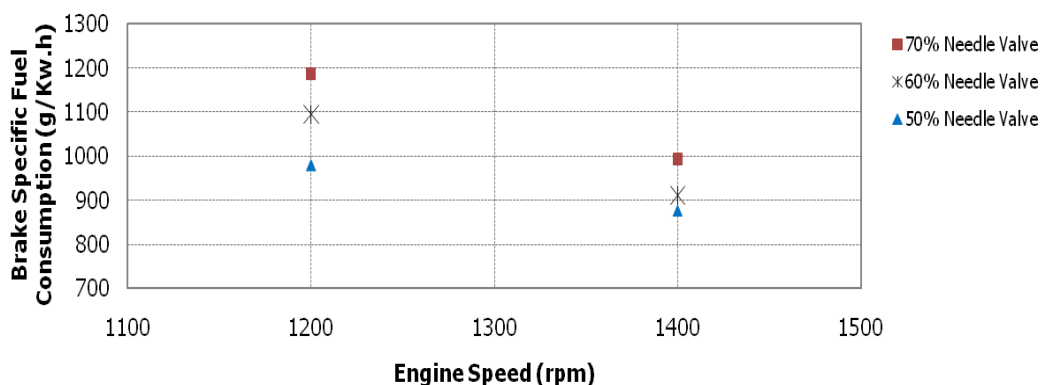
CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)			
		1200		1400	
		BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$
18	70	131.8	0.407	137.39	0.363
	60	136.6	0.395	145.93	0.356
	50	143.97	0.374	149.01	0.352

จากตารางที่ 6-2 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น โดยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกนี้จะแปรผกผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve เห็นได้ว่าเมื่ออัตราส่วนสมมูลลดลง พบว่าเครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ พบว่าความเร็วรอบที่สูงขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน จะส่งผลให้เกิดแรงดัน เสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น อย่างไรก็ตามถ้า จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น เร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำลง

### 6.1.3 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)

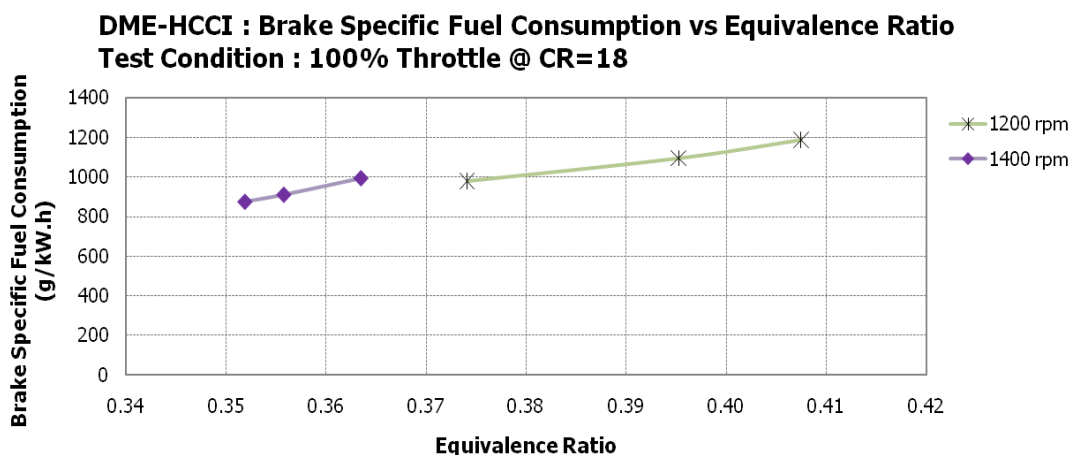
ผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาวะสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 18 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-5 และ 6-6

### DME-HCCI : Brake Specific Fuel Consumption Test Condition : 100% Throttle @ CR=18



ภาพที่ 6-5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกับความเร็วรอบ ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุดที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-5 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรที่ต่ำลง และที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรที่ต่ำลง โดยค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยที่ 50% Needle Valve จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรต่ำกว่าที่ 60% และ 70% Needle Valve ตามลำดับ โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรสูงสุดเป็น 1186.47 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรต่ำสุดเป็น 875.61 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm (ที่ 50% Needle Valve)



ภาพที่ 6-6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-6 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ใดๆ เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น เมื่อความเร็วรอบต่ำลง กล่าวคือที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงสุดเป็น 992.94 g/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.363 (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเป็น 975.61 g/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.352 (ที่ 50% Needle Valve) และที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงสุดเป็น 1186.47 g/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.407 (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเป็น 979.66 g/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.374 (ที่ 50% Needle Valve)

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-5 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนสมมูลในภาพที่ 6-6 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ใน ตารางที่ 6-3

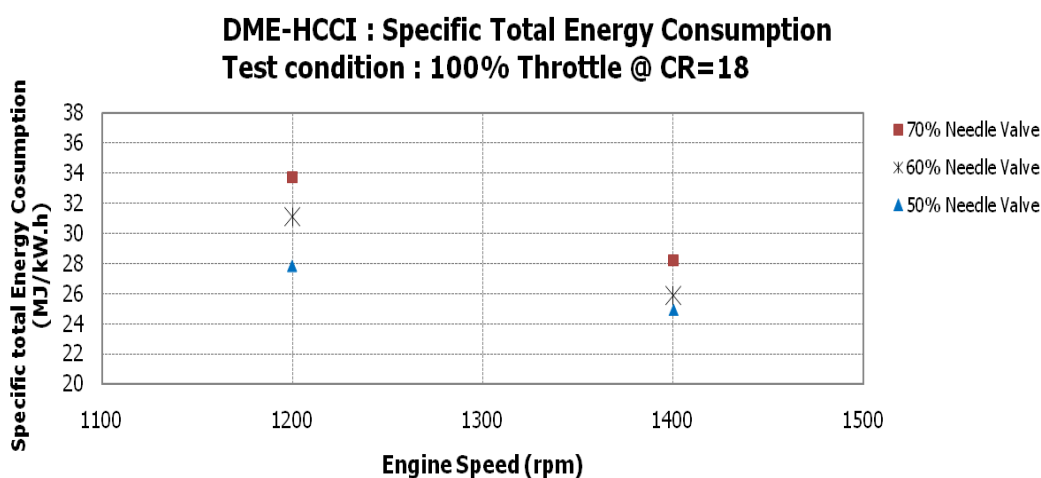
ตารางที่ 6-3 เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

CR	Needle	Speed (rpm)			
		1200		1400	
	Valve (%)	BSFC (g/kW.h)	$\Phi$	BSFC (g/kW.h)	$\Phi$
18	70	1186.47	0.407	992.94	0.363
	60	1094.63	0.395	910.57	0.356
	50	979.66	0.374	975.61	0.352

จากตารางที่ 6-3 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง โดยอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกนี้ จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยพบว่าเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดันเสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง อย่างไรก็ตามถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันด้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น

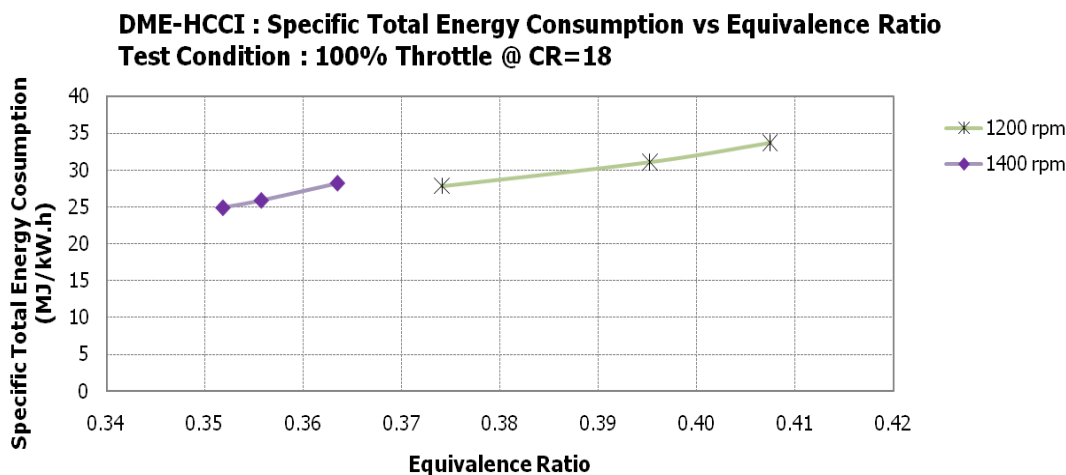
#### 6.1.4 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption Efficiency, stec)

ผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption Efficiency) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาวะสูงสุด เมื่อเปิดด้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 18 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-7 และ 6-8



ภาพที่ 6-7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วยรอบ ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-7 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง และที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง โดยค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยที่ 50% Needle จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำกว่าที่ 60% และ 70% Needle Valve ตามลำดับ โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดเป็น 33.73 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเป็น 24.89 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm (ที่ 50% Needle Valve)



ภาพที่ 6-8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-8 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เครื่องยนต์จะให้ค่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ใดๆ เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น เมื่อความเร็วรอบต่ำลง กล่าวคือ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดเป็น 28.23 MJ/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.363 (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเป็น 24.89 MJ/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.352 (ที่ 50% Needle Valve) และที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดเป็น 33.73 MJ/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.407 (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเป็น 27.85 MJ/kW.h ที่อัตราส่วนสมมูล 0.374 (ที่ 50% Needle Valve)

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วนรอบ ในภาพที่ 6-7 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนสมมูลในภาพที่ 6-8 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ใน ตารางที่ 6-4

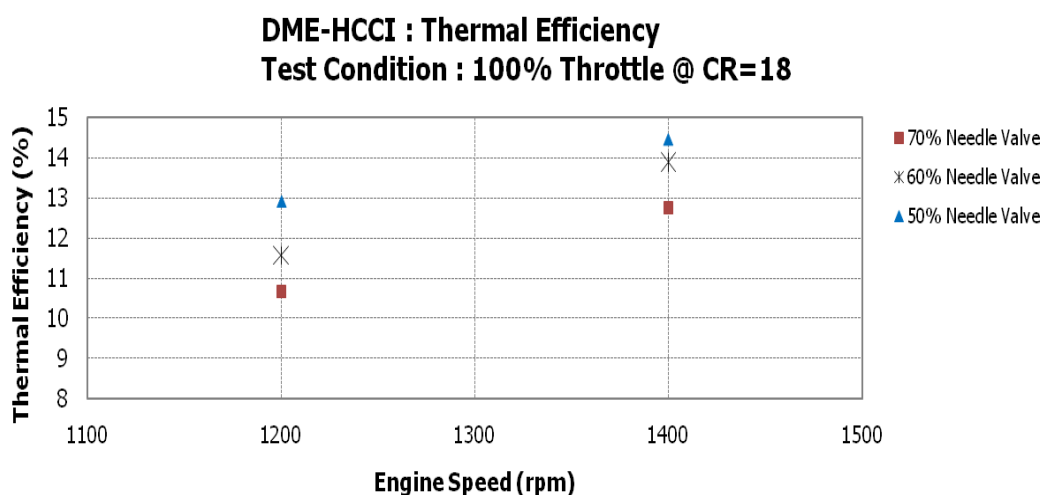
ตารางที่ 6-4 เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)			
		1200		1400	
		STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$	STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$
18	70	33.73	0.407	28.23	0.363
	60	31.12	0.395	25.89	0.356
	50	27.85	0.374	24.89	0.352

จากตารางที่ 6-4 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใด ๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง โดยอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะนี้ จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดันเสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ต่ำลง อย่างไรก็ตาม ถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น

### 6.1.5 ประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal Efficiency, $\eta_{th}$ )

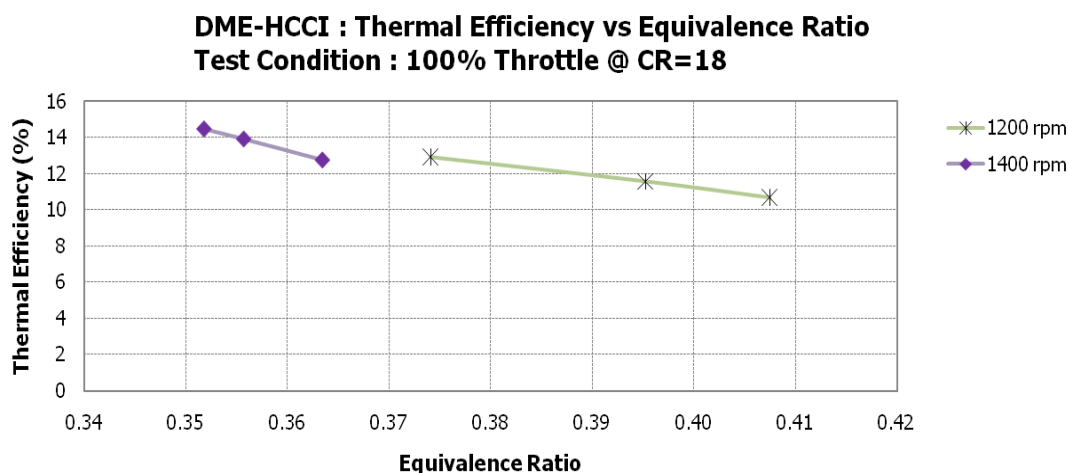
ผลของประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal Efficiency) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 18 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-9 และ 6-10



ภาพที่ 6-9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับความเร็วรอบที่ สภาวะคงตัว ภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-9 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น โดยค่าประสิทธิภาพทางความร้อน นี้จะแปรผกผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยที่ 50% Needle จะมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อน สูงกว่าที่ 60% และ 70% Needle Valve ตามลำดับ โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน สูงสุดเป็น 14.46% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำสุดเป็น 10.67 ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm (ที่ 70% Needle Valve)





ภาพที่ 6-10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับอัตราส่วนผสม  
 ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

จากภาพที่ 6-10 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ พบว่า เมื่อค่าอัตราส่วนผสม เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำลง กล่าวคือ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิด เบรก แก๊วสูงสุดเป็น 14.46% ที่อัตราส่วนผสม 0.352 (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าประสิทธิภาพ ทางความร้อน ต่ำสุดเป็น 12.75% ที่อัตราส่วนผสม 0.363 (ที่ 70% Needle Valve) และที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงสุดเป็น 12.93% ที่อัตราส่วนผสม 0.374 (ที่ 50% Needle Valve) และให้ ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำสุดเป็น 10.67% ที่อัตราส่วนผสม 0.407 (ที่ 70% Needle Valve)

จากการทดสอบ ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่า ประสิทธิภาพทาง ความร้อนกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-9 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพทางความร้อน กับอัตราส่วนผสมในภาพที่ 6-10 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-5

ตารางที่ 6-5 เปรียบเทียบผลของประสิทธิภาพทางความร้อนที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของประสิทธิภาพทางความร้อน กับอัตราส่วนผสมที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 18: 1

CR	Needle	Speed (rpm)			
	Valve	1200		1400	
	(%)	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$
18	70	10.67	0.407	12.75	0.363
	60	11.57	0.395	13.91	0.356
	50	12.93	0.374	14.46	0.352

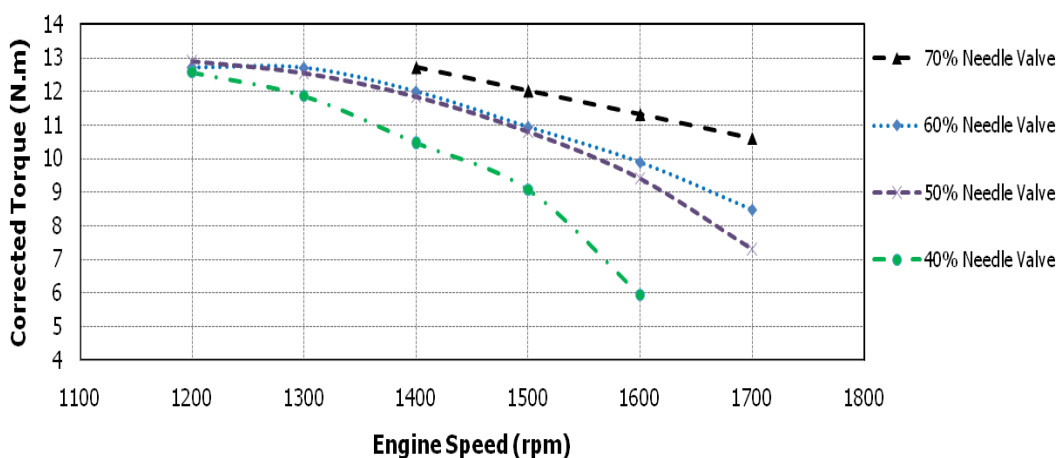
จากตารางที่ 6-5 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น โดยประสิทธิภาพทางความร้อน นี้ จะแปรผกผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve แสดงว่าเครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น เมื่อลดเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมลดลง และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดัน เสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น อย่างไรก็ตามถ้า จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำลง

## 6.2 ผลการทดสอบสมรรถนะที่อัตราส่วนการอัด 13.7

### 6.2.1 แรงบิดเบรกแก้ไข (Corrected Brake Torque, $T_b$ )

ผลของแรงบิดเบรกแก้ไข (Corrected Brake Torque) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาวะสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 13.7 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-11 และ 6-12

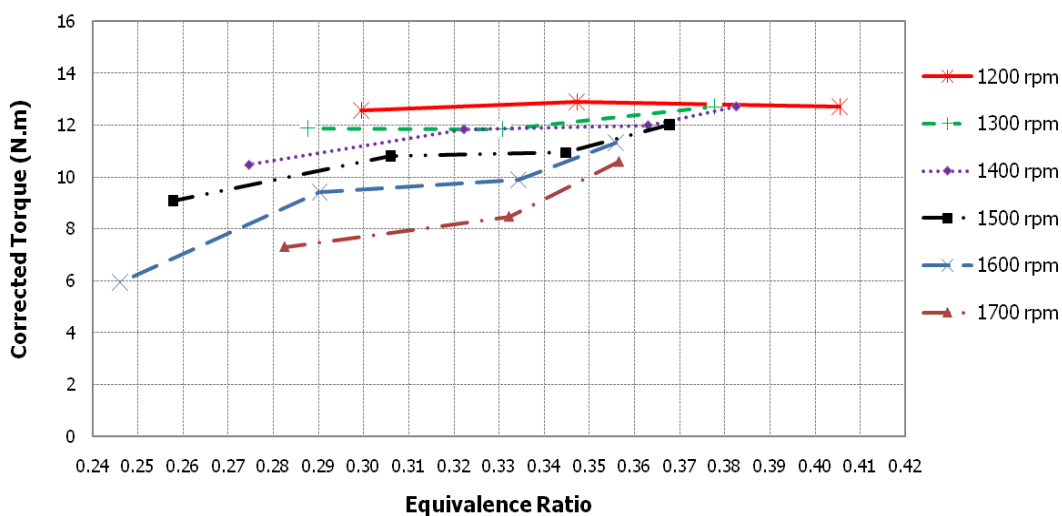
**DME-HCCI : Corrected Torque**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=13.7**



ภาพที่ 6-11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับความเร็วยวรอบ ที่ สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-11 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วยวรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลง และเมื่อพิจารณา ที่ความเร็วยวรอบ คงที่ใดๆ พบว่าค่าแรงบิดเบรกแก้ไขนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve กล่าวคือ ที่ 70% Needle Valve จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงกว่าที่ 60%, 50% และ 40% Needle ตามลำดับ โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเป็น 12.9 N.m ที่ความเร็วยวรอบ 1200 rpm (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำสุด 5.9 N.m ที่ความเร็วยวรอบ 1600 rpm (ที่ 40% Needle Valve)

**DME-HCCI : Corrected Torque vs Equivalence Ratio**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=13.7**



ภาพที่ 6-12 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก๊สกับอัตราส่วนสมมูล ที่สภาวะคงตัว  
 ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-12 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิด เบรก แก๊ส สูงขึ้น ยกเว้นความเร็วรอบที่ 1200 rpm เมื่ออัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้นจาก 0.30 เป็น 0.347 จะได้ค่าแรงบิด เบรก แก๊ส สูงขึ้นจาก 12.6 N.m เป็น 12.9 N.m ตามลำดับ และจะต่ำลงเมื่ออัตราส่วนสมมูลเพิ่มเป็น 0.405 ซึ่งมีค่าแรงบิด เบรก แก๊ส เป็น 12.7 N.m และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ใดๆ พบว่าที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.25-0.36 เมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่าแรงบิด เบรก แก๊ส สูงขึ้น และที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.36-0.4 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าแรงบิด เบรก แก๊ส เปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิด เบรก แก๊ส สูงสุดเป็น 12.9 N.m ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่อัตราส่วนสมมูล 0.347 และให้ค่าแรงบิด เบรก แก๊ส ต่ำสุดเป็น 5.9 N.m ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่อัตราส่วนสมมูล 0.246

จากการทดสอบ ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก๊สกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-11 และความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก๊สกับอัตราส่วนสมมูล ในภาพที่ 6-12 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-6

ตารางที่ 6-6 เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกแก้ไขที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		Corrected Torque (Nm)	Φ	Corrected Torque (Nm)	Φ	Corrected Torque (Nm)	Φ	Corrected Torque (Nm)	Φ	Corrected Torque (Nm)	Φ	Corrected Torque (Nm)	Φ
13.7	70	Δ	Δ	Δ	Δ	12.72	0.382	12.02	0.368	11.31	0.356	10.59	0.357
	60	12.71	0.405	12.7	0.378	12	0.363	10.94	0.345	9.89	0.334	8.48	0.332
	50	12.9	0.347	12.54	0.331	11.84	0.322	10.8	0.306	9.41	0.290	7.31	0.282
	40	12.57	0.299	11.87	0.288	10.48	0.275	9.08	0.258	5.94	0.246	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

Δ คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

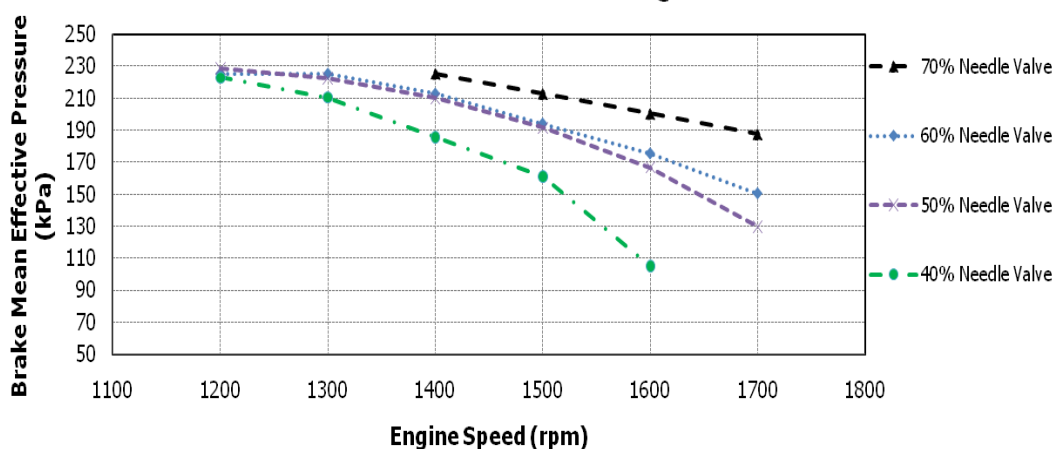
# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

จากตารางที่ 6-6 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น โดยแรงบิดเบรกแก้ไขนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve ซึ่งจะเห็นได้ว่าเมื่ออัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น พบว่าเครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น นอกจากนั้นพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1200 และ 1300 rpm การปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงจะไม่ส่งผลให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลง ที่ทุกร้อยละการเปิด Needle Valve สูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดันเสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลง และพบว่าหากค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่ เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขมีค่าต่ำลงเช่นเดียวกัน

## 6.2.2 ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (Brake Mean Effective Pressure, bmep)

ผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (Brake Mean Effective Pressure) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 13.7 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-13 และ 6-14

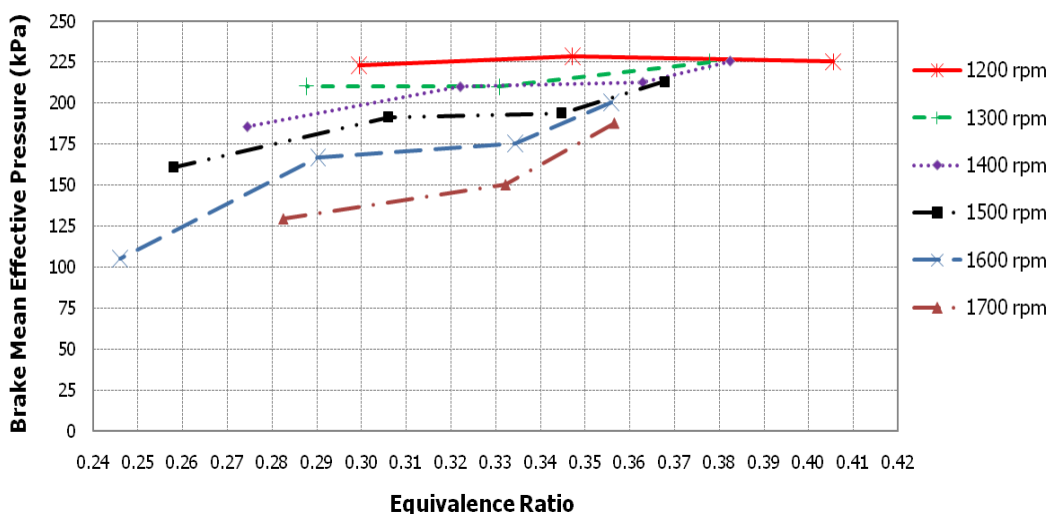
**DME-HCCI : Brake Mean Effective Pressure  
Test Condition : 100% Throttle @ CR=13.7**



ภาพที่ 6-13 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับความเร็วรอบ ที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-13 พบว่าที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก ต่ำลง และที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ ค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก นี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve กล่าวคือ ที่ 70% Needle Valve จะให้ค่า ความดัน ยังผลเฉลี่ยเบรก สูงกว่าที่ 60%, 50% และ 40% Needle ตามลำดับ โดยเครื่องยนต์จะให้ค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สูงสุดเป็น 228.6 kPa ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm (ที่ 50% Needle Valve) และให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก ต่ำสุด 105.2 kPa ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm (ที่ 40% Needle Valve) นอกจากนั้นเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่ใดๆ พบว่า ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm และ 1300 rpm ที่ 40%, 50% และ 60% Needle Valve และที่ทุกความเร็วรอบ ที่ 50% และ 60% Needle Valve พบว่าการปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงจะไม่ส่งผลให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก

**DME-HCCI : Brake Mean Effective Pressure vs Equivalence Ratio**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=13.7**



ภาพที่ 6-14 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนผสม  
 ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-14 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น ยกเว้นความเร็วรอบที่ 1200 rpm เมื่ออัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้นจาก 0.30 เป็น 0.347 จะได้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้นจาก 222.9 kPa เป็น 228.6 kPa ตามลำดับ และจะต่ำลงเมื่ออัตราส่วนผสมเพิ่มเป็น 0.405 ซึ่งมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเป็น 225.2 kPa และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนผสมคงที่ใดๆ พบว่าที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.25-0.36 เมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น ขณะที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.36-0.4 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่ง ผลให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงสุดเป็น 228.6 kPa ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.347 และให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำสุดเป็น 105.2 kPa ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.246

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-13 และความสัมพันธ์ระหว่างค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก กับอัตราส่วนผสมในภาพที่ 6-14 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-7

ตารางที่ 6-7 เปรียบเทียบผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$
13.7	70	$\Delta$	$\Delta$	$\Delta$	$\Delta$	225.42	0.382	212.98	0.368	200.51	0.356	187.75	0.357
	60	225.19	0.405	225.11	0.378	212.6	0.363	193.9	0.345	175.27	0.334	150.3	0.332
	50	228.61	0.347	222.35	0.331	209.91	0.322	191.48	0.306	166.76	0.290	129.55	0.282
	40	222.87	0.299	210.4	0.288	185.74	0.275	160.91	0.258	105.21	0.246	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

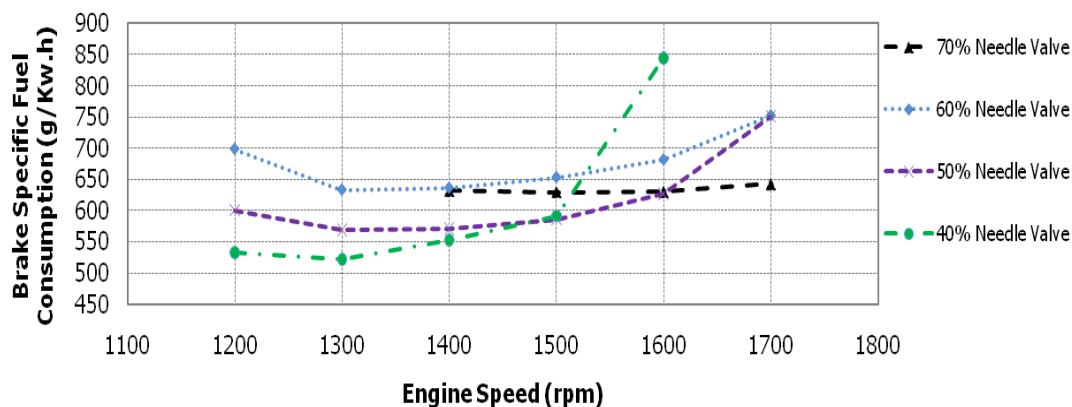
จากตารางที่ 6-7 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น โดยความดันยังผลเฉลี่ยเบรกนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve เห็นได้ว่าเมื่ออัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น พบว่าเครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น นอกจากนั้นพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1200 และ 1300 rpm การปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงจะไม่ส่งผลให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำลง ที่ทุกร้อยละการเปิด Needle Valve สูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดัน เสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก ต่ำลง และพบว่าหากค่า อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรกมีค่าต่ำลงเช่นเดียวกัน



### 6.2.3 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)

ผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาวะสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70% Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 13.7 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-15 และ 6-16

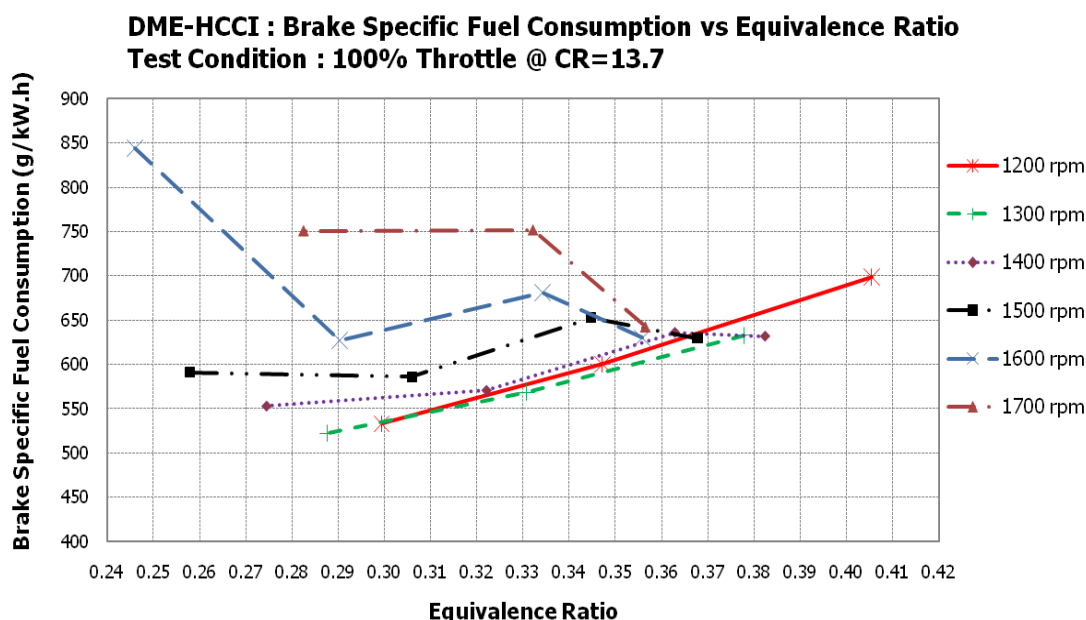
#### DME-HCCI : Brake Specific Fuel Consumption Test Condition : 100% Throttle @ CR=13.7



ภาพที่ 6-15 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วยรอบที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-15 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ ที่ร้อยละการเปิด 40%, 50% และ 60% Needle Valve เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง จนกระทั่งความเร็วรอบสูงกว่าที่ 1300 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น และที่ร้อยละการเปิด 70% Needle Valve พบว่า ความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกปรับเปลี่ยนมากนัก นอกจากนั้นที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่ใดๆ ที่ความเร็วรอบที่ 1200 และ 1300 rpm เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น แต่ที่ความเร็วรอบที่ 1400 และ 1500 rpm พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิง จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยที่ 40% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 50% Needle Valve และที่ 60% Needle Valve

มีค่าใกล้เคียงกับ 70% Needle Valve และพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่ร้อยละการเปิด 50%, 60% และ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรก ไม่แตกต่างกันมากนัก โดยเฉพาะที่ 50% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 70% Needle Valve แต่ที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรกสูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้พบว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm ที่ร้อยละการเปิด 50% และ 60% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรก ไม่แตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงสุดเป็น 844.5 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm (ที่ 40% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเป็น 522.1 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm (ที่ 40% Needle Valve)



ภาพที่ 6-16 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก กับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-16 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น แต่ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 1700 rpm เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ 0.33 และที่ความเร็วรอบ 1500 rpm เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ 0.34 พบว่า เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ใดๆ พบว่า ที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.25-0.36 เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ ค่าอัตราการ

สิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น ขณะที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.36-0.37 นั้น พบว่า ความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงสุดเป็น 844.5 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.246 และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเป็น 522.1 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.288

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-15 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนผสม ในภาพที่ 6-16 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-8

ตารางที่ 6-8 เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนผสมที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		BSFC (g/kW.h)	Φ	BSFC (g/kW.h)	Φ	BSFC (g/kW.h)	Φ	BSFC (g/kW.h)	Φ	BSFC (g/kW.h)	Φ	BSFC (g/kW.h)	Φ
13.7	70	Δ	Δ	Δ	Δ	631.56	0.382	629.45	0.368	629.85	0.356	642.4	0.357
	60	698.35	0.405	632.86	0.378	635.82	0.363	652.75	0.345	681.39	0.334	751.85	0.332
	50	600.17	0.347	568.59	0.331	570.49	0.322	585.91	0.306	627.25	0.290	750.84	0.282
	40	532.85	0.299	522.1	0.288	552.77	0.275	591.06	0.258	844.45	0.246	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

Δ คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

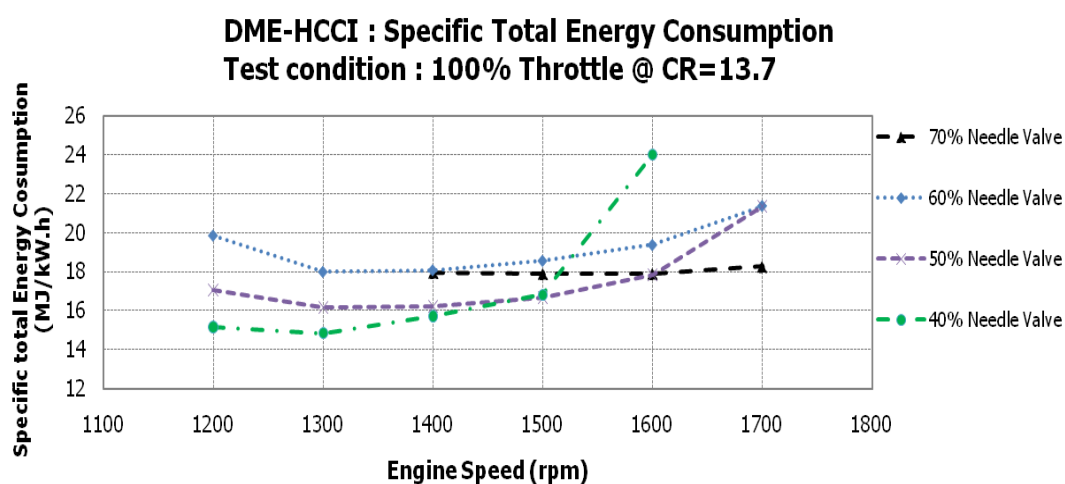
# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

จากตารางที่ 6-8 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง โดยอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกนี้ จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยพบว่าเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้น ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบ

เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคสูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณา อุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิด แรงดันเสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรคต่ำลง อย่างไรก็ตามถ้า จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้าน การอัด ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคสูงขึ้น และพบว่าหากค่า อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้า เกินไป จนส่วนใหญ่ เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้น เปลืองเชื้อเพลิง จำเพาะเบรคสูงขึ้นเช่นเดียวกัน

#### 6.2.4 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption Efficiency, stec)

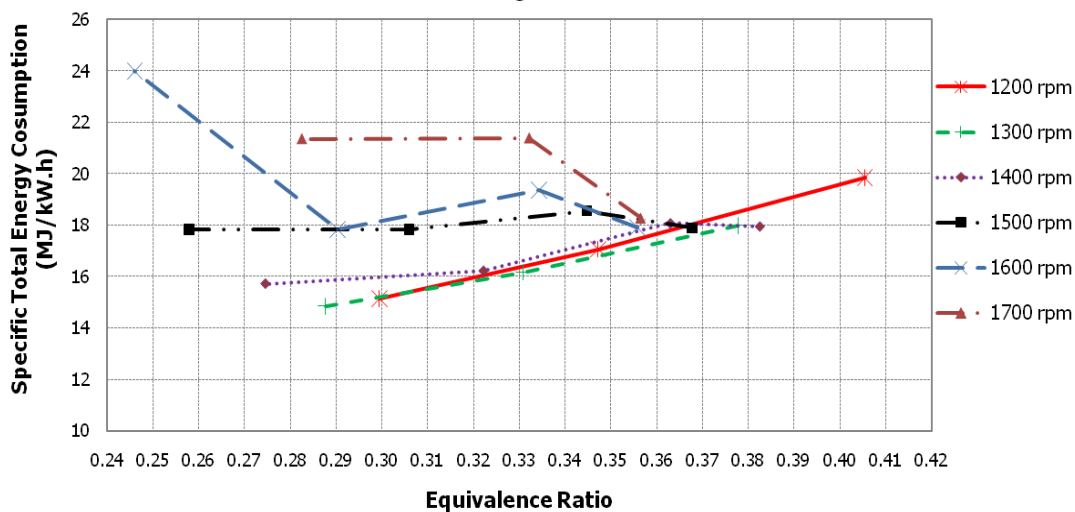
ผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption Efficiency) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิด ลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่าย ให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 13.7 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-17 และ 6-18



ภาพที่ 6-17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ กับความเร็วรอบ ที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-17 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ ที่ร้อยละการเปิด 40%, 50% และ 60% Needle Valve เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง จนกระทั่งความเร็วรอบสูงกว่าที่ 1300 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น และที่ร้อยละการเปิด 70% Needle Valve พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะปรับเพิ่มขึ้นมากนัก นอกจากนี้ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่ใดๆ ที่ความเร็วรอบที่ 1200 และ 1300 rpm เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น แต่ที่ความเร็วรอบที่ 1400 และ 1500 rpm พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิง จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยที่ 40% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 50% Needle Valve และที่ 60% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 70% Needle Valve และพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่ร้อยละการเปิด 50%, 60% และ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะไม่แตกต่างกันมากนัก โดยเฉพาะที่ 50% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 70% Needle Valve แต่ที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้พบว่า ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่ร้อยละการเปิด 50% และ 60% Needle Valve เครื่องยนต์ จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะไม่แตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดเป็น 24.01 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm (ที่ 40% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเป็น 14.84 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm (ที่ 40% Needle Valve)

**DME-HCCI : Specific Total Energy Consumption vs Equivalence Ratio**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=13.7**



ภาพที่ 6-18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับ อัตราส่วนผสมที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุดที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-18 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น แต่ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 1700 rpm เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ 0.33 และที่ความเร็วรอบ 1500 rpm เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ 0.34 พบว่า เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนผสมคงที่ใดๆ พบว่า ที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.25-0.36 เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น ขณะที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.36-0.37 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดเป็น 24.01 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.246 และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเป็น 14.84 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.288

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วยรอบ ในภาพที่ 6-17 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนผสมในภาพที่ 6-18 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ใน ตารางที่ 6-9

ตารางที่ 6-9 เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของ อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับ อัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$	STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$	STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$	STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$	STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$	STEC (MJ/kW.h)	$\Phi$
13.7	70	$\Delta$	$\Delta$	$\Delta$	$\Delta$	17.96	0.382	17.9	0.368	17.91	0.356	18.26	0.357
	60	19.85	0.405	17.99	0.378	18.08	0.363	18.56	0.345	19.37	0.334	21.38	0.332
	50	17.06	0.347	16.17	0.331	16.22	0.322	16.66	0.306	17.83	0.290	21.35	0.282
	40	15.15	0.299	14.84	0.288	15.72	0.275	16.8	0.258	24.01	0.246	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

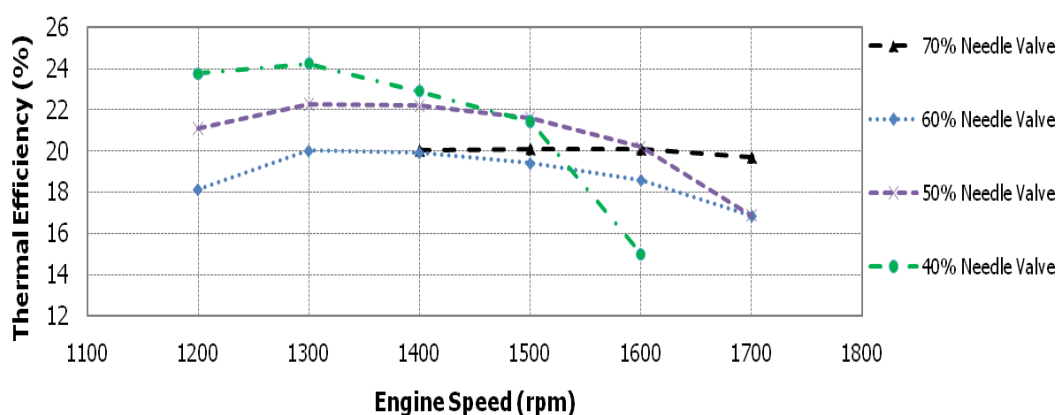
# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

จากตารางที่ 6-9 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง โดยอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะนี้ จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยพบว่าเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น ยกเว้นที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดันเสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง อย่างไรก็ตามถ้า จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น และพบว่าหากค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่ เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้นเช่นเดียวกัน

### 6.2.5 ประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal Efficiency, $\eta_{th}$ )

ผลของประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal Efficiency) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 13.7 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-19 และ 6-20

**DME-HCCI : Thermal Efficiency**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=13.7**

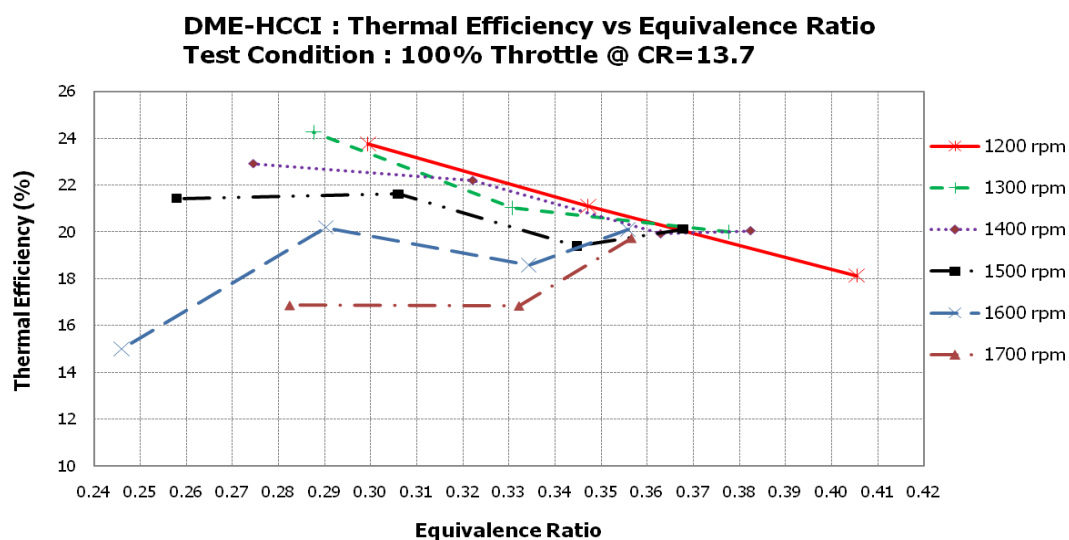


ภาพที่ 6-19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับความเร็วรอบที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-19 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ ที่ร้อยละการเปิด 40%, 50% และ 60% Needle Valve เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น จนกระทั่งความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงกว่าที่ 1300 rpm เครื่องยนต์จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำลง และที่ร้อยละการเปิด 70% Needle Valve พบว่า ความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน เปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก นอกจากนั้นที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่ ใดๆ ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 1200 และ 1300 rpm เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น แต่ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 1400 และ 1500 rpm พบว่าเมื่อลดปริมาณเชื้อเพลิง จะไม่ส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยที่ 40% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 50% Needle Valve และที่ 60% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 70% Needle Valve และพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่ร้อยละการเปิด 50%, 60% และ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ไม่แตกต่างกันมาก



นัก โดยเฉพาะที่ 50% Needle Valve มีค่าใกล้เคียงกับ 70% Needle Valve แต่ที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ลดลงอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้พบว่า ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่ร้อยละการเปิด 50% และ 60% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ไม่แตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงสุดเป็น 24.3% ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm (ที่ 40% Needle Valve) และให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำสุดเป็น 15% ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm (ที่ 40% Needle Valve)



ภาพที่ 6-20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับอัตราส่วนผสม

ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

จากภาพที่ 6-20 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำลง แต่ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 1700 rpm เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ 0.33 และที่ความเร็วรอบ 1500 rpm เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ 0.34 พบว่า เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนผสมคงที่ใดๆ พบว่า ที่อัตราส่วนผสมผสมใน ช่วง 0.25-0.36 เมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น ขณะที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.36-0.37 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดเป็น 24.3% ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.288 และให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำสุดเป็น 15% ที่ความเร็วรอบ 1600 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.246

จากการทดสอบ ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนกับความเร็วยรอบ ในภาพที่ 6-19 และความสัมพันธ์ระหว่างค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนกับอัตราส่วนสมมูลในภาพที่ 6-20 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-10

ตารางที่ 6-10 เปรียบเทียบผลของ ประสิทธิภาพทางความร้อน ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ ความเร็วยรอบต่างๆ และผลของ ประสิทธิภาพทางความร้อน กับอัตราส่วนสมมูลที่ สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 13.7: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$
13.7	70	$\Delta$	$\Delta$	$\Delta$	$\Delta$	20.05	0.382	20.12	0.368	20.1	0.356	19.71	0.357
	60	18.13	0.405	20.01	0.378	19.92	0.363	19.4	0.345	18.54	0.334	16.84	0.332
	50	21.1	0.347	22.27	0.331	22.2	0.322	21.61	0.306	20.19	0.290	16.86	0.282
	40	23.76	0.299	24.25	0.288	22.91	0.275	21.42	0.258	15	0.246	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วยรอบไม่ได้

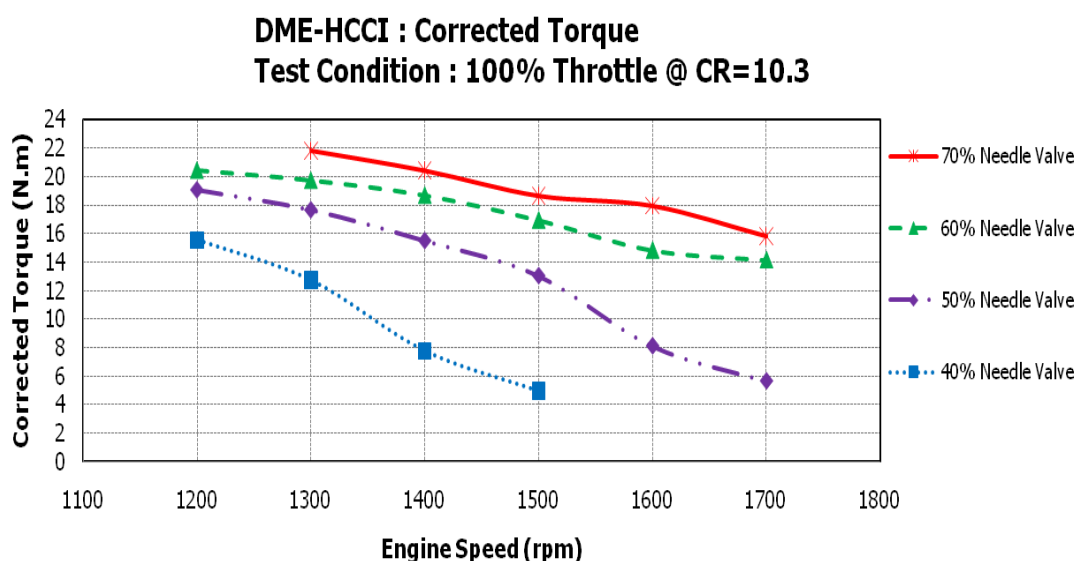
จากตารางที่ 6-10 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วยรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น โดยค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน นี้จะแปรผันตามสัดส่วน ร้อยละการเปิด Needle Valve โดยพบว่าเครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น แต่ที่ความเร็วยรอบที่ 1500 rpm พบว่า ปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงจะไม่ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก ยกเว้นที่ความเร็วยรอบ 1600 rpm ที่ 40% Needle Valve และที่ความเร็วยรอบ 1700 rpm ที่ 50% และ 60% Needle Valve เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ลดลง เมื่อความเร็วยรอบมากกว่า 1300 rpm นอกจากนี้พบว่าที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.36-0.37 นั้น ความเร็วยรอบของเครื่องยนต์ จะไม่ส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน เปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเมื่อพิจารณา อุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิด แรงดันเสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น

อย่างไรก็ตามถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันด้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำลง และพบว่าหากค่า อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่ เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำลงเช่นเดียวกัน

### 6.3 ผลการทดสอบสมรรถนะที่อัตราส่วนการอัด 10.3

#### 6.3.1 แรงบิดเบรกแก้ไข (Corrected Brake Torque, $T_b$ )

ผลของแรงบิดเบรกแก้ไข (Corrected Brake Torque) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็ม ชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 10.3 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-21 และ 6-22



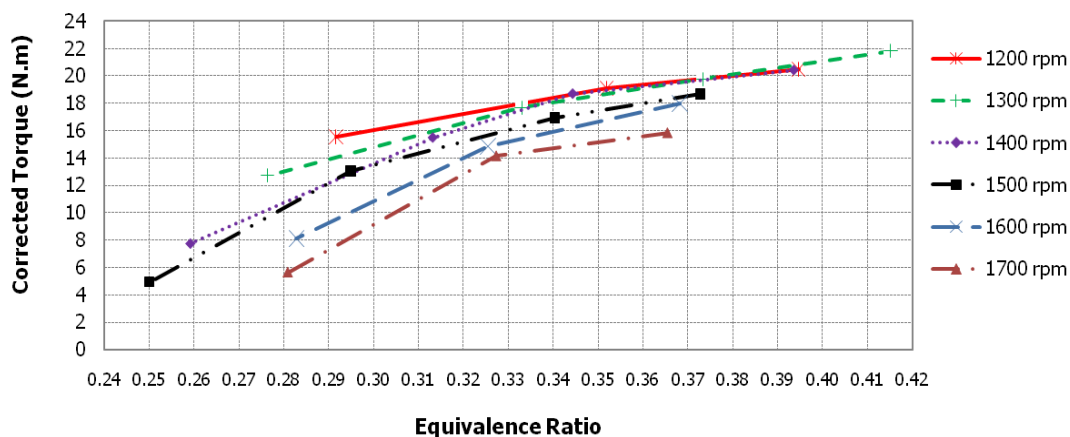
ภาพที่ 6-21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับความเร็วยรอบที่สภาวะคงตัว

ภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-21พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลง และที่ความเร็วรอบ คงที่ใดๆ พบว่า ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยที่ 70% Needle จะมีค่า

แรงบิดเบรกแก้ไข สูงกว่าที่ 60%, 50% และ 40% Needle ตามลำดับ กล่าวคือ เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเป็น 21.8 N.m ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำสุด 5 N.m ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm (ที่ 40% Needle Valve)

**DME-HCCI : Corrected Torque vs Equivalence Ratio**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=10.3**



ภาพที่ 6-22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-22 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ ใดๆ ที่ความเร็วรอบ 1500, 1600 และ 1700 rpm เมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขเพิ่มขึ้น ส่วนที่ความเร็วรอบ 1200, 1300 และ 1400 rpm พบว่าที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.26-0.34 เมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น ขณะที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.34-0.4 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก กล่าวคือ เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเป็น 21.8 N.m ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ที่อัตราส่วนสมมูล 0.415 และให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำสุดเป็น 5 N.m ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ที่อัตราส่วนสมมูล 0.25

จากการทดสอบ ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-21 และความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูล ในภาพที่ 6-22 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-11

ตารางที่ 6-11 เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกแก้ไขที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบ  
ต่างๆ และผลของแรงบิดเบรกแก้ไขกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่  
อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		Corrected Torque (Nm)	$\Phi$	Corrected Torque (Nm)	$\Phi$	Corrected Torque (Nm)	$\Phi$	Corrected Torque (Nm)	$\Phi$	Corrected Torque (Nm)	$\Phi$	Corrected Torque (Nm)	$\Phi$
10.3	70	$\Delta$	$\Delta$	21.83	0.415	20.43	0.394	18.66	0.373	17.96	0.368	15.84	0.366
	60	20.48	0.395	19.77	0.373	18.71	0.344	16.95	0.340	14.84	0.325	14.15	0.327
	50	19.08	0.352	17.67	0.333	15.51	0.313	13.04	0.295	8.11	0.283	5.64	0.281
	40	15.55	0.292	12.73	0.276	7.77	0.259	4.95	0.250	#	#	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

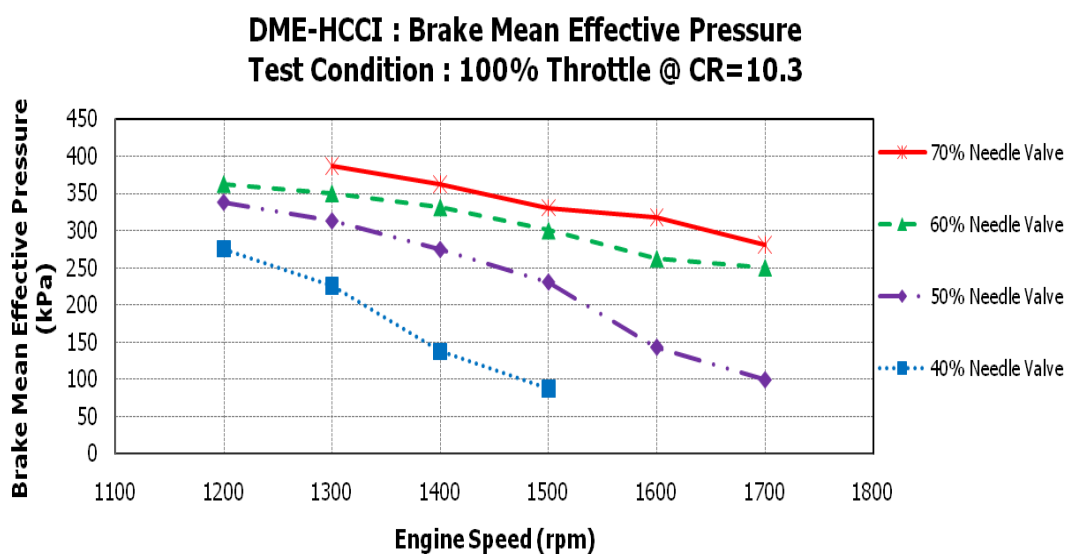
$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

จากตารางที่ 6-11 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น โดยแรงบิดเบรกแก้ไขนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve เห็นได้ว่าเมื่ออัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น พบว่าเครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลง ที่ทุกร้อยละการเปิด Needle Valve โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดัน เสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์ มีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงขึ้น อย่างไรก็ตามถ้า จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลง และพบว่าหากค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้า ากเกินไป จนส่วนใหญ่เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกแก้ไขต่ำลงเช่นเดียวกัน

### 6.3.2 ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (Brake Mean Effective Pressure, bmep)

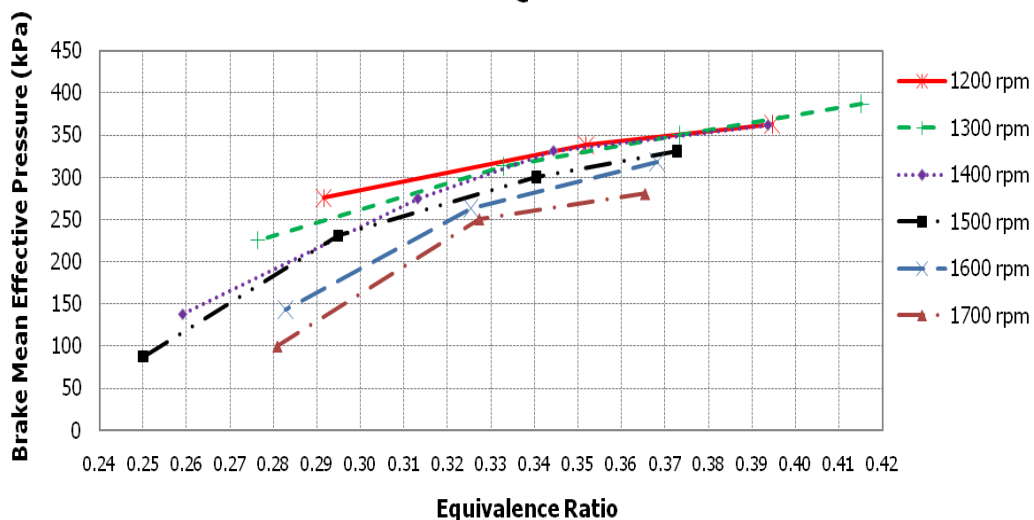
ผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (Brake Mean Effective Pressure) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 10.3 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-23 และ 6-24



ภาพที่ 6-23 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับความเร็วน้ำมัน  
ที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-23 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำลง และที่ความเร็วรอบเดียวกันเมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงที่ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงสุด โดยค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยที่ 70% Needle Valve จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สูงกว่าที่ 60%, 50% และ 40% Needle ตามลำดับ กล่าวคือ เครื่องยนต์จะให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงสุดเป็น 387 kPa ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm (ที่ 70% Needle Valve) และให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำสุด 87.7 kPa ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm (ที่ 40% Needle Valve)

**DME-HCCI : Brake Mean Effective Pressure vs Equivalence Ratio**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=10.3**



ภาพที่ 6-24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนผสม  
 ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-24 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนผสมคงที่ใดๆ ที่ความเร็วรอบ 1500, 1600 และ 1700 rpm พบว่าเมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ย เบรกสูงขึ้น ส่วนที่ความเร็วรอบ 1200, 1300 และ 1400 rpm พบว่าที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.26-0.34 เมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น ขณะที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.34-0.4 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก เปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สูงสุดเป็น 387 kPa ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.415 และให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก ต่ำสุดเป็น 87.7 kPa ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.25

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-23 และความสัมพันธ์ระหว่างค่า ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก กับอัตราส่วนผสมในภาพที่ 6-24 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-12

ตารางที่ 6-12 เปรียบเทียบผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$	BMEP (kPa)	$\Phi$
10.3	70	$\Delta$	$\Delta$	386.96	0.415	362.16	0.394	330.81	0.373	318.35	0.368	280.75	0.366
	60	362.95	0.395	350.38	0.373	331.63	0.344	300.49	0.340	262.97	0.325	250.79	0.327
	50	338.2	0.352	313.26	0.333	274.91	0.313	231.14	0.295	143.69	0.283	99.97	0.281
	40	275.65	0.292	225.55	0.276	137.78	0.259	87.73	0.250	#	#	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

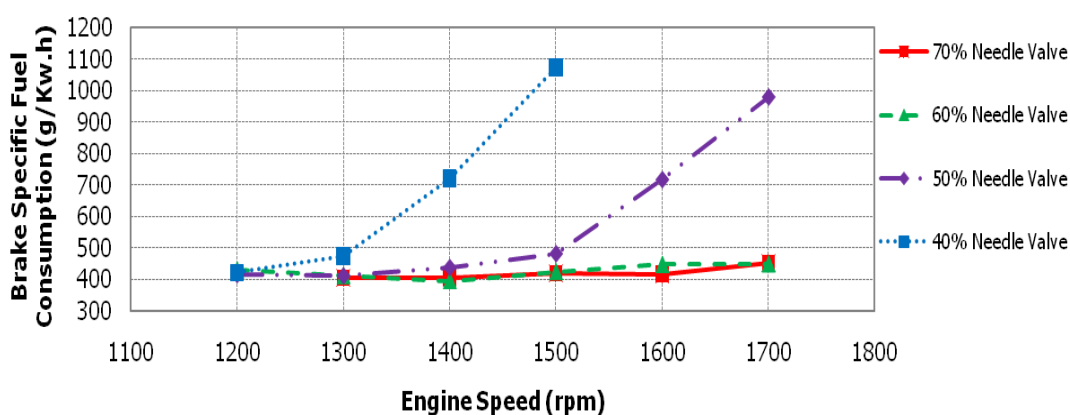
จากตารางที่ 6-12 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น โดยความดันยังผลเฉลี่ยเบรกนี้จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve เห็นได้ว่าเมื่ออัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น พบว่าเครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ พบว่าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำลง ที่ทุกร้อยละการเปิด Needle Valve โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดัน เสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สูงขึ้น อย่างไรก็ตามถ้า จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำลง และพบว่าหากค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่ เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำลงเช่นเดียวกัน



### 6.3.3 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)

ผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิ ดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 10.3 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-25 และ 6-26

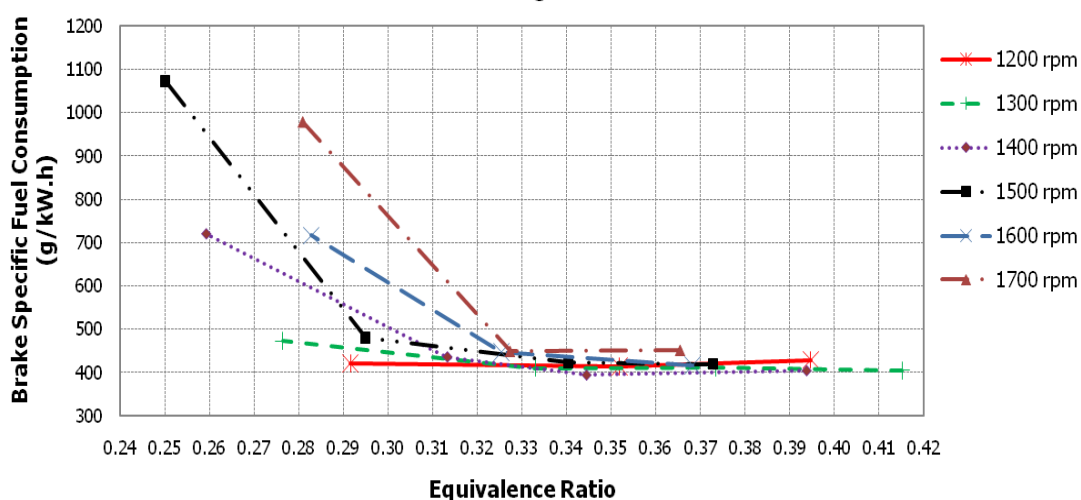
**DME-HCCI : Brake Specific Fuel Consumption**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=10.3**



ภาพที่ 6-25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วยรอบที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-25 พบว่า ที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ ที่ร้อยละการเปิด 60% และ 70% Needle Valve ความเร็วยรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก แต่ที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve ที่ความเร็วยรอบ 1400 และ 1500 rpm และที่ร้อยละการเปิด 50% Needle Valve ที่ความเร็วยรอบ 1600 และ 1700 rpm เมื่อความเร็วยรอบเพิ่มขึ้น จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัด โดยเครื่องยนต์จะ ให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงสุดเป็น 1072.5 g/kW.h ที่ความเร็วยรอบ 1500 rpm (ที่ 40% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเป็น 395 g/kW.h ที่ความเร็วยรอบ 1400 rpm (ที่ 60% Needle Valve) สามารถพิจารณาได้ว่า การเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มภาระของเครื่องยนต์ HCCI นี้ จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกปรับเพิ่มขึ้นมากนัก

**DME-HCCI : Brake Specific Fuel Consumption vs Equivalence Ratio**  
**Test Condition : 100% Throttle @ CR=10.3**



ภาพที่ 6-26 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก กับอัตราส่วนผสมที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-26 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกด้อยลง อย่างไรก็ตามพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm อัตราส่วนผสมจะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนผสมคงที่ใดๆ พบว่าที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.25-0.33 เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น ขณะที่อัตราส่วนผสม ในช่วง 0.33-0.4 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงสุดเป็น 1072.5 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.25 และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกด้อยที่สุดเป็น 395 g/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่อัตราส่วนผสม 0.344

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-25 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับอัตราส่วนผสม ในภาพที่ 6-26 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-13

ตารางที่ 6-13 เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ที่สภาวะคงตัว  
 ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ  
 เบรกกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุดที่อัตราส่วนการอัดของ  
 เครื่องยนต์ 10.3: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		BSFC (g/kW.h)	$\Phi$	BSFC (g/kW.h)	$\Phi$	BSFC (g/kW.h)	$\Phi$	BSFC (g/kW.h)	$\Phi$	BSFC (g/kW.h)	$\Phi$	BSFC (g/kW.h)	$\Phi$
10.3	70	$\Delta$	$\Delta$	404.92	0.415	405.08	0.394	419.42	0.373	416.12	0.368	451.38	0.366
	60	429.31	0.395	411.51	0.373	394.97	0.344	423.77	0.340	447.33	0.325	448.99	0.327
	50	414.21	0.352	410.25	0.333	436.6	0.313	480.68	0.295	716.27	0.283	978.87	0.281
	40	421.07	0.292	472.93	0.276	720.25	0.259	1025.51	0.250	#	#	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

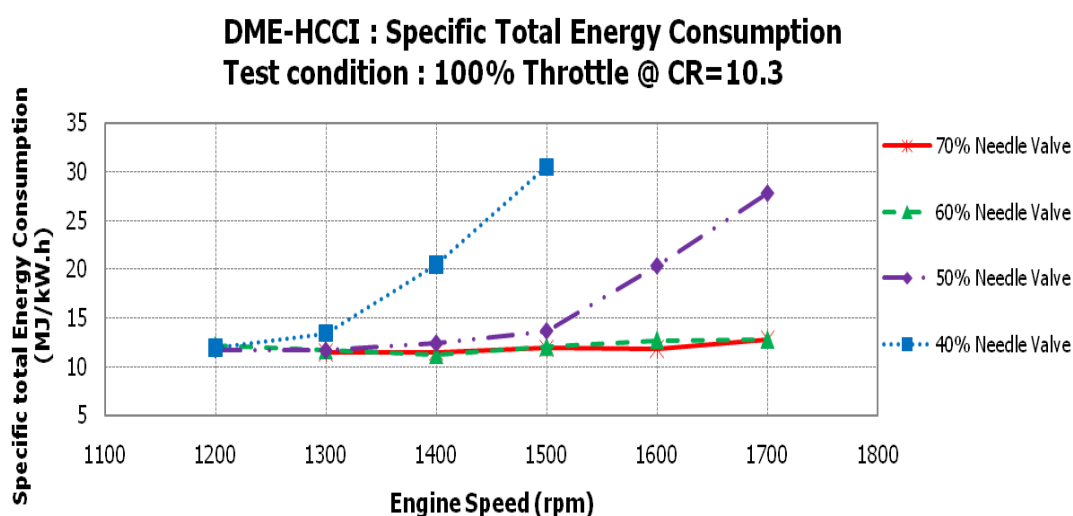
# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

จากตารางที่ 6-13 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น โดยอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคนี้ จะแปรผกผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลลดลง ซึ่งจะเห็นได้ชัดเจนที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1500 rpm และที่ร้อยละการเปิด 50% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 1700 rpm และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกสูงขึ้น แต่การเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มภาระของเครื่องยนต์ HCCI นี้ขึ้นอีก จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ เบรกปรับเพิ่มขึ้นมากนัก ดังเห็นได้จากที่ร้อยละการเปิด 60% และ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกไม่เปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนักที่ทุกความเร็วรอบ โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดัน เสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลง อย่างไรก็ตามถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้

เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค สูงขึ้น และพบว่าหากค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิด เกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่ เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคสูงขึ้นเช่นเดียวกัน

### 6.3.4 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption Efficiency, stec)

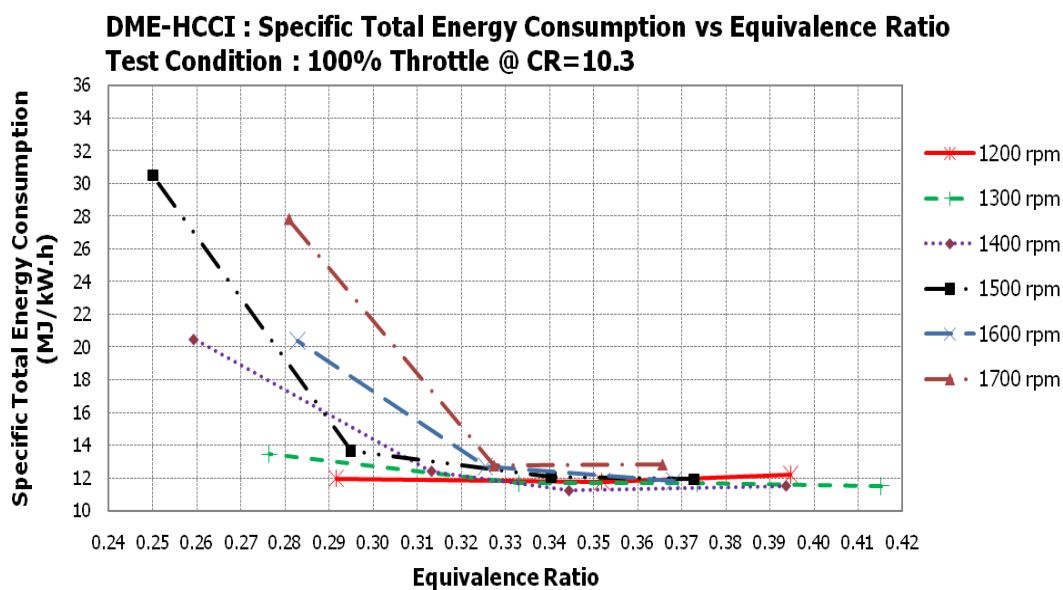
ผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption Efficiency) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับการเปิดวาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 10.3 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 8-27 และ 8-28



ภาพที่ 6-27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ กับความเร็วรอบที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-27 พบว่าที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ ที่ร้อยละการเปิด 60% และ 70% Needle Valve ความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก แต่ที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1500 rpm และที่ร้อยละการเปิด 50% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 1700 rpm เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

สูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัด โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดเป็น 30.5 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm (ที่ 40% Needle Valve) และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเป็น 11.2 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm (ที่ 60% Needle Valve) สามารถพิจารณาได้ว่า การเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มภาระของเครื่องยนต์ HCCI นี้ จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะปรับเปลี่ยนขึ้นมากนัก



ภาพที่ 6-28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ กับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-28 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง อย่างไรก็ตามพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm อัตราส่วนสมมูลจะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ใดๆ พบว่าที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.25-0.33 เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเพิ่มขึ้น ขณะที่อัตราส่วนสมมูลในช่วง 0.33-0.4 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดเป็น 30.49 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ที่อัตราส่วนสมมูล 0.25 และให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเป็น 11.2 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่อัตราส่วนสมมูล 0.344

จากการทดสอบที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วยรอบ ในภาพที่ 6-27 และความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนสมมูล ในภาพที่ 6-28 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ใน ตารางที่ 6-14

ตารางที่ 6-14 เปรียบเทียบผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะคงตัว

ภาวะสูงสุดที่ความเร็วยรอบต่างๆ และผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับอัตราส่วนสมมูลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		STEC (MJ/kW.h)	Φ	STEC (MJ/kW.h)	Φ	STEC (MJ/kW.h)	Φ	STEC (MJ/kW.h)	Φ	STEC (MJ/kW.h)	Φ	STEC (MJ/kW.h)	Φ
10.3	70	Δ	Δ	11.51	0.415	11.52	0.394	11.92	0.373	11.83	0.368	12.83	0.366
	60	12.21	0.395	11.7	0.373	11.23	0.344	12.05	0.340	12.72	0.325	12.76	0.327
	50	11.78	0.352	11.66	0.333	12.41	0.313	13.67	0.295	20.36	0.283	27.83	0.281
	40	11.97	0.292	13.45	0.276	20.48	0.259	30.49	0.250	#	#	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

Δ คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วยรอบไม่ได้

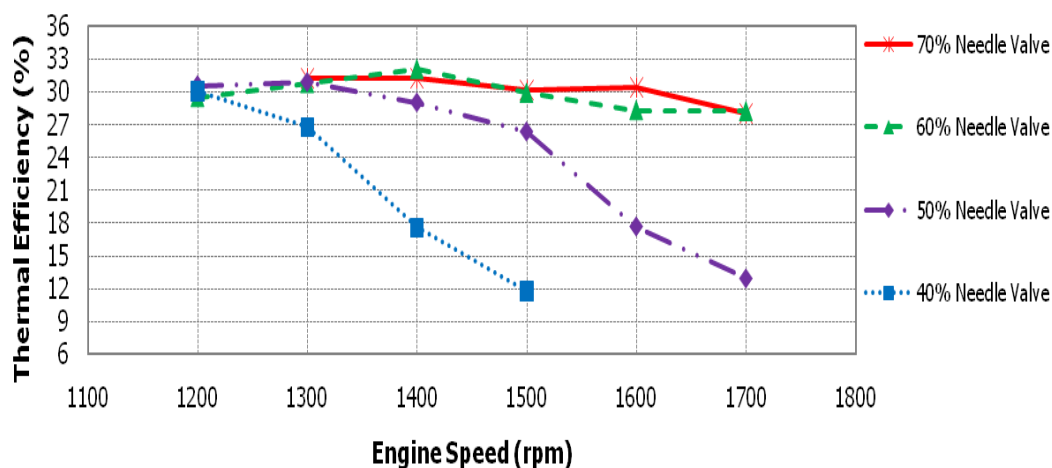
จากตารางที่ 6-14 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วยรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงลดลง เครื่องยนต์จะมีค่าอัตรา การสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น โดยอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะนี้ จะแปรผกผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนสมมูลลดลง ซึ่งจะเห็นได้ชัดเจนที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve ที่ความเร็วยรอบ 1400 และ 1500 rpm และที่ร้อยละการเปิด 50% Needle Valve ที่ความเร็วยรอบ 1600 และ 1700 rpm และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น เมื่อความเร็วยรอบเพิ่มขึ้น และเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มภาระของเครื่องยนต์ HCCI นี้ขึ้นอีก จะไม่ส่งผลให้ค่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ปรับเพิ่มขึ้นมากนัก ดังเห็นได้จากที่ร้อยละการเปิด 60% และ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะไม่เปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนักที่ทุกความเร็วยรอบ โดยเมื่อ

พิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิด แรงดัน เสริมจังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลือง พลังงานรวมจำเพาะ ต่ำลง อย่างไรก็ตามถ้า จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้ เกิดแรงดันต้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ สูงขึ้น และพบว่าหากค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิด เกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่ เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าอัตราการสิ้นเปลือง พลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้นเช่นเดียวกัน

### 6.3.5 ประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal Efficiency, $\eta_{th}$ )

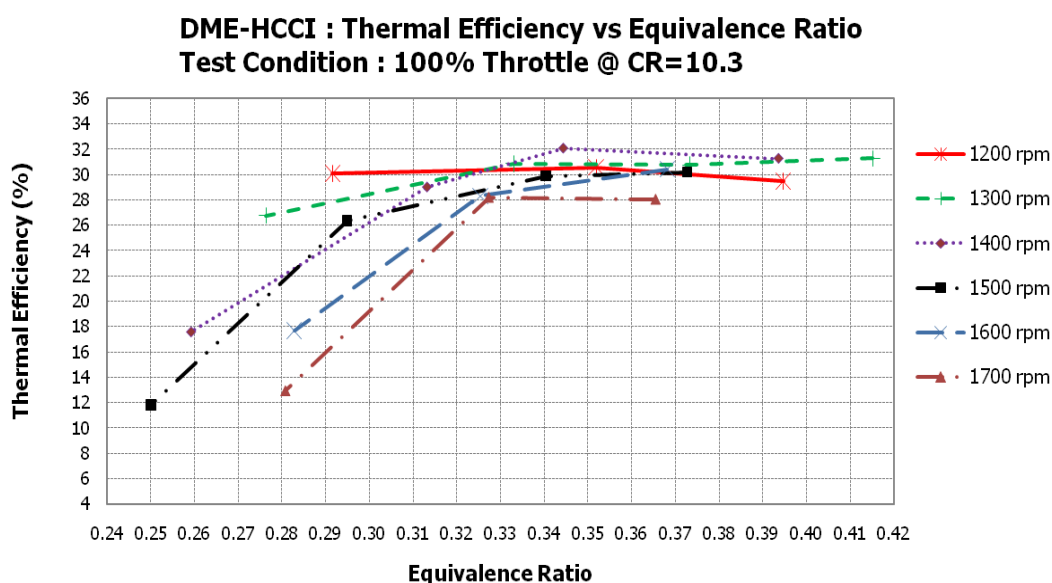
ผลของประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal Efficiency) ของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง ที่สภาวะคงตัวที่ภาระสูงสุด เมื่อเปิดลิ้นปีกผีเสื้อกว้างสุด (WOT) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ซึ่งควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จากการปรับ การเปิด วาล์วเข็มชนิดปรับละเอียดที่ 40%, 50%, 60% และ 70 % Needle Valve เมื่อใช้อัตราส่วนการอัด ของเครื่องยนต์ที่ 10.3 ดังแสดงไว้ในภาพที่ 6-29 และ 6-30

**DME-HCCI : Thermal Efficiency  
Test Condition : 100% Throttle @ CR=10.3**



ภาพที่ 6-29 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับความเร็วรอบ ที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-29 พบว่าที่ค่าการปรับตำแหน่ง Needle Valve คงที่ใดๆ ที่ร้อยละการเปิด 60% และ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ใกล้เคียงกันที่ทุก ความเร็วรอบ แต่ที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1300, 1400 และ 1500 rpm และที่ร้อยละการเปิด 50% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1500, 1600 และ 1700 rpm เมื่อ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น พบว่าค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด โดยเครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน สูงสุดเป็น 32% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm (ที่ 60% Needle Valve) และให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำสุดเป็น 11.8% ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm (ที่ 40% Needle Valve) สามารถพิจารณาได้ว่า การเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่ม ภาระของเครื่องยนต์ HCCI นี้ จะไม่กระทบให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำลง



ภาพที่ 6-30 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพทางความร้อนกับอัตราส่วนผสม ที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

จากภาพที่ 6-30 พบว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสม เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น อย่างไรก็ตามพบว่า ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm อัตราส่วนผสมจะไม่ส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน เปลี่ยนแปลงแตกต่างกัน มากนัก และเมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนผสมคงที่ใดๆ พบว่าที่อัตราส่วนผสมในช่วง 0.25-0.33 เมื่อความเร็วรอบลดลง จะส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อน เพิ่มขึ้น ขณะที่อัตราส่วนผสม



ในช่วง 0.33-0.4 นั้น พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะไม่ส่งผลให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนัก โดยเครื่องยนต์จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดเป็น 32% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่อัตราส่วนผสมมวล 0.344 และให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำสุดเป็น 11.8 MJ/kW.h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่อัตราส่วนผสมมวล 0.25

จากการทดสอบ ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุด ความสัมพันธ์ระหว่างค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนกับความเร็วรอบ ในภาพที่ 6-29 และความสัมพันธ์ระหว่างค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนกับอัตราส่วนผสมมวลในภาพที่ 6-30 ได้แสดงเปรียบเทียบไว้ในตารางที่ 6-15

ตารางที่ 6-15 เปรียบเทียบผลของ ประสิทธิภาพทางความร้อน ที่สภาวะคงตัว ภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ และผลของ ประสิทธิภาพทางความร้อน กับอัตราส่วนผสมมวลที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุด ที่อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ 10.3: 1

CR	Needle Valve (%)	Speed (rpm)											
		1200		1300		1400		1500		1600		1700	
		$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$	$\eta_{th}$ (%)	$\Phi$
10.3	70	$\Delta$	$\Delta$	31.27	0.415	31.26	0.394	30.19	0.373	30.43	0.368	28.05	0.366
	60	29.5	0.395	30.77	0.373	32.06	0.344	29.88	0.340	28.31	0.325	28.2	0.327
	50	30.57	0.352	30.87	0.333	29	0.313	26.34	0.295	17.68	0.283	12.94	0.281
	40	30.07	0.292	26.77	0.276	17.58	0.259	11.81	0.250	#	#	#	#

เมื่อกำหนดให้สัญลักษณ์

$\Delta$  คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์เกิดการเขก (Knock Condition)

# คือ จุดทดสอบที่เครื่องยนต์ทำความเร็วรอบไม่ได้

จากตารางที่ 6-15 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบคงที่ใดๆ เมื่อปรับปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น โดยประสิทธิภาพทางความร้อน นี้ จะแปรผันตามสัดส่วนร้อยละการเปิด Needle Valve โดยเครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงขึ้น เมื่อเพิ่มเชื้อเพลิงให้อัตราส่วนผสมมวลเพิ่ม ขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อปรับเครื่องยนต์ให้ทำงานที่ค่าอัตราส่วนผสมมวลที่บางเกินไป พบว่า ที่ร้อยละการเปิด 40% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1500 rpm และที่ร้อยละการเปิด 50% Needle Valve ที่ความเร็วรอบ 1600 และ 1700 rpm เครื่องยนต์จะมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด และเมื่อพิจารณาที่ร้อยละการเปิด Needle Valve คงที่ใดๆ เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ลดลง และเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มภาระของเครื่องยนต์ HCCI นี้ขึ้นอีก พบว่าจะไม่ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน เบรกปรับเพิ่มขึ้นมากนัก ดังเห็น

ได้จากที่ร้อยละการเปิด 60% และ 70% Needle Valve เครื่องยนต์จะให้ค่า ประสิทธิภาพทาง ความร้อนไม่เปลี่ยนแปลงแตกต่างกันมากนักที่ทุกความเร็วรอบ โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุด ติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหาก จังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้น ใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น จะส่งผลให้เกิดแรงดัน เสริม จังหวะกำลังของเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน สูงขึ้น อย่างไรก็ตาม ถ้าจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันด้านการอัด ทำให้เครื่องยนต์มี ค่าประสิทธิภาพทางความร้อน ต่ำลง และพบว่าหากค่า อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บาง มากเกินไป จะส่งผลให้จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำลงเช่นเดียวกัน

#### 6.4 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

จากการศึกษาการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง สามารถสรุปได้ว่า

ก. จากการทดสอบ สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัด 10.3 ณ สภาวะคงตัว ภาระสูงสุด ที่ความเร็วคงที่ พบว่าที่ความเร็วรอบ 1300 rpm และอัตราส่วนสมมูล 0.415 ค่า แรงบิดเบรกแก๊วมีค่าสูงสุด คือ 21.8 N.m และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกมีค่า สูงสุด คือ 387 kPa ขณะที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และอัตราส่วนสมมูล 0.344 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง จำเพาะเบรกมีค่าต่ำสุดคือ 395 g/kW.h ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำสุด คือ 11.2 MJ/kW.h และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงสุดคือ 32 %

ข. อิทธิพลจากค่าอัตราส่วนสมมูลต่อการทำงานและสมรรถนะของเครื่องยนต์ พบว่าการ เพิ่มอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME จะส่งผลทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลง ทั้งนี้ อาจเป็นผลมาจากการเพิ่มอัตราส่วนสมมูล จะทำให้ องศาการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่วงหน้า ห่างจาก ศูนย์ตายบนมากขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็ว เกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันด้านการอัดเพิ่มขึ้น และพบว่าหากค่า อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่เกิดใน จังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลงเช่นเดียวกัน

ค. อิทธิพลของความเร็วรอบของเครื่องยนต์นั้น พบว่าที่อัตราส่วนสมมูลคงที่ใดๆ ที่ทุก อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์มีค่ามากขึ้น จะส่งผลให้ค่า แรงบิดเบรกมีค่าต่ำลง

## บทที่ 7

### สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

#### 7.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ พัฒนาดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยสรุปผลได้ดังนี้

##### 7.1.1 สรุปผลการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ DME-HCCI

ในส่วนของการดัดแปลงเครื่องยนต์ ได้ทำการดัดแปลง ท่อทางเข้าของอากาศเพื่อลดอัตราการไหลวน (Swirl) โดยการขยายทางเข้าของอากาศ และตัดผนังบังคับทิศทางการไหลวนออก สามารถลดพลังงานความร้อนที่ถูกถ่ายเทให้กับผนังห้องเผาไหม้ และการเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกน ระบอบสูบ (Tumble) โดยการปรับเปลี่ยนลักษณะของหัวลูกสูบให้มีรูปทรงคล้ายกรวย ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่สม่ำเสมอในทุกๆตำแหน่งของห้องเผาไหม้ ส่งผลให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีขึ้น

นอกจากนี้ในการติดตั้งระบบการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซ พบว่าระบบเวนทูรี มิกเซอร์ที่นำมาใช้นั้น ได้ถูกออกแบบให้สามารถจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ท่อร่วมไอดีให้เหมาะสมกับความต้องการส่วนผสมระหว่าง DME กับอากาศของเครื่องยนต์ HCCI ที่พัฒนาขึ้น เมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME และความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่เกิดจากการหมุนเครื่องยนต์โดยไม่มีห้องเผาไหม้กับองศาเพลลาข้อเหวี่ยง (Motored Cycle) แล้ว พบว่าที่อัตราส่วนการอัด 10.3 มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากที่อัตราส่วนการอัดนี้ คาดว่าจะมีองศาเริ่มต้นการจุดระเบิด ณ ตำแหน่งองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เหมาะสม ไม่เร็วเกินไป จึงเกิดแรงดันด้านการอัดต่ำและมีอุณหภูมิภายในกระบอกสูบสูงเพียงพอที่จะชดเชยกับความร้อนที่สูญเสียไปในการถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ จึงได้แรงบิดเบรกสูงสุด (Maximum brake torque)

##### 7.1.2 สรุปผลการทดสอบเครื่องยนต์ DME-HCCI

ก. จากการทดสอบ สมรรถนะของ เครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัด 10.3 ณ สภาวะคงตัวภาระสูงสุด ที่ความเร็วคงที่ พบว่าที่ความเร็วรอบ 1300 rpm และอัตราส่วนสมมูล 0.415 ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขมีค่าสูงสุด คือ 21.8 N.m และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกมีค่า สูงสุด คือ 387 kPa ขณะที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และอัตราส่วนสมมูล 0.344 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

จำเพาะเบรกมีค่าต่ำสุด คือ 395 g/kW.h ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำสุด คือ 11.2 MJ/kW.h และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงสุดคือ 32 %

ข. อิทธิพลจากค่าอัตราส่วนผสมต่อ การทำงาน และสมรรถนะของ เครื่องยนต์ พบว่าการเพิ่มอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง DME จะส่งผลทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลง ทั้งนี้อาจเป็นผลมาจากการเพิ่มอัตราส่วนผสม จะทำให้ องศาการจุดระเบิดเกิดขึ้นล่วงหน้า จากศูนย์ตายบนมากขึ้น โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการจุดติดเองของเชื้อเพลิง DME พบว่า จะอยู่ในช่วงที่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิ 235 C หรือ 502 K ซึ่งหากจังหวะการจุดระเบิดเองเกิดขึ้นเร็วเกินไป จะส่งผลให้เกิดแรงดันต้านการอัดเพิ่มขึ้น และพบว่าหากค่า อัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง DME บางมากเกินไป จะส่งผลให้ จังหวะการจุดระเบิด เกิดขึ้นล่าช้าเกินไป จนส่วนใหญ่เกิดในจังหวะขยายตัว ทำให้เครื่องยนต์มีค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลงเช่นเดียวกัน

ค. อิทธิพลของความเร็รรอบของเครื่องยนต์นั้น พบว่าที่อัตราส่วนผสมคงที่ใดๆ ที่ทุกอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ เมื่อความเร็รรอบของเครื่องยนต์มีค่ามากขึ้น จะส่งผลให้ค่าแรงบิดเบรกมีค่าต่ำลง

ง. เครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ทำการพัฒนาขึ้นนี้ สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิห้อง โดยไม่ต้องทำการอุ่นไอดี สามารถทำงานได้คงที่และราบเรียบเช่นเดียวกับเครื่องยนต์ดีเซลเดิม แม้ว่ากำลังที่ได้จะลดลงตามสัดส่วน ของ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง โดยไอเสียที่ปล่อยออกมาปราศจากควันดำที่ทุกสภาวะการทดสอบ

จ. ผลจากงานวิจัยนี้ นอกจากจะเป็นแนวทางในการนำเครื่องยนต์ HCCI เพื่อประยุกต์ใช้งานจริงต่อไป แล้ว ยังสามารถนำไปประยุกต์เพื่อพัฒนาวิธีการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิง DME ที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ HCCI ได้อีกด้วย

## 7.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเชื้อเพลิง DME มีค่าความร้อนที่ต่ำทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำกำลังได้สูงเพียงพอกับน้ำมันดีเซล ดังนั้นอาจจะมีการนำเชื้อเพลิงอื่นๆ เข้ามาเผาไหม้ร่วมกันเพื่อเพิ่ม กำลังเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น และจุดทำงานที่นำมาพิจารณาจะต้องเป็นสภาวะที่เครื่องยนต์ทำงานโดยไม่เกิดการเขก (Knock) อย่างรุนแรงเท่านั้น นอกจากนี้ในการทดสอบต้องระวัง เรื่องของการระเบิดของเชื้อเพลิง เนื่องจากเชื้อเพลิง DME มีคุณสมบัติที่ติดไฟง่าย และมีช่วง Explosion limit ที่กว้าง คือ 3.4~17 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรในอากาศ

### 7.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

จากงานวิจัยนี้พบว่า นอกจากค่าอัตราส่วนการอัด ของเครื่องยนต์จะเป็นปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อการเผาไหม้และสมรรถนะเครื่องยนต์แล้ว เรายังสามารถพัฒนาและควบคุมปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DME-HCCI จากปัจจัยต่างๆ เช่น อัตราส่วนผสม อุดหนุนมีไอดี การนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ การปรับเปลี่ยนจังหวะการเปิดปิดของวาล์วดีไอเสีย และการนำเชื้อเพลิงอื่นๆ มาผสม เป็นต้น เพื่อให้เครื่องยนต์ DME-HCCI สามารถทำงานได้ในสภาวะภาระที่สูงขึ้น และมีช่วงการทำงานที่กว้างขึ้น

ง. เครื่องยนต์ DME-HCCI ที่ทำการพัฒนาขึ้นนี้ สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิห้องโดยไม่ต้องทำการอุ่นไอดี สามารถทำงานได้คงที่และราบเรียบเช่นเดียวกับเครื่องยนต์ดีเซลเดิมแม้ว่ากำลังที่ได้จะลดลงตามสัดส่วนของค่าความร้อนของเชื้อเพลิง โดยไอเสียที่ปล่อยออกมาปราศจากควันดำที่ทุกสภาวะการทดสอบ

จ. ผลจากงานวิจัยนั้นนอกจากจะเป็นแนวทางในการนำเครื่องยนต์ HCCI เพื่อประยุกต์ใช้งานจริงต่อไปแล้ว ยังสามารถนำไปประยุกต์เพื่อพัฒนาวิธีการควบคุมปริมาณเชื้อเพลิง DME ที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ HCCI ได้อีกด้วย

## รายการอ้างอิง.

- [1] Troy, A.S., Rodney, L.B. and Howard, L.G. Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. Journal of Power Sources 156(2006): 497-511.
- [2] E. Christian Ihmels Eric, W. Lemmon. Experimental densities, vapor pressures, and critical point, and a fundamental equation of state for dimethyl ether. Fluid Phase Equilibria 260(2007): 36-48.
- [3] Longbao, Z., Hewu. W., Deming J. and Zhouhua H. Study of Performance and Combustion Characteristics of a DME-Fuelled Light-Duty Direct-Injection Diesel Engine. SAE paper 1999-01-3669(1999).
- [4] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [5] D. Cipolat. Analysis of energy release and NO<sub>x</sub> emissions of a CI engine fuelled on diesel and DME. Applied Thermal Engineering 27(2007): 2095-2103.
- [6] Hua Zhao. HCCI and CAI engine for the automotive industry. England, Woodhead-publishing and CRC Press, 2007.
- [7] Tom Ryan and Andrew Matheaus. Fuel Requirements for HCCI Engine Operation. Southwest Research Institute Yu, C.W., Bari S., and Ameen A. A comparison of combustion characteristics of waste cooking oils as fuel in a D.I. Diesel Engine. Proc. I. MECH. E. part D journal of automobile engineering 216 (2002): 237-243.
- [8] G. S. Jung, Y. H. Sung, B. C. Choi and M. T. Lim. Effects of Mixture Stratification on HCCI Combustion of DME in a rapid Compression and Expansion Machine. International Journal of Automotive Technology 10, 1(2009): 1-7
- [9] Tetsuo Ohmura, Yoshihiko Kanoto and Norimasa Iida. Combustion Control of a Small HCCI Engine Fuelled with DME using Hot and Cold EGR Gas. Journal of Environment and Engineering 4, 1(2009).
- [10] Troy A. Semelsberger, Rodney L. Borup, Howard L. Greene. Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. Journal of Power Sources 156 (2006): 497-511

- [11] Constantine Arcoumanis, Choongsik Bae, Roy Crookes, Eiji Kinoshita. The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines. A review, Fuel 87 (2008), 1014- 1030.
- [12] กิตติภาพ วัชรวสุนธรา, พัทธ ขจรธรรม, เมธัส พูลสวัสดิ์ และ เมธี เกียรติสกุลพันธุ์. การประยุกต์ใช้ไดเมทิลอีเทอร์ (DME) เป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน. วิศวกรรมปริญาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [13] เกริกไกร ยุวมิตร, การวิเคราะห์สมรรถนะและการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME, วิทยานิพนธ์ปริญามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551
- [14] วาทีต ตั้งพิสิฐโยธิน. การประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DMEผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญามหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551
- [15] คณิต วัฒนวิเชียร, เกริกไกร ยุวมิตร. การวิเคราะห์การปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, 15-17 ตุลาคม 2551. ณ จังหวัดกรุงเทพมหานคร.
- [16] คณิต วัฒนวิเชียร, เกริกไกร ยุวมิตร. การศึกษาเปรียบเทียบพฤติกรรมการฉีดและการเผาไหม้ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลกับ DME ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 5, 29 เมษายน – 1 พฤษภาคม 2552. ณ จังหวัดพิษณุโลก.
- [17] อัครพงษ์ สถาวรินทุ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญามหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2552.
- [18] คณิต วัฒนวิเชียร, อัครพงษ์ สถาวรินทุ. ผลขององศาการฉีดต่อสมรรถนะและการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้าเมื่อใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงหลัก. ในรายงานการประชุมวิชาการศรีนครินทรวิโรฒวิชาการครั้งที่ 4, 29-30 มกราคม 2553. ณ จังหวัดกรุงเทพมหานคร.



- [19] คณิต วัฒนวิเชียร, ชลมิตร ทิพย์สิงห์ และ วาทิต ตั้งพิสิฐโยธิน. ผลของสัดส่วน DME-PME ต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก. ในรายงานการประชุมวิชาการถ่ายทอดพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 9, 11-12 มีนาคม 2553. ณ จังหวัดประจวบคีรีขันธ์.
- [20] คณิต วัฒนวิเชียร, ชลมิตร ทิพย์สิงห์ และ อัครพงษ์ สถาวรินทุ. อิทธิพลของตัวแปรการทำงาน of เครื่องยนต์ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงหลัก. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 24, 20-22 ตุลาคม 2553. ณ จังหวัดอุบลราชธานี.
- [21] คณิต วัฒนวิเชียร, ปัญจพล นวลละออง และ อัครพงษ์ สถาวรินทุ. การสังเกตปรากฏการณ์การฉีดและการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 24, 20-22 ตุลาคม 2553. ณ จังหวัดอุบลราชธานี.
- [22] ชลมิตร ทิพย์สิงห์. การศึกษาผลการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2553.
- [23] คณิต วัฒนวิเชียร, ชลมิตร ทิพย์สิงห์. การศึกษาผลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 7, 3-5 พฤษภาคม 2554. ณ จังหวัดภูเก็ต.
- [24] Onishi, S., Hong, S., Shoda, K., Do, J.P., and Kato, S. Active Thermo - Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE Paper No. 790501(1979).
- [25] Najt, P.M. and Foster, D.E. Compression – Ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE Paper No. 830264(1983).
- [26] Thring, R.H. Homogeneous-Charge Compression Ignition (HCCI) Engines. SAE Paper No. 892068(1989).
- [27] Christensen, M., Hultqvist, A. and Johansson, B. Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio. SAE Paper No. 1999 - 01 - 3679.

- [28] คณิต วัฒนวิเชียร และ ปัญจพล นวลละออง. “การศึกษาแนวทางการดัดแปลงเครื่องยนต์ ดีเซลขนาดเล็กให้เป็นเครื่องยนต์ HCCI สำหรับใช้เชื้อเพลิง DME”. ในการประชุมวิชาการ เครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 7, วันที่ 3-5 พฤษภาคม 2554, จังหวัดภูเก็ต
- [29] Kyoung Oh Kim, Akihiko Azetsu, and Chikashi Oikawa. Control of Ignition and Combustion of Dimethyl Ether in Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. JSME International Journal Series B, 46.1(2003).
- [30] Keisuke Hamada, Shun Nijima, Kazunori Yoshida, Koji Yoshida, Hideo Shoji, Kazuto Shimada, and Kenji Shibano. The Effects of the Compression Ratio, Equivalence Ratio, and Intake Air Temperature on Ignition Timing in an HCCI Engine Using DME Fuel. SAE Paper No. 2005 - 32 - 0002.
- [31] Song Ruizhi, Hu Tiegang, Zhou Longbao, Liu Shenghua and Li Wei. Effect of Compression ratio on the combustion characteristics of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. Energy Power Eng 1(4): 463-467.
- [32] Wang Ying, Li Genbao, Zhu Wei and Zhou Longbao. Study on the application of DME/diesel blends in diesel engine. FUEL PROCESSING TECHNOLOGY 89(2008): 1272-1280.
- [33] N. Shahangian, M. Keshavarz and S.A.Jazayeri. Performance and Combustion Characteristics Analysis of HCCI Engine Operation with Diesel Like Fuels. Oil & Gas Science and Technology – Rev IFP, Vol. 64 (2009), No. 4, pp. 521-532,
- [34] คณิต วัฒนวิเชียร และ ปัญจพล นวลละออง. “การศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ HCCI ที่ใช้เชื้อเพลิง DME”. การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 8, วันที่ 2-4 พฤษภาคม 2555, จังหวัดมหาสารคาม,
- [35] คณิต วัฒนวิเชียร, ประสพโชค โพธิกุล และ ปัญจพล นวลละออง.. “การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ HCCI”. การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 8, วันที่ 2-4 พฤษภาคม 2555, จังหวัดมหาสารคาม
- [36] คณิต วัฒนวิเชียร, ประสพโชค โพธิกุล. Cycle-by-Cycle Variations of DME Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. รายงานการประชุมวิชาการ ICoM International Conference on Mechanical Engineering ครั้งที่ 3, 24-27 ตุลาคม 2555. ณ จังหวัดเชียงใหม่.

- [37] คู่มือช่างเครื่องยนต์ดีเซลคูโบต้า RT140, หน่วยงานอบรมเทคนิค, ส่วนบริการเทคนิค,  
บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด. ดี้ค มิน ฟาน.
- [38] Cited in Kastner, L.J. The air box methods of measuring air consumption.  
Proc.I.Mech. E.,1947,194
- [39] Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. United  
States of America: Pearson Prentice-Hall, 2004.

## บรรณานุกรม

### ภาษาไทย

- เกริกไกร ยุวมิตร. การวิเคราะห์สมรรถนะและการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- จักร์กฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเล็กลง ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- ดีศ มิน ฟาน. การศึกษาการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2549.
- สุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- วาทิต ตั้งพิสิฐโยธิน. การประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- อัคฆพงษ์ สดาวรินทร์. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2552.
- อนันติ จิตรานุกเคราะห์. การศึกษาการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.

ภาษาอังกฤษ

Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.

Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines – Pollutant formation and control. United States of America: Academic Press, 1998.

Zhao, H., and Ladammatos N. Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. United States of America: Society of Automotive Engineers, 2001.

ภาคผนวก

### ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับทดสอบเครื่องยนต์ [38]

## มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับทดสอบเครื่องยนต์ [38]

### International Combustion Engines - Performance

Part 1 - Engines for land, rail-traction and marine use - Standard reference conditions and declarations of power, fuel consumption and lubricating oil consumption

#### ก.1 Scope

This report of ISO 3046 specifies the standard reference conditions and the methods of declaring of power, fuel consumption and lubricating oil consumption for reciprocating internal combustion engines using liquid or gaseous for particular engine applications.

#### ก.2 Field of application

This part of ISO 3046 covers reciprocating internal combustion engines for land, rail-traction and marine use, excluding engines to propel agricultural tractors, road vehicles and aircraft.

This part of ISO 3046 may be applied to engines used to proper road construction and earth-moving machines, industrial trucks and for other applications where no suitable International Standard for these engines exist.

#### ก.3 References

ISO1000, SI units and recommendation for the use of their multiples and of certain other units.

ISO 1204, Reciprocating internal combustion engines - Designation of the direction of rotation.

ISO 1205, Reciprocating internal combustion engines - Designation of the direction of cylinders.

ISO 1585, Road vehicles - Engine test code - Net power.

ISO 2534, Road vehicles - Engine test code - Gross power.

ISO 2710, Reciprocating internal combustion engines - General definitions.

ISO 3046/2, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 2 : Engine tests.



ISO 3046/4, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 4 :  
Speed governing.

ISO 3046/6, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 6 :  
Overspeed protection

#### n.4 Units and terms

n.4.1 The units used are those of the International System of Units (SI Unit) described in ISO 1000.

n.4.2 The general engine terms used are as defined in ISO 2710.

#### n.5 Standard reference conditions

For the purpose of determining the power and fuel consumption of engines, the following standard reference conditions shall be used :

Total barometric pressure :

$$P_r = 100 \text{ kPa}$$

Air temperature :

$$T_r = 300 \text{ K (27 } ^\circ\text{C)}$$

Relative humidity :

$$\phi_r = 60 \%$$

Charge air coolant temperature :

$$T_{cr} = 300 \text{ K (27 } ^\circ\text{C)}$$

If other reference conditions are chosen, these shall be stated.

#### NOTES

1. Relative humidity of 60% corresponds to a water vapor pressure of 2,133 kPa (16 mmHg) at a temperature of 300 K.
2. The air density at the standard reference conditions is equivalent to that at 98 kPa (376 mmHg) and 20 °C and to that at 101 kPa (760 mmHg) and 30 °C
3. For automotive type inboard and outboard marine propulsion engines, the standard reference conditions in ISO 1585 and ISO 2534 may be applied but they shall be stated.

## **n.6 Auxiliaries**

### **n.6.1 Introduction**

In order to show alertly the conditions under which a power is determined, it is necessary to distinguish those auxiliaries which affect the final shaft output of the engine and also those which are necessary for the continuous or repeated use of the engine. Items of equipment fitted to the engine and without which the engine could not in any circumstance operate at its declared power are considered to be engine components and are not therefore, classed as auxiliaries. (Such as fuel injection pump, exhaust turbocharger and charge air cooler are in this category of engine components.)

**n.6.2 dependent auxiliary** : Item of equipment, the presence or absence of which affects the final shaft output of the engine.

**n.6.3 independent auxiliary** : Item of equipment which uses power supplied from a source other than the engine.

**n.6.4 essential auxiliary** : Item of equipment which is essential for the continued or repeated operation of the engine.

**n.6.5 non-essential auxiliary** : Item of equipment which is not essential for the continued or repeated operation of the engine

## **n.7 Declarations of power**

### **n.7.1 Introduction**

#### **n.7.1.1 Purpose of statement of power**

Statements of power are required for two main purposes :

a) the declaration by a manufacturer of the value of the power which his engine will deliver under a given set of circumstances. This declared value is known as the "rated power".

b) the verification by measurement that the engine delivers the power which has been declared in a), under the same set of circumstances or after proper allowance has been made for any difference in circumstance.

To specify the set of circumstances under which the declared value of a power would be achieved, the declaration shall state :

a) the kind of statement of power (see 7.4) and of necessary, the ambient and operating condition (see 7.4.2).

b) the kind of power output (see 7.3).

c) the kind of power (see 7.3).

d) the corresponding engine speed.

#### NOTE

1. The term used in a) to c) may be combined, for example, continuous net brake fuel stop power.

2. Where appropriate to the engine application and the method of manufacture, the power achieved may be subject to a tolerance on the declared power. The existence of and its magnitude shall be stated by the manufacturer.

3. Measurement of the powers referred to in this International Standard shall be determined in accordance with ISO 3046/2.

##### **n.7.1.2 Unit of power**

Power shall be expressed in kilowatts (kW) The addition of the equivalent metric or imperial "horsepower" is permitted for a transitional period.

##### **n.7.1.3 Power and torque**

For engines delivering power by a shaft or shafts, any power in this International Standard is a quantity proportional to the mean torque, calculated or shafts transmitting this torque.

For engines delivering power other than by a shaft or shafts, reference shall be made to the appropriate International Standard for the driven for the driven machine.

##### **n.7.1.4 Engine speed**

The speed of an engine is the mean rotational speed of its crankshaft or crankshatts in revolution per minute, except in the case of "free piston" engines where the speed is the number of cycles per minute of the reciprocating components.

#### **n.7.1.5 Engine with integral gearing**

When stating the power of an engine fitted with an integral (built-in) speed increasing or reducing device, the speed of the driving shaft extremity shall also be given at the declared engine speed.

#### **n.7.2 Kinds of power**

##### **n.7.2.1 Indicated power**

The total power developed in the working cylinders by the gases on the combustion side of the working pistons.

##### **n.7.2.2 Brake power**

The power of the sum of the powers measured at the extremity of the engine driving shaft or shafts.

n.7.2.2.1 Any statement of brake powers shall be supported by the following list of auxiliaries :

- a) essential dependent auxiliaries as defined in 6.2 and 6.4;
- b) essential independent as defined in 6.3 and 6.4;
- c) non-essential dependent auxiliaries as defined in 6.2 and 6.5.

The power absorbed by the independent and the non-essential dependent auxiliaries may be significant, in such cases, their power requirement shall be declared.

**Note** - Examples of typical auxiliaries are listed in annex A for guidance purposes.

These lists are not necessarily complete.

##### **n.7.2.3 Net brake power**

The brake power measured when the engine is using only the auxiliaries listed in 7.2.2.1a).

#### **n.7.3 Kinds of power output**

##### **n.7.3.1 continuous power**

Power which an engine is capable of delivering continuous, between the normal maintenance intervals stated by the manufacturer, at stated speed and under stated ambient conditions, the maintenance prescribed by the manufacturer being carried out.

### **n.7.3.1 Overload power**

Power which an engine may be permitted to deliver, at stated ambient conditions, immediately after working at the continuous power.

The duration and frequency of use of overload power which is permitted will depend on the service application but adequate allowance shall be made in setting the engine fuel stop permit the overload power shall be expressed as a percentage of the continuous power, together with the duration and frequency permitted and the appropriate engine speed.

Unless otherwise stated an overload power of 110% of the continuous power at a speed corresponding to the engine application is permitted for a period of 12 hours of operation.

### **NOTES**

1. The power of marine main propulsion engines is normally limited to to continuous power, so that the overload power cannot be given in service. However, for special applications, marine mnain propulsion engines may develop overload power in service.
2. If the engine application is not determined, the engine manufacturer shall specify the overload power and the corresponding engine speed.

### **n.7,3.2 Fuel stop power**

Power which an engine is capable of delivering during a stated period corresponding to its application, and at stated speed and under stated ambient conditions, with the fuel limit so that the fuel stop power cannot exceeded.

### **n.7.4 Kinds of statements of power**

#### **n.7.4.1 ISO powers**

##### **n.7.4.1.1 ISO power**

Power determined under the operating conditions of the manufacturer's test bad and adjusied to the standard reference conditions in clause 5.

##### **n.7.4.1.2 ISO standard power**

The name given of the continuous net brake power which the engine manufacturer declares that an engine is capable of delivering continuously, between the normal maintenance intervals stated by the manufacturer, and under the following conditions :

a) at a stated speed under the operating conditions of the engine manufacturer's test bed;

b) with the declared power adjusted to the standard reference conditions given in clause 5;

c) the maintenance prescribed by the engine manufacturer being carried out.

#### **n.7.4.2 Service power**

Power determined under the ambient and operating conditions of an engine application.

To establish service power, the following conditions shall be taken into account :

a) the ambient conditions, or any nominal ambient conditions according to the special requirements of inspecting and/or legislative authorities and/or classification societies, as specified by the customer (see clause 12);

b) the normal duty of the engine;

c) the expected interval between maintenance periods;

d) the nature and amount of the supervision required;

e) all information relevant to the operation of the engine in service (see clauses 12 and 13).

### **n.8 Declarations of fuel consumption**

#### **n.8.1 Definitions**

##### **n.8.1.1 Fuel consumption**

The quantity of fuel consumed by an engine per unit of time at a state power and under stated conditions.

The quantity of liquid fuels shall be expressed in mass units (kg).

The quantity of gaseous fuels shall be expressed in energy units (J).

##### **n.8.1.2 Specific fuel consumption**

The fuel consumption per unit of power.

### **n.8.1.3 ISO specific fuel consumption**

The name given in the specific fuel consumption at the ISO standard power.

If not otherwise specified by the manufacturer, a declared specific fuel consumption shall be considered to be the ISO specific fuel consumption.

## **n.8.2 Reference calorific value of fuels**

### **n.8.2.1 Liquid fuel engines**

The declared specific fuel consumption of a liquid fuel engine shall be related to a reference lower calorific value of 42,000 kJ/kg (10,030 kcal/kg).

### **n.8.2.2 Gas engines**

The declared specific fuel consumption of a gas engines shall be related to a stated lower calorific value the gas. The type of gas shall be declared.

### **n.8.2.3 Specific fuel consumption declarations**

The specific fuel consumption of an engine shall be declared at :

- a) the ISO standard power;
- b) (if required by special agreement) at any other declared powers and at specific engine speeds appropriate to the particular engine application.

Unless otherwise states, a deviation of +5% is permitted for the specific fuel consumption for the declared power.

## **n.9 Declarations of lubricating oil consumption 1 Lubricating oil consumption**

**n.9.1 Lubricating oil consumption :** The quantity of lubricating oil consumed by an engine per unit of time. This quantity is used for guidance. It shall be expressed in litres or kilograms per engine operating hour at the declared power and engine speed.

**n.9.2** The lubricating oil consumption after a stated period of running-in shall be declared.

**n.9.3** The oil discarded during an engine oil change shall be not included in the lubricating oil consumption declaration.

## n.10 Adjustment of net brake power for ambient conditions

n.10.1 When it is required to operate the engine under conditions difference from the standard reference conditions given in clause 5, the net brake power output shall be adjusted to or from the standard reference conditions by the following formulae (see note 1) :

$$P_x = \alpha P_r \quad (\text{n-1})$$

$$\alpha = k - 0.7(1-k) \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (\text{see note 2}) \quad (\text{n-2})$$

$$k = \left( \frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right)^m \left( \frac{T_r}{T_x} \right)^n \left( \frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^q \quad (\text{n-3})$$

n.10.2 In the case of turbocharged engines in which the limits of turbocharger speed and turbocharger turbine inlet temperature have not been reached at the declared power under standard reference conditions, the manufacturer may declare substitute reference conditions to or from which power adjustments is to be made.

The following formulae (4) and (5) will then be used instead of formula (3)

$$k = \left( \frac{p_x}{p_r} \right)^m \left( \frac{T_r}{T_x} \right)^n \left( \frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^q \quad (\text{n-4})$$

$$p_{ra} = P_r \times \left( \frac{\pi_r}{\pi_{\max}} \right) \quad (\text{n-5})$$

Where :

$P_r$  is the brake power;

$p_r$  is the standard reference total barometric pressure;

$p_{sr}$  is the saturation vapour pressure under standard reference conditions;

$\phi_r$  is the standard reference relative humidity;

$T_r$  is the standard reference absolute air temperature;

$T_{cr}$  is the standard reference absolute charge or coolant temperature;

$P_{ra}$  is the substitute reference total barometric pressure given by formula (5);

$T_{ra}$  is the substitute reference absolute air temperature to be stated by the manufacturer;

$\pi_r$  is the boost pressure ratio at declared power under standard reference conditions to be stated by the manufacturer;



$\pi_{\max}$  is the maximum available boost pressure ratio to be stated by the manufacturer;

$\alpha$  is the power adjustment factor;

k is the ratio of indicated power;

$\eta_m$  is the mechanical efficiency (see note 4);

$P_x$  is the brake power under the conditions being considered;

$p_x$  is the total barometric pressure condition being considered;

$p_{sx}$  is the saturation vapour pressure under pressure the conditions being considered;

$\phi_x$  is the relative humidity condition being considered;

$T_x$  is the absolute air temperature being considered;

$T_{cr}$  is the absolute charge air coolant temperature at charge air cooler inlet being considered.

The factor a and exponent m, n, and q have the numerical value given in table n-1 (see note 5).

## NOTES

1. For the convenience of users of these formulae, reference may be made to tables and nomograms in annexes B to 0, which also include numerical examples.
2. When the ambient conditions are more favourable than the standard reference conditions, the declared power under the ambient conditions may be limited by the manufacturer to the declared power at the standard reference conditions.
3. If the relative humidity is not known, a value of 60% should be assumed in formulae references A, E and G in table n-1.

For all other formulae references the power adjustment is independent of humidity ( $a = 0$ ).

4. The value of mechanical efficiency shall be stated by the engine manufacturer. In the absence of any such statement, the value of  $\eta_m = 0.80$  will be assumed.
5. When declaring the ISO standard power the engine manufacturer shall state which of the formulae references in table n-1 is applicable.

## n.11 Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

n.11.1 When it is required to operate the engine under conditions different from the standard reference conditions given in clause 5, the fuel consumption will differ from that declared for the standard reference conditions and shall be adjusted to or from the standard reference conditions.

The following formulae shall be used if other methods are not declared by the engine manufacturers :

$$b_x = \beta b_r \quad (\text{n-6})$$

where  $\beta = k/\alpha \quad (\text{n-7})$

where :

$b$  is the specific fuel consumption

$\beta$  is the fuel consumption adjustment factor

$\alpha$  is the power adjustment factor (see 10.1)

$k$  is the ratio of indicated power (see 10.1)

Subscript  $r$  corresponds to values under the standard reference conditions.

Subscript  $x$  corresponds to values the conditions being considered.

**NOTE** - For the convenience of users of these formulae, reference may be made to the tables and nomograms in annexes B to 0, which also include numerical examples.

ตารางที่ ก-1 - Numerical values for power adjustment [38]

Engine type	Condition		Formula reference	Factor	Exponents		
				a	m	n	q
Compression ignition oil engine and dual-fuel engines	Non - turbocharged	Power limited by air excess	A	1	1	0.75	0
		Power limited by thermal reason	B	0	1	1	0
	Turbocharged without charge air cooling	Low and medium speed four-stroke engine	C	0	0.7	2	0
	Turbocharged with charge air cooling		D	0	0.7	1.2	1
Spark ignition engines using gaseous fuel	Non - turbocharged		E	1	0.86	0.56	0
	Turbocharged with charge air cooling	Low and medium speed four-speed engine	F	0	0.57	0.55	1.75
Spark ignition engines using liquid fuel	Naturally aspirated		G	1	1	0.5	0

**NOTE** - The factors and exponents given in table 1 have been established by tests on a number of engines to be generally representative and shall be used in the absence of any other specific information; for example in formula reference D, for an engine with the charge air cooled by engine jacket water, the value for exponent q could be zero. At present, they apply only to the type of engines specified but table ก-1 will be extended to include other types when sufficient are available.

#### **n.12 Information to be supplied by the customer**

The customer shall supply the following information concerning the required power :

a) The application and the power required from the engine and details arising therefrom.

b) The expected frequency and duration of the required powered and the corresponding engine speeds.

c) Site conditions

1) Site barometric pressure (highest and lowest reading available; if no pressure data are available the altitude above sea level).

2) The monthly mean minimum and maximum air temperatures during the hottest and coldest months of the year.

3) The highest and lowest ambient air temperatures around the engine.

4) The relative humidity (or alternatively the water vapour pressure or the wet and dry bulb temperature) ruling at the maximum temperature conditions.

5) The maximum and minimum temperature of the cooling water available.

d) The specification and lower calorific value of the fuel available.

e) Whether the engine is to comply with the requirements of any classification society or with special requirements.

f) The probable period for which the engine will be running continuously, and the duration of maximum and minimum load.

g) Any other information appropriate to the particular engine application.

#### **n.13 Information to be supplied by the engine manufacturer**

The engine manufacturer shall supply the following information:

a) The declared powers.

b) The corresponding crankshaft and output shaft speeds.

**NOTE** - For certain applications of variable engines it is common practice to supply a power/speed diagram covering the ranges of power over which the engine can be used in continuous and in short period operation.

- c) The direction of rotation (see ISO 1204).
- d) The number and arrangement of cylinders (see ISO 1205).
- e) Whether the engine is two-stroke or four-stroke, naturally aspirated, mechanically pressure charge or turbocaharged and whether with or without charge air cooler.
- f) The quantity of air required for the operation of the engine for :
  - 1) combustion and scavenging;
  - 2) cooling and ventilation.
- g) The method of starting, apparatus supplied and additional apparatus required.
- h) The type and grade of lubricating oil(s) recommended.
- j) The type of governing, with speed droop of required (see ISO 3046/4 and ISO 3046/6).

If for variable speed duties, the working speed range and the idling speed.  
If necessary, the critical speed range shall be indicated.
- k) The method of cooling and the capacity of the cooling system with the rates of circulation of the cooling fluids.
- m) (From air cooled engines only.) Whether hot air discharge ducting can be fitted.
- n) A schedule recommended maintenance and overhaul periods.
- p) Specifications and lower calorific values of fuels recommended.
- q) Maximum permissible back-pressure in the exhaust system and the maximum permissible intake depression.
- r) Any other information appropriate to the particular engine application.

ภาคผนวก ข

การวัดอัตราการไหลของอากาศ [14]

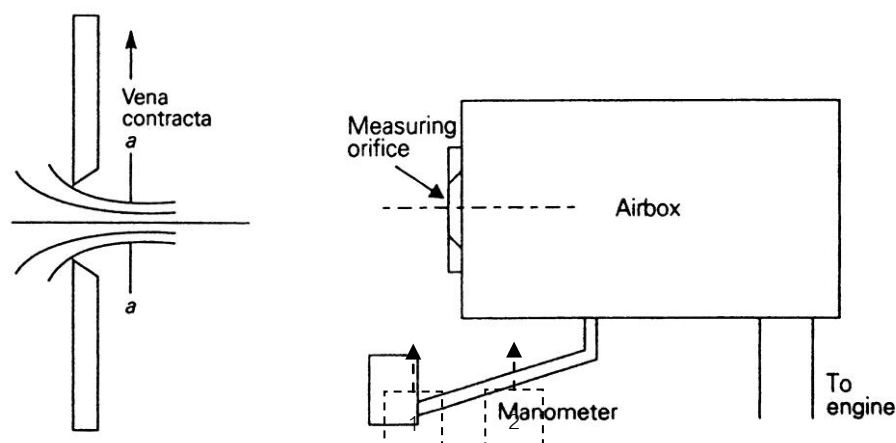
## การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [14]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method เป็นการวัดโดยใช้แผ่นออริฟิซ ประกอบกับถังพักอากาศ ซึ่งถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่านออริฟิซมีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอ สามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นออริฟิซโดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดังตารางที่ ข-1

ตารางที่ ข-1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ [14]

Orifice Diameter (mm.)	Air Flow Rate (m <sup>3</sup> /s)	Mass Flow Rate (kg/s)
10	0.002	0.002
20	0.008	0.009
50	0.048	0.057
100	0.19	0.23
150	0.43	0.51



ภาพที่ ข-1 ภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method [25]

- ภาพซ้ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น Orifice Plate
- ภาพขวาแสดงภาพ Orifice Flow Meter

ปริมาณของถังที่เล็กที่สุดที่จะทำให้ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล ได้ถูกวิเคราะห์โดย Kastner [14] ดังสมการ (ข-1)

$$V_b = \frac{417 \times 10^6 K^4 d^2}{N_c V_s n_{\min}^2} \quad (ข-1)$$

- โดยที่  $V_b$  คือ ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด ( $m^3$ )  
 $K$  คือ ค่าคงที่ มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และ  
 มีค่าเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ  
 $d$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate (m)  
 $N_c$  คือ จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์  
 $V_s$  คือ ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ ( $m^3$ )  
 $N_{\min}$  คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด (rpm)  
 สมมติให้อากาศที่ไหลผ่าน Orifice Plate เป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) และพิจารณาให้ความหนาแน่นของอากาศคงที่ จากสมการเบอร์นูลลี จะได้ว่า

$$\frac{p_1}{\gamma_{\text{air}}} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\gamma_{\text{air}}} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (ข-2)$$

- โดยที่  $p$  คือ ความดัน (kPa)  
 $v$  คือ ความเร็วอากาศ (m/s)  
 $\gamma_{\text{air}}$  คือ น้ำหนักจำเพาะของอากาศ ( $kg/m^2 \cdot s^2$ ) =  $\rho_{\text{air}} g$   
 $\rho_{\text{air}}$  คือ ความหนาแน่นของอากาศ ( $kg/m^3$ ) เท่ากับ  $1.165 kg/m^3$  ที่  $30^\circ C$   
 $Z$  คือ ระดับความสูง (m)  
 $g$  คือ ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ( $m/s^2$ ) เท่ากับ  $9.807 m/s^2$   
 หมายเหตุ ตัวห้อย 1 และ 2 คือตำแหน่งสถานะ 1 และ 2 ในรูป ข-1 ขวา ตามลำดับ  
 เนื่องจากสถานะ 1 เป็นอากาศนิ่ง และทั้งสองสถานะอยู่ในระดับความสูงเดียวกัน ดังนั้น  
 จะได้ความเร็วของอากาศ ตามสมการที่ (ข-3)

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{\text{air}}}} \quad (ข-3)$$

การไหลผ่าน Orifice จะเกิด Vena Contracta ซึ่งจะทำให้การไหลจริงน้อยกว่าทฤษฎีเสมอ ดังนั้นเมื่อคิดการไหลแบบคงตัว จะได้อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ คือ



$$\dot{m}_a = C_{DO} \rho_{air} v A_o \quad (ข-4)$$

โดยที่  $C_{DO}$  คือ Discharge Coefficient ของ orifice plate

$A_o$  คือขนาดของ Orifice ( $m^2$ )

การวัดผลต่างความดันตกคร่อม Orifice Plate จะวัดโดยใช้मानอมิเตอร์ ซึ่งจะได้ค่า Head ในหน่วย  $mmH_2O$  ซึ่งสามารถนำมาคำนวณหาผลต่างความดันตกคร่อม Orifice Plate ได้จากสมการ

$$\Delta p = \rho_{H_2O} g \Delta h \quad (ข-5)$$

โดยที่  $\Delta h$  คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากमानอมิเตอร์ ( $mmH_2O$ )

$\rho_{H_2O}$  คือ ความหนาแน่นของน้ำ ( $kg/m^3$ ) เท่ากับ  $997 kg/m^3$

เมื่อนำสมการ (ข-3) และ (ข-5) มาแทนลงในสมการ (ข-4) จะได้สมการที่นำไปใช้งาน คือ

$$\dot{m}_a = C_{DO} A_o \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h} \quad (ข-6)$$

ดังนั้นจากสมการ (ข-7) และ (ข-8) จะสามารถหาอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ และ Equivalence ratio ได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$F/A = \frac{\rho_f V / t}{C_{DO} A_o \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h}} \quad (ข-7)$$

$$\text{Equivalence ratio} = \frac{(F/A)}{(F/A)_s} \quad (ข-8)$$

ภาคผนวก ค

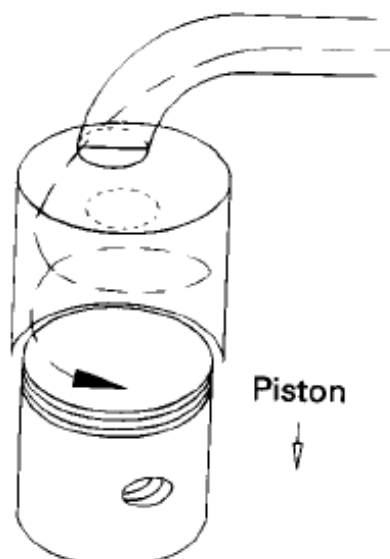
ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของของไหลภายในห้องเผาไหม้

## ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของของไหลภายในห้องเผาไหม้

การไหลภายในกระบอกสูบถือเป็นปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศ และการถ่ายเทความร้อนซึ่งส่งผลต่อกระบวนการเผาไหม้สำหรับเครื่องยนต์ดีเซล ลักษณะการไหลของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้สามารถแบ่งออกเป็นลักษณะต่างๆ ได้ดังนี้

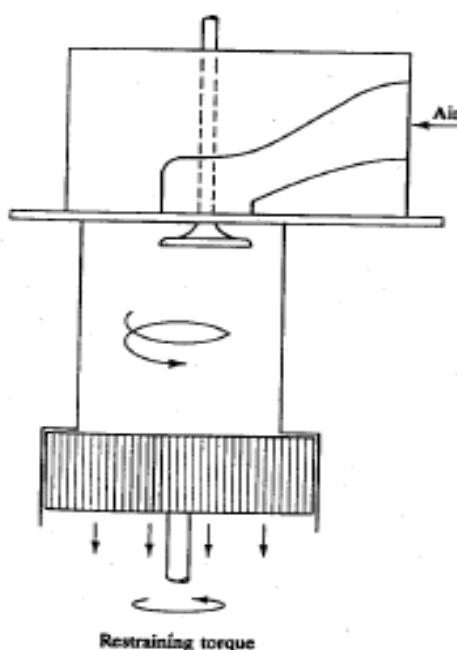
### ค.1 การไหลวนรอบแกนกระบอกสูบหรือ Swirl

สามารถสร้างขึ้นได้โดยบังคับให้การไหลบริเวณทางเข้ากระบอกสูบมีโมเมนตัมเชิงมุม การไหลวนรอบแกนกระบอกสูบนั้น จะทำให้การผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซลเร็วขึ้น โดยลักษณะการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบได้แสดงไว้ในรูปที่ ค-1 [39]



รูปที่ ค-1 ลักษณะการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ [39]

การวัดขนาดของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบขณะทำงานนั้นเป็นไปได้ยาก จึงมีการจำลองการไหลวนขึ้นเพื่อใช้ดูลักษณะการไหลวนและเปรียบเทียบ โดยแบบจำลองจะสมมติให้อากาศไหลเข้าท่อไอดีด้วยความเร็วคงที่ผ่านชิ้นส่วนต่างๆ เหมือนเครื่องยนต์จริงเข้าสู่กระบอกสูบที่มีขนาดเท่ากับกระบอกสูบในเครื่องยนต์แต่ไม่มีลูกสูบ อากาศที่ไหลเข้ามาจะวนลงสู่ด้านล่างของกระบอกสูบ ด้านล่างของกระบอกสูบจะติดตั้งแกนหมุนที่มีลักษณะคล้ายรังผึ้งเพื่อใช้วัดแรงบิดที่การไหลวนภายในกระบอกสูบสร้างขึ้น แรงบิดที่วัดได้จะมีค่าเท่ากับปริมาณพลักซ์ของโมเมนตัมเชิงมุมของการไหลภายในกระบอกสูบในระนาบเดียวกับผิวกระบอกที่ใส่วัด โดยวิธีการวัดการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบโดยใช้อุปกรณ์วัดชนิด Steady-flow impulse swirl meter ได้แสดงไว้ในรูปที่ ค-2 [39]



รูปที่ ค-2 วิธีกาารวัดการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบชนิด steady-flow impulse swirl meter [4]

ค่าสัมประสิทธิ์การไหลจะเป็นตัวแปรที่ใช้ในการเปรียบเทียบโมเมนต์เชิงมุมของการไหลรอบแกนกระบอกสูบเทียบกับโมเมนต์เชิงเส้นตามแนวแกนโดยมีนิยามดังนี้

$$C_S = \frac{8T}{m v_0 B} \text{----- (1)}$$

ความเร็ว  $v_0$  สามารถหาได้จากความดันที่ตำแหน่งของวาล์ว จากสมการการไหลแบบอัดตัว จะได้ว่า

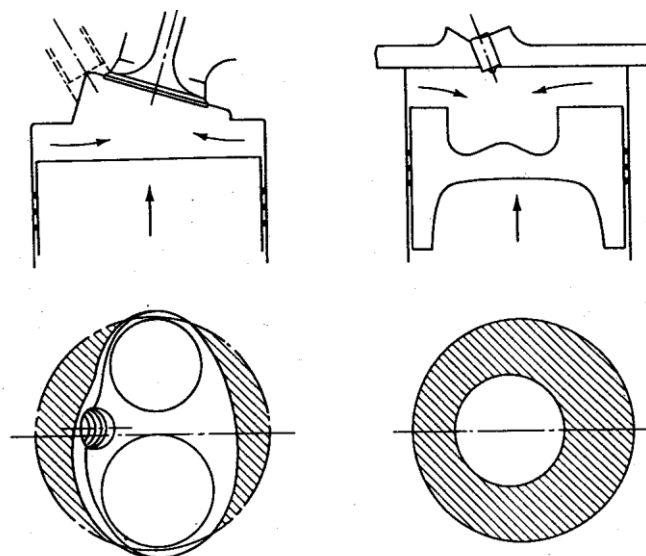
$$v_0 = \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_0}{\rho_0} \left[ \left( 1 - \frac{P_c}{P_0} \right)^{\gamma-1/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \text{--- (2)}$$

การสร้างการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบในจังหวะดูดสามารถทำได้ 2 วิธี วิธีแรกจะทำการบังคับทิศทางการไหลให้อากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในแนวสัมผัสกับกระบอกสูบ อีกวิธีจะทำการสร้างการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบบริเวณทางเข้าของอากาศโดยบังคับให้การไหลหมุนรอบแกนวาล์วก่อนเข้ากระบอกสูบ

## ค.2 การไหลแบบ Squish

จะเกิดขณะที่ลูกสูบเคลื่อนที่เข้าใกล้ศูนย์ตายบนในช่วงปลายจังหวะอัดปริมาตรที่ขอบนอกของห้องเผาไหม้จะถูกกดลงอย่างมากในเวลาอันสั้น ใต้อีบริเวณนอกสุดโดยรอบจะถูกไล่ที่ลดปริมาตรลงเกือบเป็นศูนย์ เพราะลูกสูบเกือบสัมผัสกับฝาสูบ อากาศจึงทะลักพุ่งเข้าสู่ศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ในแนวรัศมีที่เรียกว่า Squish เป็นการเคลื่อนที่ของอากาศที่เสริมการเคลื่อนที่ของ

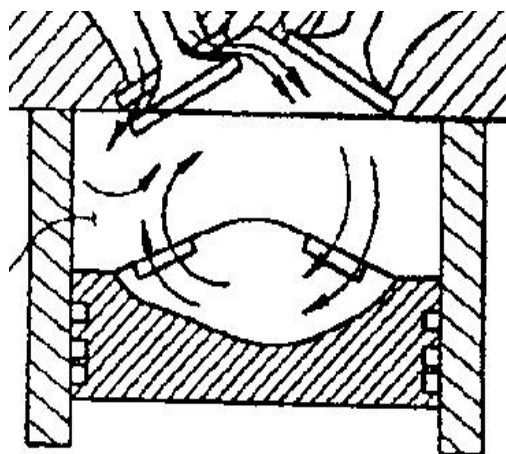
ไอดี ทำให้ไอดีระเหยคูลูกเคล้าดียิ่งขึ้นและช่วยให้เปลวไฟแผ่ลามอย่างรวดเร็ว โดยลักษณะการไหลแบบ Squish ได้แสดงไว้ในรูปที่ ค-3 [4]



รูปที่ ค-3 ลักษณะการไหลแบบ Squish [4]

### ค.3 การไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบหรือ Tumble

จะเกิดขึ้นช่วงปลายจังหวะอัด อากาศที่ถูกรีดจากรอบห้องเผาไหม้ สู่ศูนย์กลาง จะหมุนตกลงรอบแกนซึ่งเป็นวงแหวนที่บริเวณขอบของหลุมที่หัวลูกสูบ การไหลวนในลักษณะนี้จะช่วยเพิ่มอัตราการเผาไหม้และความเร็วของเปลวไฟ ทำให้ เปลวไฟขยายออกรวดเร็วมากขึ้น โดยลักษณะทิศทางการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble) ได้แสดงไว้ในภาพที่ ค-4 [4]



ภาพที่ ค-4 ลักษณะทิศทางการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนกระบอกสูบ (Tumble) [4]

เนื่องจากเครื่องยนต์ HCCI เชื้อเพลิงกับอากาศจะผสมคลุกเคล้า เป็นเนื้อเดียวกันก่อน บริเวณท่อไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ จึงไม่จำเป็นต้องมีอัตราการไหลวนรอบแกนระบอสูบที่สูง เหมือนกรณีเครื่องยนต์ดีเซลเดิม และเนื่องจาก ปริมาณการไหลวนที่มาก จะทำให้พลังงานความร้อนที่เกิดจากการอัดถูกถ่ายเทให้กับผนังห้องเผาไหม้มากเกินไป จนอาจทำให้ เปลวไฟขยายตัวได้ยากและอาจดับได้ ดังนั้น ในเครื่องยนต์ HCCI จึงจำเป็นต้อง ลดขนาดของการไหลวนรอบแกนระบอสูบลง และเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนระบอสูบ (Tumble) จะช่วยเร่งอัตราการเผาไหม้และความเร็วเปลวไฟอีกด้วย ในกรณีศึกษาได้ดำเนินการโดย ขยายทางเข้าของอากาศให้ส่วนที่เป็นผนังที่บังคับทิศทางการไหลวนหมดไป นอกจากนี้ยังมีการปรับเปลี่ยนลักษณะหัวลูกสูบให้มีรูปทรงคล้ายกรวย เพื่อเพิ่มการไหลวนรอบแกนตั้งฉากกับแกนระบอสูบ (Tumble) เพื่อช่วยให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่กระจายอย่างสม่ำเสมอในทุกๆตำแหน่งของห้องเผาไหม้ อันจะส่งผลให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีขึ้น

## ภาคผนวก ง

ทฤษฎีระบบจ่ายเชื้อเพลิงที่ใช้มิกเซอร์

## ทฤษฎีระบบจ่ายเชื้อเพลิงที่ใช้มิกเซอร์

ระบบจ่ายเชื้อเพลิงในปัจจุบัน ที่ใช้กันมากมีด้วยกันสองลักษณะ คือ ระบบที่ใช้หลักการเปลี่ยนแปลงความดันจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วของของไหลเรียกว่า คาร์บูเรเตอร์ (carburetor) กับระบบที่ใช้ไฟฟ้าควบคุมการจ่ายปริมาณเชื้อเพลิงเรียกว่า หัวฉีด (Injector) โดยระบบแรกจะมีความซับซ้อนน้อยกว่าและราคาที่ถูกกว่าระบบที่สอง แต่มีความแม่นยำที่ต่ำกว่า เพื่อให้สอดคล้องกับจุดประสงค์ของการใช้ระบบ เชื้อเพลิงคู่ การจ่ายเชื้อเพลิง ก๊าซเข้าไปในท่ออากาศต้องมีลักษณะไม่ยุ่งยากและมีราคาถูก ดังนั้น คาร์บูเรเตอร์จึงเป็นตัวเลือกเพื่อใช้ในการจ่ายก๊าซสำหรับระบบเชื้อเพลิงคู่

การใช้คาร์บูเรเตอร์ นั้นจะต้องมีการออกแบบลักษณะของมิกเซอร์ซึ่งเป็นอุปกรณ์หลักในระบบคาร์บูเรเตอร์มิกเซอร์เป็นส่วนประกอบที่มี ลักษณะเป็นคอขวด ซึ่งคอขวดนี้จะทำให้ของไหลที่ผ่านท่อหลักหรือท่อไอดีมีความดันลดลงเนื่องจากความเร็วของไหลมีค่าเพิ่มขึ้นจากกฎการอนุรักษ์พลังงาน ดังนั้นของไหลที่อยู่ในท่อขนาดเล็ก รอบคอขวดจะมีความต่างความดันเกิดขึ้นทำให้ของไหลที่อยู่ในท่อขนาดเล็กหรือเชื้อเพลิงสามารถไหลเข้าสู่ท่อหลักได้

ในทางทฤษฎีสัดส่วนของส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงที่เหมาะสมถูกกำหนดด้วยกำลังที่ต้องการโดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ต่ำที่สุดและจะต้องทำงานได้เป็นปกติราบรื่นตลอดช่วงการทำงาน และมีอีกปัจจัยหนึ่งคือขีดจำกัดของมลพิษที่ปล่อยออกมากจะต้องผ่านเกณฑ์ตามกฎหมาย ดังนั้นอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่เหมาะสมจึงมีค่าแตกต่างกันไปตามภาวะที่รับกับความเร็รรอบเครื่องยนต์ต่างๆ

### ง.1 การคำนวณปริมาณการไหลในท่อเวนจูรีและมิกเซอร์[4]

#### ง.1.1 สัมประสิทธิ์ของอัตราการไหล

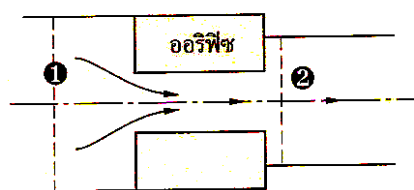
การไหลของของไหลผ่านช่อง แคบ หรือมี พื้นที่การไหลที่ลดลง การไหลจริงในลักษณะนี้มักสัมพันธ์กับการไหลในอุดมคติ การไหลของอุดมคตินี้เป็นการไหลแบบย้อนกลับได้ (ไม่มีความเสียดทาน) อเดียแบติกและคงตัว ผ่านช่องทางที่มีรูปร่างและขนาดเหมือนกัน สำหรับการไหลของของไหลจริงนั้น ความแตกต่างจากข้อสมมติอุดมคติข้างต้นมักนำมาพิจารณาโดยเพิ่มพจน์สัมประสิทธิ์การไหลหรือสัมประสิทธิ์อัตราการไหล (discharge coefficient,  $C_D$ ) ซึ่ง



$$C_D = \frac{\text{Actual flow}}{\text{Ideal flow}} \quad (\text{ง-1})$$

นอกจากนี้สัมประสิทธิ์ของการไหลยังสามารถกำหนดพจน์ของพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหล และพื้นที่อ้างอิงได้ด้วย พื้นที่อ้างอิง ( $A_R$ ) มักใช้เป็นพื้นที่หน้าตัดที่น้อยที่สุด โดยพื้นที่ของช่องแคบ ( $A_E$ ) จะเป็นพื้นที่หน้าตัดของคอคอของรูที่ไม่มีแรงเสียดทานซึ่งเป็นการไหลของมวล (ที่รู้อัตราการไหล) ระหว่าง upstream (ที่ความดันสถิวด้านหน้า) และ downstream (ที่ความดันสถิวด้านหลัง) ดังนั้น

$$C_D = \frac{A_E}{A_R} \quad (\text{ง-2})$$



ภาพที่ ง-1 ผังการไหลของของไหลผ่าน orifice [4]

### ง.1.2 การไหลผ่านท่อเวนจูรี [4]

เมื่อพิจารณาการไหลของของไหลผ่าน orifice ดังภาพที่ ง-1 สำหรับการไหลในอุดมคติ สามารถเขียนสมการของแบร์นูลลีได้เป็น

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} \quad (\text{ง-3})$$

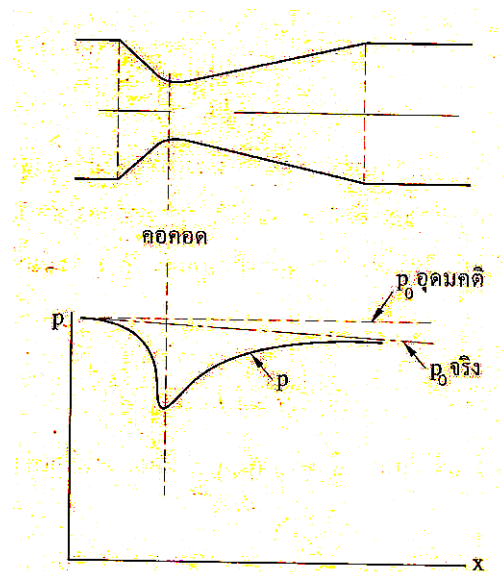
สำหรับการไหลแบบไม่ยุบตัวจากสมการความต่อเนื่องจะได้  $V_1 A_1 = V_2 A_2$  และอัตราการไหลของมวลในอุดมคติผ่าน orifice จะได้

$$\dot{m}_{ideal} = A_2 \left[ \frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (\text{ง-4})$$

อัตราการไหลของมวลจริงสามารถหาได้โดยใช้สัมประสิทธิ์อัตราการไหลเป็น

$$\dot{m}_{actual} = C_D A_2 \left[ \frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (ง-5)$$

ค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลเป็นฟังก์ชันของขนาด , รูปร่าง , ความหยาบของผิว , อัตราการไหลของมวล และคุณสมบัติของของไหล (ความหนาแน่น, ความตึงผิว, และความหนืด) ซึ่งสามารถประมาณได้จากการทดลองแล้วนำมาหาเป็นความสัมพันธ์ตลอดช่วงการทดลองได้



ภาพที่ ง-2 ความดันที่เกิดขึ้นในคอขวดระหว่างก๊าซในอุดมคติกับก๊าซที่เกิดขึ้นจริง

ดังนั้นสำหรับการไหลของอากาศในท่อไอเสียที่เป็นแบบยุบตัวหรือที่เกิดขึ้นจริง การไหลจะมีลักษณะที่ต่างจากการไหลในอุดมคติ (การไหลของก๊าซอุดมคติที่มีค่าความร้อนจำเพาะคงตัว) ดังภาพที่ ง-2 ซึ่งเราสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลในการเชื่อมความสัมพันธ์ จากเรื่องการไหลที่อัดตัวได้ อัตราการไหลของมวลก๊าซในคอขวดสามารถเขียนได้ว่า

$$\dot{m}_{a,ideal} = \frac{P_0 A_T}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{(k+1)/2(k-1)}} \quad (ง-6)$$

หรือ

$$\dot{m}_{a,ideal} = \frac{P_0 A_T}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \quad (ง-7)$$

ดังนั้นอัตราการไหลจริงจะได้

$$\dot{m}_{a,actual} = \frac{C_D P_0 A_T}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2} \quad (ง-8)$$

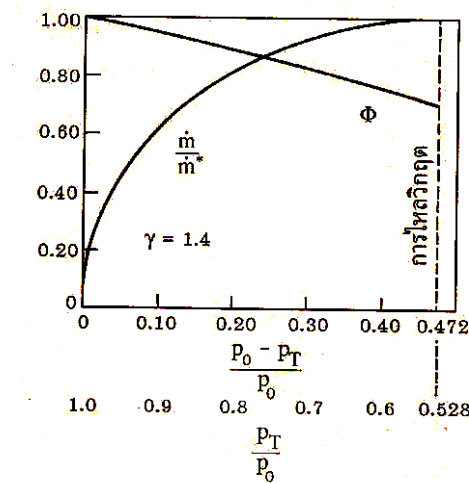
เพื่อให้ง่ายต่อการใช้งาน สมการข้างต้นสามารถเขียนใหม่เป็น

$$\dot{m}_{a,actual} = C_D A_R [2\rho_0 (p_0 - p_T)]^{1/2} \Phi \quad (ง-9)$$

โดยที่

$$\Phi = \left[ \frac{\left(\frac{k}{k-1}\right) \left\{ \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k+1)/k} \right\}}{1 - \frac{p_T}{p_0}} \right]^{1/2} \quad (ง-10)$$

ค่า  $\Phi$  เรียกว่าฟังก์ชันของการไหลแบบยวบตัว ซึ่งเป็นฟังก์ชันกับความดันที่ลดลง ( $\Delta p_a = p_0 - p_T$ ) จากภาพที่ ง-3 พบว่าสำหรับอัตราการไหลที่มีค่าน้อยกว่าประมาณ 60% ของการไหลวิกฤตผลของการยวบตัว (compressibility) ที่มีต่ออัตราการไหลของมวลจะน้อยกว่า 5%



ภาพที่ ง-3 ค่าของผลของการยวบตัวที่มีต่ออัตราการไหลของมวล

ดังนั้นการไหลผ่านท่อเวนจูรี โดยทั่วไปจะพิจารณาเป็นการไหลแบบคงตัวของของไหลในคาร์บูเรเตอร์ ซึ่ง  $\frac{\Delta p_a}{p_0} \leq 0.1$  ซึ่งผลของการยวบตัวจะมีค่าน้อยมาก

### ง.1.3 การไหลผ่าน orifice ของเชื้อเพลิง [4]

เนื่องจากเชื้อเพลิงเป็นของเหลวจึงพอถือได้ว่าไม่มีการยุบตัว อัตราการไหลของเชื้อเพลิงผ่าน orifice ( $\dot{m}_f$ ) จะได้ว่า

$$\dot{m}_f = C_{D0} A_0 (2\rho_f \Delta p_f)^{1/2} \quad (\text{ง-11})$$

ค่า  $C_D$  และ  $A_0$  เป็นสัมประสิทธิ์อัตราไหลและพื้นที่ของ orifice ตามลำดับ  $\Delta p_f$  เป็นผลต่างของความดันเมื่อผ่าน orifice และสมมติให้พื้นที่ของ orifice น้อยกว่าพื้นที่ของช่องแคบมาก

### ง.1.4 สมรรถนะของคาร์บูเรเตอร์แบบพื้นฐาน [4]

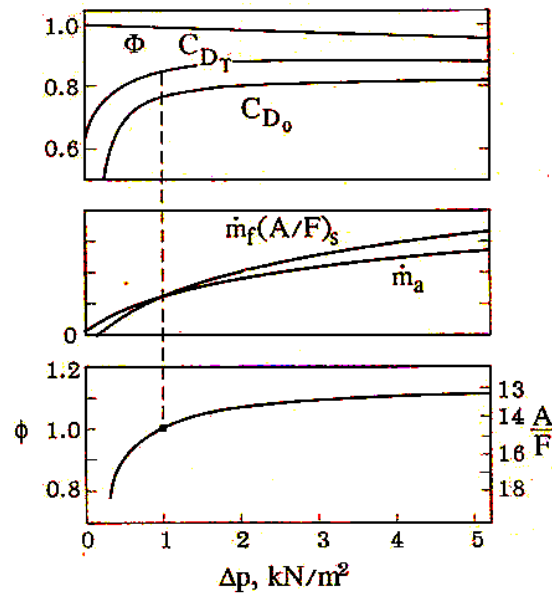
อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงสำหรับการไหลผ่านคอคออดสามารถเขียนได้เป็น

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \left(\frac{C_{DT}}{C_{D0}}\right) \left(\frac{A_T}{A_0}\right) \left(\frac{\rho_{a0}}{\rho_f gh}\right)^{1/2} \left(\frac{\Delta p_a}{\Delta p_a - \rho_f}\right)^{1/2} \Theta \quad (\text{ง-12})$$

ดังนั้นอัตราส่วนสมมูลก็จะเป็น

$$\Phi = \frac{(A/F)_s}{\Theta} \left(\frac{C_{D0}}{C_{DT}}\right) \left(\frac{A_0}{A_T}\right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_{a0}}\right)^{1/2} \left(1 - \frac{\rho_f gh}{\Delta p_a}\right)^{1/2} \quad (\text{ง-13})$$

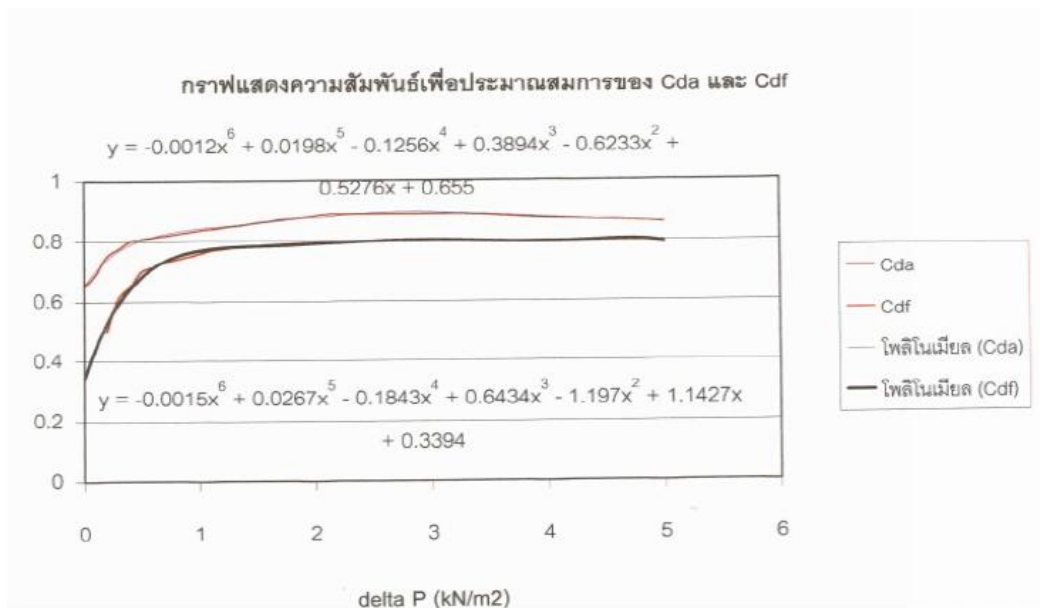
โดยที่การทำงานจุดต่างๆ โดยพื้นฐานพจน์  $A_0, A_T, \rho_f$  และ  $\rho_{a0}$  จะมีค่าคงตัว ส่วนสัมประสิทธิ์อัตราไหล  $C_{D0}, C_{DT}$  และ  $\Theta$  จะแปรผันกับอัตราการไหล ดังนั้นอัตราส่วนสมมูลของสารผสมที่ได้จากมิกเซอร์จึงไม่คงตัวค่าต่างๆ ได้แสดงไว้ในภาพที่ ง-4 โดยเทียบกับ  $\Delta p$  อัตราการไหลของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นเร็วกว่าอัตราการไหลของอากาศแต่ที่อัตราการไหลสูงๆ อัตราส่วนสมมูลมีค่าเกือบคงตัว



ภาพที่ ง-4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันที่ลดลงที่คอคออดเทียบกับอัตราส่วนสมมูล [4]

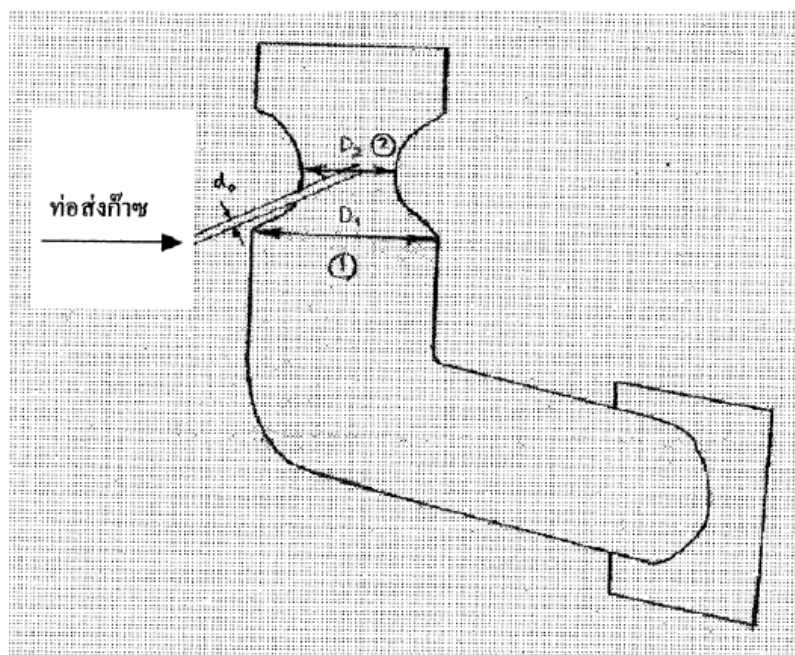
ง.1.5 การประมาณค่าของ discharge coefficient [4]

จากที่กล่าวมาค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลหรือ Discharge coefficient ขึ้นอยู่กับการไหลที่เกิดขึ้นจริง ภาพที่ ง-5 เป็นกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Discharge coefficient กับความดันที่ลดลงสำหรับออริฟิซ และได้ทำการประมาณค่าความสัมพันธ์ทั้งสองให้อยู่ในรูปของสมการเพื่อความสะดวกในการเลือกมาใช้งาน



ภาพที่ ง-5 กราฟแสดงความสัมพันธ์เพื่อประมาณสมการของ  $C_{da}$  และ  $C_{df}$  [4]

## ง.2 การคำนวณหาขนาด Mixer



ภาพที่ ง-6 แบบจำลองมิกเซอร์

Specification: Engine model Kubota RT140

Engine size	709	cc
Maximum power	14	Ps (10.29 kW)
Fuel consumption	3.31	litre/hr
Inlet diameter	44	mm
Volumetric efficiency	70	%
Condition: Air inlet temperature	27	°C (300K)
Ambient pressure	1	bar (101 kPa)

Properties of fluid:

Air: Density	1.14	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat at constant pressure, $c_p$	1.004	kJ/(kgK)
Specific heat ratio, $k$	1.4	
DME: Density (At 288K and 1 atm)	2.057	kg/m <sup>3</sup>
Lower heating value	28.43	MJ/kg
Diesel: Density	0.825	kg/litre
Lower heating value	42.5	MJ/kg

### ง.2.1 หาค่าความดันที่ลดลง

อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศสามารถคิดได้จากการตัวแปรของเครื่องยนต์ดังนี้

$$Q_{air} = \frac{(\eta_v NV_d)}{60n_R} = \frac{0.7N(709 \times 10^{-8})}{60 \times 2} = 4.1358 \times 10^{-8} N(rpm)$$

ที่หน้าตัดที่ 1 ก่อนคอคอด

$$P_1 - P_{atm} = 1.01 MPa$$

$$V_1 = \frac{Q_{air}}{A_1} = \frac{4.1358 \times 10^{-8} N(rpm)}{\frac{\pi}{4} (44 \times 10^{-2})^2} = 2.7200 \times 10^{-3} N(rpm)$$

ที่หน้าตัดที่ 2 บริเวณคอคอด

$$V_2 = \frac{Q_{air}}{A_2} = \frac{4.1358 \times 10^{-8} N(rpm)}{\frac{\pi}{4} (D_2)^2} = 5.2659 \times 10^{-8} \frac{N(rpm)}{D_2^2}$$

จากสมการสมการแบร์นูลลี

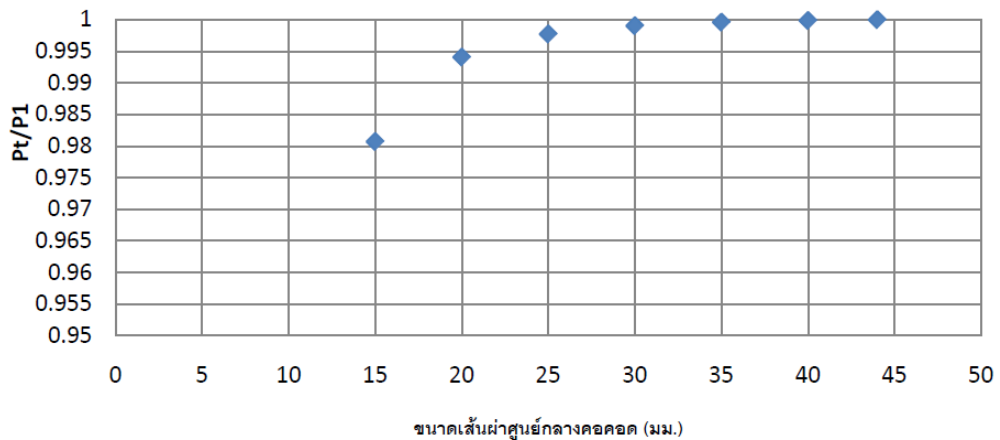
$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

$$\Delta P = \frac{\rho_{air}(V_2^2 - V_1^2)}{2}$$

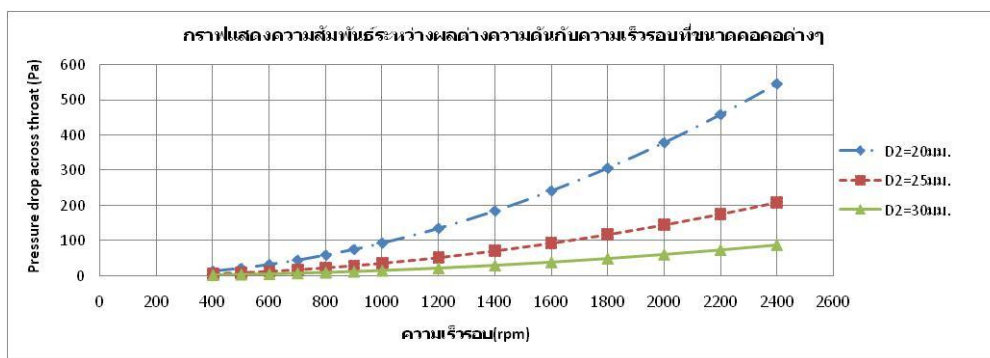
$$\Delta P = 1.5806 \times 10^{-11} \frac{N(rpm)^2}{D_2^4} - 4.2171 \times 10^{-6} N(rpm)^2$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} = 1.5650 \times 10^{-16} \frac{N(rpm)^2}{D_2^4} - 4.1753 \times 10^{-11} N(rpm)^2$$

$$\frac{P_T}{P_1} = 1 - \frac{\Delta P}{P_1} = 1 - 1.5650 \times 10^{-16} \frac{N(rpm)^2}{D_2^4} + 4.1753 \times 10^{-11} N(rpm)^2$$



ภาพที่ ง-7 กราฟแสดงค่าของ  $P_T/P_1$  ที่ขนาดคอคอดต่างๆ ที่ความเร็ว 2400 rpm



ภาพที่ ง-8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างความดันกับความเร็วยุบที่ขนาดคอคอดต่างๆ

### ง.2.2 หาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่คอคอดต่อความดันที่ลดลง

จากหัวข้อที่แล้วจะได้ว่าอัตราการไหลของมวลที่เป็นของเหลวที่ยุบตัวได้จะได้ว่า

$$m_{a,real} = \frac{C_D P_o A_T}{\sqrt{RT_o}} \left( \frac{P_T}{P_o} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_T}{P_o} \right)^{(k-1)/k} \right] \right\}^{1/2}$$

$$m_{a,real} = C_D A_R [2\rho_o (\rho_o - \rho_T)]^{1/2\phi}$$

หรือ 
$$\dot{m} = C_{Df} A_f [2(\Delta p) p_f]^{1/2}$$

จากภาพที่ ง-7 ค่า  $P_T/P_o$  มีค่าใกล้เคียงกับหนึ่งมากในช่วงขนาดของคอคอดที่เลือกใช้ ดังนั้นเมื่อดูกราฟสมการของสัมประสิทธิ์อัตราการไหลและค่าของผลจากการยุบตัวในภาพที่ ง-8 แล้วเราสามารถสมมติให้ว่า  $C_D$  ของอากาศมีค่าประมาณ 0.83 และให้การไหลนี้ได้รับผลจากการยุบตัวน้อยมาก ( $\phi = 1$ ) และสำหรับการไหลของเชื้อเพลิงจะสมมติให้ค่า  $C_D$  ของท่อส่งเพลิงมีค่า 0.6 ดังนั้นอัตราการไหลของเชื้อเพลิงจะเขียนได้เป็น

$$\dot{m} = C_{Df} A_f [2(\Delta p) p_f]^{1/2}$$

### ง.2.3 หาขนาดของมิกเซอร์ที่สามารถจ่ายก๊าซตามอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงสุดของเครื่องยนต์

เพื่อประมาณค่าของปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่ใส่เข้าไปในห้องเผาไหม้ จะคิดจากปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่ให้พลังงานเทียบเท่ากับพลังงานที่ได้จากปริมาณดีเซลที่กำลังสูงสุด ปริมาณเชื้อเพลิงดีเซลที่ใช้ที่กำลังสูงสุดมีค่า 3.3 ลิตรต่อชั่วโมงหรือคิดเป็นพลังงานประมาณ 116 MJ/hr ซึ่งเทียบเป็นปริมาณก๊าซ DME เท่ากับ 4.08 kg/hr จากสมการสำหรับการไหลของเชื้อเพลิงพื้นที่หน้าตัดที่ต้องการสำหรับอัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่ต้องการสามารถเขียนได้ว่า

$$A_t = \frac{\dot{m}_f}{C_{Df} \sqrt{2(p_g - p_t) / \rho_g}}$$



และขนาดของเส้นผ่าศูนย์กลางของรูจ่ายก๊าซจำนวน  $n$  รู สามารถเขียนได้ว่า

$$D_g = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left( \frac{A_r}{n} \right)}$$

ความดันของก๊าซหลังออกจากหม้อต้มสมมติให้มีค่า 1.01 บาร์ ค่าสัมประสิทธิ์การไหลในท่อก๊าซมีค่า 0.6 และความหนาแน่นของก๊าซ DME มีค่า 2.057 กก./ลบ.ม. เมื่อลองแทนค่าคอคอดและจำนวนรูจะสามารถเลือกค่าที่เหมาะสมได้ ในที่นี้จะเลือกใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางคอคอด 25 มม. และใช้รูจ่ายก๊าซขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 2.9 มม. จำนวน 8 รู

## ภาคผนวก จ

ข้อมูลการทดสอบสมรรถนะ

ตารางที่ ๑-1 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่สภาวะคงตัวภาระสูงสุดของอัตราส่วนการอัด 18

CR	Condition		Torque	Corrected T	BMEP	Power	$m_f$	BSFC	STEC	$\eta_f$	Temperature						Amb P	Gas P	$m_a$	F/A	$\Phi$
	Speed	Needle									Exhaust	Lube oil	Cooling water	Air box	DT	WT					
	(rpm)	(%)									(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)					
18	1200	70	7.26	7.44	131.80	0.93	0.308	1186.47	33.73	10.67	232.4	57.1	73.5	34.3	31.6	30	753.35	0.0043	6.809	0.045	0.407
	1400	70	7.61	7.75	137.39	1.14	0.313	992.94	28.23	12.75	228.5	36.4	55.2	33	31	29.8	753.35	0.0050	7.769	0.040	0.363
	1200	60	7.61	7.71	136.60	0.97	0.294	1094.63	31.12	11.57	284.2	80	73	32	30.8	29.8	754.55	0.0038	6.712	0.044	0.395
	1400	60	8.13	8.23	145.93	1.21	0.305	910.57	25.89	13.91	246.8	75	70	32	30.8	29.8	754.5	0.0051	7.732	0.039	0.356
	1200	50	7.95	8.12	143.97	1.02	0.278	979.66	27.85	12.93	215.6	44.4	62.2	34	29.8	29.2	754.3	0.0029	6.689	0.042	0.374
	1400	50	8.30	8.41	149.01	1.23	0.300	875.61	24.89	14.46	240.8	88	72	32	30.8	29.8	754.6	0.0045	7.676	0.039	0.352

ตารางที่ ๑-2 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุดของอัตราส่วนการอัด 13.7

CR	Condition		Torque (N.m)	Corrected T (N.m)	BMEP (kPa)	Power (kW)	m <sub>i</sub> (g/s)	BSFC (g/Kw.h)	STEC (MJ/kW.h)	η <sub>i</sub> (%)	Temperature						Amb P (mmHg)	Gas P (bar)	m <sub>a</sub> (g/s)	F/A	Φ
	Speed	Needle									Exhaust	Lube oil	Cooling water	Air box	DT	WT					
	(rpm)	(%)									(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)					
13.7	1400	70	12.45	12.72	225.42	1.86	0.327	631.56	17.96	20.05	274.6	45.6	70.5	33.8	30.6	29.7	753.6	0.0052	7.705	0.042	0.382
	1500	70	11.76	12.02	212.98	1.89	0.330	629.45	17.90	20.12	263.5	44.7	66.5	33.9	30.4	29.6	753.6	0.0063	8.085	0.041	0.368
	1600	70	11.07	11.31	200.51	1.90	0.332	629.85	17.91	20.10	240.8	40.4	59.4	34	30.3	29.6	753.65	0.0072	8.397	0.039	0.356
	1700	70	10.37	10.59	187.75	1.89	0.337	642.40	18.26	19.71	259.3	48.4	73.6	33.7	30.9	29.8	753.7	0.0076	8.503	0.040	0.357
	1200	60	12.45	12.71	225.19	1.60	0.310	698.35	19.85	18.13	266.3	54.9	75.3	33.7	31.4	30.2	754	0.0043	6.882	0.045	0.405
	1300	60	12.45	12.70	225.11	1.73	0.304	632.86	17.99	20.01	257.6	54.8	73.4	33.6	31.4	30.1	754	0.0052	7.249	0.042	0.378
	1400	60	11.76	12.00	212.60	1.76	0.311	635.82	18.08	19.92	246.8	54.2	71.9	33.6	31.3	30.1	754	0.0057	7.709	0.040	0.363
	1500	60	10.72	10.94	193.90	1.72	0.312	652.75	18.56	19.40	236.1	53.9	70.2	33.6	31.3	30	753.8	0.0070	8.143	0.038	0.345
	1600	60	9.68	9.89	175.27	1.66	0.314	681.39	19.37	18.58	223.8	54.2	69.1	33.8	31.2	30	753.8	0.0075	8.451	0.037	0.334
	1700	60	8.30	8.48	150.30	1.51	0.315	751.85	21.38	16.84	212.8	53.8	67.6	33.9	31.2	30	753.75	0.0078	8.551	0.037	0.332
	1200	50	12.79	12.90	228.61	1.62	0.270	600.17	17.06	21.10	237.8	56.2	66.9	30.1	29	28.2	753	0.0051	7.012	0.039	0.347
	1300	50	12.45	12.54	222.35	1.71	0.270	568.59	16.17	22.27	231.5	56	65.4	30	29	28.2	753	0.0056	7.346	0.037	0.331
	1400	50	11.76	11.84	209.91	1.74	0.275	570.49	16.22	22.20	223	54.5	66	29.9	29	28	753	0.0063	7.695	0.036	0.322
	1500	50	10.72	10.80	191.48	1.70	0.276	585.91	16.66	21.61	220.8	53.2	64.1	29.92	28.8	27.8	752.75	0.0074	8.133	0.034	0.306
	1600	50	9.34	9.41	166.76	1.58	0.275	627.25	17.83	20.19	213	51.9	62.8	29.9	28.8	27.8	752.75	0.0082	8.525	0.032	0.290
	1700	50	7.26	7.31	129.55	1.30	0.271	750.84	21.35	16.86	195.5	45.1	58.3	29.6	28.4	24.6	752.75	0.0091	8.656	0.031	0.282
	1200	40	12.45	12.57	222.87	1.58	0.234	532.85	15.15	23.76	228.4	59.4	67.6	30.4	29.4	28.4	752.5	0.0056	7.037	0.033	0.299
	1300	40	11.76	11.87	210.40	1.62	0.234	522.10	14.84	24.25	218.9	59.5	66.6	30.3	29.4	28.4	752.5	0.0061	7.340	0.032	0.288
	1400	40	10.37	10.48	185.74	1.54	0.236	552.77	15.72	22.91	208.9	59.6	65.9	30.3	29.4	28.4	752.2	0.0070	7.742	0.030	0.275
	1500	40	8.99	9.08	160.91	1.43	0.234	591.06	16.80	21.42	198	59.4	65.6	30.2	29.2	28.4	752.2	0.0079	8.180	0.029	0.258
1600	40	5.88	5.94	105.21	0.99	0.233	844.45	24.01	15.00	183.5	59	66.9	30.2	29.2	28.2	752.2	0.0087	8.543	0.027	0.246	

ตารางที่ ๑-3 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ DME-HCCI ที่สภาวะคงตัวภาวะสูงสุดของอัตราส่วนการอัด 10.3

CR	Condition		Torque (N.m)	Corrected T (N.m)	BMEP (kPa)	Power (kW)	$m_i$ (g/s)	BSFC (g/Kw.h)	STEC (MJ/kW.h)	$\eta$ (%)	Temperature						Amb P (mmHg)	Gas P (bar)	$m_a$ (g/s)	F/A	$\Phi$
	Speed	Needle									Exhaust	Lube oil	Cooling water	Air box	DT	WT					
	(rpm)	(%)									(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)					
10.3	1300	70	21.44	21.83	386.96	2.97	0.334	404.92	11.51	31.27	280.2	50.2	85.2	33.8	31.9	30	755.7	0.0043	7.254	0.046	0.415
	1400	70	20.06	20.43	362.16	3.00	0.337	405.08	11.52	31.26	253.1	49	83.9	33.9	31.8	30	755.65	0.0052	7.714	0.044	0.394
	1500	70	18.33	18.66	330.81	2.93	0.342	419.42	11.92	30.19	240.3	48.9	78.8	33.8	31.6	30	755.65	0.0063	8.255	0.041	0.373
	1600	70	17.64	17.96	318.35	3.01	0.348	416.12	11.83	30.43	230.7	46.9	75.6	33.7	31.4	29.8	755.35	0.0073	8.512	0.041	0.368
	1700	70	15.56	15.84	280.75	2.82	0.354	451.38	12.83	28.05	216.6	45.6	71.6	33.5	31.2	29.8	755.2	0.0078	8.714	0.041	0.366
	1200	60	20.06	20.48	362.95	2.57	0.307	429.31	12.21	29.50	248.2	47.8	81.5	34.1	32	30.2	754.75	0.0044	7.005	0.044	0.395
	1300	60	19.36	19.77	350.38	2.69	0.308	411.51	11.70	30.77	286.3	47.3	78.9	34	32	30.1	754.6	0.0050	7.423	0.041	0.373
	1400	60	18.33	18.71	331.63	2.74	0.301	394.97	11.23	32.06	274.4	46.6	76.8	34	31.8	30	754.55	0.0058	7.873	0.038	0.344
	1500	60	16.60	16.95	300.49	2.66	0.313	423.77	12.05	29.88	226.1	46.4	76	34.1	31.7	30	754.5	0.0073	8.297	0.038	0.340
	1600	60	14.52	14.84	262.97	2.49	0.309	447.33	12.72	28.31	214.9	46	72.9	34.1	31.6	30	754.4	0.0080	8.552	0.036	0.325
	1700	60	13.83	14.15	250.79	2.52	0.314	448.99	12.76	28.20	200.2	45.4	70.8	34.4	31.5	29.7	754.25	0.0080	8.647	0.036	0.327
	1200	50	18.67	19.08	338.20	2.40	0.276	414.21	11.78	30.57	254	48.8	72.1	34.5	31.2	30.2	755.2	0.0050	7.063	0.039	0.352
	1300	50	17.29	17.67	313.26	2.41	0.274	410.25	11.66	30.87	258.4	50.2	76.7	34.6	31.4	30.3	755.2	0.0055	7.418	0.037	0.333
	1400	50	15.22	15.51	274.91	2.27	0.276	436.60	12.41	29.00	235	48.3	71.7	33.8	31.8	30.4	755	0.0066	7.932	0.035	0.313
	1500	50	12.79	13.04	231.14	2.05	0.274	480.68	13.67	26.34	215.4	47.6	70.4	33.7	31.8	30.4	754.85	0.0076	8.356	0.033	0.295
	1600	50	7.95	8.11	143.69	1.36	0.270	716.27	20.36	17.68	178	48	69.3	33.7	31.8	30.4	754.8	0.0086	8.610	0.031	0.283
	1700	50	5.53	5.64	99.97	1.00	0.273	978.87	27.83	12.94	164.6	48.6	69.3	33.7	31.6	30.2	754.75	0.0089	8.758	0.031	0.281
	1200	40	15.22	15.55	275.65	1.95	0.229	421.07	11.97	30.07	225.8	50.5	71.2	34.8	31.4	30.3	755.75	0.0056	7.062	0.032	0.292
	1300	40	12.45	12.73	225.55	1.73	0.228	472.93	13.45	26.77	200.5	50.4	68.8	34.8	31.4	30.2	755.7	0.0062	7.418	0.031	0.276
	1400	40	7.61	7.77	137.78	1.14	0.228	720.25	20.48	17.58	160.2	49.7	68	34.7	31.4	30.2	755.7	0.0070	7.924	0.029	0.259
1500	40	4.84	4.95	87.73	0.78	0.232	1072.51	30.49	11.81	149.3	48.7	67.8	34.8	31.3	30.2	755.6	0.0081	8.345	0.028	0.250	

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นาย ปัญจพล นวลละออง เกิดเมื่อวันที่ 5 เดือน มีนาคม พุทธศักราช 2529 สำเร็จ  
การศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี เมื่อปีการศึกษา 2551 เข้าศึกษาต่อในหลักสูตร  
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์  
มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2551