



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญา

วิศวกรรมเครื่องกล

วิศวกรรมเครื่องกล

สาขา

ภาควิชา

เรื่อง การใช้แบบจำลองชนิด Single Zone Model เพื่อศึกษาคุณลักษณะการเกิดน็อก มลพิษ และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85

An Investigation into the Effects of Gasohol E0, E10 and E85 on Engine Performance, Oxides of Nitrogen Emissions and Knock Characteristic by Using a Single-Zone Engine Model

นามผู้วิจัย นายกรภ กวินพลอาสา

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์เอกไท วิโรจน์สกุลชัย, Ph.D.)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม

(อาจารย์ธเนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D.)

หัวหน้าภาควิชา

(รองศาสตราจารย์ชวลิต กิตติชัยการ, Ph.D.)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์กัญญา ชีระกุล, D.Agr.)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ _____ เดือน _____ พ.ศ. _____

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

การใช้แบบจำลองชนิด Single Zone Model เพื่อศึกษาคุณลักษณะการเกิดน็อก
มลพิษ และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85

An Investigation into the Effects of Gasohol E0, E10 and E85 on Engine Performance,
Oxides of Nitrogen Emissions and Knock Characteristic by Using a Single-Zone Engine Model

โดย

นายกรภพ กวินพลอาสา

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

พ.ศ. 2554

กรรพ กวินพลอาสา 2554: การใช้แบบจำลองชนิด Single Zone Model เพื่อศึกษา
คุณลักษณะการเกิดน็อก มลพิษ และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0,
E10 และ E85 ปรินญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) สาขาวิชา
วิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก:
ผู้ช่วยศาสตราจารย์เอกไท วิโรจน์สกุลชัย, Ph.D. 123 หน้า

การศึกษานี้เป็นการสร้างแบบจำลองเครื่องยนต์เพื่อใช้ทำนายผลกระทบของการใช้
เชื้อเพลิง E10 และ E85 เทียบกับเชื้อเพลิง E0 ต่อการทำงานของเครื่องยนต์ที่สภาวะการทำงานต่างๆ
ในแบบจำลองได้ทำการปรับค่ามุมจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ความเร็วรอบ อัตราส่วนอากาศ
ต่อเชื้อเพลิง และอัตราส่วนอัด เพื่อศึกษาแนวโน้มของกำลัง ประสิทธิภาพเชิงความร้อน การ
สิ้นเปลืองเชื้อเพลิง โอกาสการเกิดน็อก และไอเสียที่ออกมาจากเครื่องยนต์

ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง E10 และ E85 ภายใต้ Wiebe Function เทียบกับเชื้อเพลิง E0 กับ
ผลการทดลองจะมีค่า m และ b ที่เหมาะสมแตกต่างกัน โดยปริมาณเอทานอลที่เพิ่มมากขึ้นมีผลให้
ค่า m มีค่าเพิ่มขึ้นและค่า b มีค่าลดลงตามลำดับเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0

ผลการจำลองปริมาณของเอทานอลที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าแรงบิดและประสิทธิภาพเชิงความ
ร้อนน้อยลงในขณะที่มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้น อย่างไรก็ตามเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของ
เอทานอลมากขึ้นจะช่วยให้สามารถตั้งค่ามุมจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ได้ไฟแก่มากขึ้น
ส่งผลให้เกิดมลพิษและโอกาสการเกิดน็อกที่น้อยลง

ลายมือชื่อนิสิต

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

Koraphop Kawinpolasa 2011: An Investigation into the Effects of Gasohol E0, E10 and E85 on Engine Performance, Oxides of Nitrogen Emissions and Knock Characteristic by Using a Single-Zone Engine Model. Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Assistant Professor Ekathai Wirojsakunchai, Ph.D. 123 pages.

This study involves the development of an engine model in order to study impacts of using gasohol fuels (E10 and E85) comparing to a typical fuel (E0) on various engine operating conditions. In the model, engine performance, thermal efficiency, fuel consumption, knock characteristics, and emissions were investigated at various spark timings, engine speed, air-fuel ratio and compression ratio.

The model was first calibrated with experimental results to optimize values of m and b in Wiebe function. When increasing percentages of ethanol blends, the adjusted value of m was increased while b was decreased.

Results from the simulation showed that when increasing percentages of ethanol blends, engine torque and thermal efficiency were decreased with higher fuel consumption. However, the ethanol blends offer the benefit of allowing advanced spark timing without knock. This will help decreasing emissions and minimizing knock occurrence.

Student's signature

Thesis Advisor's signature

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เอกไท วิโรจน์สกุลชัย ประธานกรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ อาจารย์ ดร.ชเนศ อรุณศรีโสภณ กรรมการที่ปรึกษาสาขา ที่ให้คำปรึกษาในการเรียน การค้นคว้าวิจัย ตลอดจนการตรวจแก้ไขวิทยานิพนธ์จนกระทั่งเสร็จสมบูรณ์ และกราบขอบพระคุณผู้แทนบัณฑิตวิทยาลัย ที่ได้ให้ความกรุณาตรวจแก้ไขวิทยานิพนธ์ให้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอกราบขอพระคุณอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน ที่ได้อบรมสั่งสอนและมอบความรู้อันเป็นประโยชน์อย่างยิ่งในการนำไปใช้ประโยชน์ต่อไป และเจ้าหน้าที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน ที่ได้ให้ความช่วยเหลือและให้คำแนะนำต่างๆ

ด้วยความดีหรือประโยชน์อันใดเนื่องจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ขอมอบแด่นายพันศักดิ์ และนางอมศรี พลอาสา ซึ่งเป็นผู้ที่ได้อบรมและให้กำลังใจ ตลอดจนช่วยเหลือค่าใช้จ่ายในเรื่องค่าเล่าเรียน และการทำวิทยานิพนธ์ในครั้งนี้ของผู้วิจัยมาตลอด

กรรพ กวินพลอาสา

ตุลาคม 2554

สารบัญ

หน้า

สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(5)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(11)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	4
อุปกรณ์และวิธีการ	13
อุปกรณ์	13
วิธีการ	47
ผลและวิจารณ์	55
สรุปและข้อเสนอแนะ	82
สรุป	82
ข้อเสนอแนะ	84
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	85
ภาคผนวก	88
ภาคผนวก ก โปรแกรม EES (Engineering Equation Solver)	89
ภาคผนวก ข ผลการจำลองแบบจำลองเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 E10 และ E85	98
ภาคผนวก ค โค้ดแบบจำลองเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล โดยใช้โปรแกรม EES	108
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	123

สารบัญตาราง

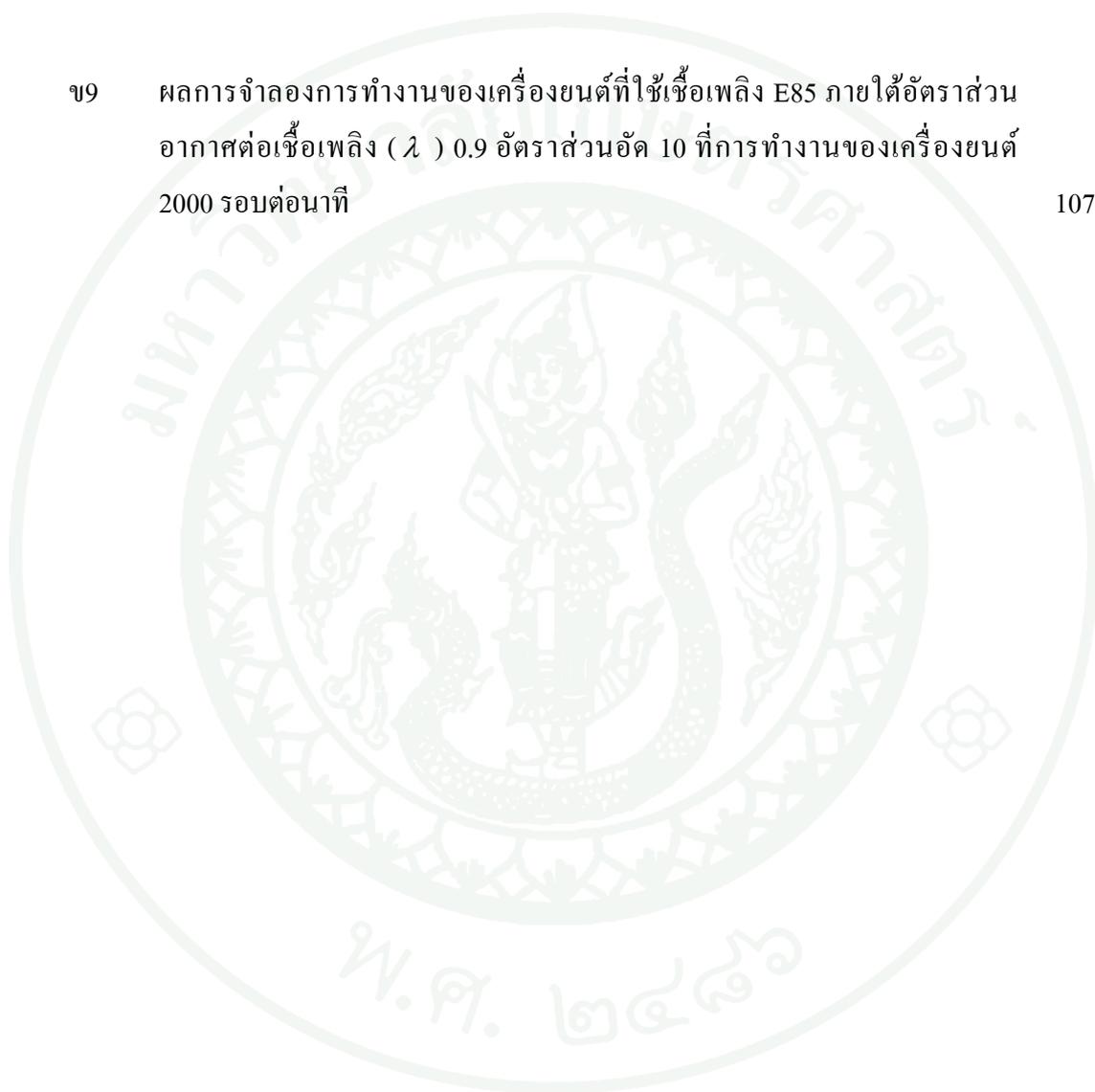
ตารางที่		หน้า
1	คุณสมบัติของเชื้อเพลิง (Characteristics of Fuel)	14
2	สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงของ Woschini	30
3	คุณลักษณะของเครื่องยนต์ CFR	47
4	ตารางเทียบเคียงค่าการทดลองเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85	48
5	แนวโน้มการเทียบเคียงของค่า m และ b ของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85	49
6	ตารางเทียบเคียงค่าการทดลองที่คลาดเคลื่อนน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E10 และ E85	52
7	ค่า m และ b ที่คลาดเคลื่อนน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85	53
8	คุณลักษณะของแบบจำลองเครื่องยนต์ภายใต้ภายใต้คู่มือในโปรแกรม AVL Boost	53

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางผนวกที่	หน้า
ข1 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที	99
ข2 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที	100
ข3 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที	101
ข4 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที	102
ข5 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที	103
ข6 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที	104
ข7 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที	105
ข8 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที	106

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางผนวกที่	หน้า
ข9 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที	107



สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	ความเร็วของเปลวไฟแบบราบเรียบของเชื้อเพลิงต่าง ๆ ที่เป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนสมมูลเมื่อวัดที่ 1 บรรยากาศ และ 300 เคลวิน	17
2	สมบัติทางเรขาคณิตของกระบอกสูบ ลูกสูบ ก้านสูบ และเพลาค้อเหวี่ยง	20
3	การเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลของอากาศผ่านลิ้นเร่งกับความดันในท่อไอดีมุมของแผ่นลิ้นเร่ง และอัตราเร็วเครื่องยนต์ของเครื่องยนต์ 8 สูบ ความจุ 4.7 ลิตร	23
4	ขอบเขตของระบบเปิดภายในห้องเผาไหม้เมื่อใช้กฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์	24
5	ขอบเขตของระบบเปิดภายในห้องเผาไหม้เมื่อแบ่งพื้นที่ช่วงที่เกิดการเผาไหม้แล้วกับช่วงที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้	25
6	กราฟระหว่างเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยง	31
7	เครื่องยนต์ CFR (Cooperative Fuel Research Engine)	35
8	กราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงของ (a) วัฏจักรที่มีการเผาไหม้ตามปกติ (b) วัฏจักรที่มีการน็อกไม่รุนแรง และ (c) วัฏจักรที่มีการน็อกที่รุนแรงที่ได้จากเครื่องยนต์สูบเดียว ขนาด 3.81 ลิตร เมื่อลิ้นเร่งเปิดเต็มที่ (Full Throttle) ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 4000 รอบต่อนาที	36
9	(ก) ความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงของจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้ามากเกินไป (50°), จังหวะจุดระเบิดที่ MBT (30°) และจังหวะการจุดระเบิดล่าช้า (10°) (ข) ผลของการจุดระเบิดล่วงหน้าที่อัตราเร็วเครื่องยนต์และค่าอากาศต่อเชื้อเพลิงคงตัวเมื่อเปิดลิ้นเร่งเต็มที่	38
10	(ก) ค่ากำลังบ่งชี้ กำลังเบรก และกำลังความเสียดทาน (P_i , P_b และ P_f) กับค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก และความดันยังผลเฉลี่ยเสียดทาน ($imep$, $bmep$ และ $fimep$) ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟที่ใช้กับรถยนต์หกสูบ 3.8 ลิตร ทำงานเมื่อลิ้นเร่งเปิดเต็มที่ (Full Throttle) เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 96.8 มิลลิเมตร ระยะชัก 86 มิลลิเมตร และอัตราส่วนความดัน 8.6	41

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
(ข) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะบ่งชี้และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (<i>isfc</i> และ <i>bsfc</i>) และประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์ และประสิทธิภาพเชิงกล (η_m) ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้กับรถยนต์หกสูบ 3.8 ลิตร ทำงานเมื่อสิ้นเร่งเปิดเต็มที่ (Full Throttle) เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 96.8 มิลลิเมตร ระยะชัก 86 มิลลิเมตร และอัตราส่วนความดัน 8.6	41
11 ความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้ที่เป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงไอโซออกเทน ที่ความดัน 1 บรรยากาศ อุณหภูมิ 388 เคลวิน และค่าเศษส่วนแก๊สที่ค่าที่ 0.05	44
12 มุมข้อเหวี่ยงของความดันสูงสุดที่เป็นฟังก์ชันกับมุมจังหวะจุดระเบิดจากการเปรียบเทียบ	49
13 แสดงอัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ที่มุมการจุดระเบิดที่ 10 องศา ก่อนศูนย์ตายบน	50
14 ค่าความคลาดเคลื่อนของเชื้อเพลิง E10	51
15 ค่าความคลาดเคลื่อนของเชื้อเพลิง E85	51
16 การเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลของอากาศผ่านลิ้นเร่งกับความดันในท่อไอดี มุมลิ้นเร่งและอัตราเร็วของเครื่องยนต์	54
17 การเกิดน็อกภายในเครื่องยนต์	55
18 ความดันสูงสุดเมื่ออัตราส่วนความดันเท่ากับ 9	56
19 ค่าความดันเฉลี่ยยังผลเมื่ออัตราส่วนความดันเท่ากับ 9	57
20 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน	58
21 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง เมื่ออัตราส่วนความดันเท่ากับ 9	59
22 ค่าออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)	60
23 ขอบเขตการเกิดน็อก ภายใต้การปรับอัตราส่วนการอัดที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9	61

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
24	ขอบเขตการเกิดน็อก ภายใต้การปรับอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) ที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	62
25	การเกิดน็อกของเครื่องยนต์ภายใต้การจำลองเครื่องยนต์จากโปรแกรม AVL Boost อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที	63
26	การเกิดน็อกของเครื่องยนต์ภายใต้การจำลองเครื่องยนต์จากโปรแกรม AVL Boost อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที	63
27	ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที	64
28	ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที	65
29	ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที	65
30	ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที	67
31	ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที	67
32	ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที	68
33	ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที	69

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
34	ค่าจ้งหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงาน ของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที	69
35	ค่าจ้งหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงาน ของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที	70
36	การเปลี่ยนแปลงค่าแรงบิดเครื่องยนต์ของน้ำมันเบนซิน (E0) ที่สภาวะโหลด สูงสุดเมื่อปรับค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 อัตราส่วนอัด เท่ากับ 10	71
37	การเปลี่ยนแปลงค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันเบนซิน (E0) ที่สภาวะ โหลดสูงสุด เมื่อปรับอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	72
38	การเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันเบนซิน (E0) ที่สภาวะ โหลดสูงสุด เมื่อปรับค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	73
39	กราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วน อัดเท่ากับ 10	74
40	กราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วน อากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	75
41	ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัด เท่ากับ 10	76
42	ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	77
43	ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	77

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
44	ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	78
45	ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	78
46	ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	79
47	ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	79
48	ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x) ภายใต้สภาวะที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	80
49	ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x) ภายใต้การทำงานสภาวะโหลดสูงสุดที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0 และ E10 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	81
50	ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO _x) ภายใต้การทำงานสภาวะโหลดสูงสุดที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10	81

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่	หน้า
ก1 ภาพแสดงสถานะความดัน อุณหภูมิ และความเร็วการไหล ของน้ำยาแอร์ R134a ที่ทางเข้าและออกของวาล์ว	91
ก2 ภาพแสดงการตั้งค่าหน่วยของปัญหาภายในที่เมนู Option ที่คำสั่ง Preferences	93
ก3 ภาพแสดงการเขียนสมการภายใน Equations Window	94
ก4 ภาพแสดงการกำหนดข้อมูลของของไหล R134a	94
ก5 ภาพแสดงการกดเพื่อคำนวณและคำตอบของตัวแปรที่ไม่ทราบค่า	95
ก6 ภาพแสดงการกำหนดตัวแปรภายในตาราง Parametric Table	95
ก7 ภาพแสดงการตั้งค่าความดันที่สภาวะต่าง ๆ และการคำนวณ เพื่อหาค่าอุณหภูมิ ความเร็วของของไหล และเอนทาลปีที่ทางออกของวาล์ว	96
ก8 ภาพแสดงกราฟระหว่างการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทางออกวาล์วเมื่อความดันเปลี่ยนแปลงไป	96

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำอธิบายสัญลักษณ์

a	=	รัศมีข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ (m)
A_{ch}	=	พื้นที่ผิวในส่วนของฝาสูบ (m^2)
A_p	=	พื้นที่ผิวใน ส่วนด้านบนของลูกสูบ (m^2)
A_{th}	=	พื้นที่เปิดของลิ้นเร่ง (m^2)
A	=	พื้นที่ผิวของห้องเผาไหม้ (m^2)
A/F	=	อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง
B	=	เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ (m)
b	=	เป็นพารามิเตอร์ที่ปรับได้สำหรับกราฟของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว
C_D	=	สัมประสิทธิ์อัตราการไหล
$c_{v,u}$	=	ค่าความร้อนจะเพาะเมื่อปริมาตรคงที่ของมวลที่ยังไม่ถูกเผาไหม้
$c_{v,b}$	=	ค่าความร้อนจะเพาะเมื่อปริมาตรคงที่ของมวลที่ถูกเผาไหม้แล้ว
h_c	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยตลอดพื้นที่ห้องเผาไหม้
l	=	ความยาวก้านสูบ (m)
LHV	=	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (MJ/kg)
m_f	=	มวลของเชื้อเพลิง (kg)
m	=	เป็นพารามิเตอร์ที่ปรับได้สำหรับกราฟของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว
mep	=	ความดันเฉลี่ยยังผล (kPa)
p	=	ความดันในกระบอกสูบ (kPa)
P_m	=	ความดันเฉลี่ยที่มุมข้อเหวี่ยงต่าง ๆ ขณะยังไม่เผาไหม้ (kPa)
P_0	=	ความดันก่อนถึงลิ้นเร่ง (kPa)
P_T	=	ความดันหลังลิ้นเร่ง (kPa)
r_c	=	อัตราส่วนการอัด
R	=	ค่าคงที่ของแก๊ส
$\overline{S_p}$	=	ความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ (m/s)
sfc	=	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (g/kW-hr)
T_0	=	อุณหภูมิก่อนถึงลิ้นเร่ง (K)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

คำอธิบายสัญลักษณ์

T_u	=	อุณหภูมิของสารทำงานในช่วงที่ยังไม่ถูกเผาไหม้ (K)
T_b	=	อุณหภูมิของสารทำงานในช่วงที่ถูกเผาไหม้แล้ว (K)
T	=	อุณหภูมิของแก๊สเฉื่อย (K)
T_w	=	อุณหภูมิของผนังห้องเผาไหม้เฉื่อย (K)
t	=	เวลาเริ่มต้นหลังจากสิ้นสุดกระบวนการอัด
t_i	=	เวลาที่เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง
V_c	=	ปริมาตรกระบอกสูบต่ำสุด (m^3)
V_u	=	ปริมาตรช่วงที่ยังไม่เผาไหม้ (m^3)
V_b	=	ปริมาตรช่วงที่ยังเผาไหม้แล้ว (m^3)
V_0	=	ปริมาตรที่ขณะที่วาล์วไอดีปิด (m^3)
V_d	=	ปริมาตรขจัด (m^3)
x_b	=	เศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้ว
θ	=	มุมข้อเหวี่ยง (rad)
θ_0	=	มุมข้อเหวี่ยงที่จุดเริ่มต้น (rad)
θ_i	=	มุมข้อเหวี่ยงที่จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (rad)
$\Delta\theta$	=	ช่วงของการเผาไหม้ทั้งหมด (rad)
τ	=	ความล่าช้าในการจุดระเบิดที่อุณหภูมิและความดันของส่วนผสม

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

คำย่อ

E0	=	น้ำมันเบนซิน
E10	=	น้ำมันเบนซินผสมเอทานอล 10%
E85	=	น้ำมันเบนซินผสมเอทานอล 85%
E100	=	น้ำมันเบนซินผสมเอทานอล 100%
FFV	=	Flex Fuel Vehicle
A/F	=	Air/Fuel Ratio
CR.	=	Compression Ratio
NO _x	=	ออกไซด์ของไนโตรเจน
CO	=	คาร์บอนมอนออกไซด์
HC	=	ไฮโดรคาร์บอน
PM	=	Particulate Matter
WOT	=	Wide Open Throttle
EGR	=	Exhaust Gas Recirculation
BMEP	=	Break Mean Effective Pressure
Net IMEP	=	Net Indicated Mean Effective Pressure
BSFC	=	Break Specific Fuel Consumption
CFR	=	Cooperative Fuels Research Engine
MFB	=	Mass Burning Rate
ON	=	Octane Number
FS	=	Fuel Sensitive
RON	=	Research Octane Number
MON	=	Motor Octane Number
TDC	=	Top Dead Center
BTC	=	Before Top Dead Center
ATC	=	After Top Dead Center
MBT	=	Maximum Break Torque
PPLOC	=	Peak Pressure Location

การใช้แบบจำลองชนิด Single Zone Model เพื่อศึกษาคุณลักษณะการเกิดน็อก มลพิษ และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85

An Investigation into the Effects of Gasohol E0, E10 and E85 on Engine Performance, Oxides of Nitrogen Emissions and Knock Characteristic by Using a Single-Zone Engine Model

คำนำ

การใช้เชื้อเพลิงที่มีเอทานอลเป็นส่วนผสมในระดับ 10% (โดยปริมาตร) หรือที่เรียกว่าแก๊สโซฮอล์ E10 สำหรับเครื่องยนต์เบนซิน ได้รับการยอมรับว่าสามารถนำมาใช้งานทดแทนน้ำมันเบนซิน (E0) ในรถยนต์รุ่นใหม่ ๆ เกือบทุกรุ่นได้โดยไม่ต้องมีการดัดแปลงเครื่องยนต์แต่อย่างใด น้ำมันเบนซินที่มีส่วนผสมของเอทานอลในระดับ 20 % (E20) และในระดับ 85% (E85) ก็เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกอีกชนิดหนึ่งที่สามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์เบนซินได้แต่จะต้องมีการดัดแปลงชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์และอุปกรณ์ที่สัมผัสเอทานอลให้ทนต่อการกัดกร่อนเพื่อรองรับปริมาณเอทานอลในเชื้อเพลิงที่มีสูงขึ้น งานวิจัยที่ศึกษาการใช้เชื้อเพลิงผสมเอทานอลในปัจจุบันมุ่งเน้นการประยุกต์ใช้เชื้อเพลิงชนิดนี้กับรถยนต์ประเภท Flex Fuel Vehicle (FFV) (Cowart, 1995; Benson, 1995; Kelly *et al.*, 1997) ซึ่งเครื่องยนต์ของรถยนต์ประเภทนี้ต้องสามารถใช้งานกับเชื้อเพลิงผสมเอทานอลได้ตั้งแต่ระดับ E0 ถึง E100 การที่เครื่องยนต์ต้องรองรับการใช้งานกับเชื้อเพลิงที่มีคุณลักษณะแตกต่างกันเช่นนี้ทำให้การควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์โดยยังคงสามารถรักษาสมรรถนะการทำงานและการขับมลพิษไอเสียในระดับที่กฎหมายกำหนด หรือดีกว่าที่ทุกๆ สถานะการทำงานของเครื่องยนต์

เอทานอลมีคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีที่แตกต่างกับน้ำมันเบนซิน เช่น ค่าความร้อนต่ำของเอทานอลโดยปริมาตรมีค่าประมาณเท่ากับ 65 เปอร์เซ็นต์ของน้ำมันเบนซิน อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงเอทานอล (E100) มีค่า 9.0 ต่อ 1 ในขณะที่เชื้อเพลิง E0 มีค่า 14.5 ต่อ 1 (Paul *et al.*, 1979) อย่างไรก็ตามผลกระทบของการเพิ่มขึ้นของปริมาณเอทานอลในเชื้อเพลิงต่อการทำงานของเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในไม่สามารถถูกทำนายได้โดยการพิจารณาที่ค่าความร้อนต่ำเพียงปัจจัยเดียว แต่เอทานอลยังมีคุณสมบัติอื่น ๆ ที่น่าสนใจ เช่น มีค่าออกเทนที่สูงกว่าน้ำมันเบนซิน (Wicker, 1999; Brusstar, 2002; Turner, 2007; Caton *et al.*, 2007) และความเร็วของไฟ

แบบราบเรียบของเอทานอลที่มีค่ามากกว่าน้ำมันเบนซิน (Bayraktar, 2006; Christopher, 2009; Lindström *et al.*, 2005) เป็นต้น แบบจำลองสำหรับการเผาไหม้ที่นิยมใช้ในการวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์เบนซินสามารถแบ่งออกเป็นแบบ Single-Zone Model (Heywood, 1998; Grau, 2002; Yeliana *et al.*, 2008) และ Two-Zone Model (Ferguson, 1986; Yeliana *et al.*, 2008) การถ่ายเทความร้อนภายในกระบอกสูบจากแก๊สไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ถูกกำหนดจากความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนโดยหาจากความสัมพันธ์ของ Woschini (Heywood, 1998) โดยทั่วไปแบบจำลองสำหรับการเผาไหม้ทั้ง 2 ประเภทนี้จะประกอบไปด้วยการคำนวณหาอัตราส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้และความร้อนที่ถูกปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงซึ่งคำนวณได้จากความดันภายในกระบอกสูบโดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ การกำหนดอัตราส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วจะถูกคำนวณโดยใช้สมการ Wiebe function โดยมีค่า m , b และระยะเวลาการเผาไหม้เป็นตัวแปรหลักที่ใช้คำนวณในสมการ ค่า m และ b ได้มาจากการเทียบค่ากับการทดลองซึ่งในการศึกษาส่วนมากจะเป็นค่าเทียบเคียงสำหรับเชื้อเพลิง E0 เท่านั้น (Heywood, 1998; Grau, 2002; Lindström, 2005 *et al.*)

ในการศึกษานี้ได้ใช้วิธีการสร้างแบบจำลองของเครื่องยนต์ชนิด Single Zone Model เพื่อศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเอทานอลในระดับต่างๆ การศึกษาโดยใช้แบบจำลองนี้เป็นการช่วยลดค่าใช้จ่ายและระยะเวลาแทนการทดลองและทดสอบบนเครื่องยนต์จริงซึ่งในบางสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์อาจมีความเสี่ยงต่อการทำให้เครื่องยนต์เกิดการชำรุดเสียหายอย่างรุนแรง แบบจำลองที่ถูกสร้างขึ้นนี้ได้นำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองของเชื้อเพลิง E0 E10 และ E85 (Caton *et al.*, 2007) โดยการสอบเทียบค่าแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเครื่องยนต์ซึ่งเชื้อเพลิงแต่ละชนิดจะมีค่า m และ b ภายใต้ Wiebe Function ที่เหมาะสมแตกต่างกัน จากนั้นจึงนำค่าที่ได้เปรียบเทียบแล้วไปใช้ทำนายผลเพื่อกำหนดขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์เพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดน็อกโดยการปรับค่ามุมจังหวะจุดระเบิดและคูแวนโน้มของกำลัง ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และไอเสียที่ออกมาจากเครื่องยนต์ ในการศึกษาลำดับต่อไปแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นมานี้สามารถนำไปใช้ทำนายการทำงานของเครื่องยนต์ในช่วงที่เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้ หรือด้วยเชื้อเพลิงทางเลือกอื่น ๆ เช่น แก๊สธรรมชาติ ต่อไป

วัตถุประสงค์

1. พัฒนาแบบจำลองแบบ Single Zone เพื่อศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 E10 และ E85 และนำไปปรับเทียบกับผลการทดลองที่สภาวะการทำงานต่าง ๆ ของเครื่องยนต์
2. เพื่อนำแบบจำลองที่ได้มาใช้ทำนายผลที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 โดยดูแนวโน้มของกำลัง ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และปริมาณมลพิษไอเสียที่ออกมาจากเครื่องยนต์
3. เพื่อนำแบบจำลองที่ได้มาศึกษาแนวโน้มของการเกิดน็อกและใช้กำหนดขอบเขตการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 โดยการปรับค่ามุมจังหวะจุดระเบิด อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง และอัตราส่วนการอัด เพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดน็อก
4. เพื่อนำแบบจำลองที่ได้มาใช้ทำนายแรงบิดสูงสุดที่เกิดขึ้น ณ สภาวะต่าง ๆ ของเครื่องยนต์และสร้างกราฟสมรรถนะเครื่องยนต์สูงสุดที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ที่สภาวะรอบการทำงานต่าง ๆ

การตรวจเอกสาร

Paul (1979) ได้ทำการศึกษาการใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์น้ำมันเบนซิน โดยใช้เอทานอลบริสุทธิ์ 96% ได้ผลการทดลองดังนี้ พบว่าเมื่อใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิง เครื่องยนต์สามารถทำงานที่อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ (A/F) บางกว่าเมื่อใช้เบนซินเป็นเชื้อเพลิง การสตาร์ทในที่ที่มีอุณหภูมิค่าเครื่องยนต์ที่ใช้เอทานอล สตาร์ทยากกว่าโดยเฉพาะที่อุณหภูมิต่ำกว่า 5°C ทั้งนี้เพราะเอทานอลมี Vapor Pressure ต่ำกว่าเบนซินและมีค่าความร้อนของกลายเป็นไอ (Latent heat of Vaporization) สูงกว่าเบนซินแต่จากการทดลองผสมเบนซินลงไป 10% พบว่าเครื่องยนต์สามารถสตาร์ทง่ายขึ้นและสามารถสตาร์ทได้จนถึง 0°C การเปลี่ยนอัตราส่วนการอัด (Compression Ratio, CR.) ได้ทำการทดลองกับเครื่องยนต์ที่มี CR. เท่ากับ 7.2 และ 11 ปรากฏว่าที่ CR. เท่ากับ 7.2 มีอัตราการใช้เชื้อเพลิงเอทานอลมากกว่า เบนซินเมื่อเทียบกับระยะทาง (km/L) เนื่องจากเอทานอลมีค่าความร้อนต่ำ (Low Heating Value) ที่ต่ำกว่า แต่ถ้าเปรียบเทียบเป็นพลังงานที่ใช้แล้วเอทานอลจะประหยัดกว่าถึง 20% จากการทดสอบใช้เอทานอลที่ CR. เท่ากับ 11 จะประหยัดกว่าเมื่อเดินเครื่องยนต์ที่ CR. เท่ากับ 7.2 ประมาณ 4% ที่ CR. เท่ากัน ทดสอบโดยใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงโดยการปรับให้ เอทานอลเข้าระบบเผาไหม้เพิ่มอีก 65% เพื่อทดแทนที่ค่าความร้อนของเอทานอลต่ำกว่าของน้ำมันเบนซิน (เอทานอลมีค่าความร้อน 26,900 kJ/kg และเบนซิน 44,000 kJ/kg) พบว่าเอทานอลให้กำลังสูงกว่าเล็กน้อย เมื่อใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงในการทดสอบที่ CR. สูงขึ้นจะให้กำลังงาน (Power output) และแรงบิดสูงสุด (Maximum Torque) ของเครื่องยนต์สูงขึ้นด้วย

Cowart *et al.* (1995) ได้ศึกษาการประยุกต์ใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลกับรถยนต์ประเภท Flex Fuel Vehicle (FFV) ที่ได้รับการออกแบบและพัฒนาโดยใช้เซนเซอร์ในการควบคุมปริมาณแอลกอฮอล์ รถยนต์ Flex Fuel Vehicle (FFV) ประเภทแรกสามารถใช้กับน้ำมันเบนซินหรือเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเมทานอล 85% (M85) และรถยนต์ Flex Fuel Vehicle (FFV) ประเภทสองใช้กับน้ำมันเบนซินหรือเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล 85% (E85) และมีการปรับเปลี่ยนที่สำคัญของเครื่องยนต์เบนซินที่มีความจำเป็นเพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาในด้านต่าง ๆ เช่น Pre-ignition, ชุดเครื่องมือ และวัสดุที่เข้ากันได้ เป็นต้น จากการศึกษาได้ข้อสรุปว่าการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของแอลกอฮอล์จะทำให้แรงบิดและกำลังม้าของเครื่องยนต์ที่ได้จะมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเบนซิน โดยเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของแอลกอฮอล์มีระดับการปล่อยมลพิษต่ำกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเบนซิน อย่างไรก็ตามข้อได้เปรียบเรื่อง

มลพิษจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเบนซินสามารถลดลงได้ที่อุปกรณ์ลดมลพิษจากไอเสีย (Catalytic Converter) ซึ่งให้ผลสรุปเหมือนเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมแอลกอฮอล์

Benson *et al.* (1995) ได้ทำการศึกษาไอเสียที่ปล่อยออกทางท่อไอเสียและไอเสียที่ระเหยจากเอทานอลจากการวัดคาร์บอน Flex Fuel Vehicle (FFV) ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 (เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล 85% และน้ำมันเบนซิน 15%) หรือน้ำมันเบนซินเท่านั้น โดยทำการทดสอบ 3 ประเภทซึ่งรถยนต์ประเภทแรกเป็นรถออกแบบสำหรับใช้เชื้อเพลิงเอทานอลและรถยนต์อีกสองประเภทเป็นรถยนต์ต้นแบบที่ถูกปรับปรุงสำหรับใช้เชื้อเพลิงเอทานอล โดยน้ำมันเบนซินนำมาทดสอบ คือ น้ำมันเบนซิน A ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยในอุตสาหกรรมน้ำมันเชื้อเพลิงและน้ำมันเบนซิน C₂ ซึ่งเป็นเชื้อเพลิงที่พบใน California ผลการวิจัยรถยนต์ Flex Fuel Vehicle สามประเภทนี้พบว่าเชื้อเพลิง E85 สามารถลด NO_x ได้ ประมาณ 49% เมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน A และ 37% เมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน C₂ แต่ไอเสียที่ระเหยจากเชื้อเพลิงเอทานอลทั้งหมดเพิ่มขึ้น 108% (5 mg/mi) และ 225% (20 mg/mi) ตามลำดับ โดยมี Acetaldehyde เป็นสารระเหยที่เพิ่มขึ้นมากที่สุด ปัญหาสำคัญที่สุดที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์และท่อไอเสียคือผลของ NO_x เป็นส่วนใหญ่ ส่วนผลเนื่องจาก OMHCE (Organic Material Hydrocarbon Equivalent), CO และปฏิกิริยาเคมีของไอเสียเป็นส่วนที่มีความสำคัญน้อยและไม่มีผลต่อมลพิษที่เกิดสารระเหยและปฏิกิริยาที่เกิดขึ้น

Wicker *et al.* (1999) ได้ทำการศึกษาและดัดแปลงอุปกรณ์ภายในเครื่องยนต์เบนซินของรถกระบะเซฟโรเลต Silverado เครื่องยนต์ V8 ขนาดเครื่องยนต์ 5.3 ลิตร ปี 1999 ซึ่งถูกดัดแปลงเพื่อสามารถใช้เชื้อเพลิง E85 (เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล 85% และน้ำมันเบนซิน 15%) โดยดัดแปลงระบบเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์รวมถึงชิ้นส่วนหัวฉีดที่ใช้ได้กับน้ำมันเบนซินและเชื้อเพลิงเอทานอลที่ควบคุมโดย Stock ECM เพื่อการทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ และหากต้องการรักษาการควบคุมของ Stock ECM จะต้องใช้หัวฉีดที่มีอัตราการไหลของเชื้อเพลิง E85 ที่มีค่าสูงกว่าอัตราการไหลของน้ำมันเบนซิน 40% จากวิธีการควบคุมเครื่องยนต์นี้สามารถทำนายประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 มีค่าแรงบิดและกำลังเพิ่มขึ้นประมาณ 7% เมื่อเทียบกับการใช้น้ำมันเบนซินโดยไม่มีการดัดแปลงเครื่องยนต์ ซึ่งการเพิ่มขึ้นของแรงบิดและกำลังนี้เกิดขึ้นส่วนใหญ่เนื่องจากค่าความจุจำเพาะของพลังงานที่แตกต่างกันระหว่างน้ำมันเบนซินและเชื้อเพลิง E85 แม้ว่าอาจจะมีผลเนื่องจากการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิง E85 ที่ความร้อนสูง ๆ บาง ผลการวัดประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นจริงของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 แสดงให้เห็นถึงแรงบิดและกำลังที่เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.5% ถึงแม้ว่าการวัดจะแสดงค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงกับอากาศที่แตกต่างกันที่ลิ้นเร่งเปิดเต็มที่ (WOT) (อัตราส่วนสมมูลของน้ำมันเบนซินมีค่าประมาณ 1.11 และสำหรับ

เชื้อเพลิง E85 มีค่าประมาณ 1.02) เมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน เมื่อเทียบกับจำนวน ไมล์ต่อเชื้อเพลิง ภายในแคลคูลอนที่มีอยู่จริงได้ข้อสรุปว่าเชื้อเพลิง E85 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเมื่อความเร็วคงที่มีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 24% เมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน และถ้าทดสอบในเมืองแบบ FTP และบนถนนทางหลวงแสดงให้เห็นว่าเชื้อเพลิง E85 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้นประมาณ 32 และ 31% ตามลำดับ

Gardiner *et al.* (1999) ได้ทำการศึกษาโดยทำการเปรียบเทียบยานยนต์ FFV ที่มีในปัจจุบันกับยานยนต์ที่ได้รับการปรับปรุงให้เหมาะกับการใช้เชื้อเพลิง E85 โดยกำหนดประสิทธิภาพเชื้อเพลิงและการเปลี่ยนแปลงของมลพิษที่ปล่อยออกมาเนื่องจากไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่ (EGR) สำหรับชุดเชื้อเพลิงและเครื่องยนต์แต่ละแบบ จากการทำงานที่ภายใต้สภาวะความเร็วรอบต่ำและภาระโหลดสูงนี้เป็นสภาวะที่น่าสนใจเนื่องจากยังสามารถที่จะปรับปรุงประสิทธิภาพการเร่งของรถยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 (เนื่องจากแรงบิดที่สูงของเครื่องยนต์แรงอัดสูง) เพื่อประสิทธิภาพเชื้อเพลิงที่ดีขึ้นเมื่อมีการเปลี่ยนเกียร์ จากการศึกษาเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 กับระดับไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่ (EGR) ที่เหมาะสมกันพบว่าประสิทธิภาพเชื้อเพลิงสูงกว่าเมื่อใช้น้ำมันเบนซินปกติ 10% เมื่อคิดในเชิงพลังงาน และเมื่อมีการเปลี่ยนเกียร์ ยานยนต์ที่ใช้ E85 สามารถให้แรงบิดสูงขึ้นประมาณ 15% ซึ่งมีความเป็นไปได้ที่จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วต่ำในขณะที่สามารถรักษาสมรรถนะของเครื่องยนต์เดิมไว้ได้วิธีการนี้เรียกว่า “Down-speeding” หรือการลดความเร็วลง ถึงแม้ว่าจะมีอัตราส่วนการอัดสูงขึ้นและภาระโหลดสูงขึ้นแต่เป็นไปได้ที่ NO_x ที่ออกมาจากเครื่องยนต์มีค่าต่ำกว่าที่ออกมาจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเบนซินในขณะที่ระดับปริมาณการปล่อยไฮโดรคาร์บอน (HC) ใกล้เคียงกัน และยังมีปัจจัยที่เป็นผลเนื่องจากการทำงานนี้ เช่น การเพิ่มประสิทธิภาพให้ดีขึ้น ความแตกต่างของไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่ (EGR) ที่ดีขึ้น และจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้ามากขึ้น

Brusstar (2002) ได้ทำการศึกษาการทำงานและมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงเมทานอลและเอทานอล ซึ่งผลจากห้องทดลองแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่ดีขึ้น ค่า NO_x , HC, CO ที่ต่ำลงและการปล่อย PM ที่ต่ำลงอย่างมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซล นอกจากนี้คาดว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงเมทานอลและเอทานอลมีข้อได้เปรียบเรื่องค่าใช้จ่ายของระบบหัวหัวฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าเป็นสำคัญเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลที่ใช้ระบบ PFI ขณะเชื้อเพลิงเมทานอลและเอทานอลที่จะมีปัญหาเรื่องการสตาร์ทขณะเครื่องยนต์เย็นแต่มีข้อได้เปรียบเรื่องประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นและเป็นพลังงานทางเลือกที่สะอาดสำหรับเครื่องยนต์เบนซินและดีเซล เครื่องยนต์ EPA (Environmental Protection Agency) เป็นเครื่องยนต์เฉพาะที่ติดตั้งระบบ

เทอร์โบชาร์จ โดยมีหัวฉีดระบบ PFI แบบจุดระเบิดด้วยประกาย เป็นเครื่องยนต์ 4 สูบ ขนาด 1.9 ลิตร มีอัตราส่วนการอัด 19.5:1 โดยเครื่องยนต์จะทำงานภายใต้สภาวะโหลดสูงสุดที่มีอัตราส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงที่พอเหมาะกัน (Stoichiometric) ซึ่งควบคุมภาระโหลดของเครื่องยนต์โดยไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่ (EGR) และความดันของท่อไอดี จากการทดลองพบว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานโดยใช้เชื้อเพลิงเมทานอลจะแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกที่ดีขึ้นร้อยละ 40 และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (BMEP) มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 6.5 บาร์ เป็น 15 บาร์ ในช่วงความเร็วของเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1,200 ถึง 3,500 รอบต่อนาที ขณะที่มลพิษที่ปล่อยออกมามีค่าต่ำ เมื่อเปลี่ยนการทดสอบเป็นการใช้เชื้อเพลิงเอทานอลผู้สืบได้ค้นพบผลการทดสอบคล้ายคลึงกับกรณีการใช้เชื้อเพลิงเมทานอล แต่มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเบรก (BSFC) สูงขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากการหน่วงจังหวะจุดระเบิดที่อัตราส่วนการอัดนี้

Grau *et al.* (2002) ได้ทำการศึกษาความร้อนที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟโดยใช้ Single-Zone Combustion Model เพื่อวิเคราะห์ความดันภายในกระบอกสูบที่เกิดขึ้น ตัวแปรที่สำคัญในแบบจำลองการเผาไหม้ถูกกำหนดจากมุมของการเผาไหม้และสมการ Wiebe Function โดยมีค่า m และ b เป็นค่าสัมประสิทธิ์ของสมการ Wiebe Function นอกจากนี้อุณหภูมิของผนังกระบอกสูบถูกกำหนดจากความดันในช่วงเวลาปิดวาล์วของจังหวะการอัดและความสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อน (ความสัมพันธ์ของ Woschini) จะปรับตามความแตกต่างระหว่างการปลดปล่อยความร้อนของน้ำมันเชื้อเพลิงและความร้อนสุทธิ ความร้อนที่ปลดปล่อยออกจากเชื้อเพลิงซึ่งถูกกำหนดโดยกฎของที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์ และความร้อนที่มีการเพิ่มเข้าไปเนื่องจากการเผาไหม้จะถูกเปรียบเทียบจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและประสิทธิภาพการเผาไหม้ซึ่งพิจารณาจากส่วนประกอบจากไอเสียของแก๊ส ด้วยวิธีนี้จะสามารถระบุตัวแปรสำหรับการเผาไหม้และความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนสำหรับเครื่องยนต์ที่ภาระโหลดและความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่แตกต่างกัน ข้อมูลจากการทดลองเป็นข้อมูลมุมข้อเหวี่ยงที่ปรับเทียบกับความดันในเครื่องยนต์และการวัดค่าจากการทดสอบกำลังของเครื่องยนต์ภายใต้เงื่อนไขของ ความเร็วรอบ, ภาระโหลด, อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง และค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง

Yeliana *et al.* (2008) ได้ศึกษาและวิเคราะห์ขอบเขตแบบจำลอง Single-Zone และ Two-Zone แบบหนึ่งมิติในการคำนวณหาอัตราเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วจากข้อมูลค่าความดันและปริมาตรกระบอกสูบภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันเบนซินและเอทานอลเป็นส่วนผสม การวิเคราะห์จะรวมผลการถ่ายเทความร้อนและผลของปริมาตรช่องว่างระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบในการคำนวณอัตราเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้ว ข้อสรุปของความ

แตกต่างและแนวโน้มที่เกิดขึ้นจากแบบจำลองสองแบบที่สร้างจากกฎการอนุรักษ์พลังงาน และวิธีการหาอัตราเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วจะนำมาเปรียบเทียบกับวิธีการปลดปล่อยความร้อน (The apparent heat release method) ที่เป็นผลอ้างอิง แบบจำลองถูกสร้างจากเครื่องยนต์ในการวิจัยหรือเครื่องยนต์ CFR (Cooperative Fuels Research Engine) กำหนดให้ความดันเฉลี่ยยังผลสุทธิ (Net IMEP) มีค่าคงที่เท่ากับ 330 กิโลปาสกาลและอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศที่พอเหมาะกัน (Stoichiometric) การศึกษานี้จะใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลสี่แบบ คือ E20, E40, E60, E84 และน้ำมันเบนซิน (E0) ผลการศึกษาพบว่าแบบจำลองทั้งสามแบบจำลองแสดงลักษณะกราฟอัตราเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วที่คล้ายกันในการทดสอบเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน นอกจากนี้เมื่อดูค่าแกมมาที่เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิจากผลของน้ำมันเบนซินจะแสดงให้เห็นว่าแบบจำลอง Two-Zone มีประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงกว่า 3% เมื่อเทียบกับแบบจำลอง Single-Zone และสูงกว่า 17% เมื่อเทียบกับวิธีการปลดปล่อยความร้อน และผลของปริมาตรระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบ (Crevice Volume) และการถ่ายเทความร้อนสำหรับแบบจำลอง Single-Zone และ Two-Zone จะแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ของแบบจำลอง Single-Zone ถ้าไม่คิดผลของปริมาตรระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบลดลง 8% และถ้าไม่คิดทั้งผลของปริมาตรระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบและการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง 15% เมื่อเทียบกับแบบจำลอง Single-Zone แบบคิดทั้งสองอย่าง และเช่นเดียวกันประสิทธิภาพการเผาไหม้ของแบบจำลอง Two-Zone ถ้าไม่คิดผลของปริมาตรระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบลดลง 5% และถ้าไม่คิดทั้งผลของปริมาตรระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบและการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง 11%

Lindström *et al.* (2005) ได้ทำการศึกษแบบจำลองเครื่องยนต์แบบหนึ่งมิติ (1-D) เพื่อลดผลกระทบของการเกิดน็อกที่มีต่อเครื่องยนต์และเพื่อประโยชน์ในการปรับเครื่องยนต์เพื่อได้ประสิทธิภาพเต็มรูปแบบ การจำลองการเปลี่ยนแปลง เช่น ขั้นตอนการวางลูกเบี้ยวมีผลต่อองค์ประกอบของก๊าซที่เกิดขึ้น สถานะของแก๊สในกระบอกสูบ และผลกระทบในกระบวนการเผาไหม้ การจำลองของผลกระทบเหล่านี้มีความสำคัญเมื่อเครื่องยนต์ถูกจำกัดด้วยการเกิดน็อก สิ่งที่น่าสนใจที่สำคัญของการเกิดน็อกในเครื่องยนต์ดังกล่าวคือการทำนายความดันและอุณหภูมิของแก๊สส่วนสุดท้ายอย่างถูกต้องโดยใช้ Wiebe Function เป็นตัวกำหนดรูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI) Wiebe Function มีลักษณะเป็นกราฟโค้งซึ่งเป็นการสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงและพารามิเตอร์ที่ถูกกำหนดจากการปลดปล่อยความร้อนที่ถูกคำนวณ รวมถึงรายละเอียดของแบบจำลองการเผาไหม้แบบปั่นป่วนที่ต้องใช้ทฤษฎีและสมมติฐานเกี่ยวกับความปั่นป่วนภายในห้องเผาไหม้มากขึ้น แบบจำลองการเผาไหม้การทดลองนี้จะใช้ความสัมพันธ์ของความเร็วของการเผาไหม้แบบราบเรียบในการทำนายค่าพารามิเตอร์ของ

Wiebe Function ภายใต้สภาวะการทำงานต่าง ๆ จากการทดลองและแบบจำลองภายใต้เงื่อนไขเครื่องยนต์เทอร์โบชาร์จเจอร์เปิดด้วยประกายไฟ 4 สูบ สามารถหาความสัมพันธ์ภายใต้ Wiebe Function ที่ขึ้นอยู่กับค่าพารามิเตอร์ของความเร็วการเผาไหม้แบบราบเรียบได้ ซึ่งความสัมพันธ์ของค่า m ภายใต้ Wiebe Function จะมีการเปลี่ยนแปลงไปตามระยะเวลาการเผาไหม้ ซึ่งเป็นฟังก์ชันที่สัมพันธ์กับค่าความเร็วการเผาไหม้แบบราบเรียบในจังหวะจุดระเบิดต่าง ๆ และความสัมพันธ์ดังกล่าวยังช่วยอธิบายความเปลี่ยนแปลงของค่าพารามิเตอร์รอบการทำงานของเครื่องยนต์ที่มีอิทธิพลต่อ Wiebe Function ได้อีกด้วย

Nakata *et al.* (2006) ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของเชื้อเพลิงเอทานอลต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ภายใต้สภาวะเครื่องยนต์ขณะเย็น จากการทดลองแสดงให้เห็นว่าแรงบิดและประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน นอกจากนี้ค่า CO_2 , NO_x และ THC มีค่าลดลง เนื่องจากเอทานอลมีคุณสมบัติของค่าความร้อนแฝงของการระเหยสูงที่ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิของก๊าซในจังหวะอัดของเครื่องยนต์มีค่าลดลงและยังมีความแตกต่างของแก๊สที่ออกมาหลังการเผาไหม้เมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซินที่ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลงด้วยซึ่งเป็นผลให้มลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์มีค่าลดลงภายใต้สภาวะเครื่องยนต์ทำงานปกติ แต่ภายใต้การใช้เชื้อเพลิงเอทานอลที่สภาวะเครื่องยนต์ขณะเย็นจะทำให้เครื่องยนต์ติดไฟยากมากขึ้น ดังนั้นการปรับปรุงการเผาไหม้ภายใต้สภาวะเครื่องยนต์ขณะเย็นจะทำได้โดยวิธีการเพิ่มอุณหภูมิเชื้อเพลิงหรืออุณหภูมิของแก๊สที่ถูกบีบอัดในระหว่างจังหวะอัด ซึ่งจากการทดลองแสดงให้เห็นว่าผลของการปรับระยะเวลาการเปิดปิดวาล์วส่งผลให้ได้อุณหภูมิที่จังหวะอัดเปลี่ยนไปด้วย

Turner (2007) ได้ทำการศึกษาการใช้เชื้อเพลิงเอทานอลในเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูง การทดลองจะใช้เชื้อเพลิง E85 กับเครื่องยนต์เบนซินที่มีซูเปอร์ชาร์จ เอทานอลและเมทานอลเป็นพลังงานทางเลือกที่น่าสนใจเนื่องจากเอทานอลและเมทานอลไม่ได้อยู่ในรูปของแก๊สจึงสามารถเก็บไว้ได้ค่อนข้างง่ายและปริมาณของพลังงานที่ค่อนข้างสูง (ถึงแม้ว่ายังคงน้อยกว่าเมื่อใช้น้ำมันเบนซิน) และที่สำคัญเชื้อเพลิงเหล่านี้ยังมีค่าออกเทนสูงกว่าน้ำมันเบนซินจึงน่าสนใจสำหรับเครื่องยนต์เบนซินที่มีซูเปอร์ชาร์จหรือเทอร์โบชาร์จซึ่งเกิดน็อกขึ้นบ่อย ๆ เนื่องจากจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้า จากข้อสรุปพบว่าผลจากการระเหยของเชื้อเพลิงเอทานอลเมื่อเปรียบเทียบกับออกซิเจนมีผลต่อกำลังในการขับซูเปอร์ชาร์จและเครื่องยนต์ที่ใช้ E85 มีประสิทธิภาพสูงกว่าการใช้น้ำมันเบนซินที่มีค่าออกเทน 95 (RON95) ถึงร้อยละ 9 ความแตกต่างที่เกิดขึ้นเนื่องจากการใช้เชื้อเพลิงที่เทอร์โบชาร์จ และจังหวะการจุดระเบิดที่แตกต่างกัน ดังนั้นเชื้อเพลิง E85 จะใช้กับ

จังหวหะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุด (MBT) ส่วนน้ำมันเบนซินใช้กับค่าจังหวหะจุดระเบิดที่ทำให้เครื่องยนต์นี้้อก

Caton *et al.* (2007) ได้ทำการศึกษาเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล เนื่องจากอนาคตกฎหมายจะกำหนดให้มีการใช้เชื้อเพลิงเอทานอลในยานพาหนะมากขึ้น ซึ่งแก๊สโซฮอล์ E10 และ E85 จะมีการใช้งานอย่างแพร่หลายมากขึ้นในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ การศึกษานี้เพื่อศึกษาประสิทธิภาพและน้อกที่เกดขึ้นของแก๊สโซฮอล์ E10 และ E85 เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันเบนซินปกติ จากข้อมูลการทดลองเครื่องยนต์และการวิเคราะห์ฟังก์ชันของอัตราส่วนการอัดระยะเวลาการเผาไหม้และชนิดเชื้อเพลิง พบว่าการเพิ่มปริมาณเอทานอลทำให้แรงบิด ประสิทธิภาพและความต้านทานการน้อกของเครื่องยนต์มีค่ามากขึ้น ขณะที่อัตราการผลิตเชื้อเพลิงมากขึ้น แนวน้ำมันและความไวของขีดจำกัดการเกิดน้อกจะแสดงให้เห็นว่าเมื่ออัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นแก๊สโซฮอล์ E10 มีจังหวหะจุดระเบิดต่ำซ้ำขึ้นขึ้น 5 องศา ขณะที่แก๊สโซฮอล์ E85 มีจังหวหะจุดระเบิดต่ำซ้ำขึ้น 2 องศาเท่านั้น และแนวน้ำมันแรงบิดและประสิทธิภาพที่เกดขึ้นนี้เนื่องจากความแตกต่างในการแยกปฏิกิริยาเคมีระหว่างแก๊สโซฮอล์ E85 และน้ำมันเบนซิน

Bayraktar (2005) ได้ทำการศึกษาผลของสมรรถนะและการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวประกายไฟที่ใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล โดยการสร้างแบบจำลองเครื่องยนต์ที่สามารถเปลี่ยนระดับเอทานอลในระดับต่าง ๆ จากกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ และใช้แบบจำลองการเผาไหม้ของกระบวนการการขยายตัวของเปลวไฟแบบปั่นป่วนที่เป็นฟังก์ชันของความเร็วของเปลวไฟ ซึ่งปริมาณเอทานอลที่เปลี่ยนไปจะทำให้ความเร็วของเปลวไฟเปลี่ยนไปด้วย จากการศึกษาทางทฤษฎีได้ทำการปรับเทียบแบบจำลองเครื่องยนต์ให้เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล และทดลองภายใต้อัตราส่วนผสมของเอทานอลในระดับต่าง ๆ คือ 1.5, 3, 4.5, 6, 7.5, 9, 10.5 และ 12% โดยปริมาตร จนถึง 21% โดยปริมาตร โดยรอบของเครื่องยนต์เท่ากับ 1500 รอบต่อนาที และอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 7.75 และ 8.25 และเปิดลิ้นเร่งเต็มที่ (Full Throttle) จากการศึกษาเมื่อเปรียบเทียบผลทางทฤษฎีและผลการทดลองพบว่าผลจากการทดลองแสดงให้เห็นอัตราส่วนผสมของเอทานอล 7.5% เป็นค่าที่เหมาะสมที่สุดเมื่อสังเกตจากกราฟประสิทธิภาพและ CO ที่ออกมาของเครื่องยนต์ แต่เมื่อเปรียบเทียบผลทางทฤษฎีแสดงให้เห็นว่าอัตราส่วนผสมของเอทานอล 16.5% เป็นค่าที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากในทางทฤษฎีมีการตัดบางปัญหาที่ทำให้การคำนวณอาจซับซ้อนและไม่สามารถคำนวณได้ดังนั้นจึงได้ค่าที่มากกว่าในทางปฏิบัติ นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองของเครื่องยนต์ที่ได้นำเสนอมีความสามารถในการ

ประมวลผลของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลและจะสามารถใช้สำหรับการศึกษาพารามิเตอร์ที่น่าสนใจอีกหลาย ๆ พารามิเตอร์ได้ต่อไป

Christopher *et al.* (2009) ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะของเชื้อเพลิงเอทานอลและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ถึงแม้ว่าคุณสมบัติของเอทานอลมีความหนาแน่นของพลังงานเพียงสองในสามของน้ำมันเบนซิน แต่เอทานอลยังมีคุณสมบัติอื่น ๆ ที่น่าสนใจ เช่น มีค่าออกเทนที่สูงกว่าน้ำมันเบนซินและความเร็วของไฟแบบราบเรียบของเอทานอลที่มีค่ามากกว่าน้ำมัน เป็นต้น ซึ่งการทำความเข้าใจเกี่ยวกับคุณสมบัติบางอย่างของเอทานอลจะช่วยให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพยิ่งขึ้น ดังนั้นการทดลองนี้จะการวิเคราะห์อัตราเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว (MFB) เพื่อศึกษาความแตกต่างระหว่างเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลในระดับต่าง ๆ และน้ำมันเบนซิน รวมทั้งผลอัตราการอัดกับช่วงการเผาไหม้ที่เหมาะสมที่สุด การทดสอบจะทดสอบภายใต้เครื่องยนต์ CFR (Cooperative Fuels Research Engine) ที่สภาวะคงตัวและอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่พอเหมาะกันโดยทำการทดสอบที่โหลดคงที่สุทธิ 330 กิโลวัตต์ เพื่อหาอัตราเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วจากความดันในกระบอกสูบเพื่อกำหนดลักษณะการเผาไหม้ การเผาไหม้จะเป็นฟังก์ชันกับความเข้มข้นของเอทานอล, จังหวะจุดระเบิด และอัตราส่วนการอัด จากผลการทดลองพบว่าเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล 84% (แก๊สโซฮอล์ E84) จะสามารถเพิ่มอัตราส่วนการอัดได้โดยไม่เกิดน็อก เมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซินที่มีค่าออกเทนของการวิจัย (RON) เท่ากับ 91 และส่วนผสมของเอทานอลที่เพิ่มขึ้นในเชื้อเพลิงทำให้อัตราเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วในช่วง 0-10% มีค่าลดลง ซึ่งเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ถูกทดสอบนี้น้ำมันเบนซินจะมีระยะเวลาการเผาไหม้ที่ยาวที่สุดในทั้งสองช่วง คือ ช่วง 0-10% และ 10-90% ของอัตราเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว

จากงานวิจัยที่ได้กล่าวมาทั้งหมดจะเห็นได้ว่าปัจจุบันมีการค้นคว้าและวิจัยเชื้อเพลิงเอทานอลอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากเอทานอลเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกชนิดหนึ่งที่สามารถนำมาผสมกับน้ำมันเบนซินในระดับต่าง ๆ เช่น น้ำมันเบนซินที่มีส่วนผสมของเอทานอล 10% (แก๊สโซฮอล์ E10), 20% (แก๊สโซฮอล์ E20) และ 85% (แก๊สโซฮอล์ E85) เป็นต้น ซึ่งใช้กับรถยนต์ประเภท Flex Fuel Vehicle (FFV) เมื่อเปรียบเทียบเชื้อเพลิงระหว่างน้ำมันเบนซินกับเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลพบว่าการใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลมีข้อดี คือ ส่งผลให้ปริมาณมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์มีค่าลดลง ค่าแรงบิด ความดันยังผลเฉลี่ยและประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้น แต่มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันเบนซิน ข้อแตกต่างที่ได้กล่าวมาข้างต้นเป็นผลเนื่องจากความแตกต่างของคุณลักษณะระหว่างน้ำมันเบนซิน

และเอทานอลที่แตกต่างกัน เช่น ค่าความร้อนต่ำของเอทานอลโดยปริมาตรและอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงเอทานอลที่มีค่าน้อยกว่าน้ำมันเบนซิน ค่าออกเทนที่สูงกว่าน้ำมันเบนซิน และความเร็วของไฟแบบราบเรียบของเอทานอลที่มีค่ามากกว่าน้ำมันเบนซิน เป็นต้น ซึ่งผลดังกล่าวเป็นผลจากการทดสอบเครื่องยนต์จริงซึ่งถูกจำกัดโดยเครื่องยนต์

ดังนั้นการสร้างแบบจำลองเครื่องที่ใช้เชื้อเพลิงเอทานอลจึงมีความสำคัญ เนื่องจากเชื้อเพลิงเอทานอลนี้ยังสามารถปรับแก้พารามิเตอร์ในเครื่องยนต์ได้ เช่น อัตราส่วนสมมูล อัตราส่วนความดัน อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ เป็นต้น เพื่อได้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงที่สุดที่เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล แบบจำลองของเครื่องยนต์ถูกสร้างโดยใช้การวิเคราะห์ความร้อนที่ปลดปล่อยออกมาจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟแบบ Single-Zone Combustion Model และกำหนดแบบจำลองการเผาไหม้โดยใช้สมการ Wiebe Function เพื่อวิเคราะห์ความดันและอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่เกิดขึ้น และค่าแรงบิด ความดันยังผลเฉลี่ย ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์

อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

ในบทนี้ได้นำมาแสดงและอธิบายอุปกรณ์ที่เป็นที่เป็นการทางทฤษฎีที่นำมาสร้างแบบจำลองของเครื่องยนต์ซึ่งเป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวเทียน แบบจำลองของเครื่องยนต์จะเป็นแบบจำลองแบบระบบปิดที่ใช้ทำนายความดันและอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ และทำนายพลังงานที่ใช้ในแต่ละหนึ่งรอบการทำงานเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันเบนซิน แก๊สโซฮอล์ E10 และ E85

1. เอทานอล (Ethanol Fuel)

เอทานอล (Ethanol) เป็นสารอินทรีย์ซึ่งมีสมการทางเคมีเป็น C_2H_5OH มีลักษณะเป็นของเหลวใสไม่มีสี ระเหยง่าย จุดไฟติด ละลายในน้ำและในสารอินทรีย์อื่น ๆ ได้ดี เกิดจากการแปรรูปพืชจำพวกแป้งและน้ำตาล รวมทั้งเซลลูโลส และเฮมิเซลลูโลส โดยผ่านกระบวนการหมัก (Fermentation) วัตถุดิบที่สามารถนำมาใช้ผลิตเอทานอลมีอยู่ด้วยกันหลากหลายชนิดเช่น อ้อย ข้าว ข้าวฟ่าง ข้าวโพด มันสำปะหลัง เป็นต้น เอทานอล สามารถนำไปใช้ในการผลิตสินค้าหลายชนิดเช่น ใช้เป็นเครื่องดับแอลกอฮอล์ใช้ในการผลิตยาใช้เป็นตัวทำละลายในการผลิตผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมบางชนิด ใช้เป็นวัตถุดิบในการสังเคราะห์สารเคมีและสารชีวเคมี ใช้เป็นเชื้อเพลิง และใช้เป็นสารเพิ่มค่าออกเทนให้แก่แก๊สโซลีนสำหรับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนได้ เอทานอล ที่มีการผลิตขึ้นอุตสาหกรรมเพื่อใช้งานในปัจจุบันแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ตามวิธีการผลิต คือ synthetic ethanol เป็นเอทานอลชนิดที่ได้จากการสังเคราะห์ทางเคมี ใช้เอทิลีน (ethylene) เป็นวัตถุดิบ และ fermentation ethanol เป็นชนิดที่ผลิตโดยวิธีการหมักจากวัสดุการเกษตร เอทานอลสามารถนำมาเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในเช่น เครื่องยนต์ แก๊สโซลีนและเครื่องยนต์ดีเซลได้ การใช้งานอาจใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว หรือนำเอทานอลมาเป็นเชื้อเพลิงผสมในอัตราส่วนต่าง ๆ ถ้าใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แก๊สโซลีน โดยการผสมกับแก๊สโซลีนเรียกว่า แก๊สโซฮอล์ (Gasohol) แต่ถ้าใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซล โดยนำเอทานอลผสมกับดีเซลเรียกว่า ดีโซฮอล์ (Diesohol) การใช้เชื้อเพลิงเอทานอลกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและเครื่องยนต์ดีเซลมีลักษณะการใช้งานแตกต่างกัน เนื่องจากเครื่องยนต์ทั้ง 2 ชนิดมีข้อแตกต่างกันที่ชัดเจนคือ อัตราส่วนกำลังอัด (Compression Ratio) ลักษณะการป้อนและการผสมของไอดี และวิธีการจุด

ระเบิดเชื้อเพลิง (Fuel ignition) กล่าวคือในเครื่องยนต์แก๊สโซลีน มีอัตราส่วนกำลังอัดต่ำกว่า เครื่องยนต์ดีเซลมาก อดีจะถูกอัดตัวให้มีปริมาตรเล็กลง ใช้ประกายไฟในการจุดระเบิดอดีในเวลา ที่กำหนด แล้วเกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว ในขณะที่เครื่องยนต์ดีเซลอัดอากาศเพียงอย่างเดียวให้มี ปริมาตรเล็กลง มีอุณหภูมิสูงขึ้น และเมื่อถึงเวลาที่กำหนดหัวฉีดเชื้อเพลิงก็จะฉีดเชื้อเพลิงออกมา ผสมกับอากาศที่ถูกอัดตัว เกิดการผสมกันเกิดลุกไหม้อย่างรวดเร็ว จากลักษณะที่ต่างกันของ เครื่องยนต์ทั้ง 2 ประเภทนี้ ทำให้เชื้อเพลิงที่จะนำมาใช้ก็จะต้องมีคุณสมบัติที่ต่างกันด้วย อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาคุณสมบัติต่าง ๆ ของเอทานอลแล้วสามารถที่จะนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงกับ เครื่องยนต์ทั้งสองชนิดได้

2. คุณสมบัติของเอทานอล

คุณสมบัติของเอทานอลแสดงดังตารางที่ 1 เปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิง (Characteristics of Fuel)

Characteristics of Fuel	Gasoline	Ethanol
Chemical Formula	C4-C12	C ₂ H ₅ OH
Octane Number (RON)	91-99	107
Octane Number (MON)	82-89	89
Latent Heat of Vaporization (kJ/kg)	350	840
Lower Heating Value (MJ/kg)	44	26.9
Stoichiometric A/F ratio	14.6	9
Laminar Flame Speed (m/s) ^b	0.333	0.388

หมายเหตุ ^b อัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศเท่ากับ 1.0, ความดันเริ่มต้นเท่ากับ 100 กิโล ปาสกาลและอุณหภูมิ 325 เคลวิน.

ที่มา: Christopher *et al.* (2009)

เนื่องจากเอทานอลมีคุณสมบัติที่แตกต่างจากแก๊สโซลีนเพราะฉะนั้นการนำเอทานอลมาใช้ แทนแก๊สโซลีนนั้นจะต้องพิจารณาถึงคุณสมบัติที่แตกต่าง เพื่อจะให้เครื่องยนต์ทำงานได้เหมาะสม

2.1 สมการเคมีของเอทานอล C_2H_5OH

จากสมการเคมีของเอทานอลจะเห็นได้ว่านอกเหนือจากอะตอมของไฮโดรเจน (H) และคาร์บอน (C) ที่มีอยู่เหมือนในแก๊สโซลีนแล้วในเอทานอลยังมีอะตอมของออกซิเจน (O_2) เป็นองค์ประกอบอยู่ด้วย ซึ่งอะตอมของออกซิเจนจะจับตัวอยู่ในรูปของอนุมูลไฮดรอกซิล (Hydroxyl - OH) ทำให้โมเลกุลของเอทานอลมีคุณสมบัติเป็นโพลาร์ (Polar) ซึ่งมีปฏิกิริยาทางเคมีรุนแรงกว่าแก๊สโซลีนจึงทำให้มีอำนาจในการกัดกร่อนสูงกว่าแก๊สโซลีน ซึ่งจะส่งผลการกัดกร่อนต่อชิ้นส่วนที่เป็นโลหะและพลาสติก (สมัย, 2543) เพราะฉะนั้นการที่จะนำเอทานอลมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจึงจำเป็นต้องมีปรับเปลี่ยนวัสดุหรือการเคลือบสารที่ด้านทานการกัดกร่อนของเอทานอลในชิ้นส่วนที่ต้องสัมผัสกับเอทานอล

2.2 ค่าความจุพลังงาน (Energy Content)

ค่าความจุความร้อนต่อหน่วยน้ำหนักของเอทานอลมีค่าประมาณ 65% ของแก๊สโซลีน (Paul, 1979 and Christopher *et al.*, 2009) ดังนั้นเมื่อใช้เอทานอลผสมกับแก๊สโซลีนจะต้องทำการตัดแปลงให้ปริมาณเชื้อเพลิงมากขึ้นเพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้เช่นเดิม จากการสมดุลสมการทางเคมีเชื้อเพลิงทั้งสองที่การเผาไหม้สมบูรณ์ (Stoichiometric) แก๊สโซลีนจะได้ A/F ประมาณ 14.6:1 ในขณะที่เอทานอล มีค่าเท่ากับ 9:1 เพราะฉะนั้นถ้าเอทานอลใช้อัตราส่วนเดียวกับแก๊สโซลีนก็จะทำให้ส่วนผสมของ เอทานอลกับอากาศที่ได้บางมาก อาจทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นได้ยากมากขึ้น และทำให้การสตาร์ทเครื่องยนต์ยากเพราะฉะนั้นจะต้องเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าเครื่องยนต์ แต่ทั้งนี้ต้องขึ้นอยู่กับการออกแบบของเครื่องยนต์ด้วย

2.3 ค่าความร้อนแฝงของการระเหยการกลายเป็นไอ (Latent Heat of Vaporization)

เอทานอลมีค่าความร้อนแฝงของการระเหยการกลายเป็นไอสูงกว่าแก๊สโซลีนประมาณ 3 เท่า ซึ่งแสดงว่าเมื่อใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงทดแทนแก๊สโซลีน เอทานอลจะมีการดึงความร้อนเพื่อการระเหยกลายเป็นไอในท่อไอดีมากกว่าจะทำให้อุณหภูมิในท่อไอดีต่ำกว่า ซึ่งส่งผลต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดังนี้เมื่ออุณหภูมิในท่อไอดีต่ำ ไอดีที่ถูกดูดเข้ามาก็จะมีความหนาแน่นสูงขึ้นทำให้ลูกสูบสามารถดูดไอดีเข้ามาได้มากขึ้น ทำให้มีประสิทธิภาพเชิงปริมาตรสูงขึ้น และให้กำลังของเครื่องยนต์มากขึ้น มีงานวิจัยที่ผ่านมารายงานว่าการที่ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่มี

อุณหภูมิที่ต่ำลง อันเนื่องมาจากการป้อนเอทานอลที่มีค่าความร้อนแฝงสูงเป็นจำนวนมาก ทำให้สามารถป้อนอากาศในปริมาณที่มากขึ้นเข้าสู่กระบอกสูบของเครื่องยนต์ที่มีปริมาตรคงที่ได้ และเมื่อปริมาณอากาศมากจะถูกบังคับให้สามารถฉีดเชื้อเพลิงได้มากขึ้น ทำให้เครื่องยนต์มีกำลังเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากการสูญเสียความร้อนภายในเครื่องยนต์และการสูญเสียความร้อนจากไอเสียที่ปล่อยออกมามีผลลดลง ซึ่งสังเกตได้จากอุณหภูมิของไอเสียที่ปล่อยออกมามีอุณหภูมิที่ต่ำลง และแสดงให้เห็นว่ากำลังที่ต้องการระหว่างจังหวะอัดของเครื่องยนต์ลดลงด้วย และเนื่องจากความร้อนแฝงของการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงเอทานอลที่มีค่าสูง (Brusstar, 2002; Nakata *et al.*, 2006) ส่งผลให้คุณสมบัติของการติดเครื่องยนต์เครื่องเย็นลดลง

2.4 ค่า Octane Number (ON)

ค่า Octane Number (ON) เป็นตัวเลขที่ใช้คุณสมบัติด้านทานการน็อกของเชื้อเพลิงที่ใช้ในเครื่องยนต์ เอทานอลมีค่า Octane Number ประมาณ 111 ส่วนแก๊สโซลีน มีค่า Octane Number ประมาณ 94 ในการใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงสามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ได้โดยการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดได้ ซึ่งจากการศึกษาทดลองของ Caton (Caton *et al.*, 2007) พบว่าในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงสามารถเพิ่มอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ได้ถึง 17:1 สำหรับเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอล 85% (E85) แต่ในการใช้งานจริงอัตราส่วนการอัดจะอยู่ในช่วงระหว่าง 8 ถึง 12:1

ค่า Octane Number ของเชื้อเพลิงหาได้จาก

$$ON = \frac{RON + MON}{2} \quad (1)$$

โดย RON เป็นเลขออกเทนจากวิธีวิจัย (Research Octane Number)

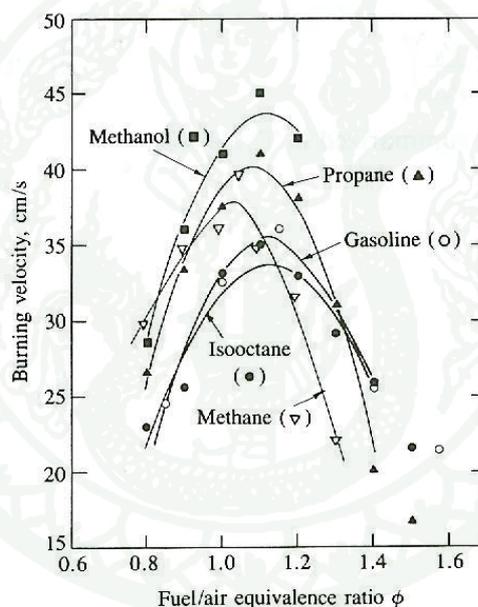
MON เป็นเลขออกเทนจากวิธีเครื่องยนต์ (Motor Octane Number)

ค่า Octane Number ของเชื้อเพลิงผสมจะหาได้จาก

$$ON_{MX} = ON_A \cdot m_{fA} + ON_B \cdot m_{fB} + \dots \quad (2)$$

2.5 ความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ (Laminar Flame Speed)

ความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบ เป็นสมบัติที่สำคัญที่เป็นความสัมพันธ์ของสารผสมระหว่างเชื้อเพลิง อากาศ และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งความเร็วเปลวไฟแบบราบเรียบจะขึ้นอยู่กับความดัน อุณหภูมิ และอัตราส่วนสมมูล โดยผลของอัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศของสารผสมที่มีต่อความเร็วของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนต่าง ๆ รวมทั้ง เมทานอลได้แสดงไว้ในภาพที่ 1 จากภาพจะแสดงให้เห็นว่าความเร็วของเปลวไฟเมทานอลจะมีความเร็วของเปลวไฟที่มากที่สุดซึ่งจะมีคุณสมบัติที่ใกล้เคียงเอทานอล และมีค่ามากกว่าไอโซออกเทนและน้ำมันเบนซิน



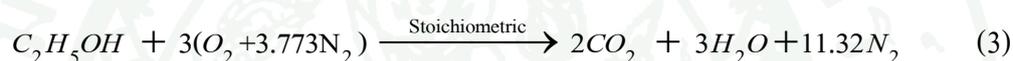
ภาพที่ 1 ความเร็วของเปลวไฟแบบราบเรียบของเชื้อเพลิงต่าง ๆ ที่เป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนสมมูลเมื่อวัดที่ 1 บรรยากาศ และ 300 เคลวิน

ที่มา: Heywood (1998)

2.6 การเผาไหม้เชื้อเพลิงเอทานอล

กระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงในเครื่องยนต์จะเกิดจาก ปฏิกิริยาทางเคมีระหว่าง ออกซิเจนในอากาศกับคาร์บอน และไฮโดรเจน ทำให้ได้พลังงานในรูปของความร้อนออกมา และ ทำให้ความดันภายในกระบอกสูบเพิ่มสูงขึ้น ผลจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้นี้ จะเกิดขึ้นระหว่างจังหวะระเบิดหรือจังหวะงาน จึงทำให้สามารถนำกำลังงานที่ได้รับไปใช้งานได้ ตามต้องการ โดยทั่วไปอากาศประกอบด้วยออกซิเจน ประมาณ 23% โดย น้ำหนักหรือ 21% โดย ปริมาตร ดังนั้นอากาศที่ต้องใช้ผสมกับเชื้อเพลิงจึงมีปริมาณที่มากกว่าเชื้อเพลิงมาก ปริมาณความต้องการอากาศในทางทฤษฎีสำหรับการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ หรือเรียกว่า Stoichiometric Air-Fuel Ratio

สำหรับเอทานอลซึ่งมีสมการเคมี C_2H_5OH
สมการการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ของเอทานอล คือ



คิดในหน่วยโมล

ในปริมาณเชื้อเพลิงเอทานอล 1 โมล จะใช้อากาศเท่ากับ 3 โมล จะได้ คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) เท่ากับ 2 โมล น้ำ (H_2O) เท่ากับ 3 โมล และไนโตรเจน (N_2) เท่ากับ 11.32 โมล

คิดในหน่วยน้ำหนัก

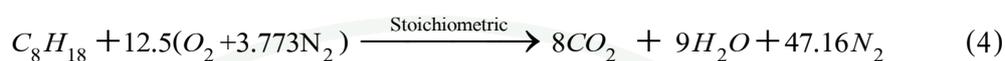
$$\begin{aligned} 46.07 + 3(16 \times 2) + 3(3.76 \times 14 \times 2) &= (2 \times 44.01) + (3 \times 18.02) + 11.32(14 \times 2) \\ 46.07 + 96 + 316.9 &= 88.02 + 54.06 + 316.9 \end{aligned}$$

ฉะนั้นปริมาณอากาศทั้งหมดเท่ากับ $96+316.9$ กรัม หรือเท่ากับ 412.2 กรัม
ดังนั้นปริมาณอากาศที่ใช้ต่อเชื้อเพลิงเอทานอล 1 กรัม เท่ากับ

$$(A/F)_s = \frac{412.2}{46.07} = 8.947$$

นั่นคือปริมาณเอทานอล 1 กรัม ต้องใช้อากาศ 8.95 กรัม จึงทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์
ในทางทฤษฎี

สำหรับแก๊สโซลีนซึ่งมีสมการเคมี C_8H_{18}
สมการการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ของแก๊สโซลีน คือ



คิดในหน่วยโมล

ในปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 1 โมล จะใช้อากาศเท่ากับ 12.5 โมล จะได้คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) เท่ากับ 8 โมล น้ำ (H_2O) เท่ากับ 9 โมล และไนโตรเจน (N_2) เท่ากับ 47.16 โมล

คิดในหน่วยน้ำหนัก

$$\begin{aligned} 114.8 + 12.5(16 \times 2) + 12.5(3.773 \times 14 \times 2) &= (8 \times 44.01) + (9 \times 18.02) + 47.16(14 \times 2) \\ 114.8 + 400 + 1321 &= 88.02 + 54.06 + 1321 \end{aligned}$$

ฉะนั้นปริมาณอากาศทั้งหมดเท่ากับ $400 + 1321$ เท่ากับ 1721

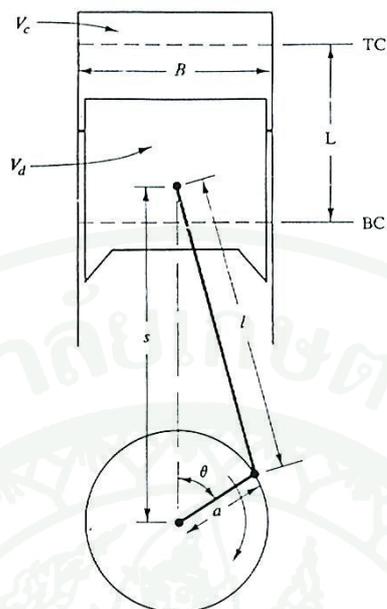
ดังนั้นปริมาณอากาศที่ใช้ต่อเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 1 กรัม เท่ากับ

$$(A/F)_s = \frac{1721}{114.8} = 14.99$$

นั่นคือปริมาณเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 1 กรัม ต้องใช้อากาศ 14.99 กรัมจึงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ในทางทฤษฎี (Turn, 2000)

3. สมบัติทางเรขาคณิตของเครื่องยนต์แบบลูกสูบ

ปริมาตรกระบอกสูบถูกกำหนดให้เป็นฟังก์ชันของมุมข้อเหวี่ยงใด ๆ ดังแสดงในภาพที่ 2 โดยมีตัวแปรที่เกี่ยวข้อง คือ อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio, r_c), ระยะชักกระบอกสูบ (Stroke, L), เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ (Bore, B), รัศมีข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ (a) และความยาวก้านสูบ (Connecting Rod Length, l)



ภาพที่ 2 สมบัติทางเรขาคณิตของกระบอกสูบ ลูกสูบ ก้านสูบ และเพลาคือเหวี่ยง

ที่มา: Heywood (1998)

สมการของปริมาตรกระบอกสูบ และพื้นที่ผิวห้องเผาไหม้ที่เป็นฟังก์ชันของมุมข้อเหวี่ยงใด ๆ หาได้จาก

$$\frac{V(\theta)}{V_c} = 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left[\frac{l}{a} + 1 - \cos \theta - \left(\left(\frac{l}{a} \right)^2 - \sin^2 \theta \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (5)$$

โดย V_c เป็นปริมาตรกระบอกสูบต่ำสุด, (m^3)

r_c เป็นอัตราส่วนการอัด, (Compression Ratio)

l เป็นความยาวก้านสูบ (Connecting Rod Length), (m)

a เป็นรัศมีข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์, (m)

$$A(\theta) = A_{ch} + A_p + \frac{\pi BL}{2} \left[\frac{l}{a} + 1 - \cos \theta - \left(\left(\frac{l}{a} \right)^2 - \sin^2 \theta \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (6)$$

- โดย A_{ch} เป็นพื้นที่ผิวในส่วนของฝาสูบ, (m^2)
 A_p เป็นพื้นที่ผิวใน ส่วนด้านบนของลูกสูบ, (m^2)
 B เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ (Bore), (m)
 L เป็นระยะชักกระบอกสูบ (Stroke), (m)

4. การไหลผ่านลิ้นเร่ง (Throttle Valve)

ในการวิเคราะห์การไหลผ่านลิ้นเร่งจะต้องพิจารณาปัจจัยต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

- แกนของแผ่นลิ้นเร่งตามปกติจะใหญ่พอที่จะมีผลต่อพื้นที่เปิดของลิ้นเร่งเพื่อป้องกันการติดขัดในรูเสื่อลิ้นเร่ง แผ่นลิ้นเร่งจะปิดเต็มที่โดยมุมของแผ่นลิ้นเร่งไม่เป็นศูนย์ (จะเป็น 5° , 10° หรือ 15°)
- สัมประสิทธิ์อัตราการใช้การไหลผ่านลิ้นเร่งจะน้อยกว่าการไหลผ่านท่อเวนจูรีและจะแปรผันตามมุมของแผ่นลิ้นเร่ง อัตราส่วนความดัน และตัวเลขเรย์โนลด์ส (Reynolds number) ขณะไหลผ่านลิ้นเร่ง
- เนื่องจากมีความคลาดเคลื่อนในการผลิต จึงมีพื้นที่การรั่วเล็กน้อยแม้ว่าแผ่นลิ้นเร่งจะปิดเต็มที่ก็ตาม ซึ่งพื้นที่การรั่วนี้จะมีผลต่ออัตราการใช้การไหลผ่านลิ้นเร่งมากเมื่อเปิดลิ้นเร่งน้อย ๆ
- การวัดความดันที่ตกลงผ่านลิ้นเร่งจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งตามเส้นรอบวงของจุดที่วัดความดันหลังลิ้นเร่ง
- ความดันสูญเสียผ่านลิ้นเร่งภายใต้สภาวะการไหลจริงอาจน้อยกว่าภายใต้สภาวะการไหลคงตัว พื้นที่เปิดของลิ้นเร่ง (A_{th}) เป็นฟังก์ชันของ ψ จะเป็นไปตามสมการที่ (7)

$$\frac{4A_{th}}{\pi} = \left(1 - \frac{\cos \psi}{\cos \psi_0} \right) + \left[\frac{a}{\cos \psi} (\cos^2 \psi - a^2 \cos^2 \psi_0)^{\frac{1}{2}} \right] - \frac{2}{\pi} \left[\frac{\cos \psi}{\cos \psi_0} \sin^{-1} \left(\frac{a \cos \psi_0}{\cos \psi} \right) - a(1 - a^2)^{\frac{1}{2}} + \sin^{-1} a \right] \quad (7)$$

- โดย A_{th} เป็นพื้นที่เปิดของลิ้นเร่ง, (m²)
 a เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของแกนลิ้นเร่งต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเสื้อลิ้นเร่ง, ($\frac{d}{D}$)
 ψ เป็นมุมการเปิดของแผ่นลิ้นเร่งใด ๆ, (deg)
 ψ_0 เป็นมุมการเปิดของแผ่นลิ้นเร่งเมื่อแผ่นลิ้นเร่งปิด, (deg)

สมการการไหลผ่านออริฟิซสำหรับการไหลของของไหลยวบตัว เมื่ออัตราส่วนความดันผ่านลิ้นเร่งน้อยกว่าค่าวิกฤต ($\frac{P_T}{P_0} = 0.528$ (Heywood, 1998)) อัตราการไหลได้ดังสมการที่ (8)

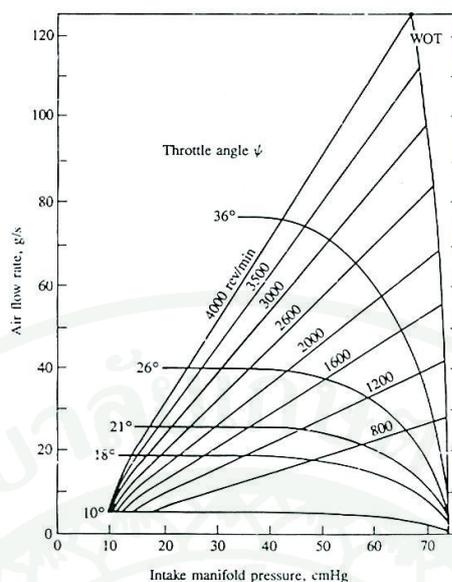
$$m_{th} = \frac{C_D A_{th} P_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{1-\gamma} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

- โดย m_{th} เป็นมวลอากาศที่ไหลผ่านลิ้นเร่ง, (kg)
 A_{th} เป็นพื้นที่เปิดของลิ้นเร่ง, (m²)
 P_0 และ T_0 เป็นความดันและอุณหภูมิก่อนถึงลิ้นเร่ง, (kPa และ K)
 P_T เป็นความดันหลังลิ้นเร่ง, (kPa และ K)
 C_D เป็นสัมประสิทธิ์อัตราการไหล (หาได้จากการทดลอง)

เมื่ออัตราส่วนความดันมากกว่าอัตราส่วนวิกฤต การไหลที่ลิ้นเร่งก็จะเกิดการ ไช้กหรือสถานะที่การไหลมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง และจะได้อัตราการไหลของมวลเป็น

$$m_{th} = \frac{C_D A_{th} P_0}{\sqrt{RT_0}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{1+\gamma} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (9)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของอากาศ มุมของแผ่นลิ้นเร่ง ความดันในท่อไอดี และอัตราเร็วเครื่องยนต์ สำหรับคาร์บูเรเตอร์แบบสองท่อของเครื่องยนต์ 8 สูบ ความจุ 4.7 ลิตร ได้แสดงไว้ในภาพที่ 3 ซึ่งจะเห็นได้ว่าที่ความดันท่อไอดีต่ำกว่าค่าวิกฤต (40 cm-Hg) อัตราการไหลของอากาศที่ตำแหน่งลิ้นเร่งต่ำกว่า 36 องศา จะไม่ขึ้นอยู่กับความดันในท่อไอดีและอัตราเร็วเครื่องยนต์เนื่องจากลิ้นเร่งจะเกิดการ ไช้ก

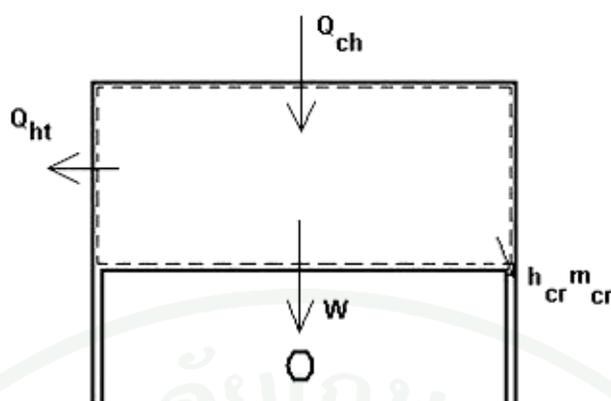


ภาพที่ 3 การเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลของอากาศผ่านลิ้นเร่งกับความดันในท่อไอศีมุมของแผ่นลิ้นเร่ง และอัตราเร็วเครื่องยนต์ของเครื่องยนต์ 8 สูบ ความจุ 4.7 ลิตร

ที่มา: Heywood (1998)

5. แบบจำลอง Single-Zone Combustion Model

แบบจำลอง Single-Zone Combustion Model เป็นแบบจำลองทางอุณหพลศาสตร์ ที่มีข้อสมมุติฐานว่าค่าความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้นั้นจะเป็นสัดส่วนกับพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงที่ถูกปล่อยออกมาและเป็นสัดส่วนกับมวลของสารผสมที่เผาไหม้ นอกจากนี้ในแบบจำลองยังได้รวมเอาผลของการถ่ายเทความร้อนที่ผนังกระบอกสูบและการไหลเข้าไปในช่อง ระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบ เพื่อนำมาวิเคราะห์ข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบด้วยการวิเคราะห์ความร้อนที่เชื้อเพลิงปลดปล่อยออกมาจะใช้กฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ซึ่งทำได้โดยกำหนดขอบเขตของระบบปิดที่เหมาะสมสำหรับห้องเผาไหม้ดังแสดงในภาพที่ 4 และเขียนเป็นสมการได้ดังแสดงในสมการที่ (10)



ภาพที่ 4 ขอบเขตของระบบเปิดภายในห้องเผาไหม้เมื่อใช้กฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์

ที่มา: Yeliana *et al.* (2008)

$$dU_s = (\delta Q_{ch} - \delta Q_{ht}) - \delta W + \sum h_i dm_i - \sum h_o dm_o \quad (10)$$

โดย dU_s เป็นการเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายในของสารทำงานภายในกระบอกลูกสูบ
ที่มีผลจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิต่างกัน

δQ_{ch} เป็นพลังงานความร้อนที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง

δQ_{ht} เป็นความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ผนังห้องเผาไหม้

δW เป็นงานของลูกสูบ

$\sum h_i dm_i$ และ $\sum h_o dm_o$ เป็นพลังงานของการไหลผ่านขอบเขตของระบบซึ่ง
ในกรณีที่ไม่มีกรณีฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ก็จะเป็นการไหลเข้าและออก
จากบริเวณซอกระหว่างกระบอกลูกสูบและลูกสูบ

เนื่องจากคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำงานเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ ความดัน
และองค์ประกอบทางเคมี ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้สารทำงานจะอยู่ในรูปส่วนผสมของ
เชื้อเพลิงที่เป็นไอกับอากาศและผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้ กำหนดให้ T เป็นอุณหภูมิของสาร
ทำงานเฉลี่ยในห้องเผาไหม้และ m เป็นมวลภายในขอบเขตของระบบ พลังงานภายในสามารถเขียน
อยู่ในรูปดังแสดงในสมการที่ (11)

$$dU_s = mc_v(T)dT + u(T)dm \quad (11)$$

สำหรับการไหลเข้าและออกจากชอกจะกำหนดให้เป็นการไหลเข้าและออกจากชอกแห่งเดียวที่ความดันกระบอกสูบ โดยให้แก๊สในชอกมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ นอกจากนี้จะไม่คิดการรั่วของแก๊สสู่ห้องข้อเหวี่ยง (ไม่คิดผลของ blowby loss) เมื่อแทนค่า $dm_i (dm_{cr} = -dm)$ และกฎของแก๊สอุดมคติ (ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงค่าคงที่ของแก๊ส, R) สมการที่ (10) สามารถจัดแสดงให้อยู่ในรูปใหม่ดังสมการที่ (12)

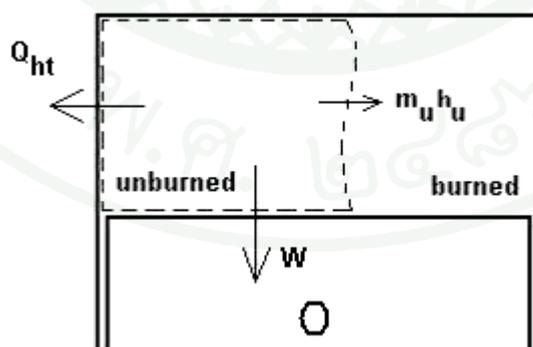
$$\delta Q_{ch} = \left(\frac{c_v}{R}\right) V dp + \left(\frac{c_v}{R} + 1\right) p dV - (h - u + c_v T) dm_{cr} + \delta Q_{ht} \quad (12)$$

จากสมการที่ได้จากกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ข้างต้น สมมุติไม่มีแก๊สรั่วออกสู่ห้องข้อเหวี่ยง, ไม่มีผลจากรอยรั่วภายในห้องเผาไหม้, ไม่มีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้, ไม่คิดการระเหยของเชื้อเพลิงในช่วงการอัดและการเผาไหม้ สมการที่ (12) สามารถลดรูปได้ดังแสดงในสมการที่ (13)

$$\delta Q_{ch} = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) p dV + \left(\frac{1}{\gamma - 1}\right) V dp + \delta Q_{ht} \quad (13)$$

6. แบบจำลอง Two-Zone Combustion Model

แบบจำลอง Two-Zone Combustion Model (Yeliana *et al.*, 2008) ถูกจำลองภายใต้เงื่อนไขภายในห้องเผาไหม้ถูกแบ่งออกเป็นสองช่วงพื้นที่ดังแสดงในภาพที่ 5



ภาพที่ 5 ขอบเขตของระบบเปิดภายในห้องเผาไหม้เมื่อแบ่งพื้นที่ช่วงที่เกิดการเผาไหม้แล้วกับช่วงที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้

ที่มา: Yeliana *et al.* (2008)

จากภาพที่ 5 สามารถแบ่งพื้นที่ได้เป็นช่วงพื้นที่ที่เผาไหม้แล้วและช่วงที่ยังไม่เผาไหม้ ซึ่งจะ ถูกกำหนดด้วยเศษส่วนมวลที่เผาไหม้ (x_b) พื้นที่สองพื้นที่นี้จะถูกแบ่งโดยขอบเขตบาง ๆ ของ พื้นที่ส่วนหน้าของเปลวไฟ สมมุติฐานของแบบจำลอง Two-Zone Combustion Model ถูกกำหนด ภายใต้งเงื่อนไขเหมือน One-Zone Combustion Model แต่มีการเพิ่มสมมุติฐานเพิ่ม คือ ไม่มีการ ถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นที่ส่วนหน้าของเปลวไฟและแต่ละขอบเขตมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท ความร้อนที่แตกต่างกัน ซึ่งทำนายโดยใช้สมการ Woshni's (Heywood, 1998) และมีพื้นที่ที่แตกต่างกัน จะถูกคำนวณ โดยขึ้นอยู่กับสัดส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว

ในทำนองเดียวกัน ปริมาตรของกระบอกสูบในช่วงกระบวนการเผาไหม้จะ ประกอบด้วยปริมาตรช่วงที่เผาไหม้แล้วและปริมาตรช่วงที่ยังไม่เผาไหม้และช่วงปริมาตรของ บริเวณชอกระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบ ซึ่งบริเวณนี้จะมีค่าคงที่ขึ้นอยู่กับมุมของข้อเหวี่ยง แต่ ในขณะช่วงกระบวนการเผาไหม้ พื้นที่ช่วงที่ถูกเผาไหม้แล้วกับพื้นที่ช่วงที่ยังไม่ถูกเผาไหม้มีการ เปลี่ยนแปลง

การกำหนดพื้นที่ปริมาตรของแก๊สที่ถูกเผาไหม้และรูปร่างด้านหน้าของเปลวไฟบริเวณ โดยรอบที่ซึ่งช่วงปริมาตรที่ถูกเผาแล้วจะเป็นพื้นที่ที่ที่ยากที่สุดของ Two-Zone Combustion Model ซึ่งสมมุติให้พื้นที่ด้านหน้าของเปลวไฟเป็นทรงกลมสำหรับแก้ปัญหาคำนวณของพื้นที่การ ถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันพื้นที่ที่เผาไหม้แล้วและพื้นที่ที่ยังไม่เผาไหม้ไปยังผนัง โดยไม่คิด ผลของการถ่ายเทความร้อนไปยังพื้นที่หน้าของเปลวไฟ ฉะนั้นพื้นที่ปริมาตรที่ถูกเผาไหม้แล้วและ พื้นที่ปริมาตรที่ยังไม่เผาไหม้เขียนได้ดังสมการที่ (14)

$$dV = dV_u + dV_b \quad (14)$$

โดย V_u เป็นปริมาตรช่วงที่ยังไม่เผาไหม้, (m^3)

V_b เป็นปริมาตรช่วงที่ยังเผาไหม้แล้ว, (m^3)

จากกฎของแก๊สอุดมคติ (ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงค่าคงที่ของแก๊ส, R) โดยในช่วงที่เชื้อเพลิง ยังไม่เผาไหม้และเชื้อเพลิงเผาไหม้แล้วให้มีความดันภายในกระบอกสูบเป็นความดันเดียวกัน และ ให้นำหนักโมเลกุลของเชื้อเพลิงยังไม่ถูกเผาไหม้และเชื้อเพลิงถูกเผาไหม้แล้วมีค่าคงที่ ฉะนั้น สมการในช่วงที่ยังไม่เผาไหม้และเผาไหม้แล้วจะแสดงได้ดังสมการที่ (15) และ (16)

$$-m \frac{\bar{R}_u}{M_u} T_u dx_b + (1-x_b)m \frac{\bar{R}_u}{M_u} dT_u - pdV_u = V_u dp \quad (15)$$

$$-m \frac{\bar{R}_b}{M_b} T_b dx_b + x_b m \frac{\bar{R}_b}{M_b} dT_b - pdV_b = V_b dp \quad (16)$$

การวิเคราะห์ความร้อนที่ปล่อยออกมาพิจารณาขอบเขตของระบบปิดที่เหมาะสมสำหรับห้องเผาไหม้ดังกล่าวจะวิเคราะห์เหมือนแบบจำลอง Single-Zone Combustion Model โดยจากกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ พลังงานภายในและกฎของแก๊สในอุดมคติจะสามารถเขียนสมการได้ดังสมการที่ (17)

$$\delta Q_{ch} = ((1-x_b)mc_{v,u}dT_u + x_b mc_{v,b}dT_b) + (pdV_u + pdV_b) + \delta Q_{ht} \quad (17)$$

โดย δQ_{ch} เป็นพลังงานความร้อนที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง, (kW)

δQ_{ht} เป็นความร้อนที่ถ่ายเทสู่ผนังห้องเผาไหม้, (kW)

x_b เป็นเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้ว

m เป็นมวลของเชื้อเพลิง, (kg)

$c_{v,u}$ และ $c_{v,b}$ เป็นค่าความร้อนจะเพาะเมื่อปริมาตรคงที่ของมวลที่ยังไม่ถูกเผาไหม้และถูกเผาไหม้แล้ว

T_u และ T_b เป็นอุณหภูมิของสารทำงานในช่วงที่ยังไม่ถูกเผาไหม้และช่วงที่ถูกเผาไหม้แล้ว, (K)

p เป็นความดันในกระบอกสูบ, (kPa)

V_u และ V_b เป็นปริมาตรในช่วงยังไม่ถูกเผาไหม้และช่วงที่ถูกเผาไหม้แล้ว, (m³)

7. ปฏิกริยาทางเคมีของสารผสมของแก๊ส

สารทำงาน (Working Fluids) ในเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในเป็นสารผสมจากก๊าซชนิดต่างๆ (Mixtures of Gases) ซึ่งอาจมีปฏิกริยาเคมีเกิดขึ้น ในแต่ละช่วงของวัฏจักรการทำงานเครื่องยนต์ โดยปฏิกริยาเคมีที่เกี่ยวข้องกับสารทำงานนี้อาจแบ่งได้ 3 ลักษณะ ได้แก่

7.1 ปฏิกริยาเคมีเกิดขึ้น ช้ามากจนถือได้ว่าไม่มีผลต่อส่วนประกอบของสารผสม ดังนั้น ส่วนประกอบของสารผสมจะคงที่ (องค์ประกอบของสารผสมถูก “Frozen”)

7.2 ปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้น รวดเร็ว ส่วนประกอบอยู่ในสภาวะสมดุลทางเคมี

7.3 ปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้น ไม่เร็วพอที่จะเข้าสู่สภาวะสมดุล ทำให้ส่วนประกอบของสารผสมเปลี่ยนแปลงกับเวลา

สมดุลเคมี

ที่ผ่านมาเราพิจารณาการเผาไหม้ให้เป็นปฏิกิริยาเคมี ซึ่งเปลี่ยนจาก Reactants ไปเป็น Products ทั้งหมด ซึ่งเป็นการวิเคราะห์โดยใช้พื้นฐานของ 1st - Law of Thermodynamic ตัวอย่างเช่น เมื่อพิจารณาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง Hydrocarbon กับอากาศ



- กรณี Complete combustion (ที่ Stoichiometric mixture) \longrightarrow Products ออกมาเป็น CO_2 , H_2O และ N_2
- กรณี Incomplete combustion (ที่ Rich หรือ Lean mixture) \longrightarrow Products อาจได้เป็น CO_2 , H_2O , N_2 , CO , สารประกอบในกลุ่ม HC, H_2 , และสารมลพิษอนุภาค (Particulates)

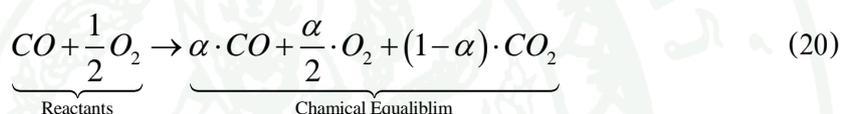
อย่างไรก็ตามในทางปฏิบัตินั้น เราพบว่าเมื่อสิ้น สุดกระบวนการของปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้น อาจไม่สามารถเปลี่ยน Reactants ไปเป็น Products ได้ทั้งหมด เนื่องจากบางปฏิกิริยาเคมีย่อยอาจเข้าสู่สภาวะสมดุลเคมี (ใช้ Chemical Equilibrium) หรือบางปฏิกิริยาเคมีย่อยอาจเปลี่ยนแปลงไประยะหนึ่งและ frozen (ใช้ Frozen Equilibrium) หรือบางปฏิกิริยาเคมีย่อยอาจเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเป็นฟังก์ชันนั้นกับเวลา (ใช้ Chemical Kinetics)

การพิจารณาให้ระบบทั้งหมด (Reactants และ Products) เข้าสู่สภาวะสมดุลเคมีเป็นวิธีการประเมินอย่างคร่าวๆ ที่เหมาะสำหรับศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ซึ่งมีส่วนของก๊าซที่เผาไหม้แล้ว (Burned gases) ที่ได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงกับอากาศ โดยพิจารณาก๊าซทั้งหมด (รวมทั้ง Reactants) อยู่ในสมดุลเคมี

ตัวอย่าง:



- ถ้าเพิ่มอุณหภูมิสูงขึ้น มวลของก๊าซ CO_2 บางส่วนจะแตกตัว (Dissociate) มาเป็น CO และ O_2
- เมื่อพิจารณาให้สารผสมของก๊าซ CO_2 , CO และ O_2 อยู่ในสภาวะสมดุลเคมี อัตราการแตกตัว (Rate of Dissociation) ของโมเลกุล CO_2 ไปเป็น CO และ O_2 จะเท่ากับอัตราที่ CO และ O_2 รวมตัว (Rate of Recombination) ไปเป็น CO_2
- กำหนดให้สัดส่วนโดยโมลของ CO_2 แตกตัวกลับมาเป็น Reactants (Degree of Dissociation) เป็น α จากสมการเคมี (R1) สามารถเขียนได้อีกรูปเป็น



- ความหมาย: สัดส่วนโดยโมลของ CO_2 ที่คงเหลือที่สภาวะสมดุลเคมีคือ $1-\alpha$
- การคำนวณหาปริมาณก๊าซแต่ละชนิดในสารผสมที่สภาวะสมดุลของปฏิกิริยาเคมี จะใช้หลักการวิเคราะห์ด้วย 2nd – Law of Thermodynamic

8. ความร้อนที่ปล่อยจากเชื้อเพลิง

ความร้อนที่ปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงสามารถคำนวณได้จากฟังก์ชันของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้ มวลของเชื้อเพลิง และค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงดังแสดงในสมการที่ (21)

$$\delta Q_{ch} = m_f LHV \delta x_b \quad (21)$$

โดย m_f เป็นมวลของเชื้อเพลิง (kg)

LHV เป็นค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (MJ/kg)

x_b เป็นค่าเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้ว

ความร้อนที่สูญเสียในระหว่างการเผาไหม้จะเป็นความร้อนที่เกิดจากการถ่ายเทความร้อนจากแก๊สไปสู่ห้องเผาไหม้ซึ่งหาได้จากสมการที่ (22) โดยสมมติให้การถ่ายเทความร้อนเป็นแบบการพาความร้อนเท่านั้น

$$\delta Q_{ht} = Ah_c(T - T_w) \quad (22)$$

โดย A เป็นพื้นที่ผิวของห้องเผาไหม้, (m^2)

T เป็นอุณหภูมิของแก๊สเฉลี่ย, (K)

T_w เป็นอุณหภูมิของผนังห้องเผาไหม้เฉลี่ย, (K)

h_c เป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยตลอดพื้นที่ห้องเผาไหม้

ซึ่งสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนหาได้จากสมการความสัมพันธ์ของ Woschni's (Heywood, 1998)

$$h_c = 3.26B^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T_{gas}^{-0.53} \cdot \left(c_1 \cdot \overline{S_p} + c_2 \frac{V_d T_0}{p_0 V_0} (p - p_m) \right) \quad (23)$$

โดย B เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ, (m)

V_d เป็นปริมาตรจัด, (m^3)

$\overline{S_p}$ เป็นความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ, (m/s)

T_0 , p_0 และ V_0 เป็นอุณหภูมิ ความดันและปริมาตรที่ขณะที่วาล์วไอดีปิด (IVC)

p_m เป็นความดันเฉลี่ยที่มุมข้อเหวี่ยงต่าง ๆ ขณะยังไม่เผาไหม้, (kPa)

c_1, c_2 เป็นสัมประสิทธิ์ที่มีค่าเปลี่ยนแปลงตามลักษณะช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ (Heywood, 1998) ซึ่งมีค่าดังแสดงในตารางที่ 2

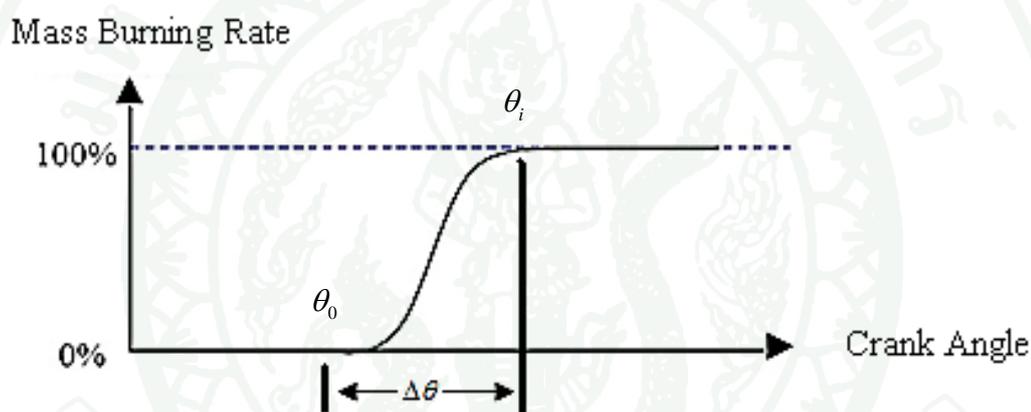
ตารางที่ 2 สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงของ Woschni's

c_1	c_2	การทำงาน
6.18	0	ช่วงการเปลี่ยนของแก๊ส
2.28	0	ช่วงการอัด
2.28	3.24×10^3	ช่วงเผาไหม้และขยายตัว

ที่มา: Heywood (1998)

9. Wiebe Function

ความร้อนที่ปล่อยจากเชื้อเพลิงระหว่างกระบวนการเผาไหม้สามารถคำนวณได้จาก Wiebe Function ซึ่งเป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนระหว่างความร้อนที่ปล่อยออกมาให้ช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้จนถึงตำแหน่งมุมข้อเหวี่ยงใด ๆ กับความร้อนทั้งหมดถูกปล่อยออกมาเมื่อสิ้นสุดการเผาไหม้ จากฟังก์ชันดังกล่าวจะสามารถเขียนเป็นกราฟของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วจะมีลักษณะเป็นรูปตัว S ดังแสดงในภาพที่ 6 และสมการเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วได้ดังสมการที่ (24) ซึ่งแสดงอัตราที่สารผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่เผาไหม้เพิ่มจากค่าต่ำสุดเท่ากับ 0 ไปยังค่าสูงสุดเท่ากับ 1 หรือเขียนให้อยู่ในรูปร้อยละ 0 ถึง 100



ภาพที่ 6 กราฟระหว่างเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยง

ที่มา: Sitthichok (2006)

$$x_b = \frac{\sum_{\theta=\theta_0}^{\theta} \delta Q_{ch}(\theta)}{\sum_{\theta=\theta_0}^{\theta_i} \delta Q_{ch}(\theta)} \quad (24)$$

จากกราฟระหว่างเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยงข้างต้น จะได้ความสัมพันธ์ของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยงต่าง ๆ (Heywood, 1998) ดังนี้

$$x_b = 1 - \exp \left[-b \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (25)$$

โดย θ เป็นมุมข้อเหวี่ยง, (rad)

θ_0, θ_i เป็นมุมข้อเหวี่ยงที่จุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้, (rad)

$\Delta\theta$ เป็นช่วงของการเผาไหม้ทั้งหมด (เท่ากับ $\theta_i - \theta_0$) x_b จาก 0 ถึง 1, (rad)

b และ m เป็นพารามิเตอร์ที่ปรับได้สำหรับกราฟของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งเป็นฟังก์ชันกับคุณลักษณะของน้ำมันเชื้อเพลิง จังหวะจุดระเบิด และรอบการทำงานของเครื่องยนต์

สารหรือแก๊สแต่ละตัวในการทำงานของเครื่องยนต์ สารผสมสามารถแบ่งเป็นสารผสมที่ยังไม่เผาไหม้และสารผสมที่เผาไหม้แล้วโดยจะกำหนดให้มีพฤติกรรมเป็นแบบแก๊สอุดมคติ เนื่องจากพลังงานภายในและเอนทัลปีของแก๊สอุดมคติเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิเท่านั้น ฉะนั้นความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงตัว (c_v) และที่ความดันคงตัว (c_p) จึงเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิด้วย ดังนั้นอัตราส่วนของความร้อนจำเพาะ (γ) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (26)

$$\gamma = \left(\frac{c_p}{c_v} \right) = \left(\frac{c_p}{c_p - R} \right) \quad (26)$$

โดย R เป็นค่าคงที่ของแก๊ส

c_v เป็นความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่

c_p เป็นความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงตัวและมีความสัมพันธ์กับเศษส่วนมวลที่ถูกเผาไหม้ดังแสดงในสมการที่ (27)

$$c_p = (1 - x_b) \cdot c_{p, \text{product}} + x_b \cdot c_{p, \text{reactant}} \quad (27)$$

โดย $c_{p, \text{reactant}}$ เป็นความร้อนจำเพาะของสารผสมที่ยังไม่เผาไหม้

$c_{p, \text{product}}$ เป็นความร้อนจำเพาะของสารผสมที่เผาไหม้แล้ว

10. การเกิดน็อกในเครื่องยนต์

การเกิดน็อกในเครื่องยนต์เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ที่ผิดปกติที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ ซึ่งในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ นอกจากการเผาไหม้ตามปกติซึ่งหมายถึงกระบวนการเผาไหม้ที่เริ่มต้นโดยประกายไฟที่หัวเทียนตามจังหวะที่กำหนดเพียงแห่งเดียว และเปลวไฟด้านหน้าเคลื่อนที่ไปในห้องเผาไหม้อย่างสม่ำเสมอด้วยความเร็วปกติแล้ว ในบางกรณีอาจมีการเผาไหม้ที่ผิดปกติเกิดขึ้นซึ่งการเผาไหม้ที่ผิดปกติเมื่อเกิดขึ้นจะมีผลต่อเครื่องยนต์ คือ ถ้ารุนแรงก็อาจทำให้เครื่องยนต์ชำรุดได้ การเผาไหม้ที่ผิดปกติหมายถึงกระบวนการเผาไหม้ที่เปลวไฟอาจเริ่มต้นโดยผิวของห้องเผาไหม้ที่ร้อน ซึ่งอาจเกิดก่อนหรือหลังที่หัวเทียนให้ประกายไฟออกมา หรือกระบวนการเผาไหม้ที่ส่วนผสมบางส่วนหรือทั้งหมดเกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว การเผาไหม้ที่ผิดปกตินี้นิยมแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ

10.1 การน็อกจากประกายไฟ (Spark Knock) หรือการน็อก

เป็นชื่อที่ใช้เรียกเสียงดังเหมือนเสียงชิ้นส่วนเครื่องยนต์กระทบกันที่เกิดขึ้นเมื่อ แก๊สส่วนสุดท้ายหรือส่วนของแก๊สที่อยู่ไกลที่สุดจากหัวเทียน จุดระเบิดพร้อมกันทันที ทำให้มีการปล่อยพลังงานเคมีของแก๊สส่วนสุดท้ายนี้อย่างรวดเร็ว เป็นผลให้ความดันในบริเวณนั้นสูงขึ้นมากและมีคลื่นความดันที่มีแอมพลิจูดสูงเกิดขึ้นทุกวัฏจักรการทำงาน และจะแปรผันไประหว่างวัฏจักรและสูบต่อสูบของเครื่องยนต์หลายสูบด้วย การน็อกจากประกายไฟจะสามารถควบคุมได้ด้วยจังหวะการจุดระเบิดซึ่งถ้าตั้งให้จังหวะการจุดระเบิดล่วงหน้ามากขึ้น ความรุนแรงของการน็อกก็จะมากขึ้น แต่ถ้าตั้งให้จังหวะการจุดระเบิดล่าช้า ความรุนแรงของการน็อกจะลดลง

10.2 การจุดระเบิดโดยผิวร้อน (Surface Ignition)

เป็นการเผาไหม้ที่มีการจุดระเบิดของสารผสมอากาศกับเชื้อเพลิงโดยจุดร้อนบนผนังของห้องเผาไหม้ เช่น ที่วาล์วหรือหัวเทียนที่ร้อนเกิน ฯลฯ หรือโดยสารตกค้างที่ติดอยู่ในห้องเผาไหม้ที่ลุกแดงอยู่ ซึ่งสามารถเกิดขึ้นได้ก่อนที่หัวเทียนจะให้ประกายไฟออกมา ที่เรียกว่า การชิงจุดระเบิด (Pre Ignition) และหลังจากที่หัวเทียนให้ประกายไฟออกมาที่เรียกว่าการจุดระเบิดหลัง (Post Ignition) เมื่อมีการจุดระเบิดโดยผิวร้อนแล้วก็จะเกิดเปลวไฟขึ้นที่จุดนั้นๆ แล้วแพร่กระจายไปในห้องเผาไหม้ในลักษณะเดียวกับที่เกิดขึ้นในการจุดระเบิดด้วยประกายไฟ

การจุดระเบิดด้วยไฟวร้อนนี้ยังแบ่งต่อไปให้อีกเป็นการจุดระเบิดโดยไฟวร้อนที่มีการน็อกซึ่งเป็นการเผาไหม้ที่ผิดปกติที่มีการน็อกเกิดขึ้นหลังการจุดระเบิดโดยไฟวร้อน ซึ่งโดยทั่วไปแล้วจะเป็นการชิงจุดระเบิดที่เกิดมาจากสารตกค้างที่ติดอยู่ในห้องเผาไหม้ที่ทำให้ความดันและอุณหภูมิของแก๊สส่วนสุดท้ายเพิ่มขึ้นเร็วกว่าที่เกิดขึ้นจากการจุดระเบิดด้วยประกายไฟตามปกติ การจุดระเบิดโดยไฟวร้อนที่มีการน็อกนี้ไม่สามารถควบคุมได้ด้วยจังหวะการจุดระเบิด ทั้งนี้เนื่องจากเปลวไฟที่เกิดจากการจุดระเบิดด้วยหัวเทียนมิใช่สาเหตุหลักของการเกิดน็อก

สำหรับการจุดระเบิดโดยไฟวร้อนอีกแบบหนึ่งคือการจุดระเบิดโดยไฟวร้อนที่ไม่มีการน็อก เป็นการเผาไหม้ที่ผิดปกติที่ไม่มีการน็อกเกิดขึ้นหลังจากการจุดระเบิดโดยไฟวร้อนแล้ว ซึ่งโดยทั่วไปเป็นการจุดระเบิดที่เกิดขึ้นภายหลังในวัฏจักรการทำงาน

การจุดระเบิดโดยไฟวร้อนที่มีการน็อกเป็นปัญหาที่สามารถแก้ไขได้ง่ายโดยการออกแบบเครื่องยนต์ให้เหมาะสมและเลือกสมบัติของเชื้อเพลิงและน้ำมันหล่อลื่นที่ดี (ไม่มีสารตกค้างในห้องเผาไหม้) เท่านั้น แต่การน็อกจากประกายไฟเป็นปัญหาที่ยุ่งยากซึ่งมีผลโดยตรงต่อสมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ทั้งนี้เนื่องจากจะเป็นตัวจำกัดอัตราส่วนการอัดสูงสุดที่สามารถใช้ได้กับเชื้อเพลิงหนึ่ง ๆ

10.3 ปัจจัยเกี่ยวกับเชื้อเพลิงที่มีผลต่อการเกิดน็อก

แนวโน้มของการเกิดน็อกจะขึ้นอยู่กับพารามิเตอร์ของการออกแบบเครื่องยนต์และการทำงานที่มีต่อ อุณหภูมิและความดันของแก๊สส่วนสุดท้าย และช่วงเวลาที่แก๊สส่วนสุดท้ายมีอุณหภูมิและความดันสูง ก่อนที่เปลวไฟจะมาถึง ตัวอย่างเช่น แนวโน้มของการน็อกจะลดลงจากการลดลงของอุณหภูมิของแก๊สส่วนสุดท้ายอันเป็นผลมาจากการลดลงของอุณหภูมิของอากาศที่เข้า และจากการตั้งจังหวะจุดระเบิดล่าช้ากว่าจังหวะเกิดทอร์คเบรกสูงสุด การน็อกเป็นปรากฏการณ์ที่ถูกควบคุมโดยทั้งปัจจัยที่เกี่ยวกับเครื่องยนต์และเชื้อเพลิง ดังนั้นการเกิดหรือไม่เกิดการน็อกในเบื้องต้นจึงขึ้นอยู่กับสมบัติในการต้านการน็อกของเชื้อเพลิง

สารประกอบไฮโดรคาร์บอนแต่ละชนิดจะมีสมบัติในการต้านการน็อกที่แตกต่างกันมากโดยจะขึ้นอยู่กับขนาดและโครงสร้างของโมเลกุล และเนื่องจากเชื้อเพลิงที่ใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟทั่วไป (น้ำมันเบนซิน) เป็นสารผสมของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนจำนวนมาก จึงมีความจำเป็นที่จะต้องมีการวัดความต้านการน็อกของเชื้อเพลิง ซึ่งสมบัติต้านการน็อกนี้ถูก

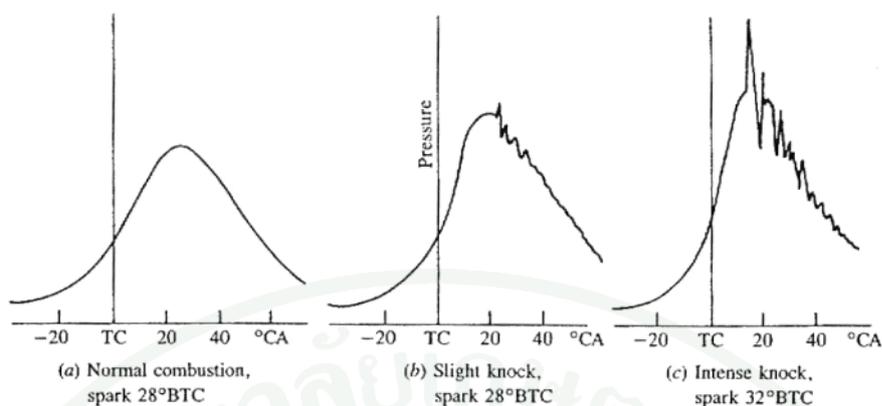
กำหนดโดย เลขออกเทน (Octane Number) ของเชื้อเพลิง ถ้าเชื้อเพลิงมีเลขออกเทนมากก็จะมีควมต้านการน็อกสูง โดยมาตราของเลขออกเทนนั้นจะใช้ไฮโดรคาร์บอนอ้างอิงสองชนิด ชนิดหนึ่งมีสมบัติต้านการน็อกไม่ดี คือ นอร์แมลเฮปเทน (Normal Heptane, $n-C_7H_{16}$) ให้มีเลขออกเทนเป็นศูนย์ และอีกชนิดหนึ่งมีคุณสมบัติต้านการน็อกดี คือ ไอโซออกเทน (Isooctane, $n-C_8H_{18}$) ให้มีเลขออกเทนเป็น 100

การหาเลขออกเทนของเชื้อเพลิงกระทำโดยใช้เครื่องยนต์ CFR (Cooperative Fuel Research Engine) ดังแสดงในภาพที่ 7 ซึ่งเป็นชนิดพิเศษที่ใช้ในการทดสอบการเกิดน็อก ซึ่งเครื่องยนต์ CFR สามารถเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนการอัดได้โดยให้ทำงานในสภาวะที่กำหนดและใช้เชื้อเพลิงที่ต้องการหาเลขออกเทน แล้วอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์จะถูกปรับจนกระทั่งเกิดการน็อกในระดับที่ไม่รุนแรงและไม่เกิดความเสียหายต่อเครื่องยนต์ดังแสดงในภาพที่ 8 หลังจากนั้นให้แทนเชื้อเพลิงที่ต้องการหาเลขออกเทนด้วยสารผสมของไฮโดรคาร์บอนอ้างอิงสองชนิดที่แปรผันอัตราส่วนจนกระทั่งให้ลักษณะการน็อกเหมือนกับเชื้อเพลิงที่ต้องการหาเลขออกเทน ร้อยละของไอโซออกเทนในสารผสมดังกล่าวก็คือเลขออกเทนของเชื้อเพลิงนั้น เช่น เชื้อเพลิงที่ให้ลักษณะการน็อกเหมือนกับสารผสมไอโซออกเทน 87 เปอร์เซ็นต์ กับนอร์แมลเฮปเทน 13 เปอร์เซ็นต์ ก็จะมีเลขออกเทนเท่ากับ 87 เป็นต้น



ภาพที่ 7 เครื่องยนต์ CFR (Cooperative Fuel Research Engine)

ที่มา: LCBA Marketing Group



ภาพที่ 8 กราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงของ (a) วัฏจักรที่มีการเผาไหม้ตามปกติ (b) วัฏจักรที่มีการน็อกไม่รุนแรง และ (c) วัฏจักรที่มีการน็อกที่รุนแรง ที่ได้จากเครื่องยนต์สูบเดี่ยว ขนาด 3.81 ลิตร เมื่อลิ้นเร่งเปิดเต็มที่ (Full Throttle) ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 4000 รอบต่อนาที

ที่มา: Heywood (1998)

ถ้าสถานะที่กำหนดให้ในการทดสอบหาเลขออกเทนเปลี่ยนแปลง เลขออกเทนที่หาได้ก็จะเปลี่ยนแปลงไปด้วย ดังนั้นจึงมีการกำหนดวิธีมาตรฐานในการหาเลขออกเทนไว้ วิธีที่นิยมมี 2 วิธี คือ วิธีวิจัย (Research Method) และวิธีเครื่องยนต์ (Motor Method) โดยมีสถานะการทำงานที่แตกต่างกัน ซึ่งการหาเลขออกเทนตามวิธีเครื่องยนต์จะใช้สถานะการทำงานที่รุนแรงกว่าวิธีวิจัย (อุณหภูมิไอดีเข้าสู่สูงและจังหวะการจุดระเบิดล่วงหน้ามากกว่า) ดังนั้นเลขออกเทนเครื่องยนต์ (Motor Octane Number, MON) โดยทั่วไปจึงต่ำกว่าเลขออกเทนวิจัย (Research Octane Number, RON) โดยความแตกต่างระหว่างเลขออกเทนทั้งสองจะถูกเรียกว่า ความไวของเชื้อเพลิง (Fuel Sensitive, FS)

$$FS = RON - MON \quad (28)$$

FS เป็นค่าที่แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงสมบัติในการต้านการน็อกของเชื้อเพลิงที่มีต่อการเปลี่ยนแปลงสถานะการทำงานของเครื่องยนต์

สมการที่ใช้คำนวณได้จากการปรับฟังก์ชันของ Arrhenius ให้เข้ากับข้อมูลที่ได้อาจการวัดในช่วงการเกิดความล่าช้าหรือการจุดระเบิดด้วยตัวเองสำหรับเชื้อเพลิงที่ผสมกับอากาศบนขอบเขตความสัมพัทธ์ของความดันและอุณหภูมิ (สมการที่ (29)) จากความสัมพันธ์ดังกล่าว สมมติให้มีการก่อให้เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองซึ่งช่วงการก่อให้เกิดการจุดระเบิดเอง (Auto-ignition Induction Period, τ) จะขึ้นอยู่กับ

$$\tau = Ap^{-n} \exp\left(\frac{B}{T}\right) \quad (29)$$

โดย τ เป็นความล่าช้าในการจุดระเบิดที่อุณหภูมิและความดันของส่วนผสม A , n และ B เป็นค่าตัวแปรที่ได้จากความสัมพัทธ์ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดเชื้อเพลิง p และ T เป็นความดันและอุณหภูมิเฉลี่ยของสารผสมในห้องเผาไหม้

ตัวเลขความสัมพัทธ์จากการสังเกตของความล่าช้าในการจุดระเบิดสำหรับไฮโดรคาร์บอนที่ตกค้างและเชื้อเพลิงที่ถูกผสมคำนวณได้จากหลักการพื้นฐานของการจุดระเบิดด้วยตัวเอง ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังแสดงในสมการที่ (30)

$$\int_{t_i}^t \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (30)$$

โดย t เป็นเวลาเริ่มต้นหลังจากสิ้นสุดกระบวนการอัด t_i เป็นเวลาที่เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง

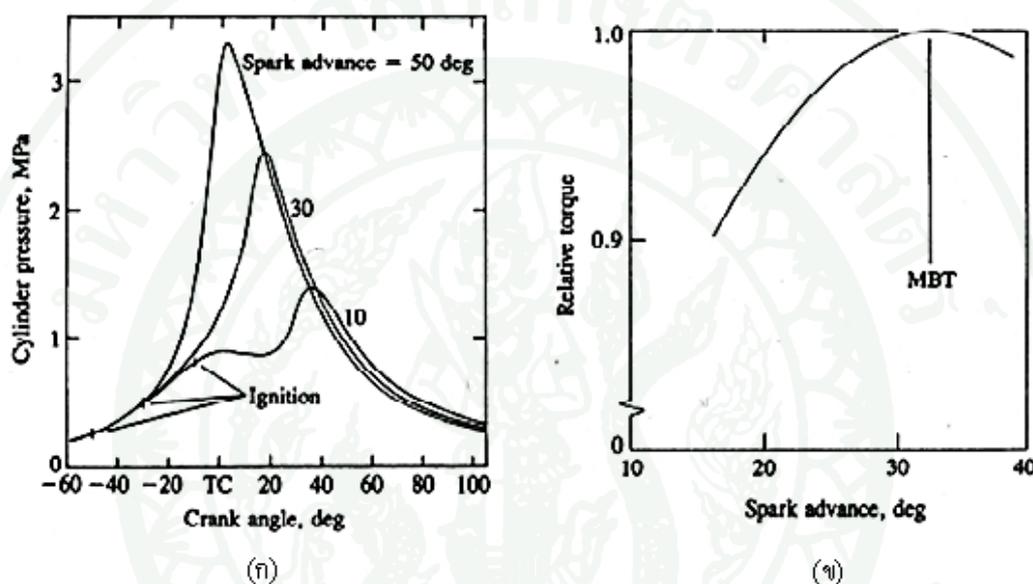
ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ให้ค่าที่ดีที่สุดหาได้จากสมการความสัมพันธ์ ดังแสดงในสมการที่ (31)

$$\tau = 17.68 \left(\frac{ON}{100}\right)^{3.402} p^{-1.7} \exp\left(\frac{3800}{T}\right) \quad (31)$$

โดย τ มีหน่วยเป็นมิลลิวินาที, (ms)
 p เป็นความดันที่บรรยากาศ, (atm)
 T เป็นอุณหภูมิมิหน่วยเป็นเคลวิน, (K)
 ON เป็นค่าออกเทนของเชื้อเพลิง

11. จังหวะทอร์คเบรกสูงสุด

การเผาไหม้จะต้องเกิดขึ้นในช่วงที่เหมาะสมเมื่อเทียบกับศูนย์ตายบน (TDC) เพื่อให้ได้กำลังหรือทอร์คสูงสุดซึ่งช่วงของการขยายตัวและการแพร่กระจายของเปลวไฟ การเผาไหม้จะเริ่มก่อนจุดสิ้นสุดของจังหวะอัดและต่อเนื่องไปในช่วงแรกของจังหวะขยายตัวซึ่งจะไปสิ้นสุดหลังจุดที่ความดันกระบอกสูบขึ้นสูงสุดในวัฏจักร ดังภาพที่ 9



ภาพที่ 9 (ก) ความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงของจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้ามากเกินไป (50°), จังหวะจุดระเบิดที่ MBT (30°) และจังหวะการจุดระเบิดล่าช้า (10°)
 (ข) ผลของการจุดระเบิดล่วงหน้าที่อัตราเร็วเครื่องยนต์และค่าอากาศต่อเชื้อเพลิงคงตัวเมื่อเปิดลิ้นเร่งเต็มที่

ที่มา: Heywood (1998)

ภาพที่ 9 แสดงกราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงของจังหวะการจุดระเบิดต่าง ๆ เมื่อเทียบกับศูนย์ตายบน (TDC) ซึ่งจะเห็นว่าถ้าการเริ่มต้นของกระบวนการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อนศูนย์ตายบน (TDC) มากเกินไป งานของจังหวะอัดจะเพิ่มขึ้น แต่ถ้าการสิ้นสุดของกระบวนการเผาไหม้ล่าช้าออกไปโดยการจุดระเบิดล่าช้า ความดันในกระบอกสูบสูงสุดจะเกิดช้าออกไปในจังหวะขยายตัวด้วย เป็นผลให้ค่าความดันสูงสุดลดลง การเปลี่ยนแปลงนี้จะไปลดงานของจังหวะ

ขยายตัวลง ดังนั้นจังหวะการจุดระเบิดที่เหมาะสมที่สุดก็คือจังหวะที่ให้ทอร์กเบรกสูงสุดที่เรียกว่า จังหวะทอร์กเบรกสูงสุด (Maximum Brake Torque Timing) ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่องานของจังหวะอัดที่เพิ่มขึ้นและงานของจังหวะขยายตัวที่ลดลงหักล้างกันพอดี จังหวะจุดระเบิดที่เหมาะสมที่สุดจะขึ้นอยู่กับอัตราการขยายตัวและกระแพร่กระจายของเปลวไฟ ระยะทางเดินของเปลวไฟไปถึงผนังห้องเผาไหม้ โดยปัจจัยเหล่านี้จะขึ้นอยู่กับการออกแบบเครื่องยนต์ สภาพการทำงานและสมบัติของสารผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว

12. สมรรถนะของเครื่องยนต์

ลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในทั้งเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ และเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดจะถูกกำหนดโดยกราฟสมรรถนะ ประสิทธิภาพ และการปล่อยมลพิษออกมากับไอเสีย ซึ่งจะแปรผันกับตัวแปรในการออกแบบและตัวแปรในการทำงาน ดังนั้นในการอธิบายลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์จึงต้องเข้าใจถึงผลการเปลี่ยนแปลงตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะ ประสิทธิภาพ และการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์

12.1 พารามิเตอร์ที่ใช้กำหนดสมรรถนะ ประสิทธิภาพ และการปล่อยมลพิษ

พารามิเตอร์ที่นิยมให้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์ก็คือกำลังและทอร์ก แต่กำลังและทอร์กนี้ขึ้นกับปริมาตรกระจัดของเครื่องยนต์ ดังนั้นเพื่อที่จะกำจัดผลของขนาดเครื่องยนต์ออกไปจึงนิยมแสดงกำลังและทอร์กด้วยพารามิเตอร์ที่ไม่ขึ้นกับขนาดซึ่งกำลังจะเขียนได้เป็น

$$P = \frac{mep \cdot A_p \bar{S}_p}{4} \quad (32)$$

และทอร์กจะเขียนได้เป็น

$$T = \frac{mep \cdot V_d}{4\pi} \quad (33)$$

โดย P เป็นกำลังของเครื่องยนต์, (kW)
 mep เป็นความดันเฉลี่ยยังผลเฉลี่ยของเครื่องยนต์, (kPa)
 A_p พื้นที่ลูกสูบ, (m²)
 \bar{S}_p เป็นความเร็วของลูกสูบ, (m/s)
 T เป็นแรงบิดของเครื่องยนต์, (N-m)
 V_d ปริมาตรกระจัด, (m³)

ดังนั้นสำหรับเครื่องยนต์ที่ออกแบบมาดีซึ่งค่าสูงสุดของความดันยังผลเฉลี่ย (mep) และอัตราเร็วลูกสูบเฉลี่ย (\bar{S}_p) จะถูกจำกัดด้วยการไหล (ในเครื่องยนต์ที่นำไอดีเข้าโดยธรรมชาติ) และถูกจำกัดด้วยความดัน (ในเครื่องยนต์เทอร์โบชาร์จเจอร์) แล้วกำลังก็จะเป็นสัดส่วนกับพื้นที่ลูกสูบ (A_p) และทอร์คก็จะเป็นสัดส่วนกับปริมาตรกระจัด (V_d) โดยความดันยังผลเฉลี่ยสามารถเขียนได้เป็นสมการสำหรับเครื่องยนต์สี่จังหวะคือ

$$mep = \eta_f \eta_v Q_{HV} \rho_{a,i} \left(\frac{F}{A} \right) \quad (34)$$

ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์นิยมแสดงในรูปของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (sfc) โดย

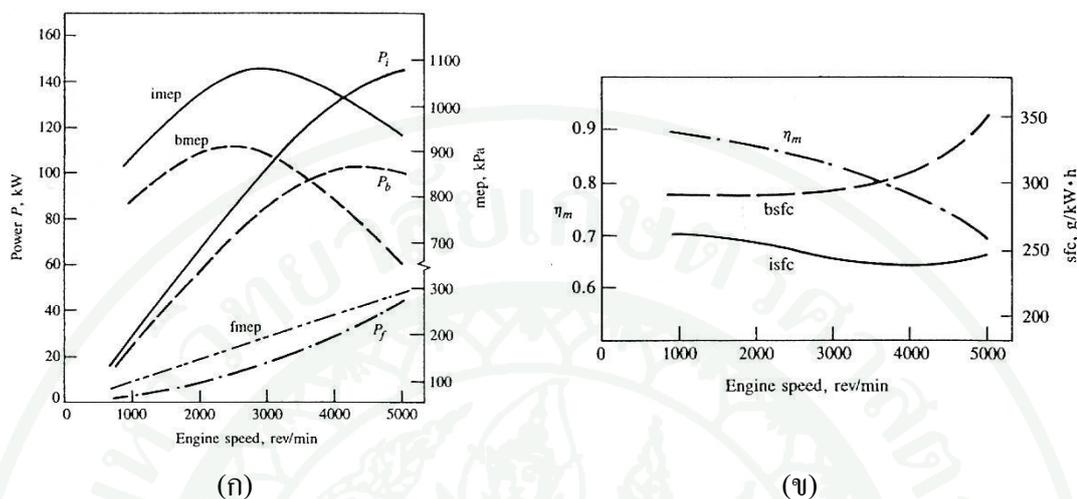
$$sfc = \frac{1}{\eta_f Q_{HV}} \quad (35)$$

พารามิเตอร์เหล่านี้จะมีทั้งค่าเบรคและค่าบ่งชี้ ซึ่งผลต่างระหว่างค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ ($imep$) กับค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรค ($bmep$) นี้ก็คือความดันยังผลเฉลี่ยเสียดทาน ($fmep$) ของเครื่องยนต์ดังแสดงในสมการที่ (36) และภาพที่ 10 (ก)

$$imep - bmep = fmep \quad (36)$$

อัตราส่วนของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะบ่งชี้ ($isfc$) และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค ($bsfc$) ก็คือประสิทธิภาพเชิงกล (η_m) ดังแสดงในภาพที่ 10 (ข) ส่วนการปล่อยมลพิษออกมากับไอเสียนั้นก็แสดงด้วยค่า การปล่อยมลพิษจำเพาะ ซึ่งเป็นอัตราการไหลของ

มวลมลพิษแต่ละชนิดต่อหน่วยกำลังที่ให้ออกมา และครรชนีการปล่อยมลพิษ ซึ่งก็คืออัตราการไหลของมวลมลพิษแต่ละชนิดต่อหน่วยอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิง



ภาพที่ 10 (ก) ค่ากำลังบ่งชี้ กำลังเบรก และกำลังความเสียดทาน (P_i , P_b และ P_f) กับค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก และค่าความดันยังผลเฉลี่ยเสียดทาน ($imep$, b_{mep} และ f_{mep})
 (ข) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะบ่งชี้และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ($isfc$ และ $bsfc$) และประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์และประสิทธิภาพเชิงกล (η_m) ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟที่ใช้กับรถยนต์หกสูบ 3.8 ลิตร ทำงานเมื่อลิ้นเร่งเปิดเต็มที่ (Full Throttle) เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 96.8 มิลลิเมตร ระยะชัก 86 มิลลิเมตร และอัตราส่วนความดัน 8.6

ที่มา: Heywood (1998)

ความสำคัญในเชิงเปรียบเทียบของพารามิเตอร์เหล่านี้จะแปรผันไปตลอดช่วงอัตราเร็วและภาระของเครื่องยนต์ โดยกำลังเบรกสูงสุดและค่าที่หาจากกำลังเบรกสูงสุดนี้ก็จะเป็นตัวกำหนดศักยภาพเต็มที่ของเครื่องยนต์ ทอร์กเบรกสูงสุดและค่า b_{mep} ที่หาได้จากทอร์กเบรกสูงสุด ตลอดช่วงอัตราเร็วและการใช้อากาศอย่างมีประสิทธิภาพ และในช่วงที่เครื่องยนต์ทำงานเป็นเวลานาน การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพ และการปล่อยมลพิษก็เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญ

12.2 ตัวแปรการทำงานที่มีผลต่อสมรรถนะ ประสิทธิภาพ และการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

ตัวแปรการทำงานที่สำคัญซึ่งมีผลต่อสมรรถนะ ประสิทธิภาพ และการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟที่ภาระและความเร็วรอบเครื่องยนต์หนึ่ง ๆ ได้แก่ จังหวะการจุดระเบิด อัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศ และส่วนของไอเสียที่นำกลับมาใช้อีก รายละเอียดของตัวแปรมีดังต่อไปนี้

ภาระและอัตราเร็ว

วิธีใช้กันทั่วไปในการแสดงลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในตลอดช่วงภาระและอัตราเร็วก็คือการพล็อตกราฟอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่ความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราเร็วเครื่องยนต์ต่าง ๆ แล้วลากเส้นที่มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเท่ากันบนกราฟความดันยังผลเฉลี่ยเบรกกับอัตราเร็วของเครื่องยนต์ เรียกว่า แผนที่สมรรถนะ (Performance Map)

จังหวะการจุดระเบิด

การเปลี่ยนแปลงจังหวะการจุดระเบิดที่เทียบกับศูนย์ตายบน (Top Dead Center) จะมีผลต่อความดันที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ซึ่งถ้าการเผาไหม้เริ่มต้นล่วงหน้ามากเกินไปในวัฏจักรการทำงาน งานที่ถ่ายเทจากลูกสูบไปสู่แก๊สในกระบอกสูบที่ปลายจังหวะอัดจะมากขึ้นไป และถ้าการเผาไหม้เริ่มต้นช้าเกินไป ความดันกระบอกสูบสูงสุดจะลดลง และงานของจังหวะขยายตัวที่ถ่ายเทจากแก๊สไปยังกระบอกสูบจะลดลง ดังนั้นจึงมีจังหวะการจุดระเบิดหนึ่งที่ทำให้ทอร์กของเครื่องยนต์สูงสุดที่อัตราเร็ว ส่วนประกอบของสารผสม และอัตราการใช้เชื้อเพลิง ซึ่งเรียกว่าจังหวะทอร์กเบรกสูงสุด (Maximum Brake Torque) ดังแสดงในภาพที่ 8 ที่จังหวะนี้จะให้กำลังเบรกสูงสุดรวมทั้งอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะต่ำสุดด้วย แต่เมื่ออัตราเร็วเครื่องยนต์เปลี่ยนจังหวะทอร์กเบรกก็จะเปลี่ยนด้วย ซึ่งถ้ามีการเริ่มต้นการเผาไหม้ที่มากขึ้นไปจะส่งผลให้เครื่องยนต์เกิดการน็อกได้

จังหวะการจุดระเบิดมีผลต่อความดันกระบอกสูบสูงสุด และผลต่ออุณหภูมิสูงสุดของแก๊สที่ยังไม่เผาไหม้และแก๊สที่เผาไหม้แล้วด้วย ฉะนั้นการตั้งจังหวะการจุดระเบิดล่าช้ากว่าจังหวะ

ทอร์คเบรกสูงสุด จะทำให้อุณหภูมิสูงสุดของแก๊สที่เผาไหม้ลดลง ซึ่งเป็นผลให้ NO_x ลดลง และสามารถหลีกเลี่ยงการเกิดน็อกได้ นอกจากนี้จังหวะการจุดระเบิดยังมีผลต่ออุณหภูมิไอเสียอีกด้วย ถ้าตั้งจังหวะการจุดระเบิดให้ล่าช้ากว่าจังหวะทอร์คเบรกสูงสุด อุณหภูมิไอเสียจะเพิ่มขึ้น ทำให้ทั้งประสิทธิภาพของเครื่องยนต์และการสูญเสียความร้อนไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ลดลง การตั้งจังหวะการจุดระเบิดล่าช้าบางครั้งจะถูกใช้เพื่อลดไฮโดรคาร์บอนที่ออกมากับไอเสียลง โดยส่วนของไฮโดรคาร์บอนที่ถูกออกซิไดซ์ในช่วงจังหวะการขยายตัวและการคายตัวจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิของแก๊สที่เผาไหม้แล้วสูงขึ้น

ส่วนประกอบของสารผสม

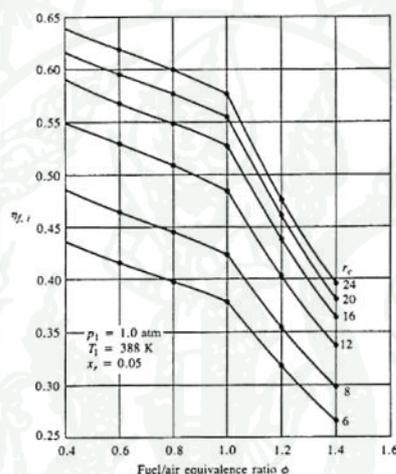
สารผสมที่ยังไม่เผาไหม้ในกระบอกสูบประกอบด้วยเชื้อเพลิง อากาศ และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว แก๊สที่เผาไหม้แล้วก็คือแก๊สที่ค้างอยู่ในกระบอกสูบ (Residual gas) จากวัฏจักรการทำงานที่แล้วบวกกับไอเสียที่นำกลับมาใช้อีก (Exhaust Gas Recirculation, EGR) ส่วนประกอบของสารผสมในระหว่างการเผาไหม้จะมีความสำคัญมากที่สุดเนื่องจากจะกำหนดการเกิดของกระบวนการเผาไหม้ซึ่งจะควบคุมลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ แม้ว่าจะพยายามที่จะให้ได้สารผสมที่สม่ำเสมอภายในกระบอกสูบก็ตาม แต่ก็ยังคงมีความไม่สม่ำเสมอเหลืออยู่บ้าง ดังนั้นในกระบอกสูบหนึ่งจึงยังคงมีการแปรผันของส่วนประกอบของสารผสมเฉลี่ยในแต่ละวัฏจักรของการทำงาน นอกจากนี้ภายในแต่ละกระบอกสูบหนึ่ง ๆ นั้น เชื้อเพลิง อากาศ EGR และแก๊สที่ค้างอยู่อาจยังไม่ผสมกันอย่างสมบูรณ์ ดังนั้นความไม่สม่ำเสมอของส่วนประกอบก็อาจจะมาก ทั้งหมดนี้จะทำให้เกิดการแปรผันของส่วนประกอบของสารผสมที่ตำแหน่งหัวเทียนซึ่งเป็นบริเวณที่สำคัญเนื่องจากระยะเริ่มต้นของการขยายตัวของเปลวไฟจะมีผลต่อกระบวนการเผาไหม้ที่เหลือ นอกจากนี้ในเครื่องยนต์หลายสูบอัตราการไหลเฉลี่ยของอากาศ เชื้อเพลิง และ EGR ที่ไปยังแต่ละกระบอกสูบก็ไม่เหมือนกันด้วย ผลของส่วนประกอบของสารผสมที่มีต่อลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์จะแยกพิจารณาเป็นดังต่อไปนี้

การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงหรืออัตราส่วนสมมูล

ผลของการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนสมมูลในวัฏจักรเชื้อเพลิงต่ออากาศที่มีต่อประสิทธิภาพการเปลี่ยนแปลงพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้และความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ ซึ่งความดันเฉลี่ยบ่งชี้จะมีค่าสูงสุดเมื่อใช้สารผสมหนาเล็กน้อย ($1 \leq \phi \leq 1.1$) ทั้งนี้ เนื่องจากมีการแตกตัวของปฏิกิริยาทางเคมีที่อุณหภูมิสูงเกิดขึ้นเมื่อมีการเผาไหม้ ทำให้มีโมเลกุลของออกซิเจนอยู่ในแก๊สที่เผา

ไหม้แล้วเมื่อสารผสมพอดี ดังนั้นจึงสามารถเพิ่มเชื้อเพลิงเข้าไปได้อีกโดยจะมีการเผาไหม้บางส่วน ทำให้อุณหภูมิและจำนวน โมเลกุลของแก๊สที่เผาไหม้แล้วในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความดันกระบอกสูบเพิ่มขึ้นซึ่งจะให้กำลังและความดันยังผลเฉลี่ยที่เพิ่มขึ้น

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานความร้อนจะลดลงเมื่อสารผสมหนากว่าสารผสมพอดี ($\phi > 1$) เนื่องจากการลดลงของประสิทธิภาพการเผาไหม้ แต่เมื่อสารผสมบางกว่าสารผสมพอดี ($\phi < 1$) ประสิทธิภาพของการเปลี่ยนแปลงพลังงานเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นโดย ϕ ที่ลดลงและประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นจะมีความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงดังแสดงในภาพที่ 11



ภาพที่ 11 ความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้ที่เป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงไอโซออกเทน ที่ความดัน 1 บรรยากาศ อุณหภูมิ 388 เคลวิน และค่าเศษส่วนแก๊สที่ค้ำที่ 0.05

ที่มา: Heywood (1998)

จากภาพที่ 11 ความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเป็นผลเนื่องจากการเผาไหม้สารผสมที่บางกว่าสารผสมพอดีจะได้ผลของการเผาไหม้ที่อุณหภูมิต่ำกว่าและมีการแตกตัวของ CO_2 และ H_2O น้อยกว่า ดังนั้นพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงซึ่งถูกปล่อยในสัดส่วนที่มากขึ้นนี้ถูกถ่ายทอคเป็นงานไปยังลูกสูบในช่วงการขยายตัว และสัดส่วนของพลังงานของเชื้อเพลิงที่ถูกปล่อยออกไปสู่ระบบไอเสียจึงลดลง

การนำไอเสียกลับมาใช้อีก

การนำไอเสียกลับมาใช้อีก (EGR) เป็นวิธีการที่ใช้สำหรับควบคุมปริมาณของ NO_x ที่ออกมากับไอเสียของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดยไอเสียที่นำกลับมาใช้อีกมักถูกผสมกับไอดี (เชื้อเพลิงกับอากาศ) ไต้อื่นแรงที่ภาระบางส่วน ไอเสียที่นำกลับมาใช้อีกจะทำหน้าที่เป็นตัวเจือจางเพิ่มเติมในสารผสมที่ยังไม่เผาไหม้ซึ่งจะไปลดอุณหภูมิของแก๊สที่เผาไหม้แล้วสูงสุดและลดอัตราการเกิด NO ลง โดยปริมาณไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่ในช่วงร้อยละ 10-25 จะทำให้ความเข้มข้นของ NO ลดลงได้มาก แต่อย่างไรก็ตาม ปริมาณไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่จะไปทำให้อัตราส่วนการเผาไหม้ลดลงด้วยซึ่งทำให้การเผาไหม้ไม่สม่ำเสมอ ดังนั้นเมื่อปริมาณไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้น ปริมาณไฮโดรคาร์บอน (HC) ในไอเสียจะเพิ่มขึ้นด้วย แต่ไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่จะไม่มีผลมากต่อคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ในไอเสีย

ผลของการนำไอเสียกลับมาใช้อีกที่มีต่อสมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ เมื่อ $\phi \leq 1$ จะเหมือนกับการเติมอากาศส่วนเกิน ทั้งไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่และอากาศส่วนเกินจะเจือจางสารผสมที่ยังไม่เผาไหม้ในทางปฏิบัติ ไอเสียที่นำกลับมาใช้ใหม่จะถูกใช้ที่สภาวะภาระบางส่วนเท่านั้น ซึ่งก็คือเมื่อ $\phi \leq 1$

13. การเกิดมลพิษ

เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในทั้งเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวเทียนและเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดก็ได้ว่าเป็นแหล่งกำเนิดมลพิษทางอากาศที่สำคัญ ซึ่งมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในส่วนใหญ่แล้วเป็นมลพิษที่ออกมากับไอเสียซึ่งเกิดจากสาเหตุสำคัญ คือ การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ การออกซิเดชันของไนโตรเจนในอากาศ และความไม่บริสุทธิ์ของเชื้อเพลิงในอากาศ สำหรับมลพิษที่สำคัญที่ออกมากับไอเสีย ได้แก่ ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x), คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO), ไฮโดรคาร์บอน (HC) และสารระออง ดังนั้นการลดปริมาณของมลพิษที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในลงให้อยู่ในระดับที่ไม่เป็นอันตรายต่อมนุษย์จึงมีความสำคัญ

ออกไซด์ของไนโตรเจน

โดยทั่วไปไอเสียที่ปล่อยออกมาจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวเทียน หรือเครื่องยนต์ SI (Spark Ignition) ประกอบด้วยสารที่ถือเป็นมลพิษ คือ ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)

คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และไฮโดรคาร์บอน (HC) ซึ่งสำหรับในข้อเสนอสำหรับโครงการวิทยานิพนธ์ในตอนนี้จะเน้นการศึกษาเฉพาะการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนเท่านั้น สำหรับการเกิดของมลพิษชนิดอื่นๆ ยังอยู่ในขั้นตอนการศึกษาความเป็นไปได้ในการสร้างแบบจำลองร่วมกับแบบจำลองของเครื่องยนต์

ออกไซด์ของไนโตรเจน เป็นสารมลพิษซึ่งเกิดจากการทำปฏิกิริยากันระหว่างอะตอมของออกซิเจนและไนโตรเจนในช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ปฏิกิริยาของการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเป็นอย่างมาก (Turn, 2000) การประมาณค่าการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนคำนวณได้จาก “Zeldovich Mechanism” โดยปฏิกิริยาการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนเป็นปฏิกิริยาลูกโซ่ประกอบด้วยสมการคือ



จากสมการปฏิกิริยาเคมีทั้งสามข้างต้นสามารถคำนวณหาอัตราการเกิด NO ได้คือ

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & k_{1f} [N_2][O] - k_{1b} [NO][N] - k_{2f} [N][O_2] \\ & + k_{2b} [NO][O] - k_{3f} [N][OH] + k_{3b} [NO][H] \end{aligned} \quad (40)$$

โดย k เป็นค่าของสัมประสิทธิ์ของอัตราการเกิดปฏิกิริยา

f แทนกระบวนการเกิดปฏิกิริยาไปข้างหน้า

b แทนกระบวนการเกิดปฏิกิริยาย้อนกลับ

จากสมการ (37), (38) และ (39) สามารถคำนวณหาอัตราการเกิด NO โดยสมมติให้อัตราการเกิด N เข้าสู่สถานะสมดุล (Steady-State) และให้ $[N_2]$, $[O]$, $[O_2]$, $[OH]$ และ $[H]$ เป็นค่า Partial Equilibrium ดังนั้นอัตราการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้น NO คือ

$$[NO] = \int_0^t \frac{d[NO]}{dt} dt \quad (41)$$

วิธีการ

แบบจำลองของเครื่องยนต์ถูกสร้างขึ้นโดยใช้โปรแกรม EES (Engineering Equation Solver) ซึ่งเป็นโปรแกรมแก้ปัญหาคณิตศาสตร์ ปัญหาในด้านเทอร์โมไดนามิกและการถ่ายเทความร้อน ภายในโปรแกรมผู้ใช้สามารถเรียกค่าคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกของสารแต่ละชนิดออกมาผ่านฟังก์ชัน นอกจากนี้ยังมีฟังก์ชันทางคณิตศาสตร์สามารถนำมาใช้ในการคำนวณได้

1. แบบจำลองเครื่องยนต์

แบบจำลองเครื่องยนต์ถูกสร้างภายใต้เงื่อนไขเครื่องยนต์ CFR (Cooperative Fuels Research Engine) ที่สามารถปรับค่าอัตราส่วนการอัดได้ (Caton *et.al.*, 2007) โดยมีคุณลักษณะของเครื่องยนต์ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 คุณลักษณะของเครื่องยนต์ CFR ที่ใช้ในการศึกษานี้

คุณลักษณะของเครื่องยนต์	ค่าคุณลักษณะ
Compression Ratio	5.4 - 18.5
Bore(cm)	8.26
Stroke(cm)	11.43
Displacement(cm ³)	611.2
IVO	10° ATC
IVC	34° ABC
EVO	40° BBC
EVC	15° ATC

ที่มา: Caton *et.al.* (2007)

แบบจำลองกำหนดให้เครื่องยนต์ทำงานโดยสภาวะโหลดสูงสุด (WOT) ที่อัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศเท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 9 โดยอัตราเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ 900 รอบต่อนาที ซึ่งเท่ากับการทำงานของเครื่องยนต์ในการทดลอง

2. การเทียบเคียงค่าแบบจำลองเครื่องยนต์ส่วนที่ 1

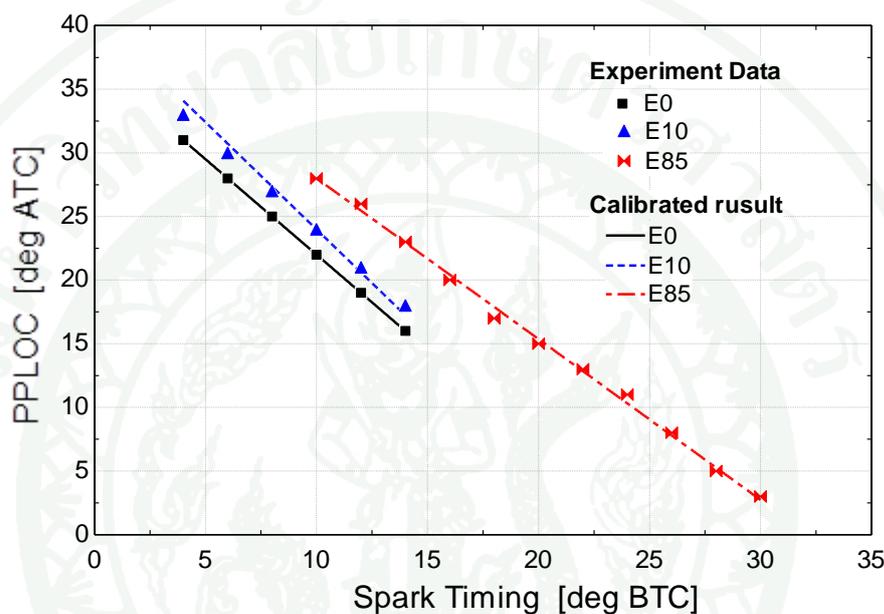
น้ำมันเชื้อเพลิงแต่ละชนิดจะมีค่า m และ b ภายใน Wiebe Function ที่แตกต่างกันซึ่งในเชื้อเพลิง E0 มีค่า $m = 2$ และ $b = 5$ (Heywood, 1998) ดังนั้นจึงต้องทำการปรับเทียบค่าเชื้อเพลิง E10 และ E85 การปรับค่าต้องปรับค่า m และ b เพื่อให้ได้กราฟระหว่างมุมจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) กับมุมที่มีความดันสูงสุด (Perk Pressure Location, PPLOC) ให้ตรงกับการทดลอง (Caton *et.al.*, 2007) ดังแสดงในตารางที่ 4 และภาพที่ 12

ตารางที่ 4 ตารางเทียบเคียงค่าการทดลองเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85

Spark Timing [deg BTC]	PPLOC [deg ATC]					
	ค่าการทดลอง			ค่าเทียบเคียง		
	E0	E10	E85	E0	E10	E85
4	31	33	-	31	34	42
6	28	30	-	28	31	38
8	25	27	-	25	27	33
10	22	24	28	22	24	29
12	19	21	26	19	21	26
14	16	18	23	16	17	22

ในขั้นตอนแรกต้องทำการเทียบเคียงแบบจำลองเพื่อหาระยะเวลาในการเผาไหม้ (Combustion Duration) ของเชื้อเพลิง E0 ที่มุมการจุดระเบิดต่าง ๆ กันจากผลทดลองค่าที่ได้จะเป็นค่าระยะเวลาในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ด้วย จากนั้นนำค่าระยะเวลาในการเผาไหม้ที่ได้ที่มุมการจุดระเบิดต่าง ๆ ไปปรับค่า m และ b ในเชื้อเพลิง E10 และ E85 เพื่อให้ได้ค่ามุมที่มี

ความดันสูงสุดตรงตามกราฟการทดลองที่ได้เปรียบเทียบกับ เมื่อดูจากกราฟที่เชื้อเพลิง E85 จะมีการเทียบเคียงค่าแบ่งเป็นสองช่วงคือช่วง 10 – 15 องศาและช่วง 15 – 30 องศา ก่อนศูนย์ตายบนตามลำดับ ในช่วงแรกจะทำการเทียบเคียงเพื่อหา m และ b โดยสมมติให้ระยะเวลาในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง E85 มีค่าเท่ากับเชื้อเพลิง E0 และ E10 จากนั้นจึงนำค่า m และ b ในช่วงแรกไปหาค่าระยะเวลาของการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง E85 ต่อไปจนได้กราฟดังภาพที่ 12

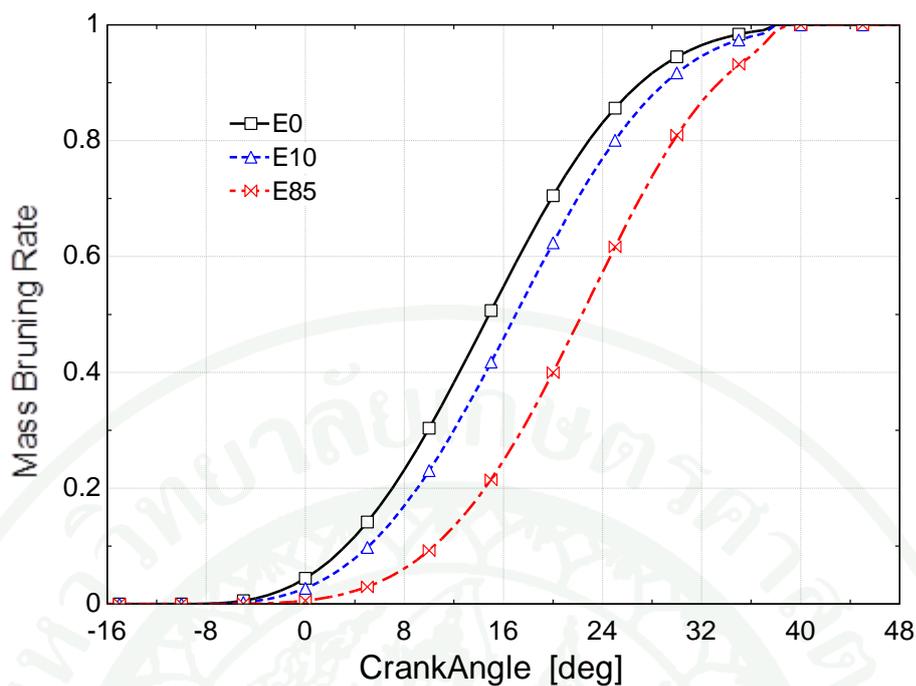


ภาพที่ 12 มุมข้อเหวี่ยงของความดันสูงสุดที่เป็นฟังก์ชันกับมุมจังหวะจุดระเบิดจากการปรับเทียบ

ผลการเทียบเคียงค่า m และ b ของเชื้อเพลิง E10 และ E85 เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 ได้ผลการเทียบเคียงค่า m และ b ดังแสดงในตารางที่ 5 และมีแสดงอัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิงดังภาพที่ 13

ตารางที่ 5 แนวโน้มการเทียบเคียงของค่า m และ b ของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85

เชื้อเพลิง	m	b
E0 (Haywood, 1998)	2	5
E10	2.25	4.5
E85	3.1	3.5

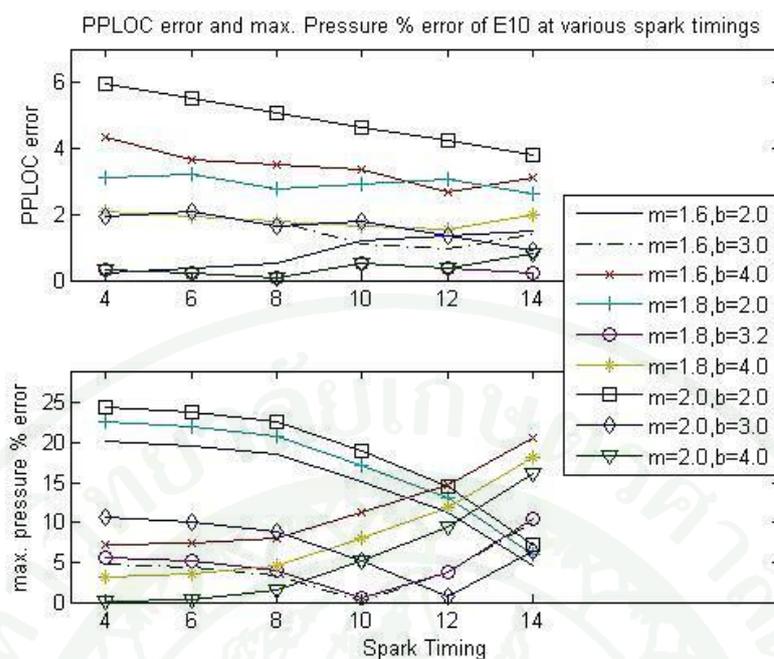


ภาพที่ 13 แสดงอัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ที่มุมการจุดระเบิดที่ 10 องศา ก่อนศูนย์ตายบน

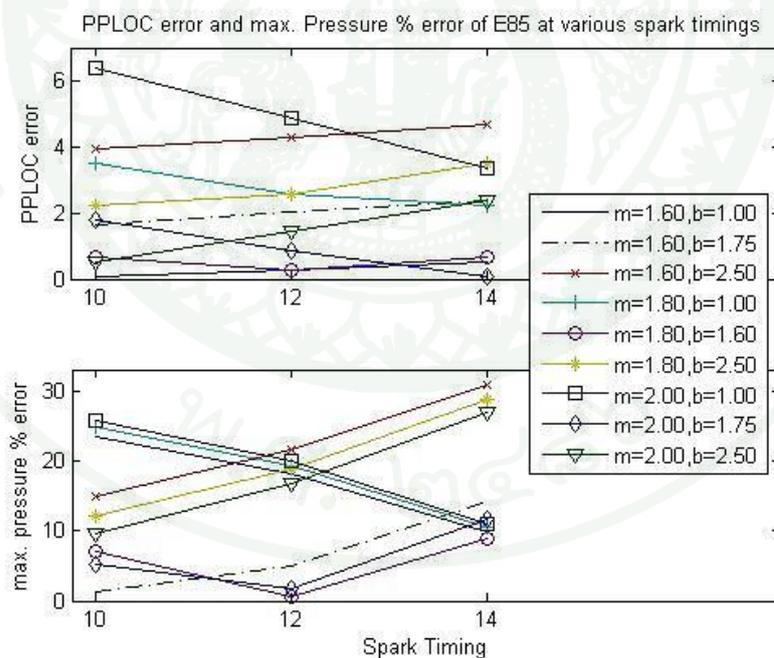
ซึ่งที่มุมข้อเหวี่ยงเดียวกัน เชื้อเพลิง E0 มีอัตราการเผาไหม้ที่เร็วกว่าเชื้อเพลิง E10 และ E85 โดยอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ที่มุมการจุดระเบิด 16 องศา ก่อนศูนย์ตายบน จะเกิดช้ากว่าประมาณ 20 และ 50 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0

3. การเทียบเคียงค่าแบบจำลองเครื่องยนต์ส่วนที่ 2

จากบทความ (พงศกร และคณะ, 2552) ซึ่งแสดงค่า m และ b ของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ยังมีค่าความคลาดเคลื่อนเกิดขึ้นของเชื้อเพลิง E10 และ E85 จึงได้ทำการปรับเปลี่ยนค่า m และ b ใหม่ โดยเปรียบเทียบมุมที่มีความดันสูงสุด (Peak Pressure Location, PPLOC) และค่าความดันสูงสุด (Peak Pressure) ให้สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยใช้โปรแกรม MATLAB ร่วมกับ EES ในการเทียบเคียงค่า m และ b ให้ได้ค่าที่ใกล้เคียงมากที่สุด ดังภาพที่ 14, ภาพที่ 15 และตารางที่ 6 เพื่อให้มีความถูกต้องมากที่สุดในการนำค่า m และ b ไปใช้ในการคำนวณ



ภาพที่ 14 ค่าความคลาดเคลื่อนของเชื้อเพลิง E10



ภาพที่ 15 ค่าความคลาดเคลื่อนของเชื้อเพลิง E85

ตารางที่ 6 ตารางเทียบเคียงค่าการทดลองที่คลาดเคลื่อนน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E10 และ E85

Spark Timing [deg BTC]	PPLOC		Peak Pressure [kPa]	
	[deg ATC]		E10	E85
	E10	E85		
4	33	-	3460.79	-
6	30	-	3802.67	-
8	27	-	4156.79	-
10	24	28	4523.15	3681.11
12	21	26	4901.75	3940.25
14	18	23	5292.59	4223.67

ในขั้นตอนแรกจะทำการเทียบเคียงแบบจำลองเพื่อหาระยะเวลาในการเผาไหม้ (Combustion Duration) ในเชื้อเพลิง E0 ณ มุมการจุดระเบิดต่าง ๆ กับผลทดลองโดยกำหนดให้ค่า m เท่ากับ 2 และ b เท่ากับ 5 (Heywood, 1998) ค่าที่ได้จะเป็นค่าระยะเวลาในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ด้วย จากนั้นนำค่าระยะเวลาในการเผาไหม้ที่ได้ ณ มุมการจุดระเบิดต่าง ๆ ไปปรับค่า m และ b ในเชื้อเพลิง E10 และ E85

โดยการปรับค่าเริ่มต้นจากการกำหนดมุมการจุดระเบิดของแต่ละเชื้อเพลิง แล้วปรับเปลี่ยนค่า m และ b เพื่อหาค่า PPLOC และค่าความดันสูงสุดให้ได้ใกล้เคียงผลการทดลองที่สุด ดังที่แสดงในตารางที่ 6 โดยเชื้อเพลิง E10 ได้ค่า m มีค่าระหว่าง 1.6 ถึง 2 และค่า b มีค่าระหว่าง 2 ถึง 4 และเชื้อเพลิง E85 ได้ค่า m มีค่าระหว่าง 1.6 ถึง 2 และค่า b มีค่าระหว่าง 1 ถึง 2.5 ค่าเหล่านี้จะถูกนำไปคำนวณต่อ ณ มุมการจุดระเบิดอื่น ๆ ภายใต้เงื่อนไขในโปรแกรม MATLAB จนได้ค่า m และ b ที่มีเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด ดังตารางที่ 7 จากผลการปรับเทียบค่า m และ b เชื้อเพลิง E10 มีค่าความคลาดเคลื่อนประมาณ 5 เปอร์เซ็นต์และเชื้อเพลิง E85 มีค่าความคลาดเคลื่อนประมาณ 8 เปอร์เซ็นต์

ตารางที่ 7 ค่า m และ b ที่คลาดเคลื่อนน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85

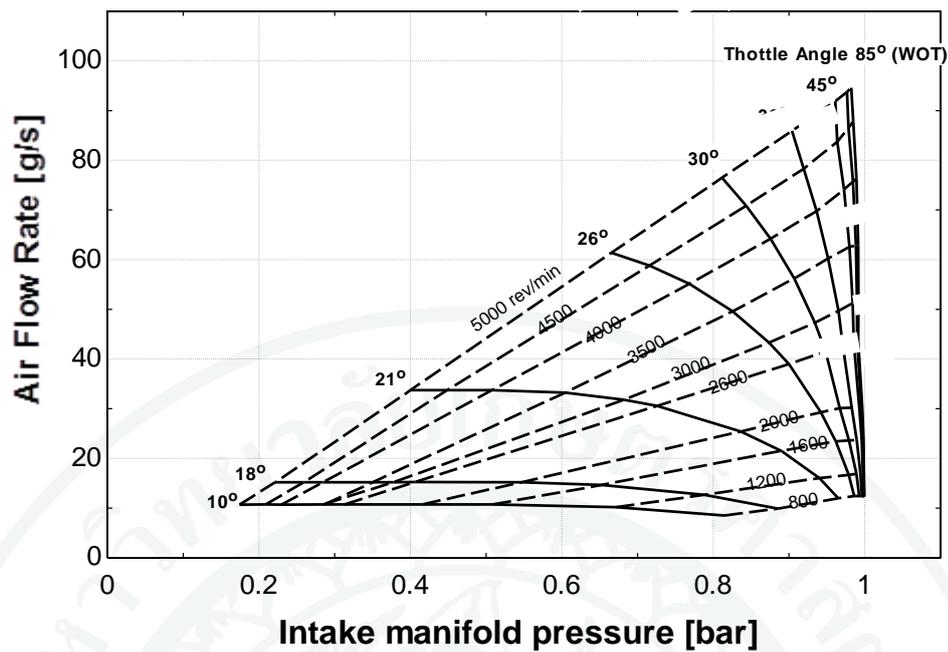
เชื้อเพลิง	m	b
E0 (Haywood, 1998)	2	5
E10	1.8	3.2
E85	1.8	1.6

เพื่อทำนายค่าประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ได้ทำการปรับแบบจำลองเครื่องยนต์โดยใช้ข้อมูลคุณลักษณะของเครื่องยนต์ภายใต้ตัวอย่างภายในโปรแกรม AVL Boost ซึ่งมีข้อมูลคุณลักษณะของเครื่องยนต์ดังตารางที่ 8 มาสร้างแบบจำลองเครื่องยนต์ โดยในการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟภาระโหลดของเครื่องยนต์จะถูกควบคุมโดยปริมาณอากาศที่เข้าไปในเครื่องยนต์ เนื่องจากการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวเทียนจะมีลิ้นเร่ง (Throttle Angle) เป็นตัวควบคุมอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้ากระบอกสูบ ฉะนั้นจึงได้ปรับแก้แบบจำลองให้สามารถปรับเปลี่ยนลิ้นเร่ง (Throttle Angle) ซึ่งมีข้อมูล (Example Data in Manual of AVL Boost Program) แสดงดังภาพที่ 16 เพื่อให้ได้ปริมาณอากาศตามความสัมพันธ์ในแต่ละรอบการทำงานได้ และอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ยังขึ้นอยู่กับความเร็วยรอบของเครื่องยนต์และความดันภายในท่อไอเสีย

ตารางที่ 8 คุณลักษณะของแบบจำลองเครื่องยนต์ภายใต้คู่มือในโปรแกรม AVL Boost

คุณลักษณะของเครื่องยนต์	ค่าคุณลักษณะ
Compression Ratio	10
Bore (cm)	8.6
Stroke (cm)	8.6
Displacement (cm ³)	500

ที่มา: Example Data in Manual of AVL Boost Program



ภาพที่ 16 การเปลี่ยนแปลงของอัตราการไหลของอากาศผ่านลิ้นเร่งกับความดันในท่อไอดี มุมผ่านลิ้นเร่ง และอัตราเร็วของเครื่องยนต์

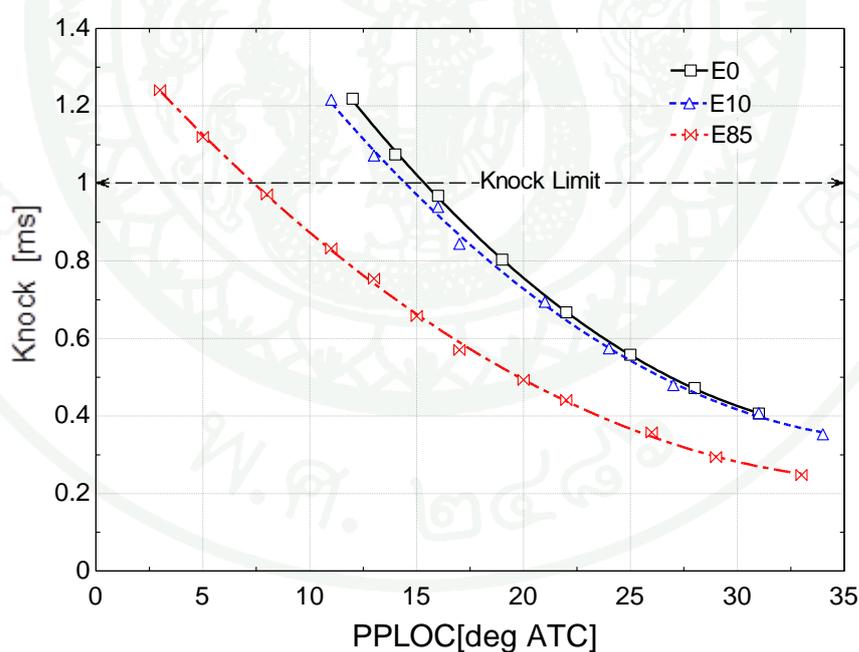
ที่มา: Example Data in Manual of AVL Boost Program

ผลและวิจารณ์

1. ผลการจำลองเครื่องยนต์ส่วนที่ 1

การจำลองโดยกำหนดให้อัตราส่วนการอัดคงที่เท่ากับ 9 และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง สัมพัทธ์ (λ) คงที่เท่ากับ 0.9 เพื่อหาการเกิดน็อก แรงบิด ประสิทธิภาพเชิงความร้อน อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง และมลพิษของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ได้ดังนี้

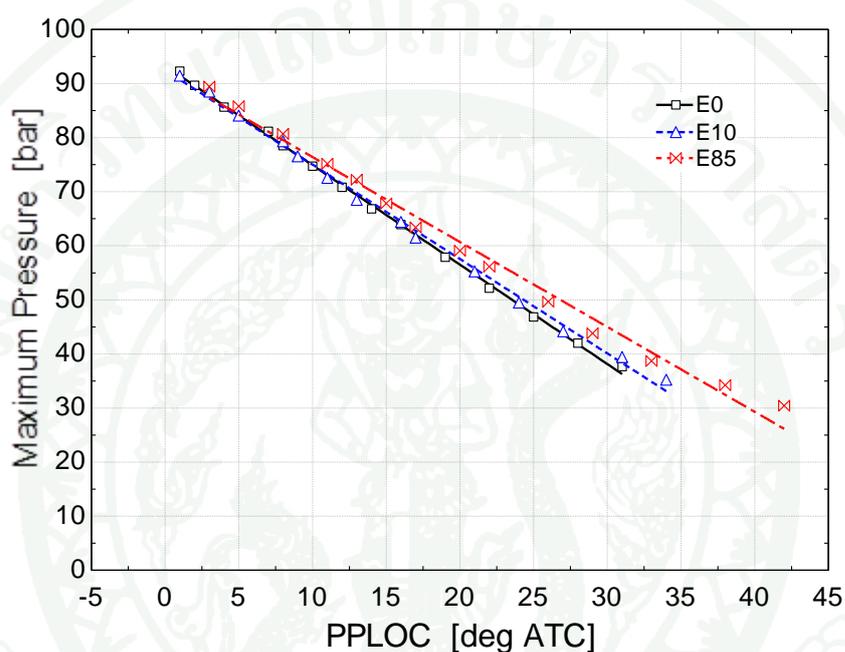
ภาพที่ 17 แสดงการเกิดน็อกเป็นฟังก์ชันกับ PPLOC ของเชื้อเพลิงทั้งหมดโดยเมื่อกำหนดค่ามากกว่า 1 เครื่องยนต์จะเกิดน็อกขึ้น เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 จะเกิดน็อกที่ PPLOC ประมาณ 16, 14 และ 7 ตามลำดับ



ภาพที่ 17 การเกิดน็อกภายในเครื่องยนต์

ซึ่งเชื้อเพลิง E10 และ E85 สามารถปรับมุมจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ได้มากกว่า ประมาณ 2 และ 12 องศา ก่อนศูนย์ตายบนเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0

ภาพที่ 18 แสดงการเปรียบเทียบความดันสูงสุดที่ PPLOC ต่าง ๆ กันของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ในช่วงมุมการเกิด PPLOC ระหว่าง 0 – 10 องศาหลังศูนย์ตายบนจะเกิดความดันสูงสุดที่ใกล้เคียงกันในเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดและช่วงมุมการเกิด PPLOC ระหว่าง 10 – 42 องศาหลังศูนย์ตายบน เชื้อเพลิง E10 และ E85 จะเกิดความดันสูงสุดมากขึ้นเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 ตามลำดับ

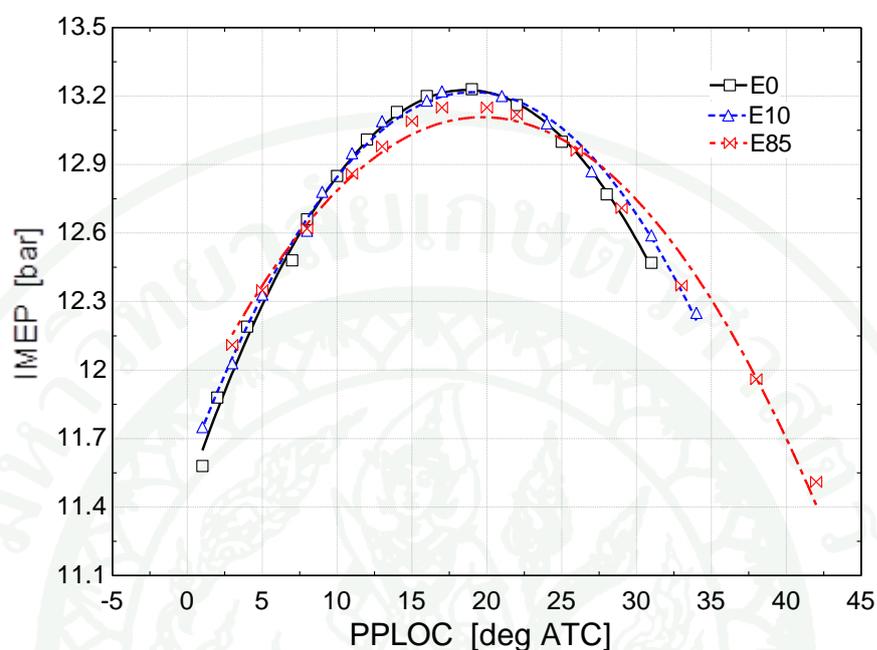


ภาพที่ 18 ความดันสูงสุดเมื่ออัตราส่วนความดันเท่ากับ 9

จากความดันสูงสุดของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ที่เพิ่มสูงขึ้นส่งผลเนื่องจากค่าออกเทน (Octane Number) ของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ที่เพิ่มสูงขึ้น (ค่าออกเทนของเชื้อเพลิง E0 เท่ากับ 87 และ E100 เท่ากับ 100 (Caton *et al.*, 2007) ทำให้เชื้อเพลิง E10 และ E85 สามารถเกิดน็อกที่ความดันสูงสุดที่มากกว่าเชื้อเพลิง E0 ดังนั้นเชื้อเพลิง E10 และ E85 จะสามารถปรับมุมจังหวะการจุดระเบิด (Spark Timing) ได้ล่วงหน้ามากขึ้น

ภาพที่ 19 แสดงถึงผลกระทบของ PPLOC บนค่าความดันเฉลี่ยยังผลของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดที่จำลองโดยให้อัตราส่วนความดันคงที่ ณ จุด PPLOC เดียวกัน สรุปได้ว่าค่าแรงบิดที่ลดลงของ

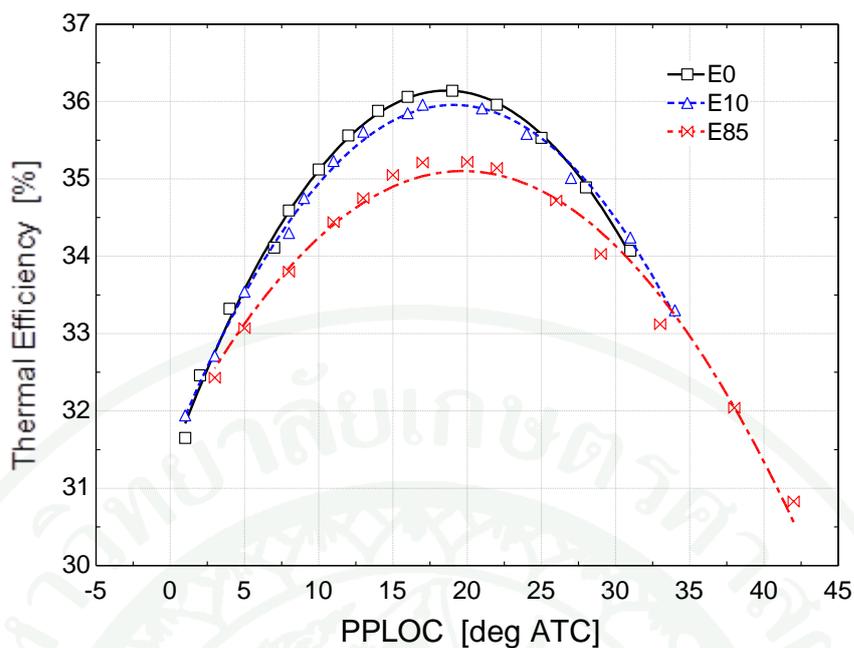
เชื้อเพลิง E10 และ E85 มีค่าต่ำกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 โดยค่าแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เกิดขึ้นที่มุม PPLOC เท่ากับ 17, 18 และ 20 ตามลำดับ



ภาพที่ 19 ค่าแรงบิดเมื่ออัตราส่วนความดันเท่ากับ 9

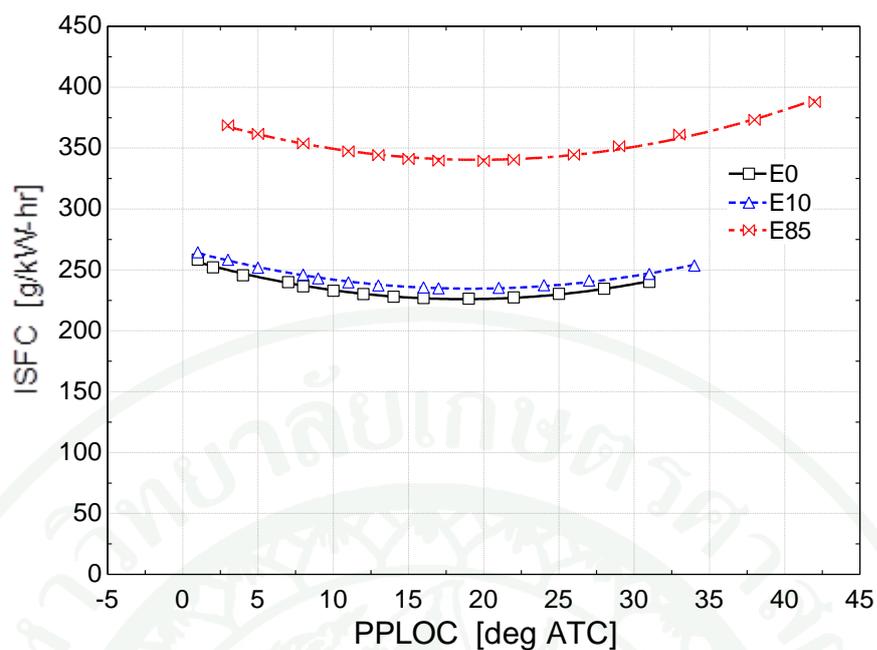
เมื่อดูค่าความร้อนของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ที่มีค่าลดลงเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 (ค่าความร้อนต่ำ ของเอทานอล (E100) เท่ากับ 27 MJ/kg และน้ำมันเบนซิน (E0) เท่ากับ 44 MJ/kg (Caton *et al.*, 2007) ส่งผลให้เชื้อเพลิง E10 และ E85 เกิดค่าแรงบิดที่ลดลง ตามลำดับ

ภาพที่ 20 แสดงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดที่อัตราส่วนอัดเท่ากับ 9 ที่ PPLOC เดียวกัน เชื้อเพลิง E10 และ E85 มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ลดลงเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 ซึ่งค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ลดลงเกิดขึ้นเนื่องจากเชื้อเพลิง E10 และ E85 สามารถให้แรงบิดได้น้อยกว่าเชื้อเพลิง E0 ตามลำดับ



ภาพที่ 20 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

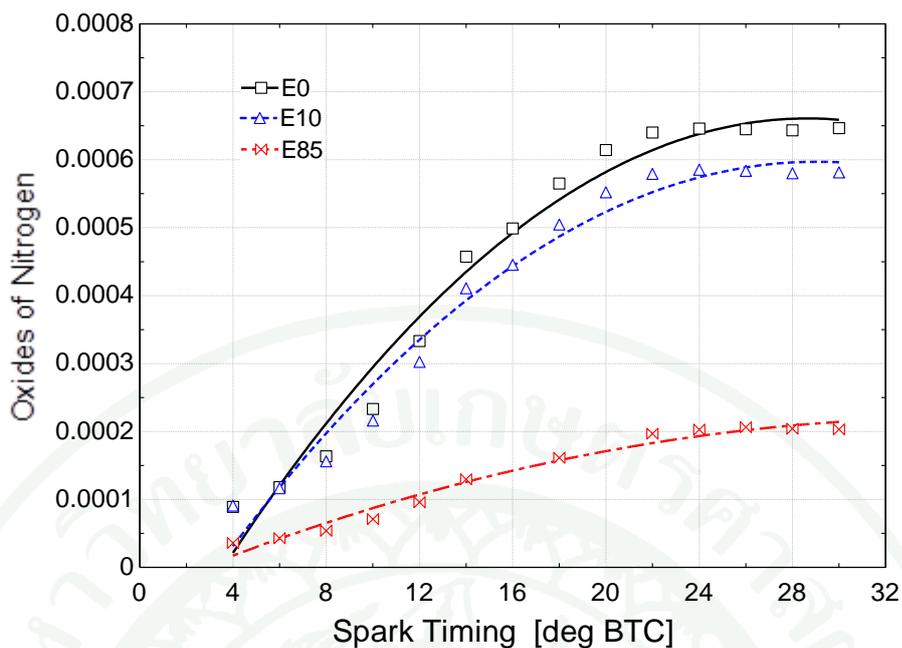
ภาพที่ 21 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่มุม PPLOC ต่าง ๆ ของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 โดยเชื้อเพลิง E85 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากที่สุดและเชื้อเพลิง E10 และ E0 ลดลงตามลำดับ และมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่น้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เกิดขึ้นที่มุม PPLOC เท่ากับ 17, 18 และ 20 ตามลำดับ เมื่อเทียบกับโดยมวลหรือโดยปริมาตรการที่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีค่ามากขึ้นเนื่องจากเชื้อเพลิงเอทานอล (E100) มีค่าความร้อนต่ำที่มีค่าต่ำกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 จึงทำให้ได้พลังงานออกมาน้อยกว่า ดังนั้นเมื่อปริมาณของเอทานอลที่เพิ่มขึ้นในเชื้อเพลิงส่งผลให้มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่มากขึ้นด้วย



ภาพที่ 21 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง เมื่ออัตราส่วนความดันเท่ากับ 9

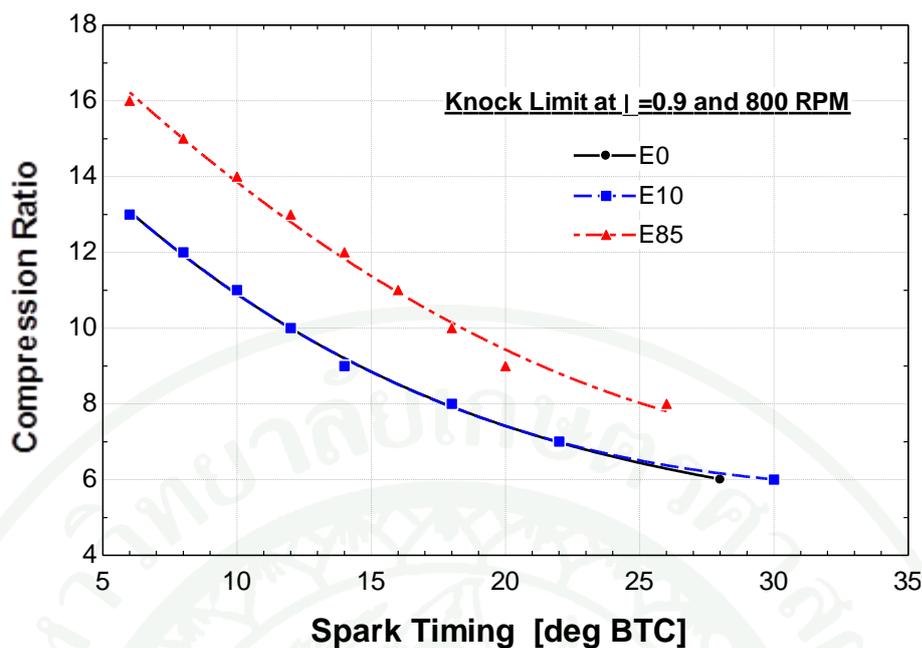
ภาพที่ 22 แสดงค่าออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนจากการจุดระเบิดที่มุมแตกต่างกันของเชื้อเพลิง ทั้งสามชนิด ซึ่งการเกิดออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนในเชื้อเพลิง E0 มีค่าสูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิง E10 และ E85 ตามลำดับ จากกราฟเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 มีการเกิดออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนแบบเป็นสองช่วงคือช่วงแรกเป็นช่วงมุมการจุดระเบิดระหว่าง 4 – 24 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนมีการเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องและช่วงที่สองเป็นช่วงมุมการจุดระเบิดระหว่าง 24 – 30 องศา ก่อนศูนย์ตายบน จะเกิดออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนอย่างคงที่

เนื่องจากปริมาณการเกิดออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนจะเกิดขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเป็นอย่างมาก ฉะนั้นในช่วงแรกจะเกิดออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนอย่างต่อเนื่องเนื่องจากอุณหภูมิมีการเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องส่งผลทำให้ออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ช่วงที่สองจะเกิดออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนอย่างคงที่เนื่องจากอุณหภูมิในช่วงนี้มีการเปลี่ยนแปลงที่น้อยลงตามลำดับและเมื่อถึงอุณหภูมิเปลวไฟซึ่งเป็นอุณหภูมิสูงสุดของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด อุณหภูมิจะไม่มีการเปลี่ยนแปลงส่งผลให้ออกไอซ์ค์ของไนโตรเจนมีค่าคงที่



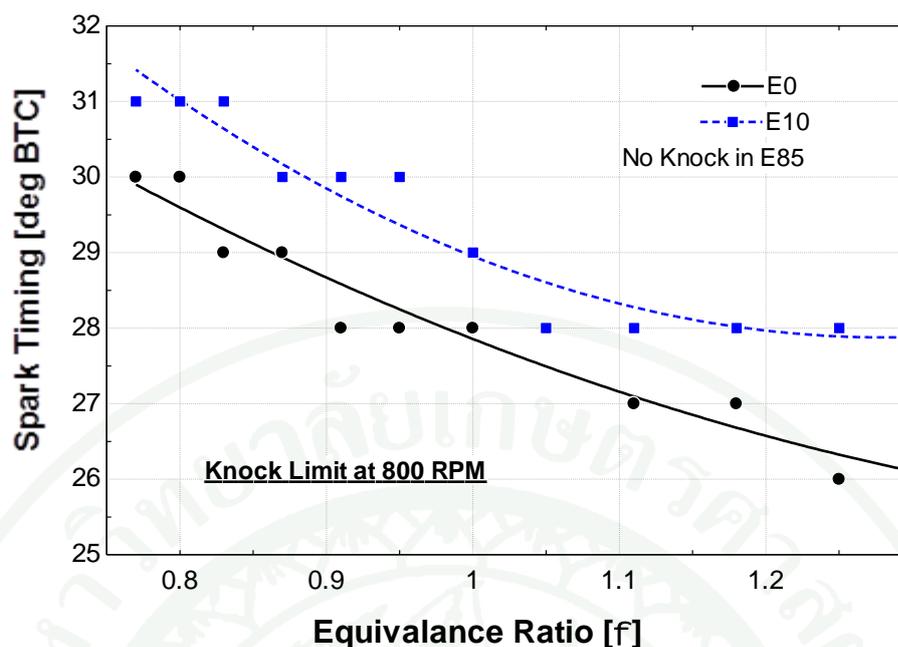
ภาพที่ 22 ค่าออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)

ภาพที่ 23 แสดงขอบเขตการเกิดน็อก ภายใต้การปรับอัตราส่วนการอัด เมื่อค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 ซึ่งแสดงให้เห็นอัตราส่วนอัดที่เป็นฟังก์ชันกับจังหวะจุดระเบิด โดยอัตราส่วนอัดที่เพิ่มขึ้นทำให้จังหวะจุดระเบิดลดลงเนื่องจากถ้าอัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้นทำให้ความดันภายในกระบอกสูบมีค่าเพิ่มขึ้นจนเกินขีดจำกัดของน็อก เชื้อเพลิง E0 และ E10 จะมีค่าขีดจำกัดน็อกที่ใกล้เคียงกันและสามารถปรับช่วงอัตราส่วนการอัดได้ช่วง 6 – 13 แต่เชื้อเพลิง E85 สามารถเพิ่มอัตราส่วนการอัดได้มากขึ้นประมาณ 30% ซึ่งมีอัตราส่วนการอัดในช่วง 8 – 16



ภาพที่ 23 ขอบเขตการเกิดน็อก ภายใต้การปรับอัตราส่วนการอัดที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9

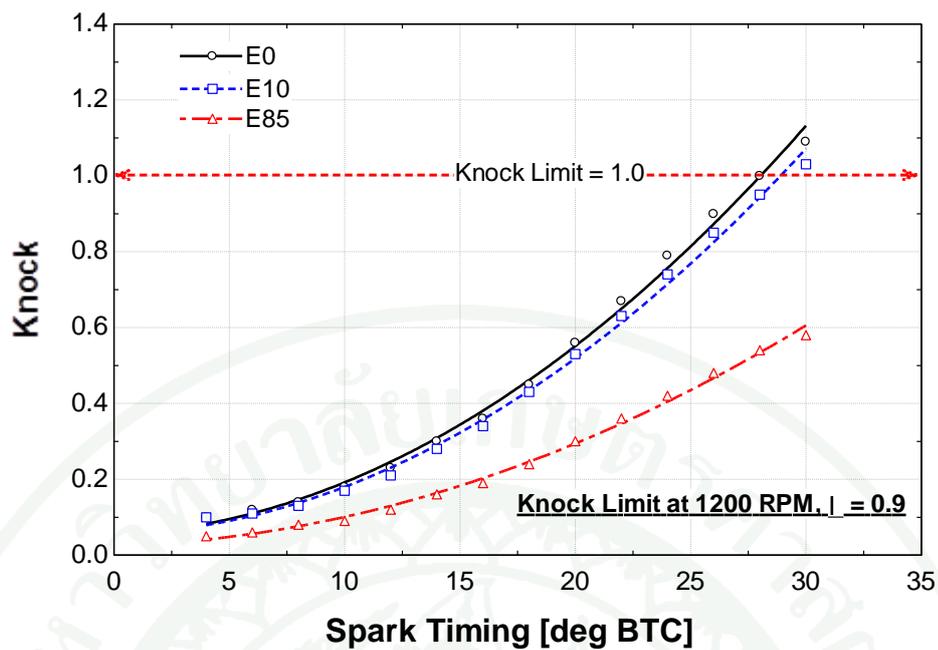
ภาพที่ 24 แสดงขอบเขตการเกิดน็อก ภายใต้การปรับอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 แสดงให้เห็นอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) ที่เป็นฟังก์ชันกับจังหวะจุดระเบิด ซึ่งที่อัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) ที่ 0.8 เชื้อเพลิง E0 และ E10 สามารถปรับมุมจุดระเบิดได้ที่มุมประมาณ 29.5 และ 31 องศา ตามลำดับ ส่วนเชื้อเพลิง E85 สามารถปรับได้โดยยังไม่เกิดน็อก จะเห็นได้ว่าค่าอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) ที่ต่ำกว่า 1 คือปริมาณอากาศมากกว่าเชื้อเพลิงจึงทำให้สามารถตั้งค่าจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้าได้มากขึ้นโดยไม่เกิดน็อกและเมื่อเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงเข้ามาจนทำให้ค่าอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) มีค่ามากกว่า 1 ทำให้การตั้งค่าจังหวะจุดระเบิดต้องตั้งให้ล่าช้าเนื่องจากในช่วงนี้จะมีปริมาณเชื้อเพลิงที่มากกว่าปริมาณอากาศซึ่งทำให้ค่าอุณหภูมิและความดันในการเผาไหม้มีค่าสูงจนทำให้เกิดน็อก



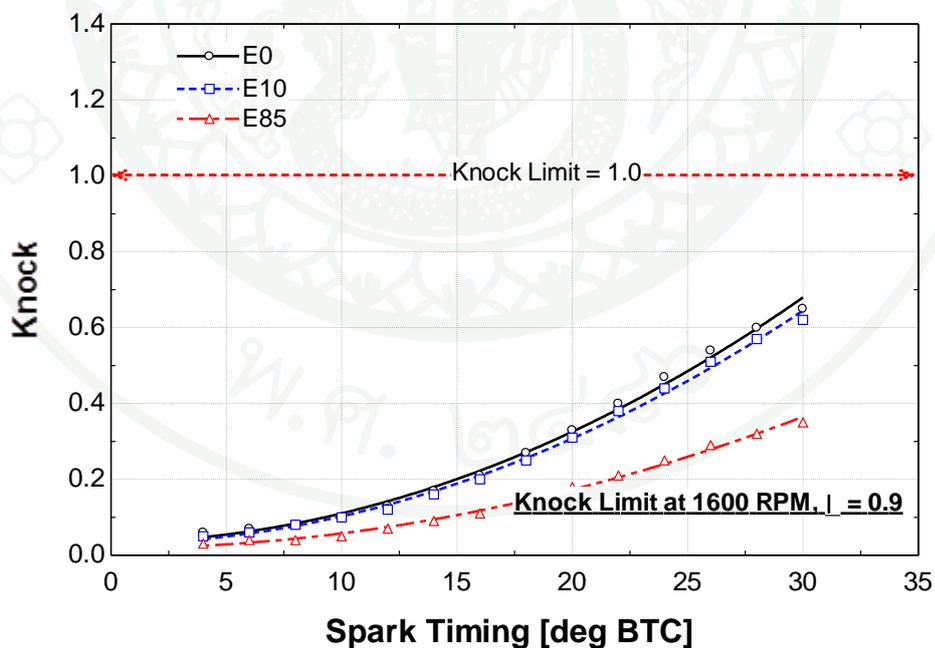
ภาพที่ 24 ขอบเขตการเกิดน็อกภายใต้การปรับอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) ที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

2. ผลการจำลองเครื่องยนต์ส่วนที่ 2

ภาพที่ 25 และภาพที่ 26 แสดงการเกิดน็อกเป็นฟังก์ชันกับจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 โดยเมื่อค่านี้ออกมากกว่า 1 เครื่องยนต์จะเกิดน็อกขึ้น โดยการทำงานของเครื่องยนต์ที่ 1200 รอบต่อนาที เชื้อเพลิง E0 และ E10 เกิดน็อกที่จังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ประมาณ 28 และ 29 องศา ตามลำดับ ส่วนเชื้อเพลิง E85 ไม่มีการน็อกเกิดขึ้น และการทำงานของเครื่องยนต์ที่ 1600 รอบต่อนาที เชื้อเพลิงทั้งสามชนิดไม่มีการน็อกเกิดขึ้น ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการเกิดน็อกจะเกิดภายใต้สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่รอบต่ำมากกว่าการทำงานของเครื่องยนต์ที่รอบปานกลางและรอบสูง โดยเชื้อเพลิง E0 มีจังหวะจุดระเบิดที่ใกล้ศูนย์ตายบนที่สุด ส่วนเชื้อเพลิง E10 และ E85 สามารถปรับจังหวะจุดระเบิดได้มากขึ้นตามลำดับ และเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจะสามารถเพิ่มจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้าได้อีก

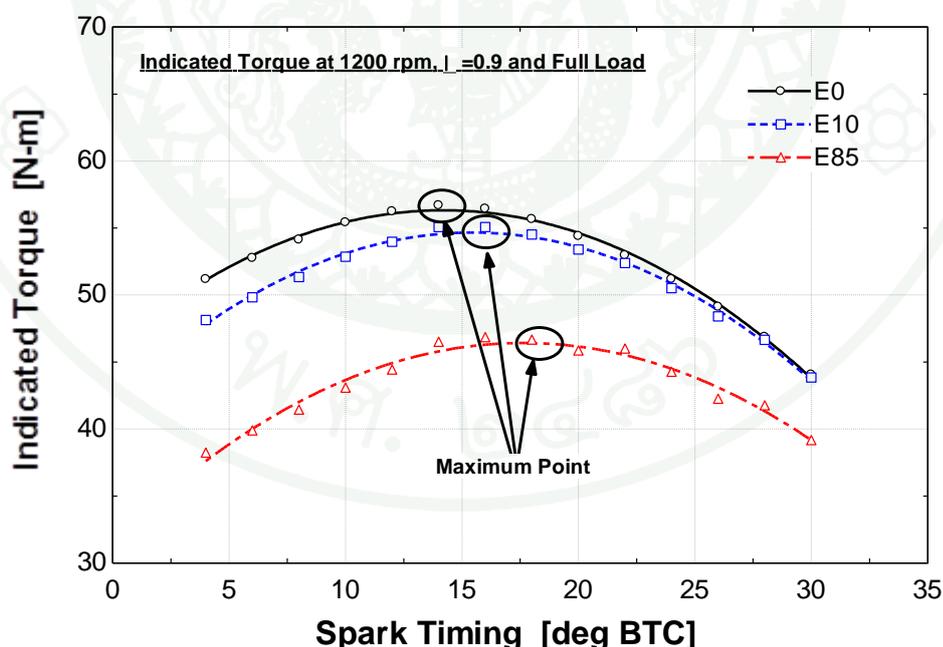


ภาพที่ 25 การเกิดน็อกของเครื่องยนต์ภายใต้การจำลองเครื่องยนต์จากโปรแกรม AVL Boost อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที

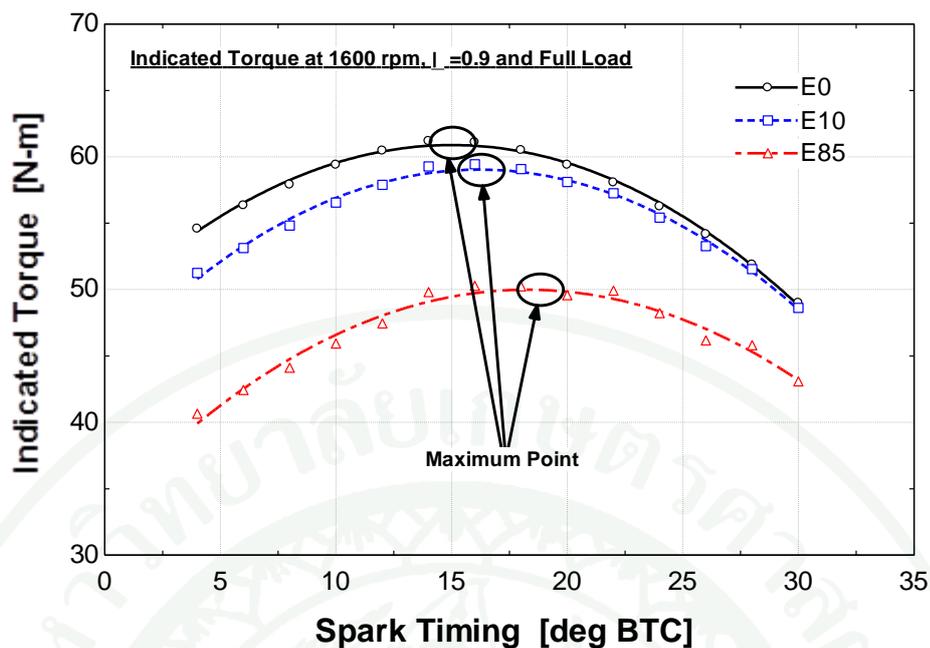


ภาพที่ 26 การเกิดน็อกของเครื่องยนต์ภายใต้การจำลองเครื่องยนต์จากโปรแกรม AVL Boost อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที

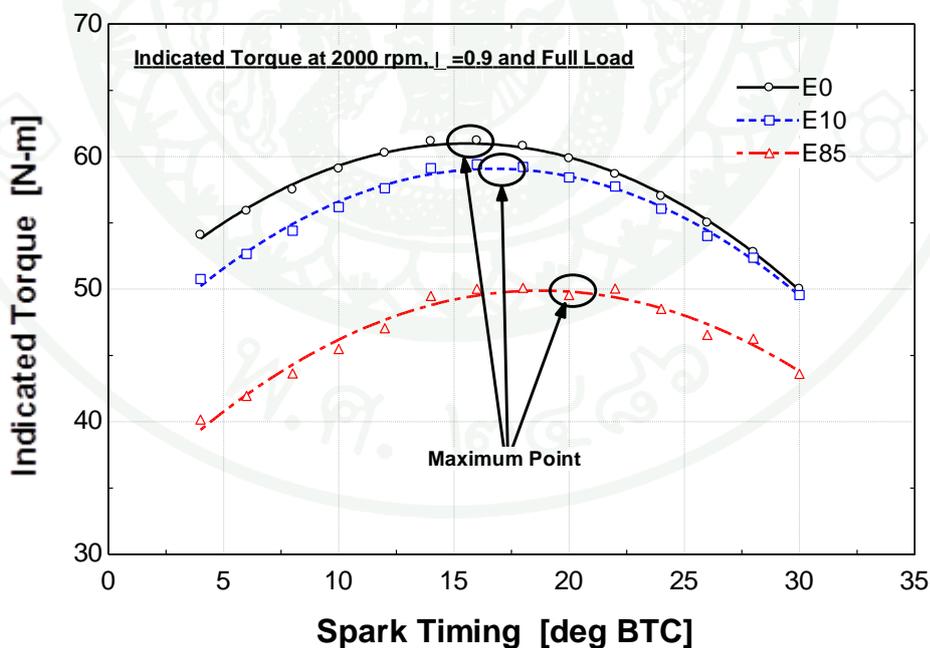
ภาพที่ 27, 28 และ 29 แสดงการเปรียบเทียบกราฟค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ตามลำดับ เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 ภายใต้สภาวะโหลดสูงสุดที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200, 1600 และ 2000 รอบต่อนาที ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าภาพที่ 27 เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เกิดค่าแรงบิดสูงสุดที่มุมจังหวะจุดระเบิดประมาณ 14, 15.5 และ 18 องศา ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที ภาพที่ 28 เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เกิดค่าแรงบิดสูงสุดที่มุมจังหวะจุดระเบิดประมาณ 15, 16.5 และ 19 องศา ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที และภาพที่ 29 เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เกิดค่าแรงบิดสูงสุดที่มุมจังหวะจุดระเบิดประมาณ 16, 17.5 และ 20 องศา ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที ซึ่งเมื่อการทำงานของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจาก 1200 รอบต่อนาที เป็น 1600 รอบต่อนาที ทำให้ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อเปรียบเทียบการทำงานของเครื่องยนต์ระหว่าง 1600 และ 2000 รอบต่อนาที แสดงให้เห็นว่าค่าแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์ทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งการทำงานของเครื่องยนต์ที่สูงขึ้นจะสามารถตั้งจังหวะจุดระเบิดได้ล่วงหน้ามากขึ้นอีก



ภาพที่ 27 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที



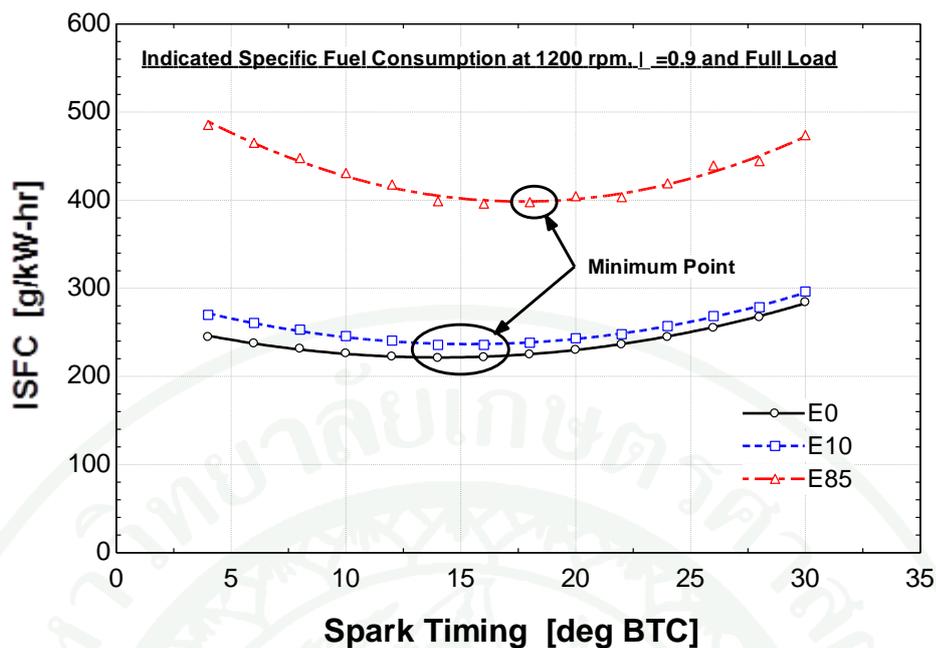
ภาพที่ 28 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที



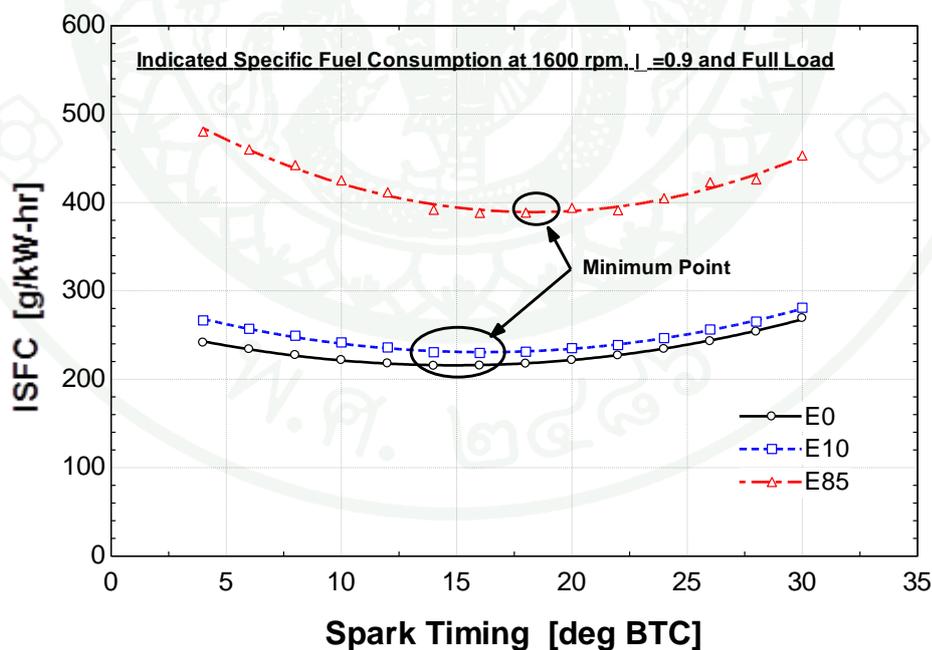
ภาพที่ 29 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที

ภาพที่ 30, 31 และ 32 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 ภายใต้สภาวะโหลดสูงสุดที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200, 1600 และ 2000 รอบต่อนาที ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าเชื้อเพลิง E0 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดและมีค่าใกล้เคียงกับเชื้อเพลิง E10 ส่วนเชื้อเพลิง E85 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากที่สุดโดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าประมาณครึ่งหนึ่งของเชื้อเพลิง E0 เนื่องจากเชื้อเพลิงเอทานอลมีค่าความร้อนต่ำที่ต่ำกว่าน้ำมันเบนซินซึ่งเชื้อเพลิง E85 มีอัตราส่วนของเอทานอลที่มากกว่าน้ำมันเบนซินมากจึงทำให้ต้องใช้ปริมาณเชื้อเพลิงมากกว่าจึงทำให้ได้แรงบิดที่ใกล้เคียงกัน โดยการทำงานของเครื่องที่ 1200, 1600 และ 2000 รอบต่อนาที เชื้อเพลิง E0 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเกิดขึ้นที่มุมจังหวะจุดระเบิดประมาณ 14, 15.5 และ 18 องศา ตามลำดับเชื้อเพลิง E10 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเกิดขึ้นที่มุมจังหวะจุดระเบิดประมาณ 15, 16.5 และ 19 องศา ตามลำดับ และเชื้อเพลิง E85 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเกิดขึ้นที่มุมจังหวะจุดระเบิดประมาณ 16, 17.5 และ 20 องศา ตามลำดับ ซึ่งจังหวะที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเป็นสภาวะของเครื่องยนต์ที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด

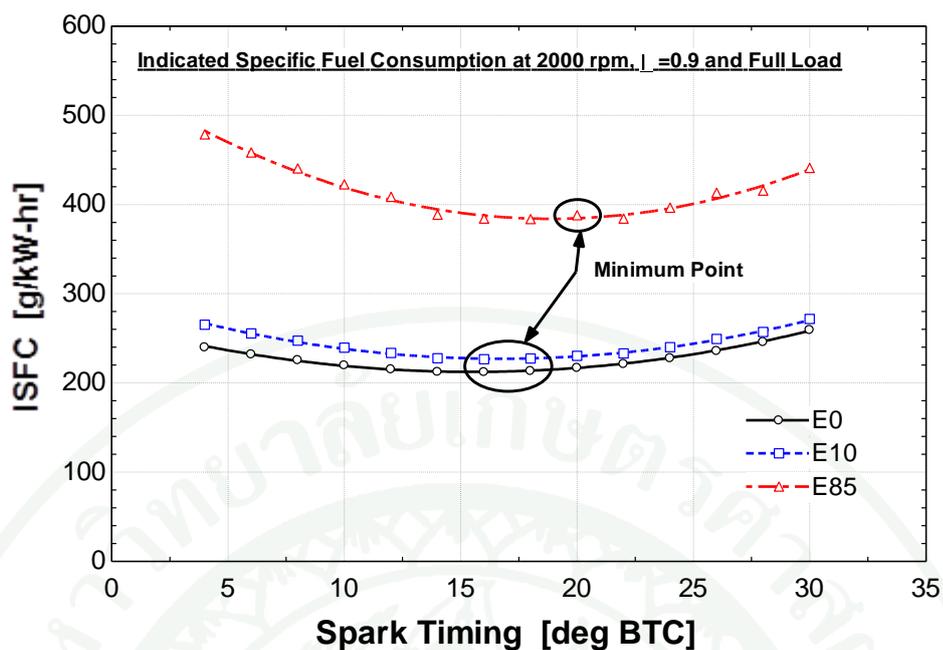
ดังนั้นจากภาพที่ 27 ถึง 32 แสดงให้เห็นว่าปริมาณเอทานอลและการทำงานของเครื่องยนต์ที่เพิ่มมากขึ้นส่งผลให้แรงบิดสูงสุดและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดที่เป็นสภาวะของเครื่องยนต์ที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดมีการเปลี่ยนแปลงไปจากสภาวะเดิม โดยปริมาณเอทานอลที่เพิ่มมากขึ้นของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ส่งผลให้ต้องการปรับมุมจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้ามากขึ้น 1.5 และ 4 องศา ตามลำดับ เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 และการทำงานของเครื่องยนต์ที่เปลี่ยนแปลงไปจาก 1200 รอบต่อนาที เป็น 1600 และ 2000 รอบต่อนาที ส่งผลให้ต้องปรับตั้งมุมจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้ามากขึ้น 1 และ 2 องศา ตามลำดับ



ภาพที่ 30 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที

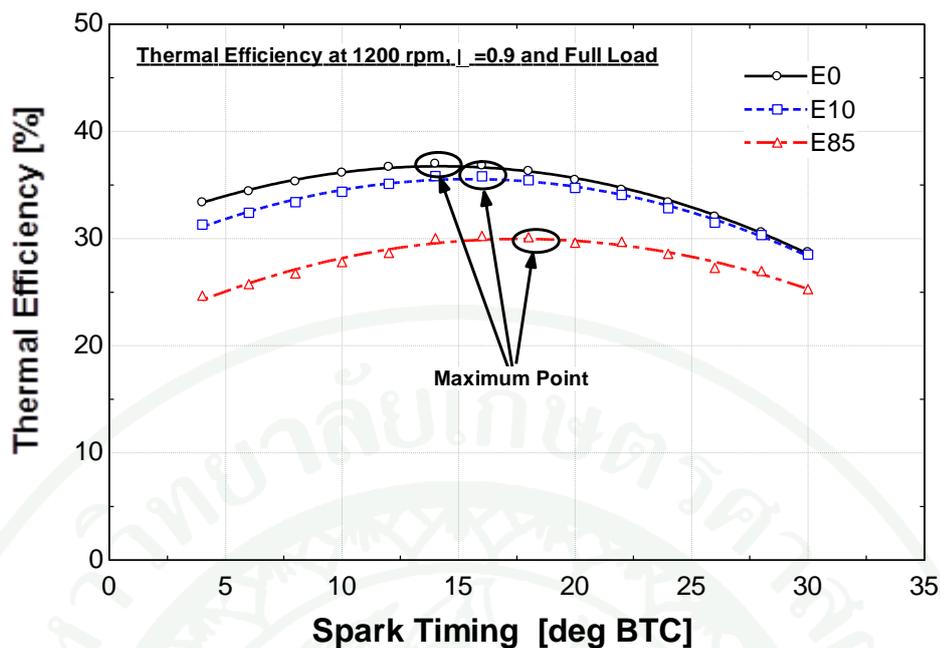


ภาพที่ 31 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที

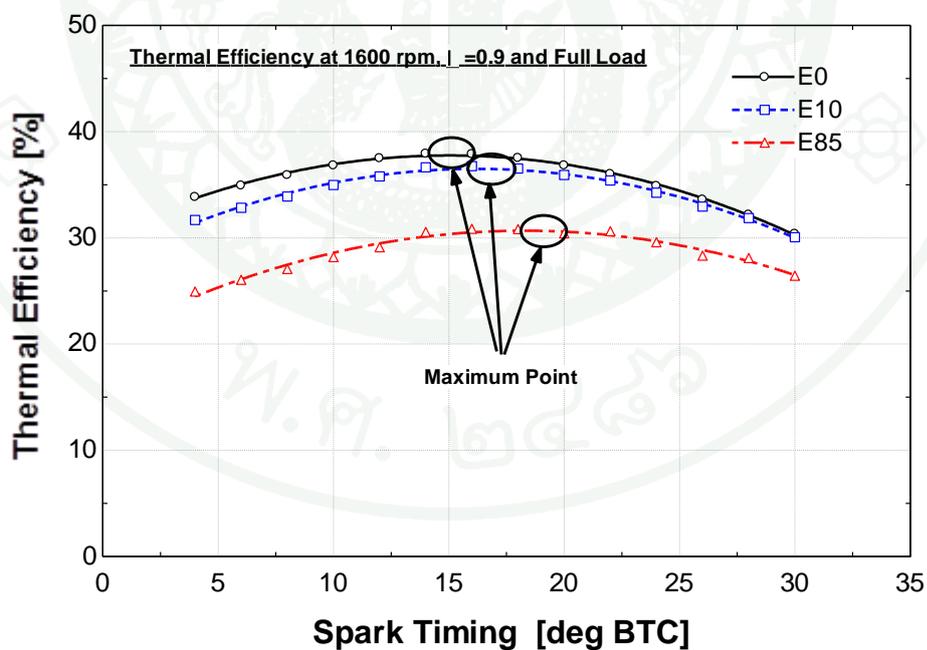


ภาพที่ 32 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที

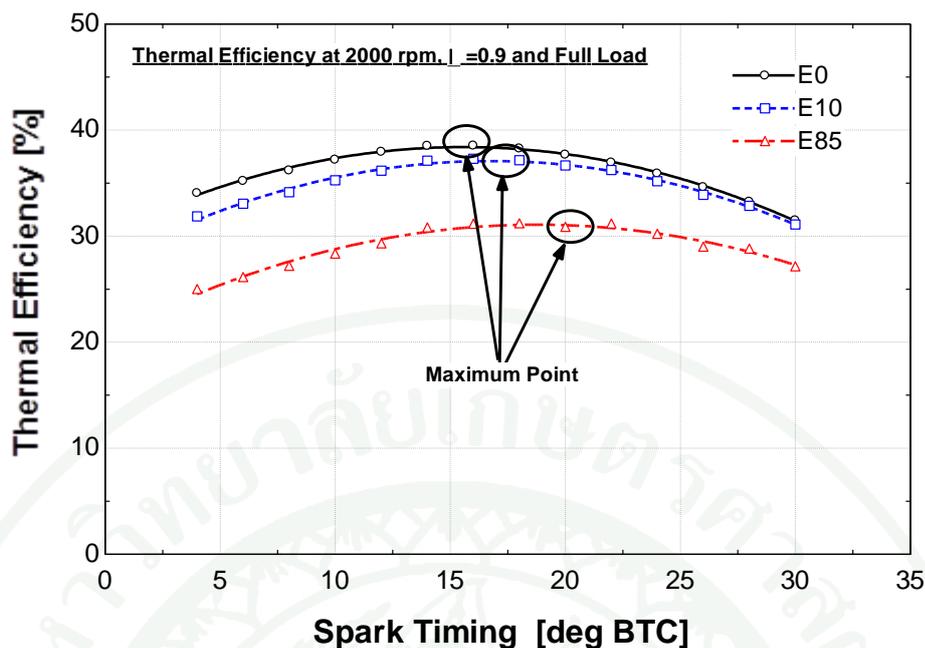
ภาพที่ 33, 34 และ 35 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มากที่สุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 ภายใต้สภาวะโหลดสูงสุดที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200, 1600 และ 2000 รอบต่อนาที ตามลำดับ เมื่อดูจากสภาวะที่ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุด แสดงให้เห็นว่าเชื้อเพลิง E0 มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากที่สุดประมาณ 38 เปอร์เซ็นต์ ส่วนเชื้อเพลิง E10 และ E85 มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนประมาณ 37 และ 30 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ผลจากประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ลดลงเนื่องจากเชื้อเพลิง E0 ซึ่งมีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงมากกว่าเชื้อเพลิงเอทานอล เมื่อผสมเชื้อเพลิงเอทานอลเพิ่มมากขึ้นทำให้ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงมีค่าต่ำลง ส่งผลให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลมีค่าน้อยกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0



ภาพที่ 33 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที

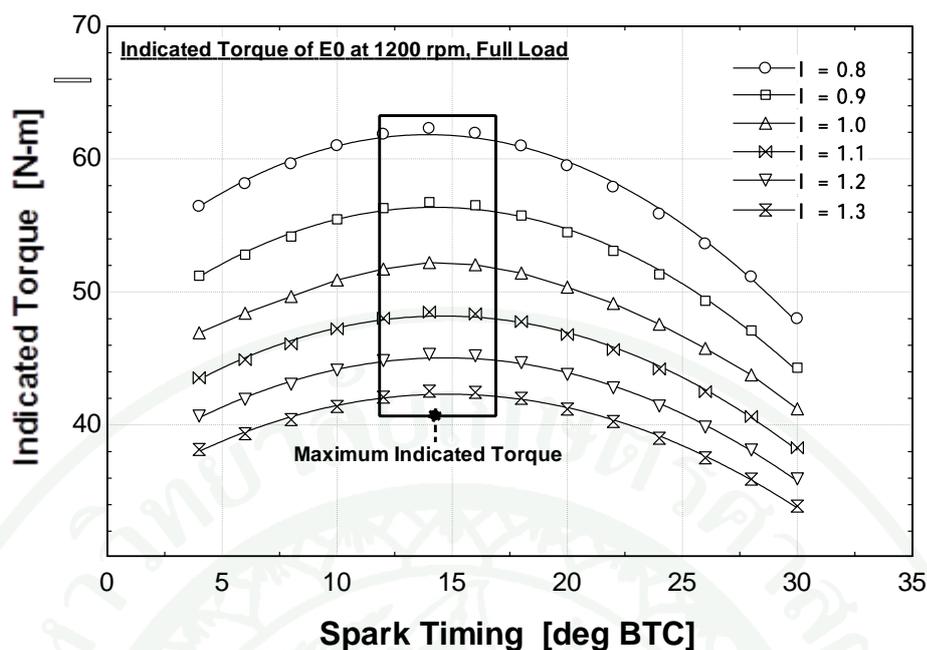


ภาพที่ 34 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที



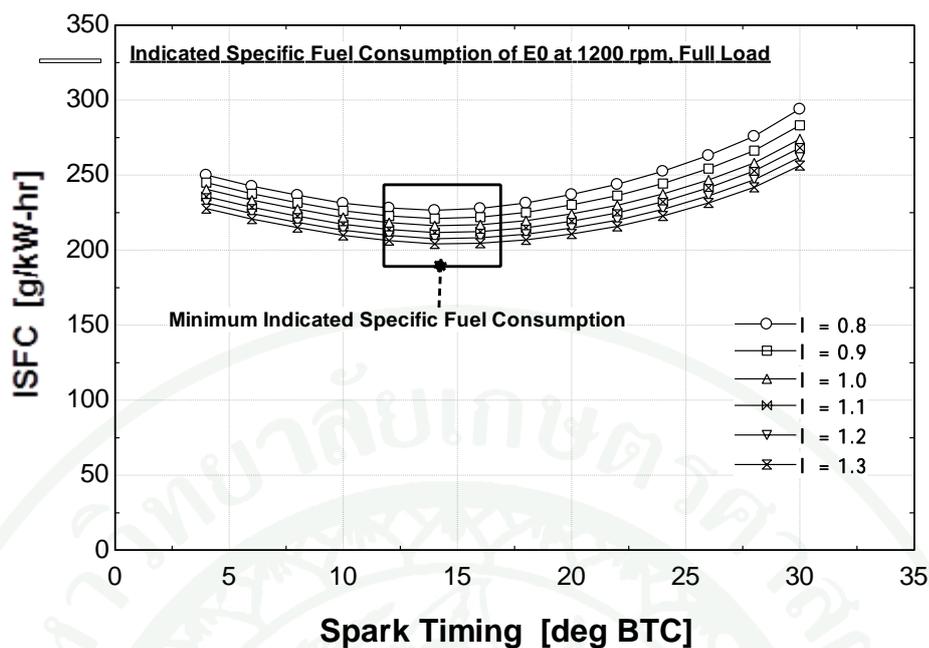
ภาพที่ 35 ค่าจังหวะจุดระเบิดที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนการอัดเท่ากับ 10 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที

ภาพที่ 36 แสดงการเปลี่ยนแปลงแรงบิดเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง E0 ที่สภาวะโหลดสูงสุดเมื่อปรับค่าอัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศ (λ) ที่อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 เนื่องจากค่า λ เป็นค่าที่บอกถึงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ในแต่ละรอบการทำงาน ซึ่งถ้าค่า λ มีค่า 0.8 แสดงว่าปริมาณเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่าปริมาณอากาศ ทำให้ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์มีค่ามากขึ้นเนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงมากและเมื่อค่า λ ค่อย ๆ เพิ่มขึ้นแสดงว่ามีการเพิ่มปริมาณอากาศที่ใช้ จึงทำให้ค่าแรงบิดมีค่าลดลงตามลำดับ ซึ่งการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงส่งผลให้แรงบิดสูงสุดเกิดขึ้นภายใต้สภาวะที่เปลี่ยนแปลงไปจากเดิม โดยแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0 ที่สภาวะการอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงระหว่าง 0.8 ถึง 1.3 เกิดขึ้นในช่วงมุมจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ประมาณ 13 – 16 องศา ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที



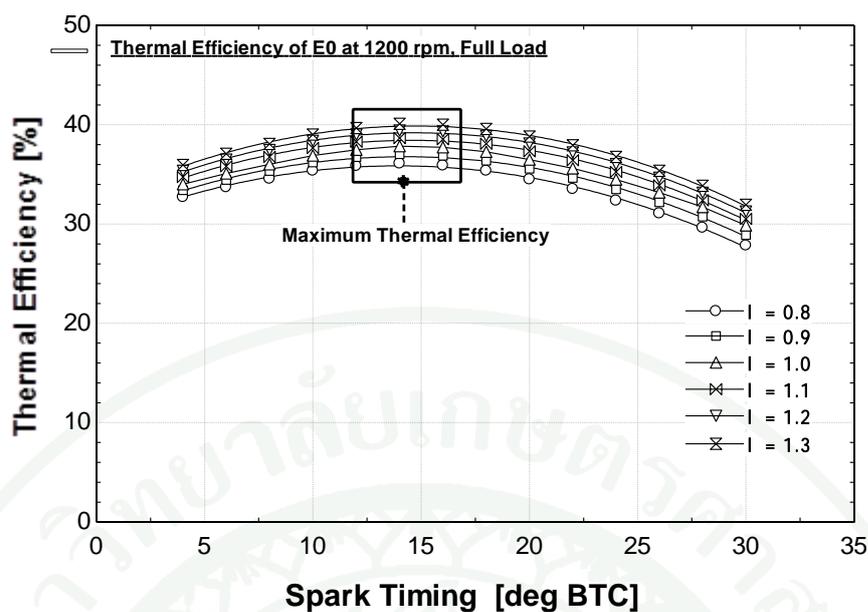
ภาพที่ 36 การเปลี่ยนแปลงค่าแรงบิดเครื่องยนต์ของน้ำมันเบนซิน (E0) ที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่อปรับค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

ภาพที่ 37 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง E0 ที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่อปรับค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) ที่อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 ค่า λ เป็นค่าที่บอกถึงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ใช้ในแต่ละรอบการทำงาน ซึ่งถ้าค่า λ มีค่า 0.8 แสดงว่าปริมาณเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่าปริมาณอากาศ ทำให้เป็นสภาวะที่มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำที่สุดมีการเปลี่ยนแปลงทุก ๆ จังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ซึ่งการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงส่งผลให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเกิดขึ้นภายใต้สภาวะที่เปลี่ยนแปลงไปจากเดิม และจากภาพที่ 36 และภาพที่ 37 จะเห็นว่าช่วงจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ประมาณ 13 – 16 เป็นช่วงที่มีประสิทธิภาพมากที่สุด เนื่องจากเป็นช่วงที่มีอัตราส่วนสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำที่สุดที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุดที่การทำงาน 1200 รอบต่อนาที



ภาพที่ 37 การเปลี่ยนแปลงค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันเบนซิน (E0) ที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่อปรับค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

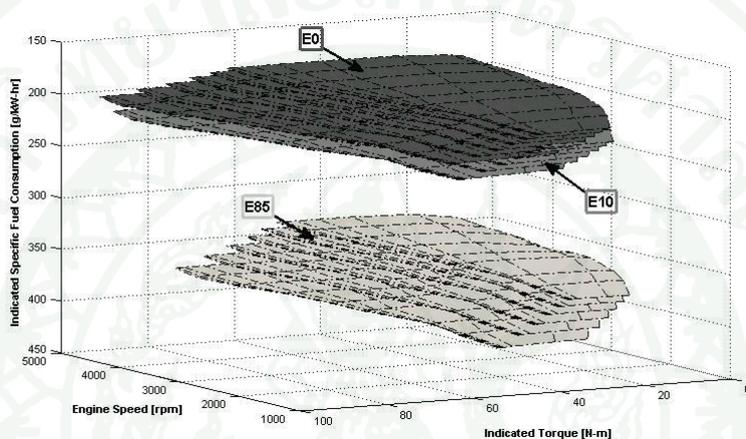
ภาพที่ 38 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิง E0 ที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่อปรับค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) ที่อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 แสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปตามอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง เมื่อค่าอากาศต่อเชื้อเพลิงมีค่า 0.8 คือมีปริมาณเชื้อเพลิงมากกว่าอากาศส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าต่ำสุดทุก ๆ จังหวะจุดระเบิด และเมื่อค่าอากาศต่อเชื้อเพลิงมีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงขึ้นทุก ๆ จังหวะจุดระเบิด เนื่องอากาศที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้มีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้นทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามลำดับ



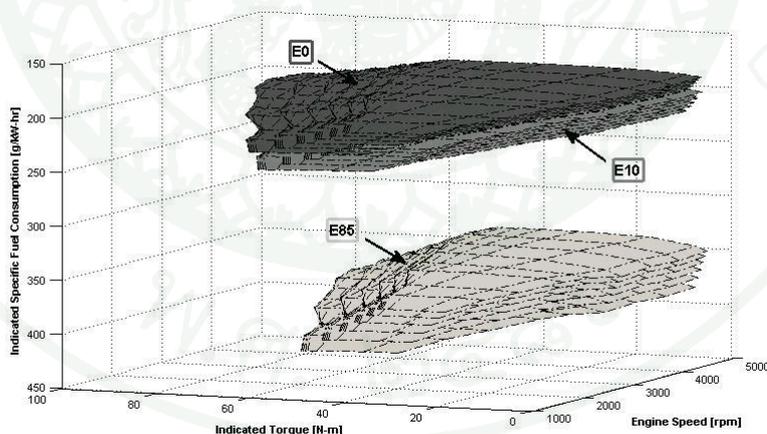
ภาพที่ 38 การเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันเบนซิน (E0) ที่สภาวะโหลดสูงสุด เมื่อปรับค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

ภาพที่ 39 แสดงกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 E10 และ E85 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ที่ 1200 – 5000 รอบต่อนาที เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 โดยจากภาพที่ 27, 28 และ 29 แสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงไปของสภาวะจังหวะจุดระเบิดของเครื่องยนต์ที่เกิดแรงบิดสูงสุด ของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ที่ 1200, 1600 และ 2000 รอบต่อนาที ที่ไม่ทำให้เกิดน็อก และสามารถหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้ ซึ่งในการสร้างกราฟสมรรถนะของเครื่องจะใช้ค่าแรงบิดสูงสุด อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง และการทำงาน of เครื่องยนต์ในช่วง 1200 – 5000 รอบต่อนาที มาสร้างกราฟสมรรถนะ โดยแนวแกน x เป็นรอบการทำงาน of เครื่องยนต์ แกน y เป็นแรงบิดของเครื่องยนต์ และแกน z เป็นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ เนื่องจากการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟมีลิ้นเร่ง (Throttle Angle) เป็นตัวกำหนดภาระงานของเครื่องยนต์ ดังนั้นกราฟจะแสดงให้เห็นกราฟการปรับมุมลิ้นเร่งที่ 10, 18, 21, 26, 30, 36, 45, 60 และ 85 องศา (Example Data in Manual of AVL Boots Program) เพื่อให้ได้ค่ามวลที่เปลี่ยนไปตามการทำงาน of เครื่องยนต์ที่รอบต่าง ๆ ซึ่งค่ามวลที่เปลี่ยนไปจะทำให้ได้แรงบิดสูงสุดที่เปลี่ยนไปด้วย โดยปริมาณอากาศที่นำมาคำนวณจะใช้ค่าที่ได้จากโปรแกรม AVL Boots ดังภาพที่ 16 เพื่อหาค่าแรงบิดสูงสุดและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ภายใต้การทำงานที่รอบ 1200 – 5000 รอบ ภาพที่ 35 แสดงให้เห็นว่ากราฟของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 มีลักษณะกราฟที่มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน โดยกราฟสมรรถนะของ

เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 มีอัตราการสิ้นเปลืองมากที่สุด และเชื้อเพลิง E0 และ E10 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ใกล้เคียงกันและมีค่าประมาณสองในสามของเชื้อเพลิง E85 และเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทำให้มีลักษณะกราฟเป็นชั้น ๆ โดยพื้นที่ด้านล่างสุดของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เป็นพื้นที่ที่มีค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงมากที่สุดเท่ากับ 1.3 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงลดลงทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น กราฟจึงขยับขึ้นจนพื้นที่ด้านบนสุดของกราฟเป็นพื้นที่ที่มีอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเท่ากับ 0.9



(ก)

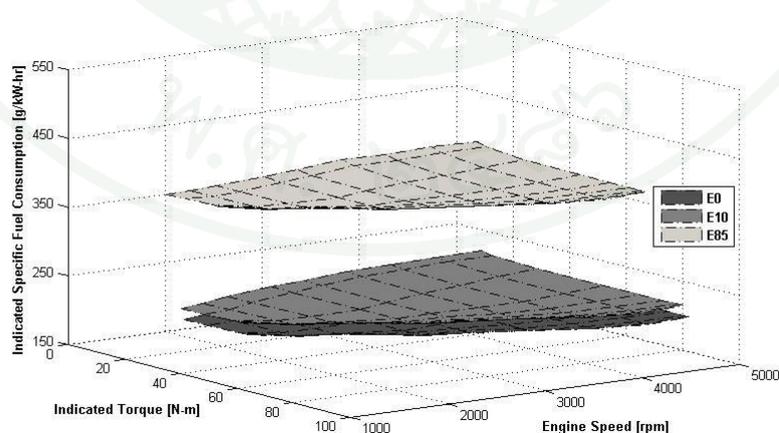


(ข)

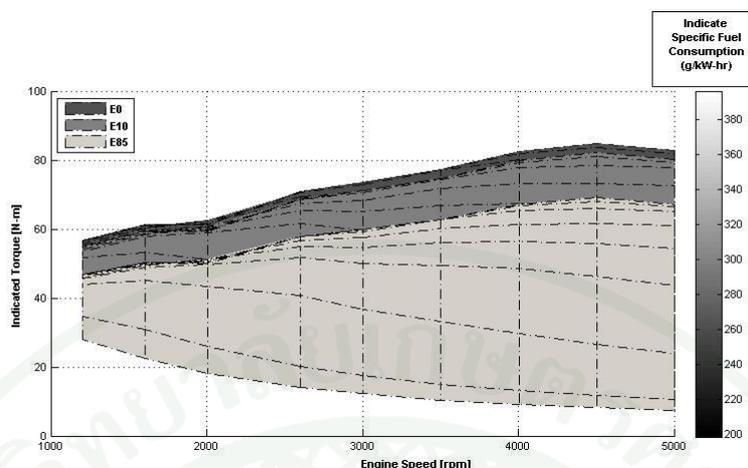
ภาพที่ 39 กราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

ภาพที่ 40 แสดงกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 จากกราฟดังกล่าวแสดงให้เห็นพื้นที่ของจุดที่เกิดค่าแรงบิดสูงที่สุดกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนแปลงเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของปริมาณอากาศในช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ที่ 1200 – 5000 รอบต่อนาที โดยเส้นที่มีค่าแรงบิดต่ำที่สุดเป็นเส้นการเปิดลิ้นเร่ง 10 องศาหรือสภาวะโหลดต่ำสุด ส่วนเส้นที่มีค่าแรงบิดสูงที่สุดเป็นเส้นการเปิดลิ้นเร่ง 85 องศา หรือสภาวะโหลดสูงที่สุด เชื้อเพลิง E85 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงที่สุด และเชื้อเพลิง E0 และ E10 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรองลงมา โดยเชื้อเพลิง E0 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำที่สุด

ภาพที่ 41 แสดงขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 ขอบเขตด้านล่างสุดคือของเขตการทำงานของเครื่องยนต์ที่เปิดลิ้นเร่ง 10 องศา ซึ่งในช่วงการเปิดลิ้นเร่ง 10, 18 และ 21 องศา เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจะได้แรงบิดที่ลดลงเนื่องจากการทำงานของเครื่องยนต์ที่รอบสูงที่จังหวะการเปิดลิ้นเร่งน้อยทำให้เกิดสภาวะที่ความเร็วของอากาศมีค่าเท่ากับความเร็วเสียงซึ่งทำให้เกิดการไช้ก จึงทำให้แรงบิดของเครื่องยนต์ต่ำลง แต่เมื่อจังหวะการเปิดลิ้นเร่งที่มุ่มมากกว่า 21 องศาขึ้นไปจะการไช้กน้อยและไม่เกิดขึ้นเลย จึงทำให้ได้ค่าแรงบิดที่เพิ่มมากขึ้น เชื้อเพลิง E0 มีขอบเขตของแรงบิดที่มากที่สุดในช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ที่ 1200 – 5000 รอบต่อนาที และเกิดแรงบิดสูงที่สุดเท่ากับ 85 นิวตัน – เมตร ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 4000 รอบต่อนาที โดย E10 และ E0 มีขอบเขตของแรงบิดที่ต่ำลงมา ซึ่งมีค่าเท่ากับ 80 และ 65 นิวตัน – เมตร ตามลำดับ ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 4500 รอบต่อนาที

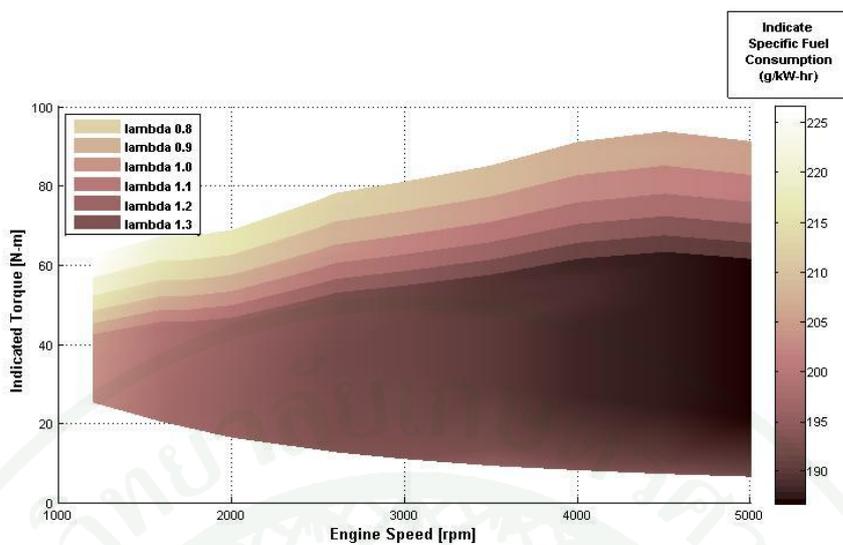


ภาพที่ 40 กราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

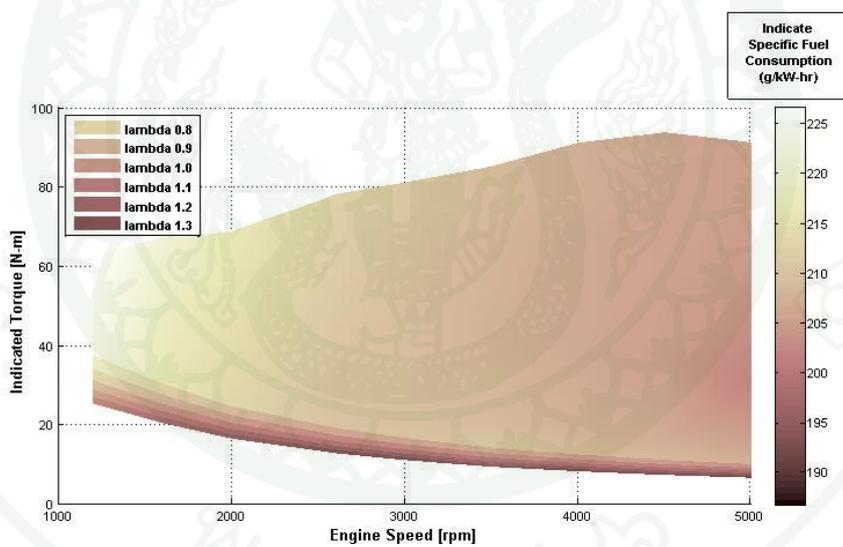


ภาพที่ 41 ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

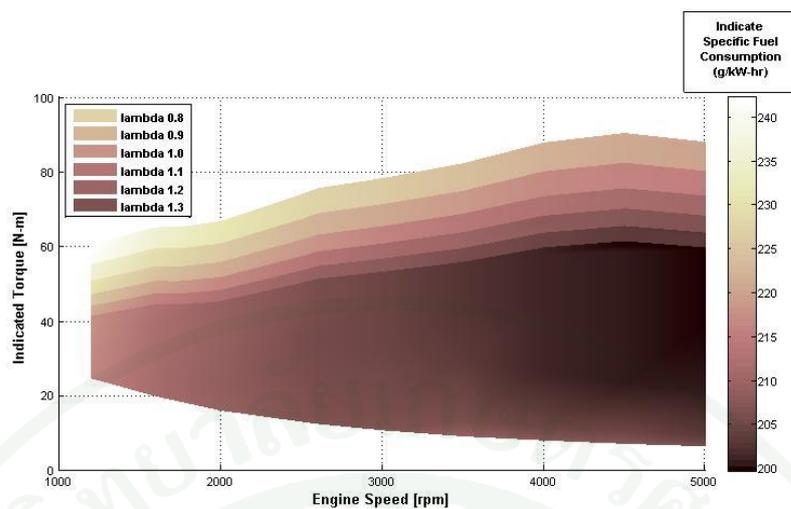
ภาพที่ 42 ถึง 47 แสดงขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 โดยภาพที่ 41, 43 และ 45 แสดงให้เห็นพื้นที่ขอบเขตด้านบนหรือสภาวะโหลดสูงสุดของแรงบิดสูงสุดในช่วงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 0.8 – 1.3 โดยขอบเขตพื้นที่ด้านบนหรือขอบเขตค่าแรงบิดสูงสุดที่น้อยที่สุดเป็นพื้นที่ที่มีอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 1.3 แสดงว่าปริมาณอากาศมากกว่าปริมาณเชื้อเพลิงมากจึงทำให้เกิดขอบเขตค่าแรงบิดที่น้อยที่สุด แต่เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงลดลงทำให้ขอบเขตแรงบิดสูงสุดเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 0.8 เป็นขอบเขตแรงบิดสูงสุดที่มีค่ามากที่สุดและมีค่าแรงบิดมากที่สุดเท่ากับ 95, 90 และ 75 นิวตัน – เมตร ภายใต้การทำงานของเครื่องยนต์ที่ 4000 รอบต่อนาที ของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ตามลำดับ และภาพที่ 42, 44 และ 46 แสดงให้เห็นพื้นที่ขอบเขตด้านล่างหรือสภาวะรอบเดินเบาของแรงบิดสูงสุดในช่วงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 0.8 – 1.3 โดยในช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ 1200 ถึง 3000 รอบต่อนาที เป็นช่วงที่มีการเปลี่ยนแปลงแรงบิดสูงสุด เนื่องจากปริมาณอากาศและเชื้อเพลิงมีการไหลเข้ามาปกติ แต่ในช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ 3000 ถึง 5000 รอบต่อนาที เป็นช่วงการไหลของอากาศกับเชื้อเพลิงเกิดการไซ้ก ทำให้เป็นช่วงที่ได้ค่าแรงบิดสูงที่ต่ำที่สุด และมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งค่าขอบเขตด้านล่างของแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีค่าใกล้เคียงกันด้วย



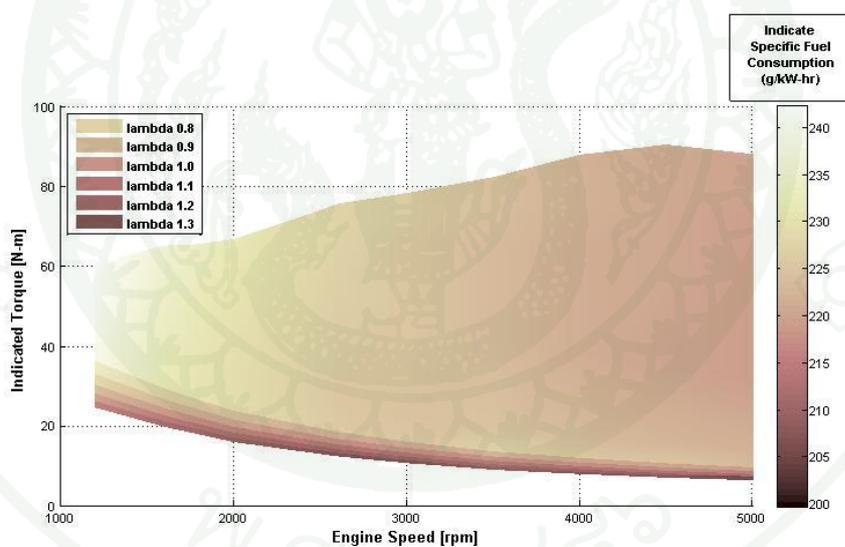
ภาพที่ 42 ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0
เมื่ออัตรา ส่วนอัดเท่ากับ 10



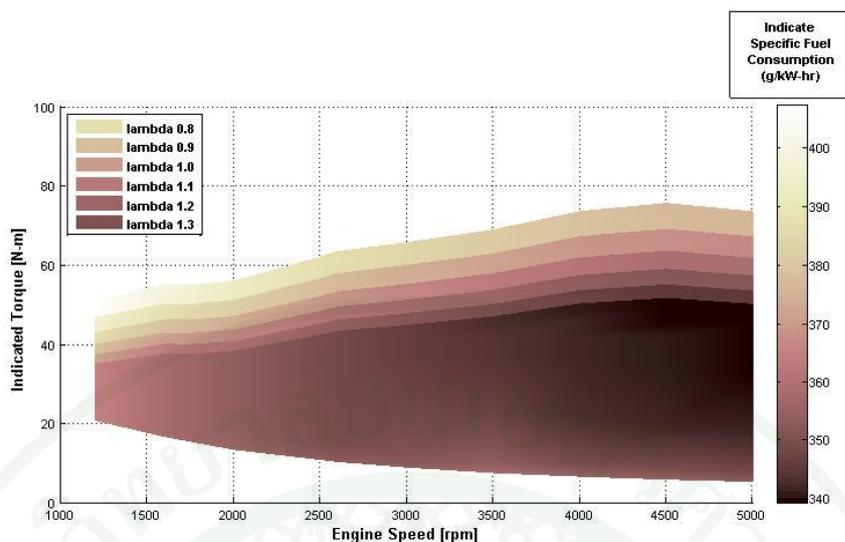
ภาพที่ 43 ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0
เมื่ออัตรา ส่วนอัดเท่ากับ 10



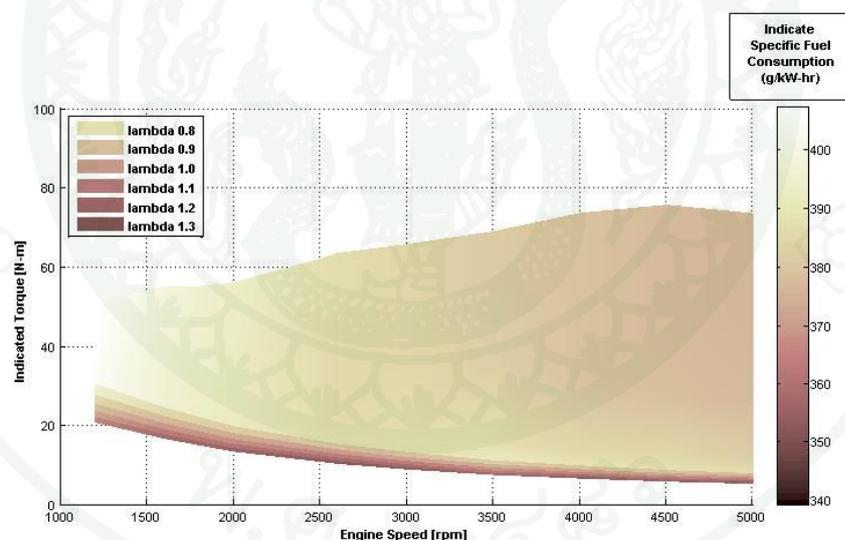
ภาพที่ 44 ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10



ภาพที่ 45 ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10



ภาพที่ 46 ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

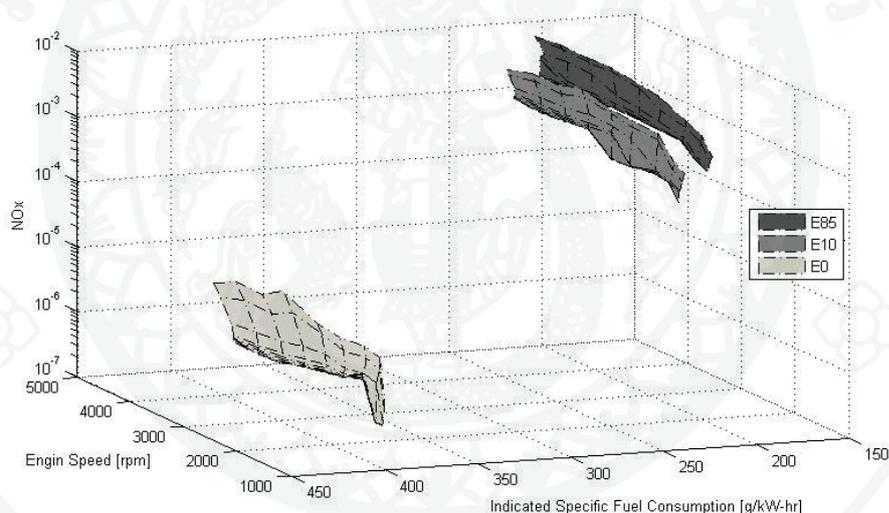


ภาพที่ 47 ขอบเขตแรงบิดสูงสุดของกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 เมื่ออัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

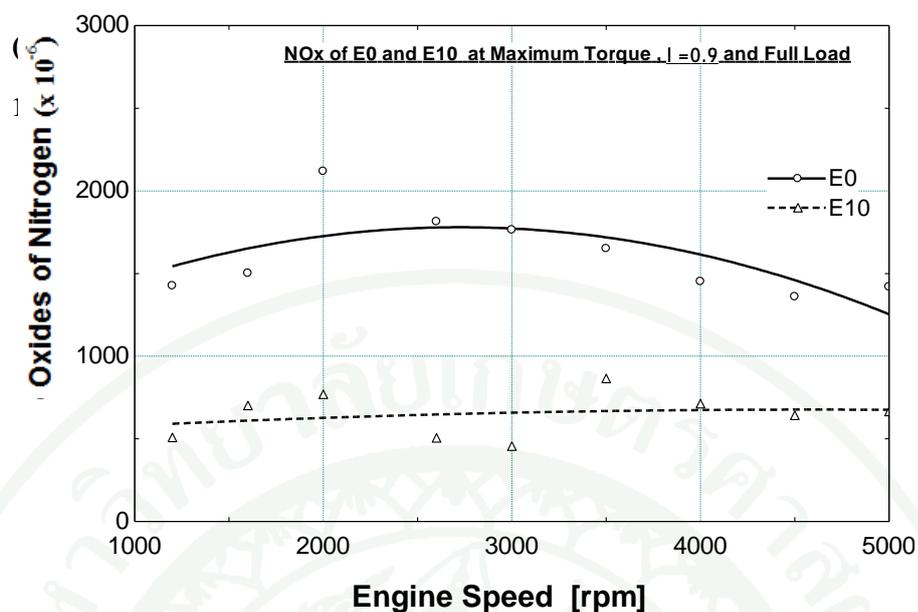
ภาพที่ 48 แสดงปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน ภายใต้สภาวะที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่า (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 จากภาพแสดงให้เห็นว่าเชื้อเพลิง E0 เกิดออกไซด์ของไนโตรเจนมากที่สุดเมื่อปริมาณเอทานอลเพิ่มมากขึ้นส่งผลให้ค่าออกไซด์ของไนโตรเจนลดลงโดยเชื้อเพลิง E85

มีปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยที่สุดทุกการทำงานของเครื่องยนต์ เนื่องจากอุณหภูมิ
 เนื่องจากเอทานอลมีอุณหภูมิของเปลวไฟที่ต่ำกว่าน้ำมันเบนซิน (E0) ทำให้เชื้อเพลิง E0 มีปริมาณ
 ออกไซด์ของไนโตรเจนมากที่สุดและเชื้อเพลิง E85 ซึ่งมีส่วนผสมของเอทานอลมากที่สุด มีปริมาณ
 ออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยที่สุด

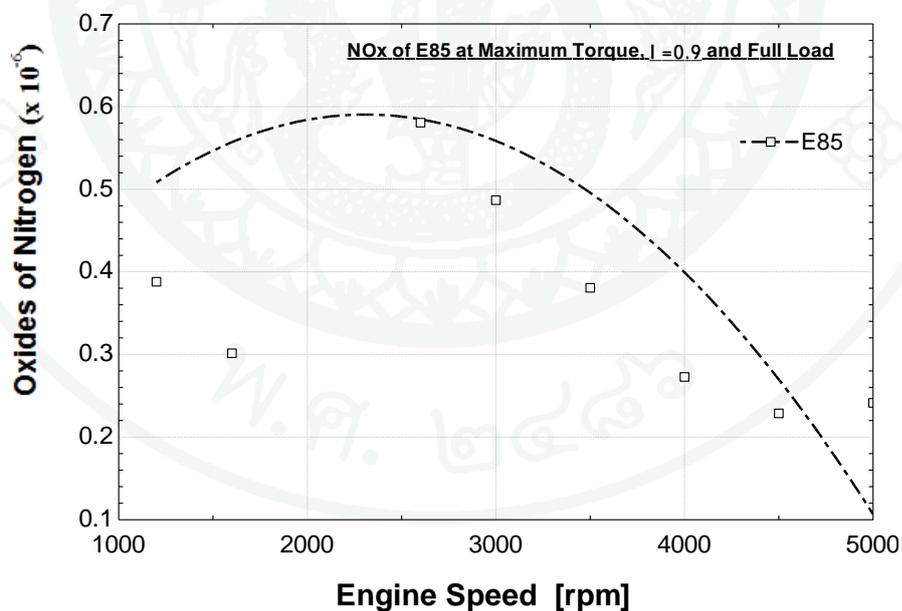
ภาพที่ 49 และ 50 แสดงปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ภายใต้การทำงานสภาวะ
 โหลดสูงสุดที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง
 (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10 จากภาพดังกล่าวแสดงให้เห็นว่าปริมาณออกไซด์ของ
 ไนโตรเจนมีค่าเพิ่มขึ้นในช่วงสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ 1200 – 2500 รอบต่อนาที และมีค่า
 ลดลงในช่วงสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ 2500 – 5000 รอบต่อนาที โดยสภาวะการทำงานของ
 เครื่องยนต์ที่ 2500 รอบต่อนาที เป็นสภาวะที่เกิดปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนสูงที่สุด



ภาพที่ 48 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ภายใต้สภาวะที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง
 E0, E10 และ E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และ
 อัตราส่วนอัดเท่ากับ 10



ภาพที่ 49 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ภายใต้การทำงานสภาวะโหลดสูงสุดที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E0 และ E10 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10



ภาพที่ 50 ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ภายใต้การทำงานสภาวะโหลดสูงสุดที่เกิดแรงบิดสูงสุดของเชื้อเพลิง E85 เมื่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) เท่ากับ 0.9 และอัตราส่วนอัดเท่ากับ 10

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

สรุปการจำลองส่วนที่ 1

1. ผลการเปรียบเทียบความเหมาะสมของการใช้เชื้อเพลิง E10 และ E85 ภายใต้ Wiebe function เมื่อเปรียบเทียบเชื้อเพลิง E0 ที่มีค่า m เท่ากับ 2 และ b เท่ากับ 5 โดยปริมาณเอทานอลที่เพิ่มมากขึ้นส่งผลให้ค่า m มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 2.25 และ 3.1 และค่า b มีค่าลดลงเท่ากับ 4.5 และ 3.5 สำหรับ E10 และ E85 ตามลำดับ
2. เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 ให้ความดันเฉลี่ยยังผลของเครื่องยนต์และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดที่มุม PPLOC เท่ากับ 17, 18 และ 20 ตามลำดับ โดยปริมาณของเอทานอลที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความดันเฉลี่ยยังผลและประสิทธิภาพเชิงความร้อนน้อยลงในขณะที่มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้น
3. เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 มีโอกาสต่อการเกิดน็อกลดลงตามลำดับ ปริมาณเอทานอลที่เพิ่มขึ้นสามารถตั้งค่าจังหวะจุดระเบิด (Spark Timing) ล่วงหน้าได้มากขึ้น
4. เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 มีการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนที่ลดลงตามลำดับ โดยเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนแบ่งเป็นสองช่วงคือช่วงแรกเป็นช่วงที่ออกไซด์ของไนโตรเจนมีการเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องและช่วงที่สองเป็นช่วงการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนอย่างคงที่
5. การเพิ่มอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ (ϕ) และอัตราส่วนการอัด ส่งผลให้เครื่องยนต์เกิดการน็อกได้ง่ายขึ้น แต่ปริมาณเชื้อเพลิงเอทานอลที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้เครื่องยนต์สามารถต้านการน็อกได้มากขึ้น ดังนั้นในการปรับจูนเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงเอทานอลจะสามารถเพิ่มอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศและอัตราส่วนการอัดได้มากขึ้น หรือตั้งค่าจังหวะจุดระเบิดให้ล่วงหน้ามากขึ้นโดยที่เครื่องยนต์ไม่เกิดการน็อก

สรุปการจำลองส่วนที่ 2

6. จังหวะจุดระเบิดช่วง 13 – 16 องศาก่อนศูนย์ตายบนเป็นช่วงที่ทำให้เกิดแรงบิดสูงสุด และมีอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันน้อยที่สุดที่รอบการทำงาน 1200 รอบต่อนาที ฉะนั้นช่วงจังหวะจุดระเบิด 13 – 16 องศาเป็นช่วงที่ให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ดีที่สุด

7. ปริมาณเอทานอลและการทำงานของเครื่องยนต์ที่เพิ่มมากขึ้นส่งผลให้แรงบิดสูงสุดและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดที่เป็นสภาวะของเครื่องยนต์ที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดมีการเปลี่ยนแปลงไปจากสภาวะเดิม โดยปริมาณเอทานอลที่เพิ่มมากขึ้นของเชื้อเพลิง E10 และ E85 ส่งผลให้ต้องการปรับมุมจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้ามากขึ้น 1.5 และ 4 องศา ตามลำดับ เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 และการทำงานของเครื่องยนต์ที่เปลี่ยนแปลงไปจาก 1200 รอบต่อนาที เป็น 1600 และ 2000 รอบต่อนาที ส่งผลให้ต้องปรับตั้งมุมจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้ามากขึ้น 1 และ 2 องศา ตามลำดับ

8. การเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงส่งผลให้ขอบเขตแรงบิดสูงสุดมีค่าเปลี่ยนไป โดยอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 0.8 เป็นค่าที่ทำให้ขอบเขตแรงบิดสูงสุดมากที่สุด โดยเชื้อเพลิงเชื้อเพลิง E0, E10 และ E85 มีแรงบิดสูงสุดเท่ากับ 95, 90 และ 75 นิวตัน – เมตร ตามลำดับ ที่สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ 4500 รอบต่อนาที

9. เชื้อเพลิง E0 มีขอบเขตแรงบิดสูงสุดมากที่สุด โดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุด และเชื้อเพลิง E10 และ E85 มีขอบเขตแรงบิดสูงสุดลดลง โดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้น เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง E0 ตามลำดับ

10. ปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนของเชื้อเพลิง E0 มีค่ามากที่สุด และเชื้อเพลิง E10 และ E85 มีปริมาณลดลง ตามลำดับ โดยสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ 2500 รอบต่อนาที เป็นสภาวะที่เกิดออกไซด์ของไนโตรเจนมากที่สุด

ข้อเสนอแนะ

1. เนื่องจากผลการทดลองที่นำมาเทียบเคียงกับแบบจำลองเป็นค่าการทดลองจากบทความจึงทำให้ไม่ทราบถึงการปรับจูนเครื่องยนต์จริงเพื่อการทดลองได้ ฉะนั้นถ้ามีผลการทดลองจริงและนำมาเทียบเคียงได้ จะทำให้แบบจำลองมีความถูกต้องเพิ่มขึ้น
2. เนื่องจากแบบจำลองนี้ถูกสร้างจากสมมุติฐาน โดยให้ระยะเวลาในการเผาไหม้เท่ากันทุก ๆ เชื้อเพลิง เพื่อหาค่าคงที่ของคุณลักษณะของเชื้อเพลิงซึ่งยังมีความคลาดเคลื่อน ฉะนั้นระยะเวลาการเผาไหม้เป็นตัวแปรสำคัญของเชื้อเพลิงเอทานอลจึงควรมีการแบบจำลองเพื่อหาระยะเวลาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของเอทานอลโดยหาความสัมพันธ์ของระยะเวลาการเผาไหม้ที่เป็นฟังก์ชันกับความเร็วของเปลวไฟแบบราบเรียบ (Laminar Flame Speed)
3. เนื่องจากข้อจำกัดของโปรแกรมในการสร้างแบบจำลองจึงทำให้ไม่สามารถหาค่าที่บางสภาวะการทำงานของแบบจำลองได้ เช่น ค่าสมมูลเคมีในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ ค่าออกไซด์ของไนโตรเจนของช่วงอุณหภูมิที่มีการเปลี่ยนแปลงมาก ฉะนั้นควรมีโปรแกรมที่ทำร่วมกันเพื่อหาบางสภาวะการทำงานที่ไม่สามารถหาได้

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

สมัย ใจอินทร์, อภิรมย์ เงินบำรุง และ องอาจ ผ่องลักษณ์. 2544. แนวทางการพัฒนาการใช้เชื้อเพลิงชีวมวลสำหรับประเทศไทย. *เกษตรก้าวหน้า* 14 (4): 52-59.

สมพงษ์ พรหมสะอาด, 2543, โครงการเอทานอล: น้ำมันเพื่อชาติ, *โลกสีเขียว* 9 (4): 11-15.

พงศกร พลอาสา, ธเนศ อรุณศรี โสภณ และ เอกไท วิโรจน์สกุลชัย. 2552. การใช้แบบจำลองชนิด Single Zone Model เพื่อศึกษาคุณลักษณะการเกิดน็อก มลพิษ และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0, E10 และ E85. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23. มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, เชียงใหม่.

Paul, J.K. 1977. Ethyl alcohol production and use a motor fuel, pp. 64-70. In **Proceeding of the 1st International Symposium on Alcohol Fuel Technology Methanol and Ethanol.** 21-23 November 1977, Federal Republic of Germany. Wolfsburg, Germany.

Cowart, J.S. Boruta, W.E. Dalton, J.D. Dona, R.E. Rivard, F.L. Furby, R.S. Piontkowski, J.A. Sieter, R.E. and Takai, R.M. 1995. Powertrain Development of the 1996 Ford Flexible Fuel Taurus. In **Proceeding of the International Symposium of Alternative Fuels Conference & Exposition (1995):** SAE Paper No. 952751. San Diego, CA, USA

Benson, J.D. Koehl, W.J. Burns, V.R. Hochhauser, A.M. Knepper, J.C. Leppard, W.R. Painter, L.J. Rapp, L.A. Reuter, R.M. Rippon B. and Rutherford, J.A. 1995. Emissions with E85 and Gasolines, in Flexible/Variable Fuel Vehicles – The Auto/Oil Air Quality Improvement Research Program. **SAE Technical Papers (1995):** SAE Paper No. 952508.

Wicker, R.B. Hutchison, P.A. Acosta, O.A. and Matthews, R.D. 1999. Practical considerations for an E85-fueled vehicle conversion. In **Proceeding of the International Symposium of International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition (1999):** SAE Paper No. 1999-01-3517, Toronto, ON, Canada.

- Gardiner, D.P. Mallory, R.W. Pucher, G.R. Todesco, M.K. Bardon, M.F. Markel, T.J. and Ohi, J.M. 1999. Improving the Fuel Efficiency of Light-Duty Ethanol Vehicles - An Engine Dynamometer Study of Dedicated Engine Strategies. In **Proceeding of the International Symposium of International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition** (1999): SAE Paper No. 1999-01-3568, Toronto, ON, Canada.
- Brusstar, M., Stuhldreher, M., Swain, D. and Pidgeon, W. 2002. High efficiency and low emissions from a port-injected engine with neat alcohol fuels. In **Proceeding of the International Symposium of SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition** (2002): SAE Paper No. 2002-01-2743, San Diego, CA, USA.
- Grau, J.H., Garcia, J.M., Garcia, J.P. and Robies, A.V. 2002. Modeling Methodology of a Spark-Ignition Engine and Experimental Validation-Part I: Single-Zone Combustion Model. In **Proceeding of the International Symposium of International Body Engineering Conference & Exhibition** (2002): SAE Paper No. 2002-01-2193, Paris, France.
- Yeliana, C.C., Jeremy W. and Jeffrey D.N. 2008. The Calculation of Mass Fraction Burn of Ethanol-Gasoline Blended Fuels Using Single and Two-Zone Models. In **Proceeding of the International Symposium of SAE World Congress & Exhibition** (2008): SAE Paper No. 2008-01-0320, Detroit, MI, USA.
- Lindström, F., Ångström, H.E., Kalghatgi, G., Möller, C.E. 2005. An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations. In **Proceeding of the International Symposium of SAE Brazil Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition** (2005): SAE Paper No. 2005-01-2106, Rio De Janiero, Brazil.
- Nakata, K., Utsumi, S., Ota, A., Kawatake, K., Kawai, T., Tsunooka, T. - Toyota Motor Corp. 2006. The Effect of Ethanol Fuel on a Spark Ignition Engine. In **Proceeding of the International Symposium of Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition** (2006): SAE Technical Paper 2006-01-3380, Toronto, ON, Canada.

Turner, J.W.G., Pearson, R.J., Holland, B., Peck, R. Lotus Engineering et al. 2007. Alcohol-Based Fuels in High Performance Engines. In **Proceeding of the International Symposium of Fuels and Emissions Conference & Exhibition (2007)**: SAE Paper No. 2007-01-0056, Cape Town, South Africa.

Caton, P. A. Hamilton, L. J. and Cowart, J. S. 2007. An Experimental and Modeling Investigation into the Comparative Knock and Performance Characteristics of E85, Gasohol [E10] and Regular Unleaded Gasoline [87 (R+M)/2]. In **Proceeding of the International Symposium of SAE World Congress & Exhibition (2007)**: SAE Paper No. 2007-01-0473, Detroit, MI, USA.

Bayraktar, H. 2005. Experimental and Theoretical Investigation of Using Gasoline - Ethanol Blends in Spark Ignition Engines. **Renewable Energy** 30: 1733 – 1747

Christopher P.C. Yeliana, Jeremy J.W. and Jeffrey D.N. 2009. Combustion Characterization in an Internal Combustion Engine with Ethanol-Gasoline Blended Fuels Varying Compression Ratios and Ignition Timing. **Energy & Fuel** 23.

Heywood, J.B. 1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw-Hill Book Company. Washington D.C.

Ferguson, C.R. 1986. **Internal Combustion Engine, Applied Thermo sciences**. John Wiley. Singapore.

Turns, S.R. 2000. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**. 2nd ed. McGraw - Hill Book Company. Washington D.C.



ภาคผนวก



ภาคผนวก ก

โปรแกรม EES (Engineering Equation Solver)

โปรแกรม EES (Engineering Equation Solver)

โปรแกรม EES หรือ Engineering Equation Solver เป็นโปรแกรมฟังก์ชันขั้นพื้นฐานสำหรับการหาคำตอบของชุดของสมการทางพีชคณิตและยังสามารถแก้สมการเชิงอนุพันธ์กับตัวแปรที่ซับซ้อนให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะสมการถดถอยแบบเชิงเส้น (Linear Regression) และสมการถดถอยแบบไม่เชิงเส้น (Non Linear Regression) การลดความซับซ้อนของการวิเคราะห์ ความไม่แน่นอน การสร้างกราฟและจัดให้มีภาพเคลื่อนไหวได้

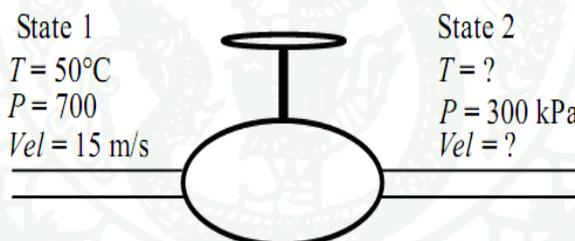
โปรแกรม EES มีความแตกต่างที่สำคัญระหว่าง โปรแกรม EES และ โปรแกรมแก้สมการเชิงตัวเลขที่มีอยู่แล้วอยู่สองอย่าง คือ ข้อแรกโปรแกรม EES สามารถระบุและจัดกลุ่มสมการที่ต้องการแก้สมการพร้อมกันโดยอัตโนมัติ ซึ่งคุณลักษณะนี้จะช่วยลดความยุ่งยากสำหรับผู้ใช้งาน และสามารถแก้สมการอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด ข้อสองโปรแกรม EES สามารถให้มีตัวแปรหลาย ๆ ฟังก์ชันทางคณิตศาสตร์และเทอร์โมไดนามิกส์ได้ ซึ่งคุณสมบัติมีประโยชน์สำหรับการคำนวณทางด้านวิศวกรรมอย่างมาก ตัวอย่าง เช่น ตารางไอน้ำจะถูกนำมาใช้เพื่อหาค่าคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ที่ยังไม่ทราบค่า โดยกำหนดค่าคุณสมบัติอื่น ๆ ที่ทราบค่าสองค่าภายในฟังก์ชันของโปรแกรม EES และโปรแกรมยังสามารถเลือกสารทำความเย็นอินทรีย์ที่ใช้เป็นส่วนใหญ่ (รวมทั้งบางสารที่ถูกผสมมาใหม่) แอมโมเนีย มีเทน คาร์บอนไดออกไซด์และของเหลวอื่น ๆ อีกมากมาย ตารางอากาศในตัวของฟังก์ชันไซโครเมตริกและข้อมูลตาราง JANAF สำหรับก๊าซที่พบทั่วไปได้

โปรแกรม EES เป็นประโยชน์อย่างยิ่งสำหรับปัญหาในการออกแบบที่มีค่าพารามิเตอร์ที่ไม่ทราบค่าอย่างน้อยหนึ่งตัวแปรหรือหลายตัวแปรได้โดยกำหนดโดยใช้ตาราง Parametric Table ซึ่งสามารถระบุถึงตัวแปรที่เป็นตัวแปรอิสระและตัวแปรตามได้ด้วยการป้อนค่าในเซลล์ภายในตาราง Parametric Table และโปรแกรมจะคำนวณค่าของตัวแปรตามในตารางตามความสัมพันธ์ของตัวแปรในตารางจากสมการที่ได้เขียนขึ้นมาและค่าที่คำนวณจากตารางยังสามารถแสดงเป็นกราฟเพื่อความง่ายในการเปรียบเทียบได้ โปรแกรม EES ยังมีความสามารถคำนวณเพื่อทำนายหรือประมาณค่าตัวแปรที่มีความไม่แน่นอนภายในข้อมูลการทดลองได้ด้วย ซึ่งโปรแกรม EES เป็นโปรแกรมการแก้ปัญหาการออกแบบที่ไม่ยากเมื่อเทียบกับการแก้ปัญหาโดยการกำหนดค่าคงที่ของตัวแปรอิสระ

โปรแกรม EES เป็นโปรแกรมที่มีคำสั่งการใช้งานง่ายและสามารถเรียนรู้การใช้ในการแก้ปัญหาเกี่ยวกับพีชคณิตได้อย่างรวดเร็ว แต่ความสามารถของโปรแกรมนี้อาจครอบคลุมและเป็นประโยชน์ต่อผู้ใช้ในด้าน อุณหพลศาสตร์ (Thermodynamic) กลศาสตร์ของของไหล (Fluid Mechanics) และการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) เป็นอย่างมาก เพื่อแสดงให้เห็นถึงการใช้งฟังก์ชันของคุณสมบัติและความสามารถในการแก้สมการของโปรแกรม EES โดยจะแสดงตัวอย่างปัญหาดังภาพที่ ๑1 ซึ่งเป็นปัญหาทางอุณหพลศาสตร์ที่พบโดยทั่วไปในหลักสูตรระดับปริญญาตรี ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ตัวอย่างปัญหาทางเทอร์โมไดนามิกส์

น้ำยาแอร์ R134a ผ่านวาล์วตัวหนึ่งที่ทางเข้าวาล์วมีความดัน 700 กิโลปาสกาล อุณหภูมิ 50 องศาเซลเซียส และความเร็วของของไหล 15 เมตรต่อวินาที ที่ทางออกวาล์วมีความดัน 700 กิโลปาสกาล โดยทางเข้าและทางออกมีพื้นที่หน้าตัดเท่ากับ 0.011 ตารางเมตร จงหาอุณหภูมิ อัตราการไหล และความเร็วของของไหลที่ทางออกวาล์ว



ภาพผนวกที่ ๑1 ภาพแสดงสถานะความดัน อุณหภูมิ และความเร็วการไหล ของน้ำยาแอร์ R134a ที่ทางเข้าและออกของวาล์ว

ที่มา: Example in Manual of EES Program

เพื่อการแก้ปัญหาทางอุณหพลศาสตร์นี้จะต้องเลือกขอบเขตของระบบ แล้วใช้หลักสมดุลมวลและสมดุลพลังงานในการคำนวณ จากโจทย์เลือกขอบเขตระบบที่วาล์ว กำหนดให้การไหลเป็นการไหลคงที่ (Steady State) ดังนั้นจากสมดุลมวล จะได้จะได้ความสัมพันธ์ดังสมการที่ (42)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (42)$$

$$\dot{m}_1 = A_1 \text{Vel}_1 / v_1 \quad (43)$$

$$\dot{m}_2 = A_2 \text{Vel}_2 / v_2 \quad (44)$$

โดย \dot{m}_1 และ \dot{m}_2 เป็นอัตราการไหลที่ทางเข้าและออกมวล (kg)
 A_1 และ A_2 เป็นพื้นที่หน้าตัดที่ทางเข้าและออกมวล (m^2)
 Vel_1 และ Vel_2 เป็นความเร็วของของไหลที่ทางเข้าและออกมวล (m/s)
 v_1 และ v_2 ปริมาตรจำเพาะของของไหลที่ทางเข้าและออกมวล (m^3/kg)

และจากโจทย์กำหนดให้มีพื้นที่หน้าตัดทางเข้าและออกเท่ากันจะได้

$$A_1 = A_2 \quad (45)$$

สมมติไม่มีการสูญเสียความร้อนและวาล์วไม่ได้ขยับ ผลทางความร้อนและงานที่เกิดขึ้นจะเท่ากับ 0 ดังนั้นจากสมดุลพลังงานจะได้ความสัมพันธ์ดังสมการที่ (46)

$$\dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{\text{Vel}_1^2}{2} \right) = \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{\text{Vel}_2^2}{2} \right) \quad (46)$$

โดย h_1 และ h_2 เป็นเอนทาลปีของของไหลที่ทางเข้าและออกมวล (kJ/kg)
 $\frac{\text{Vel}_1^2}{2}$ และ $\frac{\text{Vel}_2^2}{2}$ พลังงานจลน์ของของไหลที่ทางเข้าและออกมวล (kJ/kg)

จากความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติของน้ำยา R134a จะได้ความสัมพันธ์ดังสมการ (47), (48), (49) และ (50)

$$v_1 = v(T_1, P_1) \quad (47)$$

$$h_1 = h(T_1, P_1) \quad (48)$$

$$v_2 = v(T_2, P_2) \quad (49)$$

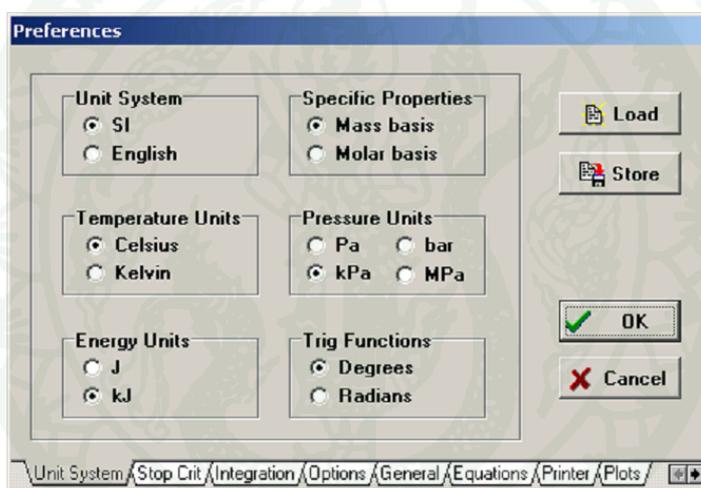
$$h_2 = h(T_2, P_2) \quad (50)$$

ในการคิดโดยทั่วไปมักจะไม่ได้คิดผลของความเร็วเนื่องจากผลของพลังงานจลน์มีขนาดเล็ก และยังยากต่อการแก้ปัญหา แต่ด้วยโปรแกรม EES ผู้ใช้สามารถแก้ปัญหของพลังงานจลน์ได้อย่างไม่มีปัญหา

ดังนั้นจากปัญหาทางอุณหพลศาสตร์นี้ จะมีตัวแปรที่ทราบค่าทั้งหมด 5 ตัว คือ T_1 , P_1 , A_1 , Vel_1 และ P_2 และตัวแปรที่ไม่ทราบค่าทั้งหมด 9 ตัว คือ A_2 , \dot{m}_1 , \dot{m}_2 , Vel_2 , h_1 , v_1 , h_2 , v_2 และ P_2 ฉะนั้นจะมีสมการทั้งหมด 9 สมการในการแก้ปัญหาเพื่อหาคำตอบของปัญหาทางอุณหพลศาสตร์นี้ โดยใช้โปรแกรม EES ได้

ส่วนของโปรแกรม EES

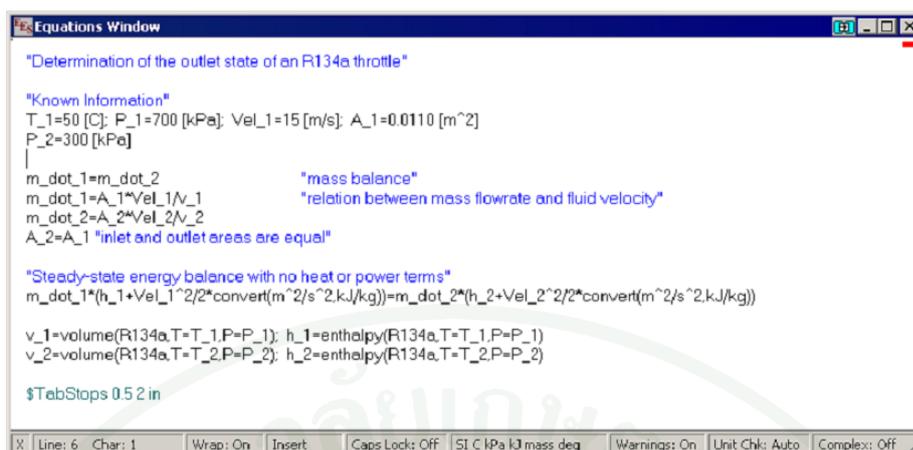
เริ่มต้นเปิดโปรแกรมและตั้งค่าหน่วยของปัญหาภายในเมนู Option ที่คำสั่ง Preferences ดังแสดงในภาพที่ ก2 กำหนดหน่วยของระบบให้เป็นหน่วย SI โดยอุณหภูมิมีหน่วยเป็นเคลวิน พลังงานมีหน่วยเป็นกิโลจูล ความดันมีหน่วยเป็นกิโลปาสกาล และมุมมีหน่วยเป็นองศา



ภาพผนวกที่ ก2 ภาพแสดงการตั้งค่าหน่วยของปัญหาภายในที่เมนู Option ที่คำสั่ง Preferences

ที่มา: Example in Manual of EES Program

จากนั้นจึงเขียนสมการเพื่อกำหนดตัวแปรที่ทราบค่าและไม่ทราบค่าที่ได้กล่าวมาข้างต้น ภายใน Equations Window ดังแสดงในภาพที่ ก3



```

"Determination of the outlet state of an R134a throttle"

"Known Information"
T_1=50 [C]; P_1=700 [kPa]; Vel_1=15 [m/s]; A_1=0.0110 [m^2]
P_2=300 [kPa]
|
m_dot_1=m_dot_2           "mass balance"
m_dot_1=A_1*Vel_1/V_1     "relation between mass flowrate and fluid velocity"
m_dot_2=A_2*Vel_2/V_2
A_2=A_1 "inlet and outlet areas are equal"

"Steady-state energy balance with no heat or power terms"
m_dot_1*(h_1+Vel_1^2/2*convert(m^2/s^2,kJ/kg))=m_dot_2*(h_2+Vel_2^2/2*convert(m^2/s^2,kJ/kg))

v_1=volume(R134a,T=T_1,P=P_1); h_1=enthalpy(R134a,T=T_1,P=P_1)
v_2=volume(R134a,T=T_2,P=P_2); h_2=enthalpy(R134a,T=T_2,P=P_2)

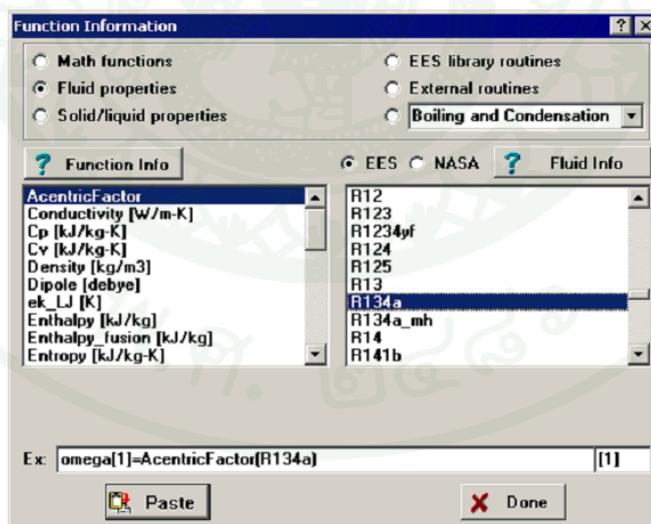
$TabStops 0.5 2 in

```

ภาพผนวกที่ 3 ภาพแสดงการเขียนสมการภายใน Equations Window

ที่มา: Example in Manual of EES Program

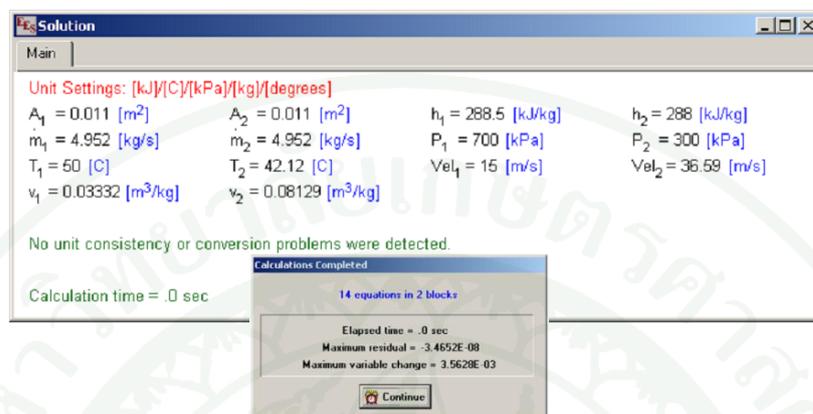
กำหนดข้อมูลเป็นของไหล R134a ที่เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิและความดันจาก Function Information จากเมนู Option ภายในโปรแกรม EES ดังแสดงในภาพที่ 4 เพื่อหาค่าเอนทัลปีและปริมาตรจำเพาะของระบบที่ทางเข้าและทางออกของวาล์ว



ภาพผนวกที่ 4 ภาพแสดงการกำหนดข้อมูลของของไหล R134a

ที่มา: Example in Manual of EES Program

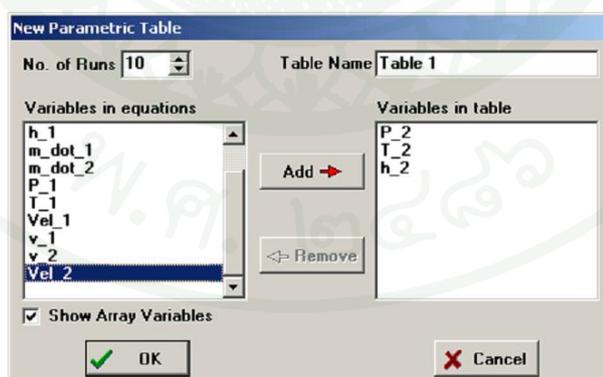
เมื่อกำหนดสมการและตัวแปรภายใน Equations Window ครบทุกสมการจึงทำการกดคำสั่ง Solve ภายในเมนู Calculate ของโปรแกรม EES เพื่อคำนวณหาค่าตัวแปรที่ไม่ทราบค่า คือ A_2 , \dot{m}_1 , \dot{m}_2 , Vel_2 , h_1 , v_1 , h_2 , v_2 และ P_2 ได้ ดังแสดงในภาพที่ ก5



ภาพผนวกที่ ก5 ภาพแสดงการกดเพื่อคำนวณและคำตอบของตัวแปรที่ไม่ทราบค่า

ที่มา: Example in Manual of EES Program

ข้อดีของโปรแกรม EES คือสามารถเลือกกำหนดตัวแปรที่สภาวะต่าง ๆ ได้ภายในตาราง Parametric Table จากเมนู New Table ดังแสดงในภาพที่ ก6 และสามารถเปลี่ยนแปลงสภาวะของความดันของทางออกเพื่อหาค่าอุณหภูมิ ความเร็วของของไหล และเอนทาลปีที่ทางออกของวาล์วได้ ดังแสดงในภาพที่ ก7



ภาพผนวกที่ ก6 ภาพแสดงการกำหนดตัวแปรภายในตาราง Parametric Table

ที่มา: Example in Manual of EES Program

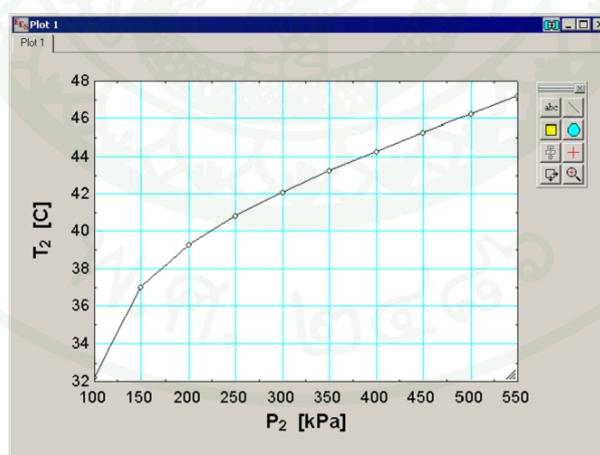
1.10	P ₂ [kPa]	T ₂ [C]	h ₂ [kJ/kg]	Vel ₂ [m/s]
Run 1	100	32.23	282.6	109.9
Run 2	150	37.02	285.9	73.85
Run 3	200	39.31	287.1	55.33
Run 4	250	40.86	287.7	44.11
Run 5	300	42.12	288	36.59
Run 6	350	43.24	288.2	31.21
Run 7	400	44.28	288.3	27.16
Run 8	450	45.28	288.4	24.01
Run 9	500	46.25	288.4	21.49
Run 10	550	47.2	288.4	19.43

Table	Table 1
First Run Number	1
Last Run Number	10
<input checked="" type="checkbox"/> Update guess values	
<input type="checkbox"/> Stop if error occurs	
<input type="checkbox"/> Use input from Diagram	
<input checked="" type="checkbox"/> Show unit checking warnings	
OK	Cancel

ภาพผนวกที่ ก7 ภาพแสดงการตั้งค่าความดันที่สภาวะต่าง ๆ และการคำนวณ เพื่อหาค่าอุณหภูมิ ความเร็วของของไหล และเอนทาลปีที่ทางออกของวาล์ว

ที่มา: Example in Manual of EES Program

และสามารถนำค่าที่คำนวณภายในตาราง Parametric Table มาเขียนกราฟเพื่อดูแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงได้ดังแสดงในภาพที่ ก8 ซึ่งแสดงถึงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทางออกวาล์วเมื่อความดันเปลี่ยนไป



ภาพผนวกที่ ก8 ภาพแสดงกราฟระหว่างการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทางออกวาล์วเมื่อความดันเปลี่ยนไป

ที่มา: Example in Manual of EES Program

จากตัวอย่างดังกล่าวเป็นเพียงส่วนหนึ่งของโปรแกรม EES ในการแก้ปัญหาทางอุณหพลศาสตร์เท่านั้น แต่โปรแกรม EES ยังมีความสามารถอีกหลายอย่าง เช่น การวิเคราะห์โดยวิธี Curve-Fitting, การวิเคราะห์หาค่าเนื่องจากความไม่แน่นอน, การวิเคราะห์หาค่าตัวแปรที่ซับซ้อน, การวิเคราะห์หาค่าตัวแปรแบบ Arrays และการสร้างภาพเคลื่อนไหว เป็นต้น





ผลการจำลองแบบจำลองเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 E10 และ E85

ตารางผนวกที่ ข1 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	51.21	12.88	244.93	33.40	0.0004631	0.10
6	52.80	13.28	237.56	34.44	0.0005098	0.12
8	54.17	13.63	231.54	35.34	0.0005842	0.14
10	55.45	13.95	226.17	36.18	0.0007505	0.18
12	56.30	14.16	222.77	36.73	0.001004	0.23
14	56.76	14.28	220.95	37.03	0.001427	0.30
16	56.51	14.22	221.94	36.87	0.001684	0.36
18	55.74	14.02	225.01	36.36	0.002206	0.45
20	54.49	13.71	230.16	35.55	0.002854	0.56
22	53.09	13.35	236.25	34.63	0.004208	0.67
24	51.32	12.91	244.38	33.48	0.006051	0.79
26	49.32	12.41	254.29	32.17	0.009094	0.90
28	47.10	11.85	266.28	30.73	0.01065	1.00
30	44.29	11.14	283.20	28.89	0.0112	1.09

ตารางผนวกที่ ข2 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 ภายใต้อัตราส่วน
อากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์
1600 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	54.61	13.74	241.60	33.86	0.000403	0.69
6	56.38	14.18	234.00	34.96	0.0004539	0.71
8	57.94	14.57	227.70	35.93	0.0005347	0.73
10	59.44	14.95	221.90	36.86	0.0007134	0.75
12	60.52	15.22	218.00	37.53	0.001008	0.76
14	61.25	15.41	215.40	37.98	0.001504	0.77
16	61.17	15.39	215.70	37.94	0.001844	0.77
18	60.59	15.24	217.80	37.57	0.002445	0.76
20	59.49	14.96	221.80	36.89	0.003164	0.75
22	58.19	14.64	226.80	36.08	0.004506	0.73
24	56.44	14.20	233.80	35.00	0.00624	0.71
26	54.40	13.68	242.60	33.73	0.008865	0.68
28	52.13	13.11	253.10	32.33	0.01029	0.66
30	49.24	12.39	267.90	30.54	0.01084	0.62

ตารางผนวกที่ ข3 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E0 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	54.13	13.62	240.10	34.08	0.0004084	0.05
6	55.94	14.07	232.30	35.22	0.0004682	0.06
8	57.55	14.48	225.80	36.23	0.0005623	0.07
10	59.15	14.88	219.70	37.24	0.0007674	0.09
12	60.33	15.18	215.40	37.98	0.001115	0.11
14	61.23	15.40	212.30	38.55	0.0017	0.15
16	61.29	15.42	212.00	38.59	0.00212	0.18
18	60.89	15.32	213.40	38.33	0.002815	0.23
20	59.97	15.09	216.70	37.75	0.003618	0.29
22	58.82	14.80	220.90	37.03	0.004998	0.34
24	57.19	14.39	227.20	36.01	0.006693	0.41
26	55.23	13.89	235.30	34.77	0.009069	0.46
28	53.07	13.35	244.90	33.41	0.01042	0.52
30	50.28	12.65	258.50	31.66	0.01096	0.56

ตารางผนวกที่ ข4 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1200 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	48.13	12.11	269.92	31.29	0.00009738	0.09
6	49.83	12.53	260.69	32.40	0.00010670	0.10
8	51.35	12.92	252.96	33.39	0.00012320	0.12
10	52.87	13.30	245.72	34.38	0.00016500	0.14
12	53.98	13.58	240.64	35.10	0.00028670	0.18
14	55.08	13.86	235.83	35.82	0.00050830	0.24
16	55.07	13.85	235.86	35.81	0.00073320	0.29
18	54.52	13.71	238.26	35.45	0.00132500	0.37
20	53.39	13.43	243.30	34.72	0.00215800	0.46
22	52.38	13.18	247.98	34.06	0.00319800	0.56
24	50.51	12.71	257.17	32.85	0.00482300	0.66
26	48.40	12.18	268.36	31.47	0.00715500	0.77
28	46.66	11.74	278.38	30.34	0.00877600	0.88
30	43.84	11.03	296.29	28.51	0.00910900	0.96

ตารางผนวกที่ ข5 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 1600 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	51.26	12.89	266.57	31.69	0.00007908	0.05
6	53.14	13.37	257.16	32.85	0.00008811	0.06
8	54.83	13.79	249.21	33.89	0.00010380	0.07
10	56.56	14.23	241.59	34.96	0.00014250	0.08
12	57.89	14.56	236.03	35.79	0.00025790	0.10
14	59.28	14.91	230.53	36.64	0.00047380	0.14
16	59.44	14.95	229.89	36.74	0.00070190	0.17
18	59.07	14.86	231.32	36.52	0.00133200	0.22
20	58.10	14.62	235.19	35.91	0.00226300	0.27
22	57.25	14.40	238.68	35.39	0.00332400	0.33
24	55.42	13.94	246.55	34.26	0.00490800	0.40
26	53.28	13.40	256.46	32.94	0.00690700	0.46
28	51.54	12.96	265.13	31.86	0.00842400	0.52
30	48.63	12.23	280.99	30.06	0.00873800	0.57

ตารางผนวกที่ ข6 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E10 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	50.76	12.77	265.15	31.86	0.0000780	0.04
6	52.66	13.25	255.58	33.05	0.0000883	0.05
8	54.40	13.68	247.43	34.14	0.0001058	0.06
10	56.19	14.14	239.53	35.26	0.0001482	0.07
12	57.62	14.49	233.62	36.16	0.0002747	0.09
14	59.13	14.88	227.61	37.11	0.0005141	0.12
16	59.42	14.95	226.51	37.29	0.0007701	0.15
18	59.22	14.90	227.28	37.16	0.0014800	0.19
20	58.43	14.70	230.38	36.66	0.0025330	0.23
22	57.75	14.53	233.07	36.24	0.0036480	0.29
24	56.06	14.1	240.09	35.18	0.0052530	0.34
26	54.01	13.59	249.19	33.90	0.0070580	0.40
28	52.37	13.17	257.01	32.86	0.0085360	0.45
30	49.55	12.47	271.62	31.10	0.0088240	0.49

ตารางผนวกที่ ข7 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 ภายใต้อัตราส่วน
อากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์
1200 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	38.24	9.62	485.23	24.68	0.0000000326	0.04
6	39.90	10.04	465.12	25.75	0.0000000346	0.04
8	41.44	10.42	447.84	26.74	0.0000000388	0.05
10	43.08	10.84	430.78	27.80	0.0000000499	0.06
12	44.43	11.18	417.71	28.67	0.0000001492	0.07
14	46.53	11.70	398.87	30.03	0.0000002734	0.09
16	46.85	11.79	396.08	30.24	0.0000003883	0.11
18	46.67	11.74	397.64	30.12	0.0000014070	0.14
20	45.87	11.54	404.54	29.61	0.0000056990	0.18
22	46.00	11.57	403.43	29.69	0.0000112200	0.22
24	44.27	11.14	419.16	28.58	0.0000577500	0.27
26	42.25	10.63	439.26	27.27	0.0001265000	0.32
28	41.78	10.51	444.14	26.97	0.0003955000	0.38
30	39.18	9.86	473.63	25.29	0.0002780000	0.41

ตารางผนวกที่ ข8 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 ภายใต้อัตราส่วน
อากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์
1600 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	40.65	10.22	480.26	24.94	0.0000000231	0.02
6	42.44	10.68	459.98	26.04	0.0000000247	0.02
8	44.12	11.10	442.48	27.07	0.0000000280	0.03
10	45.93	11.55	425.03	28.18	0.0000000364	0.03
12	47.45	11.94	411.42	29.11	0.0000001123	0.04
14	49.82	12.53	391.87	30.57	0.0000002097	0.05
16	50.28	12.65	388.26	30.85	0.0000003014	0.06
18	50.24	12.64	388.55	30.83	0.0000011200	0.08
20	49.57	12.47	393.82	30.41	0.0000046000	0.10
22	49.91	12.55	391.14	30.62	0.0000086980	0.13
24	48.23	12.13	404.72	29.59	0.0000426100	0.16
26	46.17	11.61	422.78	28.33	0.0000808100	0.19
28	45.80	11.52	426.21	28.10	0.0002581000	0.22
30	43.08	10.84	453.11	26.43	0.0001787000	0.25

ตารางผนวกที่ ข9 ผลการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง E85 ภายใต้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (λ) 0.9 อัตราส่วนอัด 10 ที่การทำงานของเครื่องยนต์ 2000 รอบต่อนาที

Spark Timing (deg BTC)	Indicated Torque (N-m)	IMEP (bar)	ISFC (g/kW-hr)	Thermal Efficiency (%)	NO _x	Knock (Knock Limit = 1)
4	40.17	10.11	478.66	25.02	0.0000000220	0.02
6	41.97	10.56	458.20	26.14	0.0000000239	0.02
8	43.65	10.98	440.47	27.19	0.0000000274	0.02
10	45.49	11.44	422.68	28.34	0.0000000363	0.03
12	47.05	11.84	408.64	29.31	0.0000001139	0.03
14	49.49	12.45	388.50	30.83	0.0000002165	0.04
16	50.03	12.59	384.33	31.16	0.0000003151	0.05
18	50.1	12.6	383.76	31.21	0.0000011830	0.07
20	49.56	12.47	387.96	30.87	0.0000048530	0.09
22	50.05	12.59	384.18	31.18	0.0000089000	0.11
24	48.51	12.20	396.38	30.22	0.0000413200	0.14
26	46.54	11.71	413.17	28.99	0.0000700700	0.16
28	46.26	11.64	415.64	28.82	0.0002212000	0.19
30	43.61	10.97	440.97	27.16	0.0001524000	0.21



ภาคผนวก ค

โต้ตอบจำลองเครื่องขนัตจาก โปรแกรม EES

โค้ดแบบจำลองเครื่องยนต์จากโปรแกรม EES

\$Warnings Off

"i*fuel1 + j*fuel2 + (6.5*i + 3*j)*(O2 + 3.76N2) = (4*i + 2*j)*CO2 + (5*i + 3*j)*H2O + 3.76*(6.5*i + 3*j)*N2 -----> Complete Combustion"

"!Added Air-Fuel Ratio "

FUNCTION AFR(j)

if (j=0) then AFR = 14.5

if (j=0.10) then AFR = 14.0

if (j=0.85) then AFR = 9.8

END

"!Added mass fraction of thottle valve"

FUNCTION Flow_critical(P_T,P_0)

if (P_T/P_0 < 0.528) then Flow_critical =0.528

if (P_T/P_0 >= 0.528) and (P_T/P_0 < 1) then Flow_critical = P_T/P_0

END

"!Added for correct x calculation"

FUNCTION x(b,theta,theta_start,DELTAtheta,m)

if (theta<=theta_start) then x=0 "before combustion process"

if (theta>theta_start) and (theta<theta_start+DELTAtheta) then x = 1 - exp(-b*((theta - theta_start)/DELTAtheta)^(m+1)) "wiebe function from Eq.9.28 of Heywood"

if (theta>=theta_start+DELTAtheta) then x=1 "after combustion process"

END

"!Added for correct dx\dtheta calculation"

FUNCTION dx\dtheta(b,theta,theta_start,DELTAtheta,m)

if (theta<=theta_start) then dx\dtheta=0 "diff constant value"

if (theta>theta_start) and (theta<theta_start+DELTAtheta) then dx\dtheta =b*(m+1)/DELTAtheta*((theta - theta_start)/DELTAtheta)^m*exp(-b*((theta - theta_start)/DELTAtheta)^(m+1)) "diff wiebe function"

if (theta>=theta_start+DELTAtheta) then dx\dtheta=0 "diff constant value"

END

"! actually, we do not need this function any more, [Q=dQ\dtheta - Q_dot_ht] is enough "

Function Q(theta,theta_start,theta_end,dQ\dtheta,Q_dot_ht)

Q_nc:=0

Q:=dQ\dtheta - Q_dot_ht "Eq.9.27 of Heywood"

if (theta<=theta_start) then Q:=Q_nc -Q_dot_ht "Before combustion process"

if (theta>=theta_end) then Q:=Q_nc -Q_dot_ht "After combustion process"

End Q

Function C2(theta)

if (theta<=0) then C2:=0

if (theta>=0) then C2:=0.00324

End C2

```

procedure
CHEM_EQU(theta_Ignition,theta,theta_start,theta_end,P,T,AO,CO,HO,NO:x_H2_CE,x_O2_CE,x_H2
O_CE,x_CO_CE,x_CO2_CE,x_OH_CE,x_H_CE,x_O_CE,x_N2_CE,x_N_CE,x_NO_CE,x_NO2_CE,
x_CH4_CE,x_A_CE, coef)
"This procedure uses the JANAF external procedure to return the enthalpy and Gibbs energy of species
S$ at T."
  if ((theta<theta_start*1.05) {and (T>900)) and (P>1000)}) THEN
    coef:=0
    T := 1000
    P := 1000
    CALL
CHEM_EQUIL(P,T,AO,CO,HO,NO:x_H2_CE,x_O2_CE,x_H2O_CE,x_CO_CE,x_CO2_CE,x_OH_C
E,x_H_CE,x_O_CE,x_N2_CE,x_N_CE,x_NO_CE,x_NO2_CE,x_CH4_CE,x_A_CE)
  endif
  if (theta>theta_start*1.05) and (theta<theta_end*0.95) then
    if (T<1000) then
      coef:=1
      T := 1000
      P := 1000
      CALL
CHEM_EQUIL(P,T,AO,CO,HO,NO:x_H2_CE,x_O2_CE,x_H2O_CE,x_CO_CE,x_CO2_CE,x_OH_C
E,x_H_CE,x_O_CE,x_N2_CE,x_N_CE,x_NO_CE,x_NO2_CE,x_CH4_CE,x_A_CE)
    else
      coef:=1
      T := T
      P := P
      CALL
CHEM_EQUIL(P,T,AO,CO,HO,NO:x_H2_CE,x_O2_CE,x_H2O_CE,x_CO_CE,x_CO2_CE,x_OH_C
E,x_H_CE,x_O_CE,x_N2_CE,x_N_CE,x_NO_CE,x_NO2_CE,x_CH4_CE,x_A_CE)
    endif
  endif
  if (theta>theta_end*0.95) then
    coef:=0
    T := 1000
    P := 1000
    CALL
CHEM_EQUIL(P,T,AO,CO,HO,NO:x_H2_CE,x_O2_CE,x_H2O_CE,x_CO_CE,x_CO2_CE,x_OH_C
E,x_H_CE,x_O_CE,x_N2_CE,x_N_CE,x_NO_CE,x_NO2_CE,x_CH4_CE,x_A_CE)
  endif
end CHEM_EQU

procedure JANAF_TABLE(S$,T:CP)
  if (T<300) then
    T:=300
    CALL JANAF(S$,T:CP,H,S)
  else
    CALL JANAF(S$,T:CP,H,S)
  endif
end JANAF_TABLE

$if PARAMETRICTABLE = 'E004'

```

```

    theta_Ignition = -4
    theta_Duration = 57
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E004'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E006'
    theta_Ignition = -6
    theta_Duration = 55
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E006'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E008'
    theta_Ignition = -8
    theta_Duration = 53
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E008'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0010'
    theta_Ignition = -10
    theta_Duration = 50
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0010'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0012'
    theta_Ignition = -12
    theta_Duration = 47
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0012'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0014'
    theta_Ignition = -14
    theta_Duration = 43
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0014'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0016'
    theta_Ignition = -16
    theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0016'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0018'
    theta_Ignition = -18
    theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0018'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0020'
    theta_Ignition = -20
    theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0020'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0022'
    theta_Ignition = -22
    theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0022'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0024'
    theta_Ignition = -24
    theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0024'
$if PARAMETRICKTABLE = 'E0026'
    theta_Ignition = -26
    theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
$endif PARAMETRICKTABLE = 'E0026'

$if PARAMETRICKTABLE = 'E0028'
    theta_Ignition = -28

```

```

theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
$endif PARAMETRICTABLE = 'E0028'
$if PARAMETRICTABLE = 'E0030'
  theta_Ignition = -30
  theta_Duration = 63.3048 [deg] - 1.38571*(-theta_Ignition)
  $dolast
  "Values"
  n_R = 2 [rev]
  ASparkTiming[5..9,1] = [4,6,8,10,12,14,16,18,20,22,24,26,28,30]

  BT_max[1,2] = maxparametric('E004','T',1,240)
  CT_final[1,3] = tablevalue('E004',240,'T')
  DP_bar[1,4] = maxparametric('E004','P_bar',1,240)
  EKnock[1,5] = tablevalue('E004',240,'Knock')
  FWork[1,6] = tablevalue('E004',240,'Work')
  GPower[1,7] = FWork[1,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
  HTorque[1,8] = GPower[1,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
  IIMEP[1,9]*convert(bar,kPa) = GPower[1,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
  JISFC[1,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[1,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
  KETA_T[1,11] = 100*FWork[1,6]/(m_fuel*LHV_blended)
  Lx_NO_act[1,12] = tablevalue('E004',240,'x_NO_act')
  "
  Mx_CO_act[1,13] = tablevalue('E004',240,'x_CO_act')"

  BT_max[2,2] = maxparametric('E006','T',1,240)
  CT_final[2,3] = tablevalue('E006',240,'T')
  DP_bar[2,4] = maxparametric('E006','P_bar',1,240)
  EKnock[2,5] = tablevalue('E006',240,'Knock')
  FWork[2,6] = tablevalue('E006',240,'Work')
  GPower[2,7] = FWork[2,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
  HTorque[2,8] = GPower[2,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
  IIMEP[2,9]*convert(bar,kPa) = GPower[2,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
  JISFC[2,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[2,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
  KETA_T[2,11] = 100*FWork[2,6]/(m_fuel*LHV_blended)
  Lx_NO_act[2,12] = tablevalue('E006',240,'x_NO_act')
  "
  Mx_CO_act[2,13] = tablevalue('E006',240,'x_CO_act')"

  BT_max[3,2] = maxparametric('E008','T',1,240)
  CT_final[3,3] = tablevalue('E008',240,'T')
  DP_bar[3,4] = maxparametric('E008','P_bar',1,240)
  EKnock[3,5] = tablevalue('E008',240,'Knock')
  FWork[3,6] = tablevalue('E008',240,'Work')
  GPower[3,7] = FWork[3,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
  HTorque[3,8] = GPower[3,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
  IIMEP[3,9]*convert(bar,kPa) = GPower[3,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
  JISFC[3,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[3,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
  KETA_T[3,11] = 100*FWork[3,6]/(m_fuel*LHV_blended)
  Lx_NO_act[3,12] = tablevalue('E008',240,'x_NO_act')
  "
  Mx_CO_act[3,13] = tablevalue('E008',240,'x_CO_act')"

```

```

BT_max[4,2] = maxparametric('E0010','T',1,240)
CT_final[4,3] = tablevalue('E0010',240,'T')
DP_bar[4,4] = maxparametric('E0010','P_bar',1,240)
EKnock[4,5] = tablevalue('E0010',240,'Knock')
FWork[4,6] = tablevalue('E0010',240,'Work')
GPower[4,7] = FWork[4,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[4,8] = GPower[4,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[4,9]*convert(bar,kPa) = GPower[4,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[4,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[4,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[4,11] = 100*FWork[4,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[4,12] = tablevalue('E0010',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[4,13] = tablevalue('E0010',240,'x_CO_act')"

BT_max[5,2] = maxparametric('E0012','T',1,240)
CT_final[5,3] = tablevalue('E0012',240,'T')
DP_bar[5,4] = maxparametric('E0012','P_bar',1,240)
EKnock[5,5] = tablevalue('E0012',240,'Knock')
FWork[5,6] = tablevalue('E0012',240,'Work')
GPower[5,7] = FWork[5,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[5,8] = GPower[5,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[5,9]*convert(bar,kPa) = GPower[5,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[5,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[5,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[5,11] = 100*FWork[5,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[5,12] = tablevalue('E0012',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[5,13] = tablevalue('E0012',240,'x_CO_act')"

BT_max[6,2] = maxparametric('E0014','T',1,240)
CT_final[6,3] = tablevalue('E0014',240,'T')
DP_bar[6,4] = maxparametric('E0014','P_bar',1,240)
EKnock[6,5] = tablevalue('E0014',240,'Knock')
FWork[6,6] = tablevalue('E0014',240,'Work')
GPower[6,7] = FWork[6,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[6,8] = GPower[6,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[6,9]*convert(bar,kPa) = GPower[6,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[6,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[6,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[6,11] = 100*FWork[6,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[6,12] = tablevalue('E0014',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[6,13] = tablevalue('E0014',240,'x_CO_act')"

BT_max[7,2] = maxparametric('E0016','T',1,240)
CT_final[7,3] = tablevalue('E0016',240,'T')
DP_bar[7,4] = maxparametric('E0016','P_bar',1,240)
EKnock[7,5] = tablevalue('E0016',240,'Knock')
FWork[7,6] = tablevalue('E0016',240,'Work')
GPower[7,7] = FWork[7,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[7,8] = GPower[7,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[7,9]*convert(bar,kPa) = GPower[7,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[7,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[7,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))

```

```

KETA_T[7,11] = 100*FWork[7,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[7,12] = tablevalue('E0016',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[7,13] = tablevalue('E0016',240,'x_CO_act')"

BT_max[8,2] = maxparametric('E0018','T',1,240)
CT_final[8,3] = tablevalue('E0018',240,'T')
DP_bar[8,4] = maxparametric('E0018','P_bar',1,240)
EKnock[8,5] = tablevalue('E0018',240,'Knock')
FWork[8,6] = tablevalue('E0018',240,'Work')
GPower[8,7] = FWork[8,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[8,8] = GPower[8,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[8,9]*convert(bar,kPa) = GPower[8,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[8,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[8,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[8,11] = 100*FWork[8,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[8,12] = tablevalue('E0018',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[8,13] = tablevalue('E0018',240,'x_CO_act')"

BT_max[9,2] = maxparametric('E0020','T',1,240)
CT_final[9,3] = tablevalue('E0020',240,'T')
DP_bar[9,4] = maxparametric('E0020','P_bar',1,240)
EKnock[9,5] = tablevalue('E0020',240,'Knock')
FWork[9,6] = tablevalue('E0020',240,'Work')
GPower[9,7] = FWork[9,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[9,8] = GPower[9,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[9,9]*convert(bar,kPa) = GPower[9,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[9,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[9,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[9,11] = 100*FWork[9,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[9,12] = tablevalue('E0020',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[9,13] = tablevalue('E0020',240,'x_CO_act')"

BT_max[10,2] = maxparametric('E0022','T',1,240)
CT_final[10,3] = tablevalue('E0022',240,'T')
DP_bar[10,4] = maxparametric('E0022','P_bar',1,240)
EKnock[10,5] = tablevalue('E0022',240,'Knock')
FWork[10,6] = tablevalue('E0022',240,'Work')
GPower[10,7] = FWork[10,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[10,8] = GPower[10,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[10,9]*convert(bar,kPa) = GPower[10,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[10,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[10,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[10,11] = 100*FWork[10,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[10,12] = tablevalue('E0022',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[10,13] = tablevalue('E0022',240,'x_CO_act')"

BT_max[11,2] = maxparametric('E0024','T',1,240)
CT_final[11,3] = tablevalue('E0024',240,'T')
DP_bar[11,4] = maxparametric('E0024','P_bar',1,240)
EKnock[11,5] = tablevalue('E0024',240,'Knock')
FWork[11,6] = tablevalue('E0024',240,'Work')

```

```

GPower[11,7] = FWork[11,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[11,8] = GPower[11,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[11,9]*convert(bar,kPa) =GPower[11,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[11,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[11,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[11,11] = 100*FWork[11,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[11,12] = tablevalue('E0024',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[11,13] = tablevalue('E0024',240,'x_CO_act')"

BT_max[12,2] = maxparametric('E0026','T',1,240)
CT_final[12,3] = tablevalue('E0026',240,'T')
DP_bar[12,4] = maxparametric('E0026','P_bar',1,240)
EKnock[12,5] = tablevalue('E0026',240,'Knock')
FWork[12,6] = tablevalue('E0026',240,'Work')
GPower[12,7] = FWork[12,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[12,8] = GPower[12,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[12,9]*convert(bar,kPa) =GPower[12,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[12,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[12,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[12,11] = 100*FWork[12,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[12,12] = tablevalue('E0026',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[12,13] = tablevalue('E0026',240,'x_CO_act')"

BT_max[13,2] = maxparametric('E0028','T',1,240)
CT_final[13,3] = tablevalue('E0028',240,'T')
DP_bar[13,4] = maxparametric('E0028','P_bar',1,240)
EKnock[13,5] = tablevalue('E0028',240,'Knock')
FWork[13,6] = tablevalue('E0028',240,'Work')
GPower[13,7] = FWork[13,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[13,8] = GPower[13,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[13,9]*convert(bar,kPa) =GPower[13,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[13,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[13,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[13,11] = 100*FWork[13,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[13,12] = tablevalue('E0028',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[13,13] = tablevalue('E0028',240,'x_CO_act')"

BT_max[14,2] = maxparametric('E0030','T',1,240)
CT_final[14,3] = tablevalue('E0030',240,'T')
DP_bar[14,4] = maxparametric('E0030','P_bar',1,240)
EKnock[14,5] = tablevalue('E0030',240,'Knock')
FWork[14,6] = tablevalue('E0030',240,'Work')
GPower[14,7] = FWork[14,6]*N*convert(rev/min,rev/s)/n_R
HTorque[14,8] = GPower[14,7]*convert(kW,W)/(2*pi*N*convert(rev/min,rev/s))
IIMEP[14,9]*convert(bar,kPa) =GPower[14,7]*n_R/(V_d*N*convert(rev/min,rev/s))
JISFC[14,10]*convert(g/kW-hr,g/kW-s) = (m_fuel*LHV_blended)
/(FWork[14,6]*LHV_blended*convert(kJ/kg,MJ/kg))
KETA_T[14,11] = 100*FWork[14,6]/(m_fuel*LHV_blended)
Lx_NO_act[14,12] = tablevalue('E0030',240,'x_NO_act')
"
Mx_CO_act[14,13] = tablevalue('E0030',240,'x_CO_act')"
$enddolast
$endif PARAMETRICTABLE = 'E0030'

```

```

"Engine Model"
{AFR(j) = 14.0                                "Air-Fuel Ratio" }
lambda = 0.75
PHI = 1/lambda                                "Equivalent Ratio"
EGR = 0.0                                     "Molar fraction of the residual gas"
r_c = 10.0                                    "Compression Ratio"
N = 2600 [rev/min]                            "Engine Speed"
R = l_cr/(2*a)                                "Ratio of Connecting Rod to Crank Radius for Small to
Midiam Engine are R = 3 - 4"
D = 86*convert(mm,m)                          "Bore"
L = 86*convert(mm,m)                          "Stroke"
L = 2*a                                        "Stroke"
V_d = pi*D^2*L/4                              "Volume Dispalcement"
r_c = (V_c+V_d)/V_c                           "Compression Ratio"
l_cr = 143.5*convert(mm,m)                    "Connecting Rod Length"
A_theta = 2*((pi*D^2)/4) + (pi*D*a)*(R + 1 - cos(theta) - (-sin(theta)^2 +
R^2)^(1/2))+V_c/(pi*D^2/4)*(pi*D)            "changed" "Total surface area in cylinder when crank
angle was adjusted"
omega = N*convert(rev/min,rad/s)
T_w = 450                                     "Wall Temperature"

"Spark Timing & Combustion Duration"
b = 5.00                                     "Adjustable Parameters of Wiebe Function"
m = 2.00                                     "Adjustable Parameters of Wiebe Function"
{theta_Ignition = -30                        "Spark Timing or Ignition"
theta_Duration = 34                         "Combustion Duration" }
CrankAngle = theta*convert(rad,deg)         "Crank Angles have to adjust in parametric table"
theta_start = theta_Ignition*convert(deg,rad)
DELTAtheta = theta_Duration*convert(deg,rad)
DELTAtheta = theta_end - theta_start

"Real Mass Flow Rate"
dd_th = d_th_1/d_th_2
P_T = INTERPOLATE(LOOKUP$, 'P_T', 'N', N = N)*convert(bar,kPa)
{Flow_Critical = P_T/P_0}
gamma_air = 1.4
P_0 = 101.325
T_0 = 300
{C_D = 0.0000024}
{C_D = INTERPOLATE('Flow Coefficients', 'C_D', 'psi', psi = psi_d)}
d_th_1 = 0.005
d_th_2 = 0.07
LOOKUP$ = CONCAT$("ThrottleAngle=", String$(psi_d))
psi_d = 85
psi = psi_d*convert(deg,rad)
psi_0 = 5*convert(deg,rad)                  "The throttle plate is usually completely closed at some nonzero
angle (5, 10 and 15)"

{A_th = ((1 - cos(psi)/cos(psi_0)) + 2/pi*(dd_th/cos(psi))*(cos(psi)^2- dd_th^2*cos(psi_0)^2)^(1/2) -
cos(psi)/cos(psi_0)*arcsin(dd_th*cos(psi_0)/cos(psi)))*convert(rad,deg)} - dd_th*(1-dd_th^2)^(1/2) +
arcsin(dd_th)*convert(rad,deg)})*(pi*d_th_2^2)/4}

```

```

{m_dot_th =
C_D*A_th*P_0/((R#/molarmass(air))*T_0)^(1/2)*(Flow_critical(P_T,P_0))^(1/gamma_air)*(2*gamma
a_air/(gamma_air-1))^(1/2)*(1-(Flow_critical(P_T,P_0))^(gamma_air-1)/gamma_air)^(1/2)}

"Initial condition at surrounding"
P_1 = 101.325
T_1 = 300
x_fuel = (m_fuel/MW_fuel)/(m_R/MW_mix_R)          "used to calculate x_fuel"

m_dot_th = INTERPOLATE(LOOKUP$, 'm_dot_air', 'N', N = N)

valve_IVCtoEVO = 240 [deg] *convert(deg,rad)
m_air = m_dot_th*convert(g/s,kg/s)/omega*(valve_IVCtoEVO)

m_fuel = m_air/(AFR(j)*lambda)          "Air Fuel Ratio"

m_R = m_fuel + m_air
{m_air = AFR(j)*m_fuel*lambda}

{m_R = P_T*((V_c+V_d)*(1-EGR))/((R#/MW_mix_R)*T_1)}! Changed due to EGR--just the mass of
fresh air and fuel"
m_EGR=P_T*((V_c+V_d)*EGR)/((R#/MW_mix_P)*T_1)          "!! Added"
m_tot=m_R+m_EGR          "!!Added"
{m_R_m = P_T*(V_c+V_d)/((R#/MW_mix_R)*T_1)}
m_R_m = m_R

"Ethanol blended fuel"
j = 0.00          "Percent ethanol by Volume"
i = 1.00 - j          "Percent fuel by Volume"
LHV_fuel1 = 44*10^3          "Lower Heating Value of
fuel1"
LHV_fuel2 = 26.952*10^3          "Lower Heating Value of
fuel2"
Density_fuel1 = Density(fuel1$,T=T,P=P)*MW_fuel1
Density_fuel2 = Density(fuel2$,T=T,P=P)*MW_fuel2
Density_fuel = i*Density_fuel1 + j*Density_fuel2
MW_fuel = (i*Density_fuel1*(MW_fuel1) + j*Density_fuel2*(MW_fuel2))/Density_fuel
LHV_blended = (i*Density_fuel1*LHV_fuel1 + j*Density_fuel2*LHV_fuel2)/Density_fuel

"Before Combustion Process"
"fuel1"
x1 = 4; y1 = 10; z1 = 0;
f1$ = CONCAT$( 'C', String$(x1) );
f2$ = CONCAT$( 'H', String$(y1) );
fuel1$ = CONCAT$(f1$,f2$)

"Ethanol ----- fuel2 >> C2H6O1"
x2 = 2; y2 = 6; z2 = 1
fuel2$ = 'C2H5OH'

"Reactant"
n_fuel1 = i

```

```

n_fuel2 = j
n_O2 = ((x1+y1/4-z1/2)*i + (x2+y2/4-z2/2)*j)/PHI
n_N2_R = ((x1+y1/4-z1/2)*i + (x2+y2/4-z2/2)*j)/PHI*3.76
N_total_R = n_fuel1 + n_fuel2 + n_O2 + n_N2_R
x_fuel1 = n_fuel1/N_total_R
x_fuel2 = n_fuel2/N_total_R
x_O2 = n_O2/N_total_R
x_N2_R = n_N2_R/N_total_R

```

"Molar Masses of Reactant"

```

MW_fuel1 = Molarmass(fuel1$)
MW_fuel2 = Molarmass(fuel2$)
MW_O2 = Molarmass(O2)
MW_N2_R = Molarmass(N2)
MW_mix_R = x_fuel1*(MW_fuel1) + x_fuel2*(MW_fuel2) + x_O2*(MW_O2) +
x_N2_R*(MW_N2_R)

```

"After occurred combustion process"

"Products of complete combustion"

```

x_H2 = x_H2_CE
x_O2_P = x_O2_CE
x_H2O = x_H2O_CE
x_CO = x_CO_CE
x_CO2 = x_CO2_CE
x_OH = x_OH_CE
x_H = x_H_CE
x_O = x_O_CE
x_N2_P = x_N2_CE
x_N = x_N_CE
x_NO = x_NO_CE
x_NO2 = x_NO2_CE
x_CH4 = x_CH4_CE

```

"Properties of Products: JANAF TABLE"

```

{ CALL JANAF('H2',T:CP_H2,H_H2,S_H2)
CALL JANAF('O2',T:CP_O2,H_O2,S_O2)
CALL JANAF('H2O',T:CP_H2O,H_H2O,S_H2O)
CALL JANAF('CO',T:CP_CO,H_CO,S_CO)
CALL JANAF('CO2',T:CP_CO2,H_CO2,S_CO2)
CALL JANAF('OH',T:CP_OH,H_OH,S_OH)
CALL JANAF('H',T:CP_H,H_H,S_H)
CALL JANAF('O',T:CP_O,H_O,S_O)
CALL JANAF('N2',T:CP_N2,H_N2,S_N2)
CALL JANAF('N',T:CP_N,H_N,S_N)
CALL JANAF('NO',T:CP_NO,H_NO,S_NO)
CALL JANAF('NO2',T:CP_NO2,H_NO2,S_NO2)
CALL JANAF('CH4',T:CP_CH4,H_CH4,S_CH4)}

```

```

CALL JANAF_TABLE('H2',T:CP_H2)
CALL JANAF_TABLE('O2',T:CP_O2)
CALL JANAF_TABLE('H2O',T:CP_H2O)
CALL JANAF_TABLE('CO',T:CP_CO)

```

```

CALL JANAF_TABLE('CO2',T:CP_CO2)
CALL JANAF_TABLE('OH',T:CP_OH)
CALL JANAF_TABLE('H',T:CP_H)
CALL JANAF_TABLE('O',T:CP_O)
CALL JANAF_TABLE('N2',T:CP_N2)
CALL JANAF_TABLE('N',T:CP_N)
CALL JANAF_TABLE('NO',T:CP_NO)
CALL JANAF_TABLE('NO2',T:CP_NO2)
CALL JANAF_TABLE('CH4',T:CP_CH4)

```

"Molar Masses of Product"

```

MW_H2 = Molarmass(H2)
MW_O2_P = Molarmass(O2)
MW_H2O = Molarmass(H2O)
MW_CO = Molarmass(CO)
MW_CO2 = Molarmass(CO2)
MW_OH = 17
MW_H = 1
MW_O = 16
MW_N2_P = Molarmass(N2)
MW_N = 14
MW_NO = Molarmass(NO)
MW_NO2 = Molarmass(NO2)
MW_CH4 = Molarmass(CH4)
MW_mix_P =
x_H2*(MW_H2)+x_O2_P*(MW_O2_P)+x_H2O*(MW_H2O)+x_CO*(MW_CO)+x_CO2*(MW_CO
2)+x_OH*(MW_OH)+x_H*(MW_H)+x_O*(MW_O)+x_N2_P*(MW_N2_P)+x_N*(MW_N)+x_NO*
(MW_NO) + x_NO2*(MW_NO2) + x_CH4*(MW_CH4)

```

"Volume as function of crank angle"

$$V/V_c = 1 + (r_c - 1)/2 * (R + 1 - \cos(\theta) - \sqrt{(R)^2 - \sin(\theta)^2}) \quad \text{"Eq.2.6 of$$

Heywood"

$$dV/d\theta = V_c * (r_c - 1)/2 * (\sin(\theta) + \sin(\theta) * \cos(\theta) * 1/\sqrt{(R)^2 - \sin(\theta)^2})$$

"Diff Eq.2.6 with $V_c = \text{constant}$ "

"The Fraction of Mass Burning Rate"

$$x = x(b, \theta, \theta_{\text{start}}, \Delta \theta, m)$$

$$dx/d\theta = dx/d\theta(b, \theta, \theta_{\text{start}}, \Delta \theta, m)$$

"Motored Condition"

$$dP_m/d\theta = (\gamma_m - 1)/V * (\{Q_{\text{dot}}\} - \gamma_m / (\gamma_m - 1) * P_m * dV/d\theta)$$

$$P_m = \text{integral}(dP_m/d\theta, \theta \{-, \pi, \pi\}) + P_T$$

"Specifics Heat of Motored Condition"

$$C_{p_fuel1_m} = C_p(\text{fuel1}, T = T_m)$$

$$C_{p_fuel2_m} = C_p(\text{fuel2}, T = T_m)$$

$$C_{p_O2_m} = C_p(O_2, T = T_m)$$

$$C_{p_N2_m} = C_p(N_2, T = T_m)$$

"Gamma Motored Condition Value"

$$C_{p_m} = (x_{fuel1} * Cp_{fuel1_m} + x_{fuel2} * Cp_{fuel2_m} + x_{O2} * Cp_{O2_m} + x_{N2_R} * Cp_{N2_m}) / MW_{mix_R}$$

$$\gamma_m = C_{p_m} / (C_{p_m} - R / MW_{mix_R})$$

$$P_m * V = m_{R_m} * (R / MW_{mix_R}) * T_m$$

"Real Condition"

$$dP/d\theta = (\gamma - 1) / V * ((Q_{dot_ch} - \gamma / (\gamma - 1) * P * dV/d\theta)) \quad \text{"Eq.9.27 of Heywood 1.4"}$$

$$P = \int (dP/d\theta, \theta \{-\pi, \pi\}) + P_T$$

$$P_{bar} = P * \text{convert}(\text{kPa}, \text{bar})$$

"Heat Release"

$$Q_{dot_ch} = Q(\theta, \theta_{start}, \theta_{end}, dQ/d\theta, Q_{dot_ht})$$

$$dQ/d\theta = m_{fuel} \{ R / (AFR(j) + 1) * \Phi \} * LHV_{blended} * dx/d\theta$$

$$Q_{conv_wall} = (h_c * A_{\theta} * (T - T_w)) * \text{convert}('W', 'kJ/s') \quad \text{"[kW]"}$$

$$Q_{dot_ht} = Q_{conv_wall} / \omega$$

$$Sp_{bar} = 2 * L * N * \text{convert}('rev/min', 'rev/s')$$

$$C1 = 2.28$$

$$C2 = C2(\theta)$$

$$w = C1 * Sp_{bar} + C2 * (V_d * T_1) / (P_1 * (V_c + V_d)) * (P - P_m)$$

$$h_c = \text{Const} * 3.26 * D^{(-0.2)} * (P * \text{convert}(\text{kPa}, \text{Pa}) / 1000)^{(0.8)} * T^{(-0.55)} * w^{0.8}$$

$$\text{"[W/m}^2\text{-K]"}$$

$$\text{Const} = 1$$

$$Q = \int (Q_{dot_ch}, \theta)$$

"Specifics Heat of Reductants"

$$Cp_{fuel1_R} = Cp(\text{fuel1}, T=T)$$

$$Cp_{fuel2_R} = Cp(\text{fuel2}, T=T)$$

$$Cp_{O2_R} = Cp(O2, T=T)$$

$$Cp_{N2_R} = Cp(N2, T=T)$$

"Specifics Heat of Products"

$$Cp_{H2_P} = CP_{H2}$$

$$Cp_{O2_P} = CP_{O2}$$

$$Cp_{H2O_P} = CP_{H2O}$$

$$Cp_{CO_P} = CP_{CO}$$

$$Cp_{CO2_P} = CP_{CO2}$$

$$Cp_{OH_P} = CP_{OH}$$

$$Cp_{H_P} = CP_H$$

$$Cp_{O_P} = CP_O$$

$$Cp_{N2_P} = CP_{N2}$$

$$Cp_{N_P} = CP_N$$

$$Cp_{NO_P} = CP_{NO}$$

$$Cp_{NO2_P} = CP_{NO2}$$

$$Cp_{CH4_P} = CP_{CH4}$$

"Gamma Real Combustion Condition Value"

$$C_{p_R} = (x_{fuel1} * Cp_{fuel1_R} + x_{fuel2} * Cp_{fuel2_R} + x_{O2} * Cp_{O2_R} + x_{N2_R} * Cp_{N2_R}) / MW_{mix_R}$$

$$C_{p_P} = ($$

$$x_{H2} * Cp_{H2_P} + x_{O2} * Cp_{O2_P} + x_{H2O} * Cp_{H2O_P} + x_{CO} * Cp_{CO_P} + x_{CO2} * Cp_{CO2_P} + x_{$$

$OH * C_{p_OH_P} + x_H * C_{p_H_P} + x_O * C_{p_O_P} + x_{N2_P} * C_{p_N2_P} + x_N * C_{p_N_P} + x_{NO} * C_{p_NO_P} + x_{NO2} * C_{p_NO2_P} + x_{CH4} * C_{p_CH4_P} / MW_{mix_P}$
 $C_{p_tot} = (1 - EGR) * ((1 - x) * C_{p_R} + x * C_{p_P}) + EGR * C_{p_P}$
 $MW = (1 - EGR) * ((1 - x) * MW_{mix_R} + x * MW_{mix_P}) + EGR * MW_{mix_P}$
 $gamma = C_{p_tot} / (C_{p_tot} - R\#/MW)$

"Gas Law for real condition"

$P * V = m_{tot} * (R\#/MW) * T$
"! Changed due to EGR--used to calculate T"

"Indicated Work"

$dW/dtheta = P * dV/dtheta$
 $Work = Work_{init} + \text{integral}(dW/dtheta, theta)$
 $Work_{init} = \{P_1 * (V_c + V_d)\} \text{ 0 [kJ]}$

"Knock Prediction"

$P_{ref} = 1 \text{ [atm]}$

$T_{ref} = 1$

$ON_{fuel1} = 87$

"Octane Number of Gasoline"

$ON_{fuel2} = 100$

"Octane Number of Ethanol"

$ON = (i * ON_{fuel1} * Density_{fuel1} + j * ON_{fuel2} * Density_{fuel2}) / Density_{fuel}$

"Blended Octane Number"

$tau = 17.68 * (ON/100)^{3.402} * ((P * \text{convert}('kPa', 'atm')) / P_{ref})^{-1.7} * \exp(3800 * T_{ref} / T_m)$

$Knock = \text{integral}(1000 / tau / omega, theta)$

"CHEM_EQUIL Function"

CALL

$CHEM_EQU(theta_Ignition, theta, theta_start, theta_end, P, T, AO, CO, HO, NO: x_{H2_CE}, x_{O2_CE}, x_{H2O_CE}, x_{CO_CE}, x_{CO2_CE}, x_{OH_CE}, x_{H_CE}, x_{O_CE}, x_{N2_CE}, x_{N_CE}, x_{NO_CE}, x_{NO2_CE}, x_{CH4_CE}, x_A_CE, coef)$

{CALL

$CHEM_EQUIL(P, T, AO, CO, HO, NO: x_{H2}, x_{O2}, x_{H2O}, x_{CO}, x_{CO2}, x_{OH}, x_H, x_O, x_{N2}, x_N, x_{NO}, x_{NO2}, x_{CH4}, x_A)$

$AO = 0$

$CO = (x_1 * i + x_2 * j) / (2 * (x_1 + y_1 / 4 - z_1 / 2) / PHI * i + ((z_2 + 2 * (x_2 + y_2 / 4 - z_2 / 2) / PHI) * j))$

$HO = (y_1 * i + y_2 * j) / (2 * (x_1 + y_1 / 4 - z_1 / 2) / PHI * i + ((z_2 + 2 * (x_2 + y_2 / 4 - z_2 / 2) / PHI) * j))$

$NO = (((x_1 + y_1 / 4 - z_1 / 2) * i + (x_2 + y_2 / 4 - z_2 / 2) * j) / PHI) * 3.76 * 2 / (2 * (x_1 + y_1 / 4 - z_1 / 2) / PHI * i + ((z_2 + 2 * (x_2 + y_2 / 4 - z_2 / 2) / PHI) * j))$

$n_{prod} = (P * V) / (R\# * T)$

"Convert Mole Fraction to Concentrations"

$Con_{fuel} = x_{fuel} * (n_{prod} / V)$

$Con_{O2_R} = x_{O2} * (n_{prod} / V)$

$Con_{H2} = x_{H2_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_{O2} = x_{O2_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_{H2O} = x_{H2O_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_{CO} = x_{CO_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_{CO2} = x_{CO2_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_{OH} = x_{OH_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_H = x_{H_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_O = x_{O_CE} * (n_{prod} / V)$

$Con_{N2} = x_{N2_CE} * (n_{prod} / V)$

$\text{Con}_N = x_{N_CE} * (n_{\text{prod}}/V)$
 $\text{Con}_{NO_eq} = x_{NO_CE} * (n_{\text{prod}}/V)$
 $\text{Con}_{NO2} = x_{NO2_CE} * (n_{\text{prod}}/V)$

"NOx Model"

"Chain Reactions of Zeldovich Mechanism:

$O + N_2 \rightleftharpoons NO + N$
 $N + O_2 \rightleftharpoons NO + O$
 $N + OH \rightleftharpoons NO + H$

"Rate Coefficients for Zeldovich Mechanism"

$aa = 1.8 * 10^{11}$
 $bb = 3.8 * 10^{10}$
 $cc = 1.8 * 10^7$
 $dd = 3.8 * 10^6$
 $ee = 7.1 * 10^{10}$
 $ff = 1.7 * 10^{11}$
 $k1_f = aa * \exp(-38370 * T_{\text{ref}}/T)$
 $k1_b = bb * \exp(-425 * T_{\text{ref}}/T)$
 $k2_f = cc * (T/T_{\text{ref}}) * \exp(-4680 * T_{\text{ref}}/T)$
 $k2_b = dd * (T/T_{\text{ref}}) * \exp(-20820 * T_{\text{ref}}/T)$
 $k3_f = ee * \exp(-450 * T_{\text{ref}}/T)$
 $k3_b = ff * \exp(-24560 * T_{\text{ref}}/T)$

"Assuming N at Steady-State"

$\text{Con}_{N_ss} = (k1_f * \text{Con}_{N2} * \text{Con}_O + k2_b * \text{Con}_{NO_act} * \text{Con}_O + k3_b * \text{Con}_{NO_act} * \text{Con}_H) / (k1_b * \text{Con}_{NO_act} + k2_f * \text{Con}_{O2} + k3_f * \text{Con}_{OH})$

"Change in Con_{NO} with time"

$dNO/dt = \text{coef} * (k1_f * \text{Con}_{N2} * \text{Con}_O - k1_b * \text{Con}_{NO_act} * \text{Con}_{N_ss} + k2_f * \text{Con}_{N_ss} * \text{Con}_{O2} - k2_b * \text{Con}_{NO_act} * \text{Con}_O + k3_f * \text{Con}_{N_ss} * \text{Con}_{OH} - k3_b * \text{Con}_{NO_act} * \text{Con}_H)$

"Integrate dNO/dt with respect to time"

$n_{NO_act} = (1/\omega) * \text{integral}(dNO/dt * V, \theta)$
 $\text{Con}_{NO_act} = n_{NO_act}/V$

"Mole fraction of NO"

$x_{NO_eq} = x_{NO_CE}$
 $x_{NO_act} = n_{NO_act}/n_{\text{prod}}$

ประวัติการศึกษา และการทำงาน

ชื่อ –นามสกุล	กรภพ กวินพลอาสา
วัน เดือน ปี ที่เกิด	10 มิถุนายน พ.ศ.2528
สถานที่เกิด	จังหวัดลำปาง
ประวัติการศึกษา	วศ.บ. (วิศวกรรมศาสตร์) มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
ประวัติการทำงาน	-

