บทที่ 3

กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้

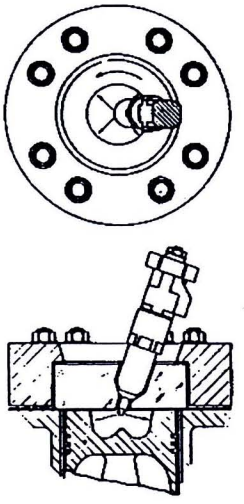
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition, CI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่านออริฟิซ (Orifice) ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง เชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิงหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 องศาเพลาข้อเหวี่ยงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงด้วยการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-Ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี Ignition Delay สั้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไป จนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ โดยกระบวนการแตกตัวเป็นละอองฝอยและระเหยของเชื้อเพลิงเหลว, การผสมกับอากาศ และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งหมดจะเกิดอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้การผสมระหว่างอากาศที่ยังคงเหลืออยู่ในห้องเผาไหม้กับแก๊สที่กำลังเผาไหม้และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว จะเกิดอย่างต่อเนื่องตลอดระยะเวลาการเผาไหม้ในจังหวะขยายตัว (Expansion Stroke)

ระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบ่งเป็น 2 แบบตามลักษณะของห้องเผาไหม้ดังนี้

3.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 3-1

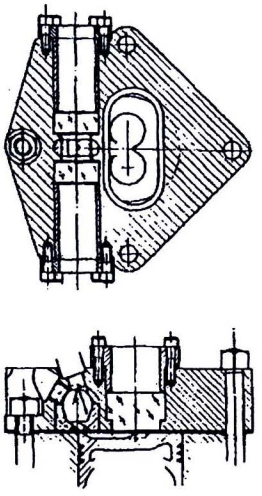


รูปที่ 3-1 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [6]

3.1.2 **ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม** (Indirect Injection or IDI Systems)

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

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



รูปที่ 3-2 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI [6]

3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

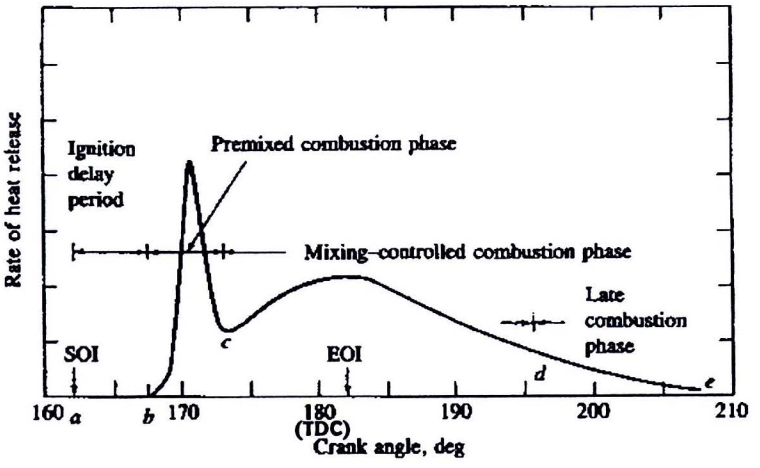
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 3-3 ดังนี้

Ignition Delay (ab) เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย Ignition Delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [11]

Premixed Phase (bc) เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง Flammability Limit ซึ่งผสมกันในระหว่างช่วง Ignition Delay จะเกิดการเผาไหม้ขึ้นเกือบพร้อมๆกันอย่างรวดเร็วในช่วง 2-3 องศาเพลาข้อเหวี่ยง เป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง

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

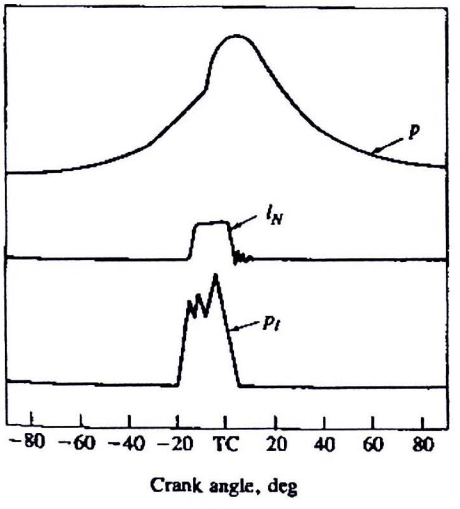
Late Combustion Phase (de) เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



รูปที่ 3-3 ผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [6]

3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

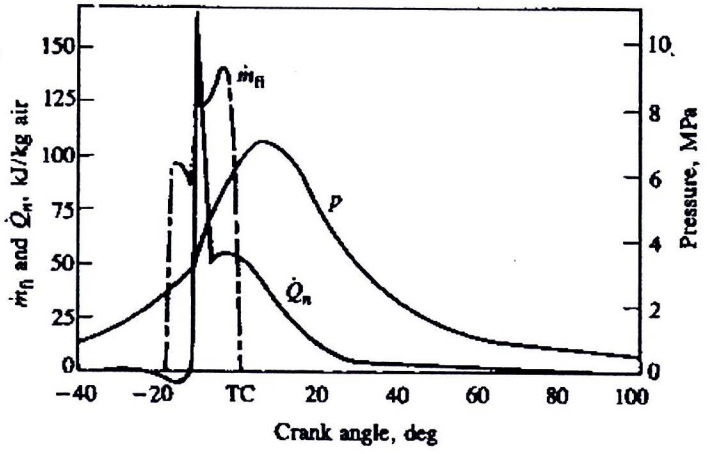
3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI



รูปที่ 3-4 ข้อมูลของความดันในกระบอกสูบ(P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, l_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P_l) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [6]

รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูป พบว่ามีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนความชันของกราฟ P-θ) เท่ากับ 9 องศาเพลาข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดัน

จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาเพลาข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆ และมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC



รูปที่ 3-5 ค่าความดันในกระบอกสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ($\dot{m}_{fi}$) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ ($\dot{Q}_n$) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa [6]

รูปที่ 3-5 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและข้อมูลความดันกระบอกสูบตามกราฟในรูปที่ 3-4 โดยกราฟอัตราการปล่อยความร้อนแสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด ซึ่งเห็นได้ว่ามีการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในระหว่างช่วง Ignition Delay (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการถ่ายเทความร้อนสู่เชื้อเพลิงเพื่อทำให้เชื้อเพลิงระเหยและมีอุณหภูมิสูงขึ้น)

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาเพลาข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อยๆ ลดลง (แต่ในช่วงเริ่มต้นอาจเพิ่มขึ้นไปเป็นค่าสูงสุดค่าที่สองได้ แต่จะต่ำกว่าค่าสูงสุดครั้งแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปล่อยความร้อนหลัก ระยะที่สามเป็นช่วงท้ายของการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนจะน้อยกว่าช่วงการปล่อยความร้อนหลักและเกิดขึ้นตลอดจังหวะขยายตัว ดังนั้นจากการเปรียบเทียบกับกราฟอัตราการปล่อยความร้อน ในรูปที่ 3-5 สามารถสรุปได้ว่า ระยะแรกการเผาไหม้อยู่ในช่วง Premixed Phase ระยะที่สองอยู่ในช่วง Mixing-Controlled Combustion Phase และระยะที่สามอยู่ในช่วง Late Combustion Phase

3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI

ในเครื่องยนต์ IDI ลักษณะของผังอัตราการปล่อยความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์ DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น Initial Spike (ช่วง Premixed Combustion Phase) เนื่องจากการที่เครื่องยนต์ IDI มีห้องเผาไหม้ขนาดเล็กกว่า ร่วมกับการที่อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปรย์เชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง Ignition Delay สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่า ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

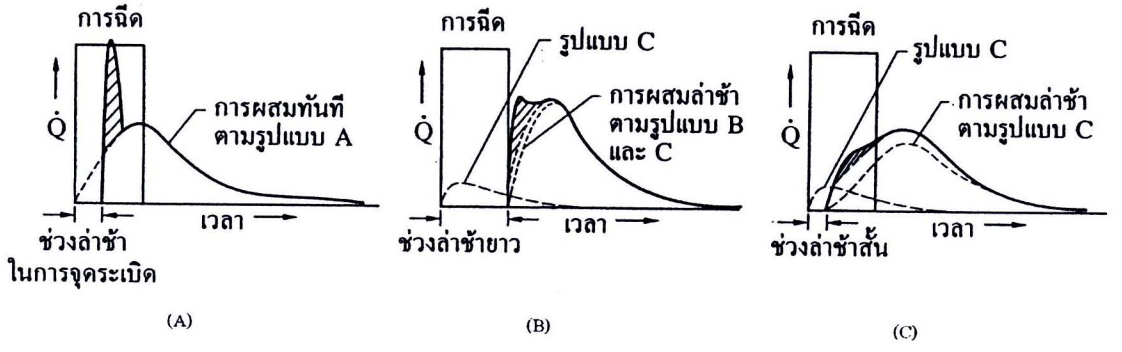
โดย Lyn [12] นำเสนอรูปแบบของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ โดยแสดงดังรูปที่ 3-6 ดังนี้

รูปแบบ A. การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนตัมที่มากพอสมควร การผสมจะเกิดทันทีที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกกระทบโดยการเผาไหม้น้อย

รูปแบบ B. เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง Ignition Delay เกิดน้อยเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูงและถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง Ignition Delay ที่ยาว

รูปแบบ C. เชื้อเพลิงถูกกระจายออกไปใกล้กับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง Ignition Delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ Aหลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับรูปแบบ B

โดยเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูจะมีรูปแบบตามรูปแบบ A ส่วนเครื่องยนต์ DI แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้จะมีรูปแบบตามรูปแบบ B และ C โดยการผสมที่ล่าช้าป้องกันไม่ให้อัตราการปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงเกินไป ขณะที่เครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber จะมี Ignition Delay สั้น โดยมีรูปแบบการผสม 3 ในช่วง Ignition Delay ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้น



รูปที่ 3-6 ผังอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [6]

รูปแบบ (A) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูติดไว้ตรงกลาง

รูปแบบ (B) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่เชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าที่ผนัง

รูปแบบ (C) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงไว้ในรูปที่ 3-6 ตลอดช่วงของภาระ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาได้ 3 ประการ คือ

1. ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก

2. อัตราการเผาไหม้สัมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้จะคงตัว

3. ขนาดของค่าสูงสุดของอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับช่วง Ignition Delay ในการจุดระเบิด ซึ่งจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่วง Ignition Delay ยาวขึ้น

3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 3-7 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ (Quasi Static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [6]

$$\frac{dQ}{dt} - p\frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \qquad (3\text{-}1)$$

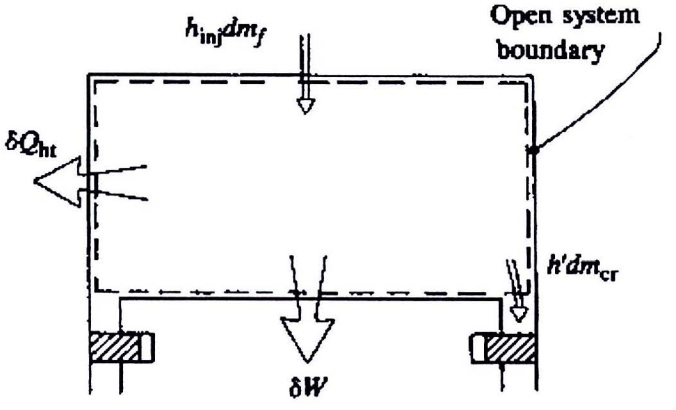
โดยที่ $\frac{dQ}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ

$p\frac{dV}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทงานโดยระบบ เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขต ของระบบ

$\dot{m}_i$ คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i

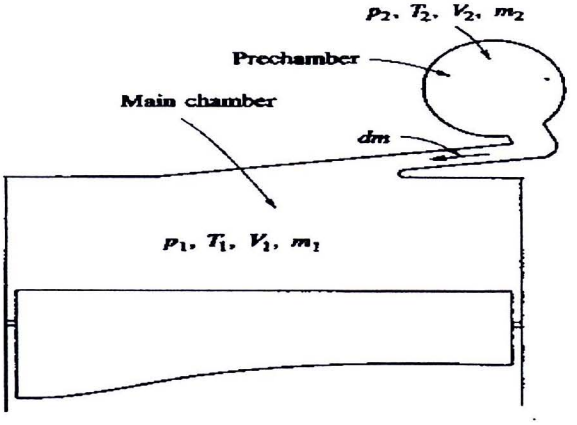
h_i คือ Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ

U คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 3-7 ขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [6]

ในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ระหว่างการเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการเผาไหม้จะเริ่มต้นในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ทำให้ความดันสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งความดันที่ต่างกันนี้จะทำให้เกิดการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้ และแก๊สที่เผาไหม้แล้วเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก จึงทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้หลักด้วย



รูปที่ 3-8 ตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [6]

รูปที่ 3-8 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ Throat ซึ่งเชื่อมต่อเป็นระบบเปิด 2 ระบบ เมื่อใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ สมการ (3-1) กับห้องเผาไหม้หลักจะได้

$$\frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt} \qquad (3\text{-}2)$$

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

$$\frac{dQ_2}{dt} + h_f \frac{dm_f}{dt} - h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_2}{dt} \qquad (3\text{-}3)$$

โดย $\frac{dm}{dt}$ คือ อัตราการไหลของมวลระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสอง ซึ่งเป็นค่าบวกเมื่อเป็นการไหลจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก ถ้า $\frac{dm}{dt} > 0$, จะทำให้ค่า $h_{2,1} = h_2$ และ ถ้า $\frac{dm}{dt} < 0$, จะทำให้ค่า $h_{2,1} = h_1$ ถ้ากำหนดให้ U_1 และ U_2 เป็นพลังงานภายในสัมผัส (Sensible Internal Energy) และ h_f เป็นเอนทัลปีสัมผัส(Sensible Enthalpy) ของเชื้อเพลิง $\frac{dQ_1}{dt}$ และ $\frac{dQ_2}{dt}$ ก็จะเป็นอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Heat Release Rate) ซึ่งเท่ากับผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V_1 \frac{dP_1}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \qquad (3\text{-}4)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma - 1} V_2 \frac{dP_2}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \qquad (3\text{-}5)$$

เมื่อรวมสมการ (3-4) และ (3-5) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Heat Release Rate) เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \qquad (3\text{-}6)$$

ในทางปฏิบัติ สมการ (3-6) จะทำได้ยากเนื่องจากต้องใช้ Pressure Transducer สองตัวติดตั้งที่ห้องเผาไหม้ทั้งสองและยังต้องทนต่อ Thermal Loading อีกด้วย ดังนั้นจึงสมมติให้ $p_1 = p_2$ เนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้ามากกว่าห้องเผาไหม้หลัก 0.5 ถึง 5 atm เมื่อเทียบกับระดับความดัน 60 ถึง 80 atm จึงสามารถละความคลาดเคลื่อนในส่วนนี้ได้

ถ้าเขียน $p_2 = p_1 + \Delta p$ สมการ (3-6) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 + V_2}{\gamma - 1} \frac{dP_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma - 1} \frac{d(\Delta P)}{dt} \qquad (3\text{-}7)$$

ซึ่งถ้าตัดพจน์สุดท้ายออกไปจะทำให้ได้สมการเหมือนเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้หลักมาคำนวณตามสมการ

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\gamma - 1} \frac{dP}{dt} \qquad (3\text{-}8)$$

ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3-9)

$$Q = \int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dQ}{dt} d\theta \qquad (3\text{-}9)$$

Mass Fraction Burned (X_b) หมายถึง สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ (Q) ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ (m_f . LHV) สามารถหาได้จากสมการ

$$x_b = \frac{Q}{m_f LHV} \qquad (3\text{-}10)$$

โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ (kg/cycle)

LHV คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมระหว่าง PME กับ DME ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

1. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับศูนย์หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$:, after SOI)

2. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

3. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับศูนย์หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$:, after SOC)

4. ช่วงการเผาไหม้ หมายถึงช่วงเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ (3-11) [13]

$$\frac{dm_f}{d\theta} = C_d A_n \sqrt{2 \rho_f \Delta p} \qquad (3\text{-}11)$$

โดยที่ C_d คือ Discharge Coefficient ของ orifice หัวฉีด

A_n คือ พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด (m^2)

ρ_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)

Δp คือ Pressure Drop across Nozzle ในที่นี้คือผลต่างระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel Line Pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้หลัก

ปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ สำหรับเครื่องยนต์ 1 สูบ สามารถคำนวณได้จากสมการ (3-12)

$$m_f = \dot{m}_f \times 120 / N \qquad (3\text{-}12)$$

โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ (kg/cycle)

$\dot{m}_f$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ได้จากการทดสอบ (kg/s)

N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

สำหรับค่า Discharge Coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ (3-13)

$$\int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dm_f}{d\theta} d\theta = \dot{m}_f \times 120 / N \qquad (3\text{-}13)$$

โดยที่ θ_{start} คือ องศาเพลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง

θ_{end} คือ องศาเพลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ซึ่งเราสามารถทราบช่วงการฉีดของหัวฉีดได้โดยดูจากผลต่างระหว่างความดันท่อจ่ายเชื้อเพลิง (Fuel Line Pressure) กับความดันในห้องเผาไหม้หลัก เมื่อเชื้อเพลิงถูกปั๊มเชื้อเพลิงอัดให้มีความดันมากเกินกว่าค่า Opening Pressure ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะยังคงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตราบที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลัก เชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กดเข็มหัวฉีดได้

3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

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

กำลังเบรก (P_b), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

$$P_b = T_b\omega = \frac{2\pi NT_b}{60000} \tag{3-14}$$

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (η_f)

$$\eta_f = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \times 100 \tag{3-15}$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \times 3600 \tag{3-16}$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

$$\text{bmep} = 4\pi(T_b / V_d) \tag{3-17}$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v)

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a \times 10^3}{60\rho_{a,i} V_d N} \tag{3-18}$$

โดยที่ P_b คือ กำลังเบรก (kW)

T_b คือ แรงบิดเบรก (Nm)

bmep คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (kPa)

N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

V_d คือ Displacement Volume (dm^3)

Q_{HV} คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (MJ/kg)

$\dot{m}_f$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)

$\rho_{a,i}$ คือ ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m^3)

bsfc คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW-h)

η_f คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)

ω คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)