การวิเคราะห์การฉีดน้ำเข้ากระบอกสูบผสมไอเสียความร้อนสูงของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

Analysis of Metered water Injection into High-Temperature Mixture of Combustion Products in a Cylinder of Spark Ignition Engine

ปรมัตถ์ จันทรโคตร[1] วีระ จันทร์วัฒนะ[2] และธนู ฉุยฉาย[3]
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
1518 ถ. พิบูลสงคราม บางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทร 0-2586-9542 โทรสาร 0-2586-9542 อีเมล์ paramust_kmitnb@hotmail.com[1]

บทคัดย่อ

บทความนี้พิจารณาการวิเคราะห์การฉีดน้ำผสมไอเสียความร้อนสูงภายในกระบอกสูบของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟโดยใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์จาก Ferguson model และการดัดแปลงวิธีสมดุลเคมีของ Olikala-Borman ซึ่งใช้ในการประมาณ ความดัน อุณหภูมิ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนตามการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนมวลน้ำที่ฉีดต่อมวลเชื้อเพลิง (Xv) ผันแปรตามช่วงอัตราส่วนอัด (8-12) ช่วงอัตราส่วนสมมูล (0.8-1.2) และช่วงความเร็วรอบ (1000-2500 RPM) ของเครื่องยนต์ 4 จังหวะที่ทำงานตามวัฏจักรเชื้อเพลิง-อากาศ การจำลองใช้แก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงและมี Engine geometry เดียวกัน ทั้งนี้เพื่อให้ง่ายต่อการศึกษา ผลจากการจำลองแสดงให้เห็นว่าเมื่อเพิ่มน้ำที่ฉีดเข้าไปในกระบอกสูบ 0.02-0.27 เท่ามวลของน้ำที่ฉีดต่อมวลเชื้อเพลิง ค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) เพิ่มขึ้น ประมาณ 30,000-50,000 Pa ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเฉลี่ย (η) เพิ่มขึ้นประมาณ 1% เทียบกับระบบปกติ ตามการเปลี่ยนแปลงช่วงอัตราส่วนอัด ช่วงอัตราส่วนสมมูล และช่วงความเร็วรอบ

Abstract

In this paper the analytically effects of water injection into height mixture of combustion products in a cylinder of spark ignition engine using Ferguson model and modified Olikala-Borman method are discussed. A simulative model was developed to predict the pressures temperatures and performance parameters of different water to fuel ratios (Xv) by mass were used with variable compression ratio range (8-12) equivalence ratio range (0.8-1.2) and engine speed (1000-2500 RPM) range of four stroke engine was considered trough the fuel-air cycle. The simulation engine was used gasoline as fuel and engine geometry by the same condition for a simple studied. The results showed that as the water injection level increased for 0.02-0.27 water to fuel mass ratio. The average indicated mean effective pressure (imep) increased approximately 30,000-50,000 Pa and the average increase in thermal efficiency (η) is approximately 1 %. All the case over the use of normal engine alone for the compression ratio equivalence ratio and engine speed range studied.

1. ความเป็นมา

การฉีดน้ำเข้าไปในเครื่องยนต์นั้นไม่ใช่เรื่องใหม่ ซึ่งมีมาพร้อมกับการพัฒนาเครื่องยนต์ในอดีต ต่อมาได้มีการนำแนวคิดนี้มาใช้กับเครื่องบิน โดยการออกแบบให้มีอัตราส่วนอัดมากๆทำให้เครื่องเพิ่มการชิงจุดระเบิด (anti-knock) และมีกำลังเพิ่มขึ้นอีกด้วย ปัจจุบันน้ำผสมกับ methanol ยังคงใช้ฉีดเข้าไปในเครื่องบินเช่น c-123 เมื่อบรรทุกน้ำหนักมากๆ และต้องการวิ่งขึ้นด้วยระยะทางสั้นๆ ที่เรียกว่า short take off ซึ่งจะต้องเร่งเครื่องไปที่รอบสูงสุด และคงไว้ที่รอบนี้จนเครื่องไต่ถึงระดับความสูงที่ต้องการจึงเลิกฉีดและปรับเครื่องยนต์มาที่รอบใช้งานปกติ ระบบโดยทั่วไปจะแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ การผสมน้ำกับเชื้อเพลิงในระบบไอดีก่อนการฉีดเข้ากระบอกสูบและการฉีดน้ำเข้ากระบอกสูบโดยตรง ซึ่งทั้งหมดให้ผลการทดสอบเป็นไปในทำนองเดียวกันคือ ทำให้ระยะเวลาของการเผาไหม้นานขึ้น ช่วยให้เครื่องไม่ชิงจุดระเบิด สามารถลดอุณหภูมิของการเผาไหม้ เพิ่มประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (volumetric efficiency) และลดมลพิษ NOx ได้ ดังนั้นการเพิ่มน้ำในกระบอกสูบจึงเป็นประโยชน์อย่างมากสำหรับเครื่องยนต์ที่ได้ออกแบบไว้อย่างเหมาะสมได้ [1]

จากการทดสอบเมื่อฉีดน้ำเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงในอัตราส่วน 0.25 เท่าต่อมวลของเชื้อเพลิง สามารถลด NOx ได้มากกว่า 90% และเพิ่มประสิทธิภาพเชิงปริมาตรด้วย [2] จากการทดลองด้วยการใช้วิธีการทางเทอร์โมไดนามิกส์และสมดุลทางเคมี พบว่า เมื่อมีน้ำเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงในอัตราส่วน 5-15% ต่อมวลของเชื้อเพลิง สามารถเพิ่มกำลังของระบบได้ 3.8-14 % และสมารถลดสามารถลด NOx ได้ [3]

จากการศึกษาทางด้านการฉีดน้ำเข้าไปในกระบอกสูบของเครื่องยนต์นั้นมีเพียงการฉีดน้ำก่อนการเผาไหม้ภายในเท่านั้น ซึ่งใน

ที่นี้พิจารณาเฉพาะประเด็นของการฉีดน้ำที่ใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟหลังจากกระบวนการเผาไหม้ เพราะเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟแบบทั่วไป ความดันและอุณหภูมิในช่วงจังหวะขยายตัวหลังจากสิ้นสุดกระบวนการเผาไหม้นั้นมีค่าสูงมาก ซึ่งมากพอที่จะเปลี่ยนน้ำเป็นไอดง เมื่อมีการฉีดน้ำเพิ่มเข้าไปในจังหวะขยายตัวนี้ ความดันและอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงใหม่น่าจะมีผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและกำลังของเครื่องยนต์ได้ เหมือนกับการฉีดน้ำเข้าผสมกับเชื้อเพลิงในจังหวะอัดก่อนการเผาไหม้ โดยการพิจารณาต้องสมมติแยกออกไปด้วยว่าการฉีดน้ำนั้นเป็นการฉีดแบบสมบูรณ์ เกิดการผสมกันระหว่างน้ำกับแก๊สไอเสียอย่างสมบูรณ์และใช้วิธีการสมดุลพลังงานในการแก้ปัญหาโดยมีเงื่อนไขด้านสมดุลทางเคมีและทางเทอร์โมไดนามิกส์ มาประกอบสำหรับตัวแปรต่าง ๆ

2. วัตถุประสงค์

2.1 เพื่อศึกษาความดัน อุณหภูมิ และประสิทธิภาพของระบบเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟในวัฏจักรเชื้อเพลิง-อากาศเมื่อมีการฉีดน้ำเข้าในกระบอกสูบหลังการเผาไหม้

2.2 เพื่อให้ได้ผลการเปรียบเทียบของความดัน อุณหภูมิ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟในวัฏจักรเชื้อเพลิง-อากาศ เมื่อมีการฉีดน้ำเข้าในกระบอกสูบหลังการเผาไหม้ โดยเปลี่ยนแปลงช่วงอัตราส่วนอัด อัตราส่วนสมมูลและความเร็วรอบ

3. แบบจำลองและวิธีวิเคราะห์ผล

3.1 แบบจำลองคณิตศาสตร์เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟเมื่อมีการฉีดน้ำเข้ากระบอกสูบ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้เป็นวิธีการหนึ่งที่ใช้พิจารณาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ เมื่อส่วนผสมอากาศ-เชื้อเพลิงถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบผ่านทางท่อไอดีและเกิดการผสมกันรวมกับน้ำที่ฉีดเข้าไป จากกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ของระบบเปิดสามารถเขียนสมการได้เป็น [4]

$$\mathrm{D}U = Q - W - H_L + H_W \qquad (1)$$

สมการที่ (1) สามารถพิจารณาได้ว่าการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในเท่ากับผลต่างระหว่างความร้อนและงานที่เกิดขึ้น โดยสามารถเขียนในรูปของสมการอนุพันธ์ของมุมข้อเหวี่ยง (q) ได้ดังนี้

$$m\frac{du}{dq} + u\frac{dm}{dq} = \frac{dQ}{dq} - P\frac{dV}{dq} - \frac{m_L h_L}{\omega} + \frac{m_W h_W}{\omega} \qquad (2)$$

โดยที่ m คือ มวลของระบบ m_L คือ มวลแก๊สรั่วผ่านแหวนลูกสูบ m_W คือ มวลของน้ำที่ฉีด h_L คือ เอนทัลปีของแก๊สรั่วผ่านแหวนลูกสูบ h_W คือ เอนทัลปีของน้ำ u คือพลังงานภายใน Q คือความร้อนผ่านระบบ P คือความดัน V คือปริมาตรและ ω คือความเร็วรอบของเครื่องยนต์

3.2 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์

จากสมการที่ (2) คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เปลี่ยนต่อมุมข้อเหวี่ยง ในขณะเดียวกันก็มีคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เปลี่ยนต่ออุณหภูมิและความดันอีกด้วย ดังแสดงในตาราง

ตารางที่ 1 แสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของตัวแปรในระบบ

พลังงานภายจำเพาะ	$u = u(T,P)$
ปริมาตรจำเพาะ	$v = v(T,P)$
เอนโทรปีจำเพาะ	$s = s(T,P)$
เอนทัลปีจำเพาะ	$h = h(T,P)$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีถูกพิจารณาเฉพาะในช่วงการผสมระหว่างน้ำที่ฉีดและไอเสียในระบบเปิดระหว่างกระบวนการขยายตัวภายในกระบอกสูบ ค่าความร้อนจำเพาะพิจารณาจากการเปลี่ยนแปลงอนุพันธ์เอนทัลปีต่ออุณหภูมิซึ่งสามารถหาได้จากสมการโพลีโนเมียลและหาพลังงานภายในได้ โดยสามารถเขียนอยู่ในรูปอนุพันธ์ของมุมข้อเหวี่ยงของความดันและอุณหภูมิได้ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 แสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เขียนอยู่ในรูปอนุพันธ์ของมุมข้อเหวี่ยง ความดัน อุณหภูมิ [4]

พลังงานภายในจำเพาะ $\frac{du}{d\theta} = \left(C_P - \frac{Pv}{T}\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\right)\frac{dT}{d\theta} - v\left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P}\right)\frac{dP}{d\theta}$
ปริมาตรจำเพาะ $\frac{dv}{d\theta} = \frac{v}{T}\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\frac{dT}{d\theta} - \frac{v}{P}\frac{\partial \ln v}{\partial \ln P}\frac{dP}{d\theta}$
เอนโทรปีจำเพาะ $\frac{ds}{d\theta} = \left(\frac{C_P}{T}\right)\frac{dT}{d\theta} - \frac{v}{T}\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\frac{dP}{d\theta}$
เอนทัลปีจำเพาะ $\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P = C_P$ $\frac{C_P}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4$

จากสมการที่ (2) และสมการอนุพันธ์ทั้งหมด พิจารณาได้ว่าความดันและอุณหภูมิถูกแสดงอยู่ในรูปฟังก์ชันของมุมข้อเหวี่ยงและมีคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยพิจารณาแยกระหว่างความดัน อุณหภูมิ และมุมข้อเหวี่ยง ได้ดังนี้

$$\frac{dP}{dq}, \frac{dT}{dq} = f_1(q,P,T) \qquad (3)$$

จัดรูปสมการสมการอนุพันธ์หาค่าอุณหภูมิและความดันที่เปลี่ยนไปตามฟังก์ชันอนุพันธ์ของมุมข้อเหวี่ยง ดังนี้

$$\frac{dP}{dq} = \frac{A+B}{C} \qquad (4)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{-h\left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b}\right)(T - T_w)}{\omega m c_P} + \frac{v}{c_P}\left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\right)\left(\frac{dP}{d\theta}\right) \qquad (5)$$

จากสมการที่ (4) กำหนดค่าคงที่เป็น

$$A = \frac{1}{m}\left(\frac{dV}{dq} + \frac{VC}{\omega}\right) \quad (6)$$

$$B = h\frac{\left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega}\right)}{\omega m}\left[\frac{v}{C_P}\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\frac{(T - T_w)}{T}\right] \quad (7)$$

$$D = \frac{v^2}{C_P T}\left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}\right)^2 + \frac{v}{P}\frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \quad (8)$$

3.2 สมดุลเคมีและสมดุลพลังงาน เมื่อมีการฉีดน้ำเข้ากระบอกสูบ

เริ่มทำงานในจังหวะงานคือ กอนที่ลูกสูบจะเคลื่อนที่ถึง BDC หรือหลังจากการการเผาไหม้เชื้อเพลิงในกระบอกสูบหมด ไอน้ำที่เกิดหลังจากการเผาไหม้จะผสมกับไอน้ำที่ฉีดเข้าไป ในกระบวนการนี้จะพิจารณาว่าเกิดการผสมกันอย่างสมบูรณ์ สมการการผสมกันภายในกระบอกสูบ ตามทฤษฎีภายใต้สภาวะสมดุลทางเคมี ดังนี้

$$\begin{aligned} &\varepsilon\phi C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta && \nu_1 CO_2 + (\nu_2 + \varepsilon\phi X)H_2O \\ &+0.21O_2 && +\nu_3 N_2 + \nu_4 O_2 + \nu_5 CO \\ &+0.79N_2 && \rightarrow +\nu_6 H_2 + \nu_7 H + \nu_8 O + \nu_9 OH \\ &+\varepsilon\phi X_V H_2O && +\nu_{10} NO + \nu_{11} N \end{aligned} \quad (9)$$

โดยที่ $X_V = N_W / N_f$ คือ สัดส่วนโมลของไอน้ำต่อเชื้อเพลิงที่ฉีด

ภายใต้สภาวะสมดุลทางเคมีในสมการที่ (9) สามารถที่จะจัดรูปสมการหาสัดส่วนโมลที่สภาวะสมดุล สมมุติให้มีโมลของไอน้ำเพิ่มขึ้นเมื่อมีการฉีดไอน้ำเข้าผสมในกระบอกสูบเท่านั้น จากการสมมุติว่าไอน้ำมีการผสมกันอย่างสมบูรณ์ไม่เกิดการตัวแตกตัวเป็น H_2O, O_2 H_2, H, O, OH และผลิตภัณฑ์หลังจากการเผาไหม้เกิดการแตกตัวได้ ทั้ง 11 ประกอบด้วย CO_2, H_2O, N_2, O_2, CO, H_2, H, O, OH, NO, N เหมือนในช่วงจังหวะเกิดการเผาไหม้และจังหวะขยายทั่วไป ดังนั้นได้เป็น 4 สมการย่อยของแต่ละตอม

$$\text{C} \quad \varepsilon\phi\alpha = (y_1 + y_5)\text{N} \quad (10)$$

$$\text{H} \quad \varepsilon\phi\beta + 2\varepsilon\phi X_V = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)\text{N} \quad (11)$$

$$\text{O} \quad \phi\gamma + 0.42 + \varepsilon\phi X_V = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5)\text{N} + (y_8 + y_9 + y_{10})\text{N} \quad (12)$$

$$\text{N} \quad \varepsilon\phi\delta + 1.58 = (2y_3 + y_{10} + y_{11})\text{N} \quad (13)$$

เมื่อ N คือจำนวนโมลทั้งหมดของผลิตภัณฑ์และ y คือสัดส่วนโมล ถ้าเขียนในรูปสัดส่วนโมล จะได้สัดส่วนโมลรวมของผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้เป็นดังนี้

$$\sum_{i=1}^{11} y_i - \varepsilon\phi X_V - 1 = 0 \quad (14)$$

การแตกตัวของแก๊สจากการเผาไหม้สามารถกำหนดได้จากค่าคงที่สมดุล ซึ่งหาได้จากตารางที่ 3 ของ JANAF Table [11] ดังนี้

ตารางที่ 3 แสดงสมการสมดุลเคมีของผลิตภัณฑ์แก๊สจากการเผาไหม้

$CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$	$K_1 = \frac{y_5 y_4^{1/2} P^{1/2}}{y_1}$
$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$	$K_2 = \frac{y_2}{y_4^{1/2} y_6 P^{1/2}}$
$\frac{1}{2}H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons OH$	$K_3 = \frac{y_9}{y_4^{1/2} y_6^{1/2}}$
$\frac{1}{2}H_2 \rightleftharpoons H$	$K_4 = \frac{y_7 P^{1/2}}{y_6^{1/2}}$
$\frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons O$	$K_5 = \frac{y_8 P^{1/2}}{y_4^{1/2}}$
$\frac{1}{2}N_2 \rightleftharpoons N$	$K_6 = \frac{y_{11} P^{1/2}}{y_3^{1/2}}$
$\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \rightleftharpoons NO$	$K_7 = \frac{y_{10}}{y_4^{1/2} y_3^{1/2}}$

จัดรูปสมการหลักคือ สมการที่ (10) ถึง (14) และใช้ความสัมพันธ์จากค่าคงที่สมดุลของสมการในตารางที่ 3 สามารถลดได้เหลือ 4 สมการหลัก ซึ่งเป็นสมการไม่เชิงเส้นของสัดส่วนโมล ดังนั้นจึงต้องใช้วิธี Newton method ในการแก้สมการหาสัดส่วนโมลทั้ง 4 สมการในสภาวะสมดุลโดยใช้ Matrix Algebra โดยค่าแรกจะเป็นค่าเริ่มต้นในการแก้สมการในครั้งต่อไปจนถึงเงื่อนไขความผิดพลาดสมบูรณ์ดังนี้

$$[\Delta y] = inv[A][f] \quad (15)$$

โดย $[\Delta y]$ คือเมตริกซ์ของสัดส่วนโมลโดยกำหนดให้ $[\Delta y] \approx 0$ $[A]$ คือเมตริกซ์ของค่าคงที่มาจากอนุพันธ์สัดส่วนโมลตามสมการอนุพันธ์ของเทย์เลอร์ $[f]$ คือเมตริกซ์ของสมการหลัก 4 สมการ

4. ผลการจำลองแบบและการวิเคราะห์

ผลการจำลองที่ได้พร้อมกับการวิเคราะห์ ความดัน อุณหภูมิ และสมรรถนะตามแบบจำลองของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟในวัฏจักรเชื้อเพลิง-อากาศ เมื่อมีการฉีดน้ำเข้ากระบอกสูบ แยกอธิบายผลการจำลองได้เป็น 3 ส่วน โดยมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนสมมูล (ϕ) การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอัด (r) และการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบ (RPM) และผันแปรกับการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด ซึ่งหาได้จาก $(X_V = N_W / N_f)$ โดยทั้งหมดมีเงื่อนไขข้อมูลเรขาคณิตของกระบอกสูบ ข้อมูลเชื้อเพลิง-อากาศและค่าคงที่เริ่มต้นเดียวกัน ดังแสดงในตารางที่ 4 ดังนี้

ตารางที่ 4 แสดงค่าเริ่มต้นการในแบบจำลอง

Bore, b (m)	0.1	stroke(m)	0.08
Stroke/2(rod Length)	0.25	Fuel	Gasoline
Air		Gordon & McBride	
Compression ratio	**8-12**	**Equivalence ratio**	**0.8-1.2**
Start of burning angle		-35	
Burn duration angle		60	
Engine surface temperature (K)		420	
Start of temperature (K)		350	
Start of compress angle		-180	
Start of volume		Vbdc	
Start of pressure (Bar)		1	
RPM		**1000-2500**	

การคำนวณจะพิจารณาภายในกระบอกสูบ โดยเมื่อมีการเปลี่ยนแปลง ปริมาตรระหว่างการทำงานของเครื่องยนต์จะทำให้เกิด

การเปลี่ยนแปลงมุมข้อเหวี่ยง (θ) ดังนั้น แบบจำลองจะแสดงการคำนวณหาความดัน (P) อุณหภูมิ (T) ในแต่ละมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 4 และ 5 โดยจะพิจารณามุมข้อเหวี่ยงหลังจากฉีดน้ำเสร็จ ที่ 41 80 และ 120 องศามุมข้อเหวี่ยงตามลำดับ และแสดงสมรรถนะ ประกอบด้วย ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) และประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) สามารถเขียนเป็นสมการได้ ดังนี้ [4]

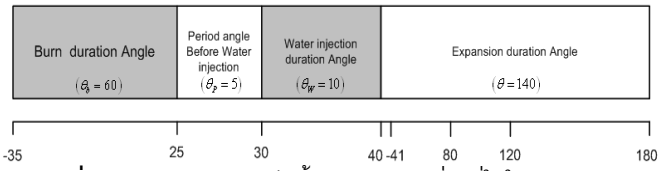
$$\text{imep} = \frac{W_{CV}}{\pi\left(b^2/4\right)\text{stroke}} \tag{16}$$

$$\eta = \frac{w_{CV}[1+\phi F_s(1-f)]}{\phi F_s a_0 (1-f)} \tag{17}$$

โดยที่ W_{CV} คือ งานระบบที่เกิดจากแก๊ส F_s คือ อัตราส่วนโดยมวลของเชื้อเพลิง-อากาศพอดี f คือ residual fraction และ a_0 คือ available energy of fuel ระบบข้อมูลของน้ำที่ใช้ในแบบจำลองเข้าระบบแสดงได้จากตารางที่ 5 และ แผนภาพแสดงกระบวนการฉีดน้ำตามมุมข้อเหวี่ยงที่ใช้ในแบบจำลอง ดังภาพที่ 1 ดังนี้

ตารางที่ 5 แสดงข้อมูลของน้ำที่ใช้ในระบบ

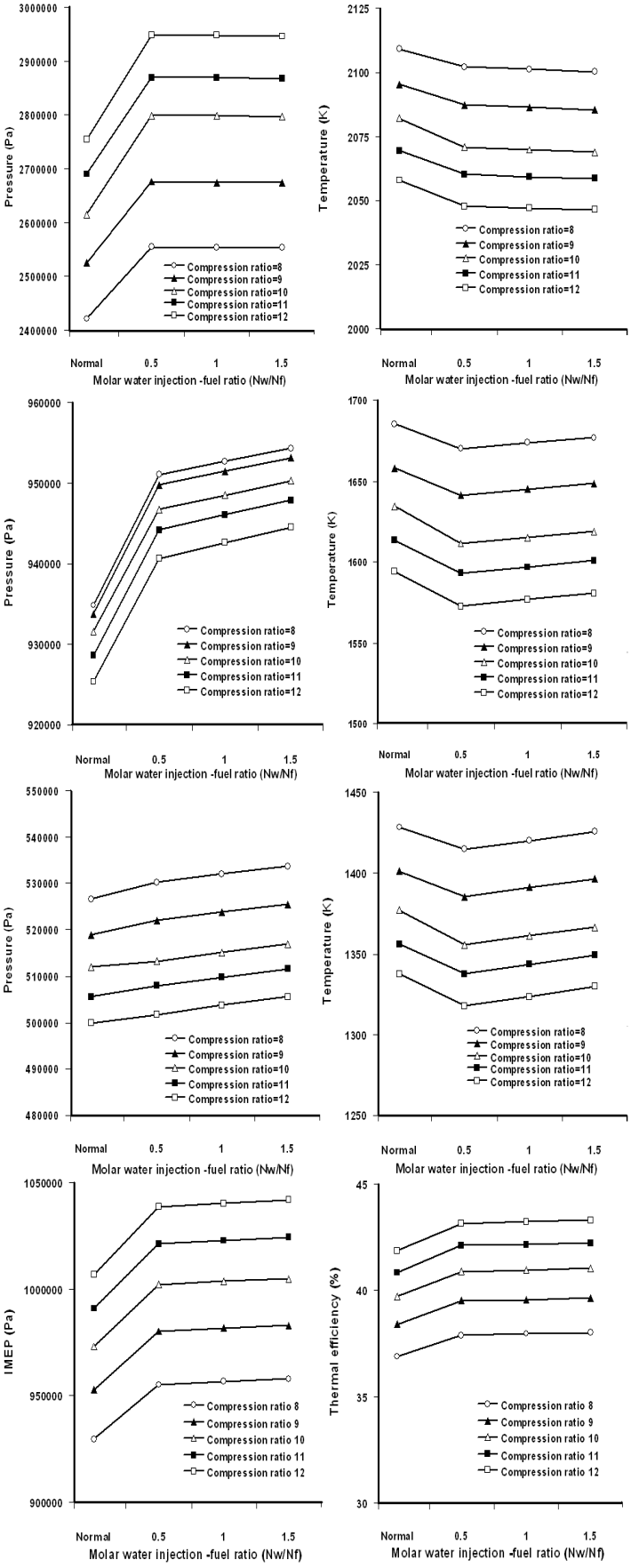
สัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีดต่อโมลเชื้อเพลิง $X_V = N_W / N_f$ $X_V = N_W / N_f = 0.1 \quad m_W / m_f = 0.018$ $X_V = N_W / N_f = 0.5 \quad m_W / m_f = 0.091$ $X_V = N_W / N_f = 1.0 \quad m_W / m_f = 0.18$ $X_V = N_W / N_f = 1.5 \quad m_W / m_f = 0.272$ โดย m_f ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนสมมูล (ϕ)	
อุณหภูมิของน้ำที่ฉีด (K)	**400**
อัตราส่วนความดันที่ใช้ฉีดน้ำ (P_W / P)	**1.1**
ช่วงของมุมข้อเหวี่ยงที่มีการฉีดน้ำ (θ_W)	**10**
ช่วงของมุมข้อเหวี่ยงก่อนการฉีดน้ำ (θ_p)	**5**



ภาพที่ 1 แสดงกระบวนการฉีดน้ำตามมุมข้อเหวี่ยงที่ใช้ในแบบจำลอง

4.1 ผลการจำลอง ความดัน อุณหภูมิ และสมรรถนะเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ต่ออัตราส่วนอัดที่ต่างกัน (r)

แบบจำลองจะใช้ค่าคงที่ของข้อมูลเชิงเรขาคณิต เชื้อเพลิง-อากาศ และค่าเริ่มต้น จากตารางที่ 4 ข้อมูลของน้ำที่ใช้ในการฉีดเข้าระบบจากตารางที่ 5 อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง-อากาศ (ϕ) 0.8 และความเร็วรอบ (RPM) 2000 รอบต่อนาที ที่แปรผันกับอัตราส่วนอัด (r) 8, 9, 10, 11 และ12 ตามลำดับ โดยมีความดัน อุณหภูมิ และประสิทธิภาพ ดังนี้

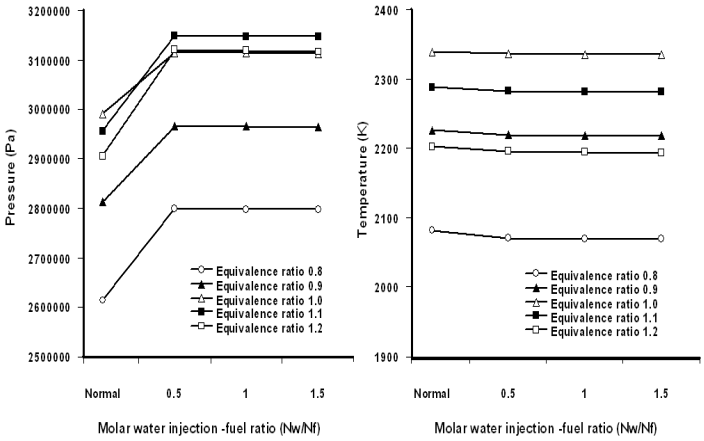


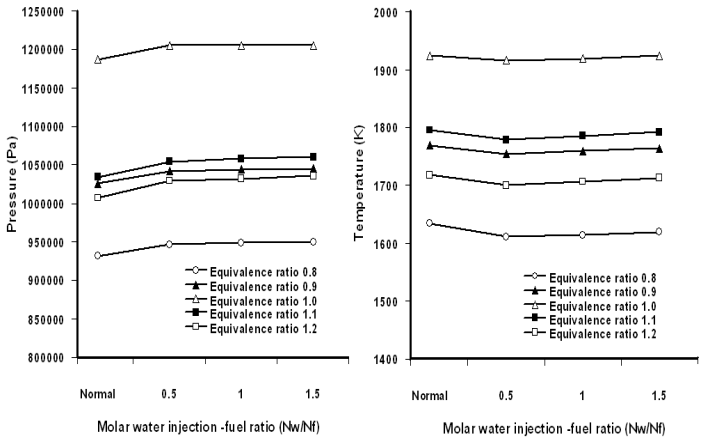
ภาพที่ 2 ความดัน อุณหภูมิ ที่ 41 80 120 องศามุมข้อเหวี่ยง ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) และประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) ต่อ

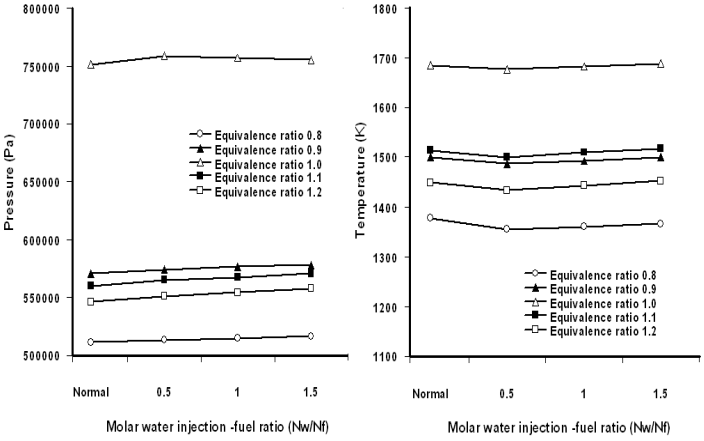
การเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ที่อัตราส่วนอัดต่างกัน

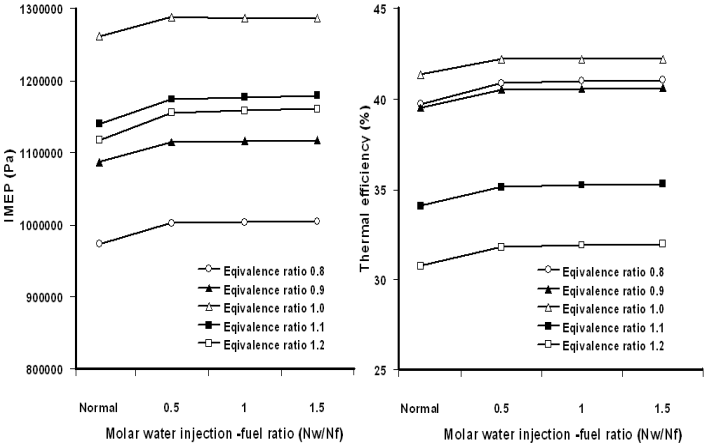
4.2 ผลการจำลอง ความดัน อุณหภูมิ และสมรรถนะเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ต่ออัตราส่วนสมมูลที่ต่างกัน (ϕ)

แบบจำลองจะใช้ค่าคงที่ของข้อมูลเชิงเรขาคณิต เชื้อเพลิง-อากาศ และค่าเริ่มต้น จากตารางที่ 4 ข้อมูลของน้ำที่ใช้ในการฉีดเข้าระบบจากตารางที่ 5 มีอัตราส่วนอัด (r) 10 และความเร็วรอบที่ (RPM) 2000 รอบต่อนาที ที่แปรผันกับอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง-อากาศ (ϕ) 0.8 0.9 1.0 1.1และ1.2 ตามลำดับ โดยมีความดัน อุณหภูมิ และประสิทธิภาพ ดังนี้





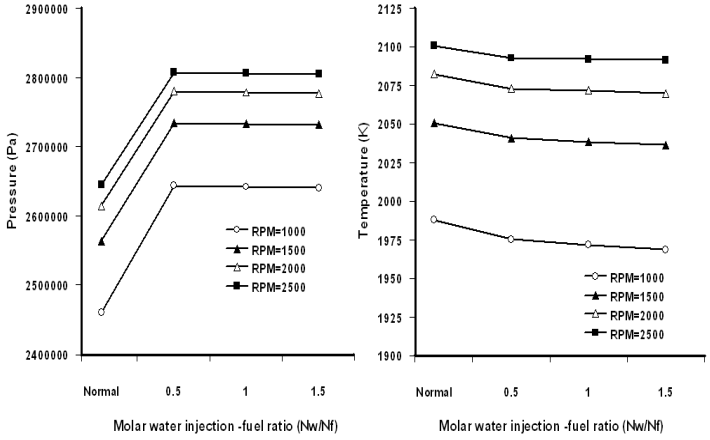


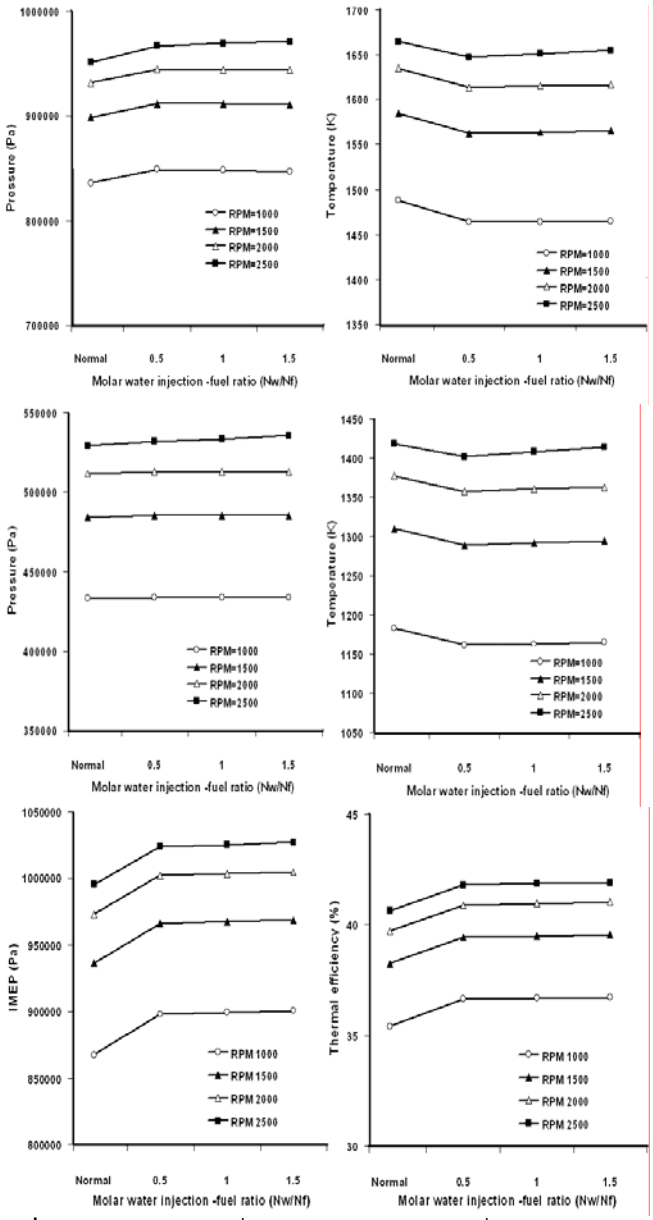


ภาพที่ 3 ความดัน อุณหภูมิ ที่ 41 80 120 องศามุมข้อเหวี่ยง ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) และประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) ต่อการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ที่อัตราส่วนสมมูลต่างกัน

4.3 ผลการจำลอง ความดัน อุณหภูมิ และสมรรถนะเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ต่อความเร็วรอบที่ต่างกัน (RPM)

แบบจำลองจะใช้ค่าคงที่ของข้อมูลเชิงเรขาคณิต เชื้อเพลิง-อากาศ และค่าเริ่มต้น จากตารางที่ 4 ข้อมูลของน้ำที่ใช้ในการฉีดเข้าระบบจากตารางที่ 5 มีอัตราส่วนอัด (r) 10 และอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิง-อากาศ (ϕ) 0.8 ที่แปรผันกับความเร็วรอบ (RPM) 1000 1500 2000 และ 2500 โดยมีความดัน อุณหภูมิ และประสิทธิภาพ ดังนี้





ภาพที่ 4 ความดัน อุณหภูมิ ที่ 41 80 120 องศามุมข้อเหวี่ยง ความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) และประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) ต่อการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ที่ความเร็วรอบต่างกัน

5. สรุปผลและวิเคราะห์แบบจำลอง

จากวิเคราะห์แบบจำลองเมื่อเพิ่มสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ให้ผลของความดันและอุณหภูมิที่เหมือนกันทั้ง 3 ส่วน ตามการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอัด อัตราส่วนสมมูล และความเร็วรอบ คือ ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้นประมาณ 150,000-200,000 Pa และทำให้อุณหภูมิลดลงประมาณ 10 K เมื่อทั้งหมดเทียบกับระบบปกติ พิจารณาได้จากกราฟที่ 41 องศามุมข้อเหวี่ยง แต่เมื่อกระบอกสูบขยายตัวไปอีกโดยไม่มีการฉีดน้ำเพิ่ม พิจารณาจากกราฟที่ 80 และ 120 องศามุมข้อเหวี่ยง เกิดการเปลี่ยนแปลงความดันเล็กน้อย ซึ่งประมาณ 10,000-20,000 Pa เท่านั้นและเกิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเล็กน้อย เมื่อทั้งหมดเทียบกับระบบปกติระสิทธิภาพเชิงความร้อนและความดันประสิทธิผลเฉลี่ยบ่งชี้ แบ่งได้เป็น 3 ส่วน คือ

5.1 ผลการจำลองเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ต่ออัตราส่วนอัดที่ต่างกัน (r) พบว่าให้ความดันค่ายังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) เพิ่มขึ้นประมาณ 30,000 Pa ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเฉลี่ย (η) เพิ่มขึ้นประมาณ 1% ระหว่างระบบปกติเทียบกับที่มีการฉีดน้ำและมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด

5.2 ผลการจำลองเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ต่ออัตราส่วนสมมูลที่ต่างกัน (ϕ) พบว่า ให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) เพิ่มขึ้นประมาณ 50,000 Pa ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเฉลี่ย (η) เพิ่มขึ้นประมาณ 1% ระหว่างระบบปกติเทียบกับที่มีการฉีดน้ำแต่เมื่อเพิ่มสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด มีค่าเพิ่มขึ้นไม่มาก

5.3 ผลการจำลองเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด X_V ต่อความเร็วรอบที่ต่างกัน (RPM) พบว่า ให้ค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (imep) เพิ่มขึ้นประมาณ 40,000 Pa ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเฉลี่ย (η) เพิ่มขึ้นประมาณ 1% ระหว่างระบบปกติเทียบกับที่มีการฉีดน้ำแต่เมื่อเพิ่มสัดส่วนโมลของน้ำที่ฉีด มีค่าเพิ่มขึ้นไม่มาก

6. เอกสารอ้างอิง

1. R. Lanzafame., 1999. “Water Injection Effects In A Single-Cylinder CFR Engine.”, SAE Technical Paper Series 1999-01-0568, Combustion in SI Engine (SP-1436).
2. J.E. Nicholls, I.A., I. A. El-Messiri, and H.K. Newhall., 1969 “Inlet Manifold Water Injection for control of Nitrogen Oxides-Theory and Experiments” SAE Technical Paper Series 690018, SAE TRAN., VOL. 780.
3. K.C. Tsao and C.L.Wang., 1984. “Performance of Gasoline-Water Fuel in a Modified SI Engine.”, SAE Technical Paper Series 841399, Combustion in SI Engine (SP-587).
4. Colin. R. Ferguson., Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences, John Wiley and Sons, New York, 1986.
5. D.R. Buttswort., 2002“Spark Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab” Faculty of Engineering & Surveying Technical Reports, October 2002
6. J. B. Heywood., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York.
7. S. R. Turns, An Introduction to Combustion, Concepts and Applications, McGraw-Hill, New York, 1996.
8. D. Hodgetts., 1966 . Advances in automobile engineering (Part TV), Combustion Processes in The spark Ignition Engine, Pergamon Press, New York.
9. Lewis. G. N. and M. Randall, 1961. Thermodynamics, McGraw-Hill, New York.
10. Cengel, Y.A. and Boles, M.A. (2001). Thermodynamics: An Engineering Approach, 4th edition, 1056 pp. McGraw-Hill, New York.

11. JANAF Thermochemical Tables, 1971. U.S National Bureau of Standards Publications NSRDS-NBS 37.
12. Olikara. C. and G. L. Borman., 1975. “A Computer Program for Calculating Properties of equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines.”, SAE Technical Paper Series 750468.
13. Gordon. S. and B. McBride., 1994. “Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications,” I. Analysis, NASA RP-1311.