บทที่ 3
ความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบของเครื่องยนต์และยานยนต์

บทนี้จะกล่าวถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบต่างๆของเครื่องยนต์และยานยนต์ ซึ่งประกอบด้วยดังต่อไปนี้

3.1 ความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบทาง Thermodynamics

3.2 ความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของเครื่องยนต์

3.3 ความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของยานยนต์

3.1 ความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบทาง Thermodynamics

ในทางการปรับปรุงประสิทธิภาพทาง thermodynamics จะต้องมีการควบคุมกระบวนการการเผาไหม้ ซึ่งกระบวนการการเผาไหม้นั้นมีความซับซ้อนมาก สำหรับทฤษฎีที่ใช้ในการจำลองกระบวนการ การเผาไหม้ในงานวิจัยนี้จะใช้แบบจำลองการเผาไหม้ แบบ single zone ideal gas[6] ซึ่งความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ กับ indicated power , $P_{net\text{-}in}$ แสดงได้ดังนี้

$$P_{net\text{-}in} = \{ \int_{-180}^{\theta_a} P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a\left(\sin\theta + \frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) d\theta + \int_{\theta_a}^{\theta_b} P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a\left(\sin\theta + \frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) d\theta + \int_{\theta_b}^{180} P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a\left(\sin\theta + \frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) d\theta \} \frac{\pi}{180}\frac{N}{2\times 60} n_{cyl} - P_{tpump} \quad (3.1.1.1)$$

จากสมการ 3.1.1 สามารถคำนวณ integral term ได้จากการประมาณด้วย Numerical method แบบ สี่เหลี่ยมคางหมู[32] จะได้ว่า

$$P_{net\text{-}in} = \Delta h' \{ (F_0 + F_n)\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} F_i \} - P_{tpump}$$

โดย $\Delta h'$ คือ ช่วงในการคำนวณจะเท่ากับ $(\theta_2 - (\theta_1))/m$

θ_1 ,θ_2 คือ เป็นมุมของ lower และ upper limit ของช่วงการคำนวณ

m คือ จำนวนช่วงในการคำนวณ

F_0 คือ function ของ θ เริ่มต้น , $F_0 = f(\theta_0)$

F_n คือ function ของ θ ตัวสุดท้าย , $F_n = f(\theta_n)$

F_i คือ function ของ θ ตัวที่ i , $F_i = P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a(\sin\theta_i + \frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta_i}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta_i}})\frac{\pi}{180}$

สำหรับเทอมของ P_θ แบ่งเป็น 3 ช่วง ประกอบด้วยดังนี้

ก) ช่วงจังหวะการอัด ($-180 \le \theta < \theta_s$) โดยการอัดเป็นแบบ isentropic process สามารถแสดงค่า P_θ ได้ดังนี้

$$P_\theta = P_1(\frac{V_1}{V_\theta})^\gamma \qquad \text{เมื่อ } -180 \le \theta < \theta_s$$

โดย P_1 = ความดันที่ทางเข้า manifold pressure , Pa

V_1 = ปริมาตรกระบอกสูบที่ตำแหน่ง BDC มีค่าเท่ากับ

$$V_\infty + a\frac{\pi B^2}{4}\{ r + 1 - \cos(-180) - \sqrt{(r^2 - \sin^2(-180))}\ \}$$

$$V_\theta = V_\infty + a\frac{\pi B^2}{4}(r + 1 - \cos\theta - \sqrt{(r^2 - \sin^2\theta)}\ )$$

ข) ช่วงจังหวะการเผาไหม้ ($\theta_s \le \theta \le \theta_s + \theta_b$) โดยพิจารณาการเผาไหม้จากแบบจำลองการเผาไหม้แบบ single zone ideal gas ซึ่งแบบจำลองนี้มีสมมุติฐานดังนี้

ข1) ไม่คิดผลของ heat loss ในห้องเผาไหม้

ข2) การอัดและขยายตัวของ gas ในช่วง compression และ expansion เป็น isentorpic process

ข3) specific heat ของของไหลคงที่ตลอดการช่วงการเผาไหม้

สำหรับค่า P_θ สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_i = P_\theta \qquad \text{เมื่อ } \theta_s \le \theta \le \theta_s + \theta_b$$

$$P_{i+1} = P_i + f(\theta_i , P_i)h$$

โดย h คือ ขนาดช่วงในการคำนวณ

P_i คือ ค่าความดันที่มุม crank angle ที่ θ_i

P_{i+1} คือ ค่าความดันที่มุม crank angle ถัดไปโดยมุม $\theta_{i+1} = \theta_i + h$

$f(\theta_i , P_i)$ คือ ค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของ gas ต่อมุม crank angle จะเท่ากับ

$$\frac{dP}{d\theta} = \{ \frac{(\gamma - 1)}{V_i} Q_{in} \frac{n}{\theta_b}(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b})^{n-1} \exp[-(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b})^n]$$

$$- \frac{\gamma P_i}{V_i}[\frac{a\pi B^2}{4}(\sin\theta + \frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}})]\frac{\pi}{180}\ \} \qquad (3.1.1.2)^{[6]}$$

ค) ช่วงจังหวะการขยายโดยการขยายตัวเป็นแบบ isentropic process สามารถแสดงค่า P_θ ดังนี้

$$P_\theta = P_{(\theta_a+\theta_b)} \left(\frac{V_{(\theta_a+\theta_b)}}{V_\theta}\right)^\gamma \quad \text{เมื่อ } \theta_a + \theta_b < \theta \le 180$$

โดย $P_{(\theta_a+\theta_b)}$ คือ ความดันช่วงปลายของการเผาไหม้ , Pa

$V_{(\theta_a+\theta_b)}$ คือ ปริมาตรกระบอกสูบที่ตำแหน่ง $\theta = \theta_a + \theta_b$

$$V_\theta = V_\infty + a\frac{\pi B^2}{4}\left(r + 1 - \cos\theta - \sqrt{(r^2 - \sin^2\theta)} \right)$$

$$V_\infty = a\frac{\pi B^2}{4}\left(r + 1 - \cos(-180) - \sqrt{(r^2 - \sin^2(-180))} \right)$$

$$V_\infty = \frac{V'_d}{R_c - 1}$$

V'_d คือ displacement volume หนึ่งกระบอกสูบ , m^3

R_c คือ compression ratio

จากสมการ 3.1.1.1 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{net\text{-}in} = G_1(\theta_a, \theta_b, R_c, l, n_{cyl}, N) \qquad (3.1.1.3)$$

โดยสมการ 3.1.1.3 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับ Net indicated power ได้ดังนี้

$$P_{net\text{-}in} \propto R_c, l, n_{cyl}, N$$

สำหรับตัวแปร θ_a , θ_b นั้นไม่สามารถแสดงความสัมพันธ์แบบผกผันหรือแปรผันตามอันเนื่องจากตัวแปร θ_a , θ_b ปรากฏอยู่หลายจุดในเทอมของสมการ 3.1.1.2

3.2 ความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของเครื่องยนต์

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของเครื่องยนต์สามารถแบ่งเป็นองค์ประกอบดังต่อไปนี้

3.2.1 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Connecting rod bearing

3.2.2 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Crankshaft bearing

3.2.3 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Piston

3.2.4 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Cam system

3.2.5 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Accessories load

3.2.6 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Pumping losses

3.2.1 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Connecting rod bearing

จากทฤษฎีกำลังงานสูญเสียดังรายละเอียดแสดงไว้ในบทที่2 สมการกำลังงานสูญเสียที่เกิดขึ้นใน full journal bearing ใน one dimension flow แสดงสมการกำลังงานสูญเสียทางทฤษฎีได้ดังนี้

$$P_{loss} = B\Delta\omega\bullet\Delta\omega - (e\times F_1)\bullet\bar{\omega} \qquad (3.2.1.1)^{[4]}$$

โดย $$B = \mu R^3 L\frac{2\pi}{C(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$$

ในสมการ 3.2.1.1 สามารถลดรูปสมการเพื่อลดความยากในการคำนวณ โดยการตั้งสมมุติฐานเพิ่ม ดังแสดงได้ดังต่อไปนี้

ก) การหล่อลื่นเป็นแบบ hydrodynamic lubrication

ข) ตัว bearing เป็น rigid body

ค) ถือว่า pressure distribution ที่เกิดขึ้นบนผิวของ bearing นั้นมีรูปทรงที่สมมาตรในแนวเส้นต่อจุดศูนย์กลางระหว่างตัว journal กับ bearing

ง) absolute viscosity มีค่าคงที่ ทั้งด้าน small-end และ big-end

จ) eccentric ratio(ε) มีค่าคงที่ทุกความเร็วรอบโดยจะใช้เป็นที่ค่าเฉลี่ย ประมาณ 0.9 ได้จากการคำนวณจาก $h = C(1+\varepsilon\cos\theta)$ และตัว journal bearing โดยสมมุติให้ oil minimum thickness หนาขนาด 2-3 μm. ตามข้อแนะนำในการออกแบบ ที่แนะนำโดย Heywood ดู Internal Combustion Engine Fundamentals หน้า 734 [1]

ฉ) การพิจารณา fluid element เป็นแบบ one dimension

ช) ของไหลเป็น แบบ Newtonian fluid

ซึ่งสมการกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod bearing เฉลี่ยตลอดการหมุนในหนึ่งรอบการทำงาน สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{con\text{-}rod} = \frac{1}{4\pi}\int_0^{4\pi} P_\theta d\theta n_{cyl} \qquad (3.2.1.2)$$

ซึ่งจากสมการ 3.2.1.2 $P_{con\text{-}rod}$ สามารถคำนวณโดยการประมาณทาง Numerical method

$$P_{con\text{-}rod} = \Delta h'\{(P_0 + P_n)\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} P_i\}n_{cyl} \qquad (3.2.1.3)$$

โดย $\Delta h'$ คือ ช่วงในการคำนวณจะเท่ากับ $(\theta_2 - \theta_1)/m$

θ_1 , θ_2 คือ เป็นมุมของ lower และ upper limit ของช่วงการคำนวณ

m คือ จำนวนช่วงในการคำนวณ

$$P_i = \{\mu R^3_{big} L_{big} \frac{2\pi}{C_{big}(1-\varepsilon^2_{big})^{1/2}} (\frac{2\pi N}{60}(1+\frac{\cos\theta_i}{\sqrt{r^2-\sin^2\theta_i}}))^2 +$$

$$\mu R^3_{small} L_{small} \frac{2\pi}{C_{small}(1-\varepsilon^2_{small})^{1/2}} (\frac{2\pi N}{60r}\cos\theta_i)^2\{(\frac{\sin\theta_i}{\sqrt{r^2-\sin^2\theta_i}})^2+1\}\} \quad (3.2.1.4)^{[43]}$$

$$r = 1/a$$

จากสมการ 3.2.1.4 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{con\text{-}rod} = F_1(\mu, R_{big}, L_{big}, C_{big}, R_{small}, L_{small}, C_{small}, a, l, n_{cyl}, N) \quad (3.2.1.5)$$

โดยสมการ 3.2.1.5 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod ได้ดังนี้

$$P_{con\text{-}rod} \propto \mu, R_{big}, L_{big}, R_{small}, L_{small}, a, n_{cyl}, N$$

$$\frac{1}{P_{con\text{-}rod}} \propto l, C_{big}, C_{small}$$

3.2.2 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Crankshaft bearing

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆในองค์ประกอบจาก crankshaft bearing ได้จากการตั้งสมมุติฐานเช่นเดียวกับในองค์ประกอบของ connecting rod bearing ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียได้ดังนี้

$$P_{crank} = \mu R_{crank}{}^3 L_{crank} \frac{2\pi}{C_{crank}(1-\varepsilon^2_{crank})^{1/2}} (\frac{2\pi N}{60})^2 n_b \quad (3.2.2.1)^{[43]}$$

จากสมการ 3.2.2.1 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{crank} = F_2(\mu, R_{crank}, L_{crank}, C_{crank}, n_b, N) \quad (3.2.2.2)$$

โดยสมการ 3.2.2.2 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก crank shaft bearing ได้ดังนี้

$$P_{crank} \propto \mu, R_{crank}, L_{crank}, n_b, N$$

$$\frac{1}{P_{crank}} \propto C_{crank}$$

3.2.3 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Piston

สำหรับความสัมพันธ์ของ piston ประกอบด้วยสองส่วน ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ได้ดังต่อไปนี้

3.2.3.ก. ความสัมพันธ์ในส่วนของ Piston skirt

จากสมการ shear stress ที่เกิดขึ้นในชั้นน้ำมันหล่อลื่นใน full journal bearing และ one dimension flow [2,3] ซึ่งแสดงรายละเอียดไว้ในบทที่2 แสดงได้ต่อไปนี้

$$\tau_{(y=h)} = \left(\frac{h}{2}\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\frac{U}{h}\right) \qquad (3.2.3.ก1)$$

ในสมการ 3.2.3.ก1 เทอมของ$\frac{\partial p}{\partial x}$นั้นจะต้องรู้ pressure distribution แต่การที่คำนวณ pressure distribution จากชั้นน้ำมันที่เกิดในช่องว่างระหว่างลูกสูบกับกระบอกสูบนั้นมีความซับซ้อน ฉะนั้นการคำนวณค่ากำลังงานสูญเสียในเชิงการประมาณการณ์สามารถทำได้โดยการตั้งสมมุติฐานเพิ่ม ดังต่อไปนี้

ก1) กำหนดให้ลูกสูบมีการเคลื่อนที่ขนานกับผนังกระบอกสูบตลอดทุกมุม crank angle

ก2) กำหนดให้ของไหลเป็น แบบ Newtonian fluid

ก3) กำหนดให้absolute viscosity มีค่าคงที่

ก4) ถือว่าผลของ $\frac{\partial p}{\partial x}$ มีการเปลี่ยนแปลงน้อย

ก5) กำหนดให้ตัว bearing เป็น rigid body

ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston skirt ได้ดังนี้

$$P_{skirt} = \frac{\mu\pi BL_{skirt}}{C_p}\left(a\frac{N}{15}\right)^2 n_{cyl} \qquad (3.2.3.ก2)^{[43]}$$

จากสมการ 3.2.3.ก2 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังต่อไปนี้

$$P_{skirt} = F_3(\mu, B, L_{skirt}, C_p, a, n_{cyl}, N) \qquad (3.2.3.ก3)$$

โดย B , a มีความสัมพันธ์กันจาก $V_d = \frac{\pi B^2}{2} a n_{cyl}$ จึงเป็นตัวแปรที่ขึ้นแก่กันทำให้สมการ 3.2.3.ก2 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก piston skirt ได้ดังนี้

$$P_{skirt} \propto \mu, B, L_{skirt}, n_{cyl}, N$$

$$\frac{1}{P_{skirt}} \propto C_p$$

3.2.3.ข. ความสัมพันธ์ในส่วนของ Piston ring

จากงานวิจัยเกี่ยวกับการคำนวณหาแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นใน piston ring โดย Furuhama[7] ได้ทำการวัดหาแรงเสียดทานจาก piston ring เป็นทั้งแบบ motoring และ firing testing ในเครื่องยนต์ diesel ที่ความเร็วรอบต่างๆเทียบกับทฤษฎีการหล่อลื่นแบบ hydrodynamic lubrication

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆในองค์ประกอบจาก piston ring ได้จากการตั้งสมมุติฐานดังนี้

ข1) กำหนดให้การหล่อลื่นเป็นแบบ hydrodynamic lubrication

ข2) กำหนดให้การการไหลเป็นแบบ one dimension

ข3) กำหนดให้ absolute viscosity มีค่าคงที่

ข4) กำหนดให้ของไหลเป็น Newtonian fluid

ข5) กำหนดให้ profile ของ sliding surface มีรูปที่สมมาตรและรูปร่างเป็นรูป quadric curve

ข6) กำหนดให้ว่าผิวของ ring นั้นยังคงขนานกับผนังกระบอกสูบ

ข7) กำหนดให้มีน้ำมันหล่อลื่นมาเลี้ยงผิวของกระบอกสูบเพียงพอตลอดเวลา

ข8) ถือว่าความหนาของน้ำมันต่ำสุดที่ช่วง middle stroke ที่ค่าเฉลี่ยประมาณ 5 μm คงที่ตลอดทุกความเร็วรอบ *

ข9) กำหนดให้ค่า offset , e มีค่าเท่ากับ b′ / 1000 [7]

ซึ่งความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ring สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{ring} = \bar{S}_P(R'_{press}n_{press} + R'_{oil}n_{oil})\pi B n_{cy} \qquad (3.2.3.ข1)$$

โดยเทอมของ

$$\bar{S}_P = 4a\frac{N}{60} \qquad (3.2.3.ข2)$$

$$R'_{press} = \mu U_{middle}\{4\int_0^b \frac{1}{h_{press}}dx - (3[\int_0^b \frac{1}{h^2_{press}}dx]^2)/(\int_0^b \frac{1}{h^3_{press}}dx) + \frac{b-rb}{h_2}\}_{(r=0.5)} \qquad (3.2.3.ข3)$$

$$R'_{oil} = \mu U_{middle}\{4\int_0^b \frac{1}{h_{oil}}dx - (3[\int_0^b \frac{1}{h^2_{oil}}dx]^2)/(\int_0^b \frac{1}{h^3_{oil}}dx) + \frac{b-rb}{h_2}\}_{(r=1)} \qquad (3.2.3.ข4)$$

---

* จากการศึกษาของ Parker [23] ได้ทดสอบวัดค่าเฉลี่ยที่ middle stroke ได้ประมาณ 5 μm ที่ความเร็วรอบ 1000 rev/min ของเครื่องยนต์ diesel engine โดยที่ความเร็วรอบต่างๆที่ middle stroke มีค่าใกล้เคียงกัน

$$h_{press} = \{ 0.0015x^2 - (\frac{1+r}{1000r} + \frac{0.0015rb'}{1+r})x + h_2 + b'/1000 \}_{(r=0.5)} \quad (3.2.3.ข5)$$

$$h_{oil} = \{ 0.0025x^2 - (\frac{1+r}{1000r} + \frac{0.0025rb'}{1+r})x + h_2 + b'/1000 \}_{(r=1)} \quad (3.2.3.ข6)$$

$$U_{middle} = \frac{2\pi N}{60}a \quad (3.2.3.ข7)$$

จากสมการ 3.2.3.ข2 และ 3.2.3.ข2 พบว่าตัวแปรการต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{ring} = F_4(\mu, B, b'_{press}, b'_{oil}, a, n_{press}, n_{oil}, n_{cyl}, N) \quad (3.2.3.ข8)$$

โดย B , a มีความสัมพันธ์กันจาก $V_d = \frac{\pi B^2}{2}an_{cyl}$ แต่เทอมของ n_{press}, n_{oil} นั้นจะกำหนดให้มีค่าคงที่ทำให้สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก piston ring ได้ดังนี้

$$P_{ring} \propto \mu, B, n_{cyl}, N$$

$$\frac{1}{P_{ring}} \propto b'_{press}, b'_{oil}$$

3.2.4 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Cam system

จากสมการ friction torque ที่เกิดบนผิว cam กับ valve follower[12,13,14] แสดงได้ดังนี้

$$T_f(\theta) = T(\theta) - T_s(\theta) \quad (3.2.4.1)$$

โดยเป็นสมการ friction torque ที่ความเร็วรอบคงที่

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆในองค์ประกอบจาก cam system ได้จากการการตั้งเงื่อนไขดังนี้

ก) กำหนดให้การวางตำแหน่งของ cam เป็นแบบ over head cam shaft

ข) กำหนดให้ valve follower เป็นแบบ flat valve follower เรียบ

ค) กำหนดให้ cam surface เป็นแบบ Petter AV1 ใน diesel engine ซึ่งเป็นแบบ simple design[11]

ง) กำหนดให้ที่ผิว cam surface มีการหล่อลื่อด้วยน้ำมันหล่อลื่นตลอดเวลา

จ) กำหนดให้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างผิว cam ใช้ที่ค่า 0.11 โดยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้ มาจากการวัด โดยใช้ motor เป็นตัวขับ cam และน้ำมันหล่อลื่นใช้ 10W30 ที่ความเร็ว cam speed 300-1500 rpm และวัดค่าสัมประสิทธิ์สูงสุดได้ในช่วง 0.1-0.14 [12]

ฉ) ขีดจำกัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ อยู่ในช่วง 1000 - 3000 รอบต่อนาที [12]

ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก cam system ได้ดังนี้

$$P_{cam} = T_{cam}\frac{\pi N}{60}\eta_{valve}\eta_{cyl} \qquad (3.2.4.1)$$

โดยเทอมของ

$$T_{cam} = {}_0\int^{360}(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2})\{\mu_c(R+S) + \frac{V_v}{\omega_c}\}d\theta \qquad (3.2.4.2)$$

สมการด้านบนสามารถคำนวณได้จากการประมาณค่าด้วยวิธี Numerical method แบบ สี่เหลี่ยมคางหมู [32]

$$T_{cam} = \{(T_0 + T_n)\frac{1}{2n} + \sum_{i=1}^{n-1}T_i\frac{1}{n}\} \qquad (3.2.4.3)^{[32]}$$

$$T_i = (KS + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000)\{\mu_c(R+S) + \frac{V_v}{\omega_c}\}/1000 \qquad (3.2.4.4)$$

n = จำนวนครั้งในการคำนวณ

$$\omega_c = \frac{\pi N}{60}$$

$$f = \frac{R^2 - r^2 + (R+L-r)^2 - 2R(R+L-r)\sin\phi}{2\{R - r - (R+L-r)\sin\phi} \qquad (3.2.4.5)$$

$$\theta_c = \arccos\{\frac{(f-R)\cos\phi}{f-r}\} \qquad (3.2.4.6)$$

valve follower lift , S mm

$$= \begin{cases} (f-R)\{1-\cos(\theta-\phi)\} & , \quad \phi \le \theta < \theta_c \\ (R+L-r)\sin\theta + r - R & , \quad \theta_c \le \theta \le 180-\theta_c \\ (f-R)\{1+\cos(\theta+\phi)\} & , \quad 180-\theta_c < \theta \le 180-\phi \end{cases}$$

valve follower velocity , V_v mm/s

$$= \begin{cases} (f-R)\omega_c\sin(\theta-\phi) & , \quad \phi \le \theta < \theta_c \\ (R+L-r)\omega_c\cos\theta & , \quad \theta_c \le \theta \le 180-\theta_c \\ -(f-R)\omega_c\sin(\theta+\phi) & , \quad 180-\theta_c < \theta \le 180-\phi \end{cases}$$

valve follower acceleration , A_v mm/s^2

$$= \begin{cases} (f-R)\omega_c^2\cos(\theta-\phi) & , \quad \phi \le \theta < \theta_c \\ -(R+L-r)\omega_c^2\sin\theta & , \quad \theta_c \le \theta \le 180-\theta_c \\ -(f-R)\omega_c^2\cos(\theta+\phi) & , \quad 180-\theta_c < \theta \le 180-\phi \end{cases}$$

โดยสมการ 3.2.4.1 , 3.2.4.2 และ 3.2.4.3 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{cam} = F_5(K, L_{lift}, R, r, P_{pl}, m, N) \qquad (3.2.4.7)$$

โดยสมการ 3.2.4.7 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก cam system ได้ดังนี้

$$P_{cam} \propto K, L_{ca}, R, P_{pk}, m, N$$

สำหรับตัวแปร tip radius นั้นไม่สามารถแสดงความสัมพันธ์แบบผกผันหรือแปรผันตาม อันเนื่องจากตัวแปร tip radius ปรากฏอยู่หลายจุดในเทอมของ frank radius

3.2.5 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Accessories load

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆจาก accessories load ประกอบด้วย 3 องค์ประกอบด้วยดังต่อไปนี้

3.2.5.ก ความสัมพันธ์ขององค์ประกอบจาก ภาระในการขับ Compressor

ทฤษฎีของงานในกับการอัด perfect gas ต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนัก gas ของ compressor [15] สามารถแสดงได้ดังนี้

$$w = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \qquad (3.2.5.ก1)^{[15]}$$

และสมการกำลังงานในที่ต้องใช้ในการอัด perfect gas สามารถแสดงได้ดังนี้

Power require = Refrigerant mass flow rate × Actual work of compression (3.2.5.ก2)

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆในองค์ประกอบจาก ภาระในการขับ compressor อยู่ภายใต้สมมุติฐานและเงื่อนไขการทำงานดังนี้

ก) การทำงานของ compressor มีการทำงานตลอดเวลาในช่วงความเร็วรอบต่ำกว่า N_{cool}

ข) ความดันของสารทำความเย็นที่ discharge pressure และ suction pressure ถือว่าคงที่ตลอดการทำงาน ซึ่ง compressor ในรถยนต์ทั่วๆไปมีการออกแบบที่ความดันที่ด้านต่างๆอยู่ในช่วง[35] ดังนี้

ด้าน evaporator อยู่ในช่วง 247 - 296 kPa (absolute pressure)[35]
หรือประมาณ ในช่วงอุณหภูมิ -7 ถึง - 1 องศาเซลเซียส

ด้าน condenser อยู่ในช่วง 1522 - 1571 kPa (absolute pressure)[35]
หรือประมาณ ในช่วงอุณหภูมิ 58 ถึง 62 องศาเซลเซียส

ค) กำหนดให้สารทำความเย็นที่เข้า compressor เป็น saturated vapour ที่ความดัน low pressure side , P_1 และ สารทำความเย็นที่ออกจาก condenser เป็น saturated liquid ที่ความดัน high pressure side , P_2

ง) กำหนดให้สารทำความเย็นเป็น R12

จ) กำหนดให้ Mechanical efficiency และ compression efficiency มีค่าคงที่

ฉ) กำหนดให้ขนาดของ condenser และ evaporator นั้นมีขนาดการถ่ายเทความร้อนเพียงพอกับภาระทางความร้อนที่เพิ่มขึ้น

ช) กำหนดขนาดของ compressor คงที่ ตามข้อมูล compressor model HG500 [20]

ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก ภาระในการขับ compressor , $P_{air\text{-}comp}$ ได้ดังนี้

$$P_{air\text{-}comp} = \frac{\pi B_{com}^2}{4} L_{com} n_{com} \frac{r_{com} N}{60} \frac{1}{v_1} \left(1+\frac{m_o}{100}\left(1-\frac{P_2}{P_1}\right)\right) \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \frac{1}{e_c e_m} \quad \text{เมื่อ } N < N_{cool}$$

$$P_{air\text{-}comp} = \left(\frac{\text{cooling load}}{h_a - h_d}\right) \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \frac{1}{e_c e_m} \quad \text{เมื่อ } N \geq N_{cool}$$

, W (3.2.5.ก3)

$$\text{เมื่อ } N_{cool} = \frac{\text{cooling load}}{h_a - h_d} \left(\frac{4}{\pi B_{com}^2 L_{com} n_{com}}\right)\left(\frac{60}{r_{com}}\right)\left(\frac{100 v_1}{\eta_{vc}}\right) \quad \text{, rev/min}$$

จากสมการ 3.2.5ก3 พบว่าตัวแปรการต่างๆ สามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์แสดงได้ดังนี้

$$P_{air\text{-}comp} = F_6(\text{Cooling load}, N) \quad (3.2.5.ก4)$$

โดยสมการ 3.2.5.ก4 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ compressor ได้ดังนี้

$$P_{air\text{-}comp.} \propto \text{Cooling load} , N$$

3.2.5.ข ความสัมพันธ์ขององค์ประกอบจาก ภาระในการขับ Alternator

สำหรับสมการกำลังงานสูญเสียในการขับ alternator สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$P_{alt} = I_a V_a + \frac{100}{25}\frac{1}{3} K_a \left(\frac{r_a \pi D_a N}{3048}\right)^{2.5} \left(\frac{D_a}{0.0254}\right) \sqrt{\frac{L_a}{0.0254}} (1000) \quad (3.2.5.ข1)$$

สำหรับสมการ 3.2.5.ข1 จะอยู่ภายใต้เงื่อนไขและสภาวะการทำงานดังต่อไปนี้

ก) กำหนดให้การทำงานของ Alternator อยู่ที่สภาวะ full load

ข) กำหนดให้ Electrical losses มีสัดส่วนคงที่กับ Mechanical losses

ค) กำหนดให้ขีดจำกัดในการใช้งานอยู่ที่ความเร็วรอบปกติของเครื่องยนต์ โดยถือให้ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ประมาณที่ 2600 รอบต่อนาทีเป็นความเร็วรอบปกติ

ง) กำหนดให้ขนาดของ Alternator เท่ากับ 50 Amp. ที่แรงดันไฟฟ้า 12 Voltage[47]

จากสมการ 3.2.5.ข1 พบว่าตัวแปรการต่างๆ สามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์แสดงได้ดังนี้

$$P_{alt} = F_7(D_s, L_s, N) \qquad (3.2.5.ข2)$$

โดยสมการ 3.2.5.ข2 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆ กับกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ alternator สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{alt} \propto D_s, L_s, N$$

3.2.5.ค ความสัมพันธ์ขององค์ประกอบจาก Cooling water, Oil pump and Miscellaneous

ภาระจากการขับ Cooling water , Oil pump and miscellaneous เป็นกำลังงานที่เครื่องยนต์ต้องสูญเสียไปกับการขับ Cooling water pump , Oil pump และกำลังงานสูญเสียจาก miscellaneous อาทิเช่น กำลังสูญเสียต่างๆใน crankcase โดยกำลังสูญเสียนี้ได้จากการนำข้อมูลจากการทดสอบมาสร้างเป็นสมการ empirical formula ในรูปของ mep ซึ่งเป็นค่า mean effective pressure ที่เสมือนการสูญเสียจาก pump และ miscellaneous เป็นค่าความดันสูญเสียในกระบอกสูบ ซึ่งสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้ [22]

$$P_{pump} = 2.69\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.5} 1000 \frac{V_d N}{120} \qquad (3.2.5.ค1)$$

$$V_d = \frac{\pi B^2}{4} 2an_{cyl} \qquad (3.2.5.ค2)$$

สำหรับเงื่อนไขและสภาวะการทำงานเช่นเดียวกับหัวข้อ pumping losses ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อถัดไป

จากสมการ 3.2.5.ค1 พบว่าตัวแปรการต่างๆ สามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์แสดงได้ดังนี้

$$P_{pump} = F_8(N) \qquad (3.2.5.ค3)$$

โดยสมการ 3.2.5.ค3 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆ กับกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ Cooling water , Oil pump and miscellaneous สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{pump} \propto N$$

3.2.6 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Pumping losses

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆในองค์ประกอบจาก pumping losses นั้นได้จาก empirical formula [22] ซึ่งเป็นผลจากการทดสอบเครื่องยนต์ที่รุ่นต่างๆโดยนำข้อมูลที่ได้จากการ

ทดสอบมาสร้างสมการความสัมพันธ์ สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะรุ่นต่างๆนั้นมีการใช้ในการทดสอบทั้งแบบ SI-engine และ CI-engine การเรียงตัวของ cam เป็นแบบ OHV , L head configurations ของเครื่องยนต์ 4 , 6 , 8 สูบ ที่ค่า compression ratio 4:1 - 17:1 , ค่า bore to stroke ratio ตั้งแต่ 0.75 - 2.5 , มีค่า displacement volume ระหว่าง 393 ถึง 2048 ml/cylinder ในการทดสอบ[22] มีเงื่อนไขการทำงานดังนี้

ก) ถือว่า manifold มีอุณหภูมิทำงานปกติ

ข) กำหนดให้อุณหภูมิที่ทางเข้า carburetor หลังผ่านไส้กรองเท่ากับ room temperature

ค) น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้เป็น grade SAE 20 ซึ่งควบคุมให้อุณหภูมิทำงานมีค่า 93.3 ± 3 องศาเซลเซียส(สำหรับ SI-engine) และ ใช้น้ำมันหล่อลื่น SAE 30 ถือว่าอุณหภูมิมีเสถียรภาพ (สำหรับ CI-engine)

ง) น้ำหล่อเย็นถูกควบคุมอุณหภูมิให้มีค่า 82 องศาเซลเซียส

จ) ทดสอบที่ขีดจำกัดเฉลี่ยของ carburetor และ ขีดจำกัดเฉลี่ย distributor

ฉ) ระบบ exhaust system ได้รับการจำลองให้ระบบมีสภาพเหมือนการใช้งานในยานยนต์

ช) ไม่มีการเดินพัดลมที่หม้อน้ำ

ซ) generator ไม่มีการ charge ไฟเข้า battery

ฌ) pump น้ำหล่อเย็นทำงานตามปกติ

ญ) ความเร็วเครื่องยนต์สูงสุดที่ 4000 รอบต่อนาที

สำหรับสมการแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก pumping losses สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{tpump} = \left\{ P_a - \frac{imep_o}{12.8} - 10.14 + P'_e\left(\frac{imep_o}{3904}\frac{N}{1000}\right)^2 + 8.9667\sqrt{\frac{imep_o}{1124.3}}\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.7}\left(\frac{2.984}{F'}\right)^{1.28} + \sqrt{\frac{(P_a - P_{i,a})}{97.94}}\left\{11.86R_c^{0.4} - (3.38+0.103R_c)\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.185}\right\}\right\}\frac{V_d N}{60\times 2} \qquad (3.2.6.1)$$

โดยเทอมของ

$$P'_e = (0.0254/100)\rho_{Hg}g \quad , \text{ kPa.}$$

$$P_{i,a} = (0.0254/1000)\rho_{Hg}g\Delta h \quad , \text{ kPa.}$$

$$imep_o = 12.87P_a\left\{\frac{P_{i,a}}{P_a} - 0.1\right\} \quad , \text{ kPa.}$$

$$P_{i_g} = P_a - \frac{imep_e}{12.8} - 10.14 \quad , \text{ kPa.}$$

$$F' = \frac{n_{iv} n_{cyl} D_{iv}^2}{V_d}$$

จากสมการ 3.2.6.1 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{ipump} = F_9(R_e, D_{iv}, \Delta h, N) \qquad (3.2.6.2)$$

โดยสมการ 3.2.6.2 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก pumping losses ได้ดังนี้

$$P_{ipump} \propto R_e, N$$

$$\frac{1}{P_{ipump}} \propto D_{iv}, \Delta h$$

3.3 ความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของยานยนต์

สำหรับความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของยานยนต์ ซึ่งในวิทยานิพนธ์เล่มนี้ จะพิจารณาที่ความเร็วรถยนต์คงที่ และ ผิวถนนระดับเรียบไม่มีความชัน ซึ่งสามารถแบ่งเป็นองค์ประกอบดังต่อไปนี้

3.3.1 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Air resistance

3.3.2 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Rolling resistance

3.3.3 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Gradient resistance

3.3.1 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Air resistance

สำหรับสมการแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก air resistance สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{air\ resist.} = \frac{1}{2} C_d \rho A_f (V_a)^3 \qquad (3.3.1.1)^{(23,24,37,38)}$$

$$V_a = \frac{N}{60} \frac{2\pi R_w}{G_T} \qquad (3.3.1.2)$$

$$G_T = G_G G_d \qquad (3.3.1.3)$$

จากสมการ 3.3.1.1 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{air\ resist} = F_{10}(C_d, A_f, G_T, N) \qquad (3.3.1.4)$$

จากสมการ 3.3.1.4 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก air resistance ได้ดังนี้

$$P_{air\ resist.} \propto C_d, A_f, N$$

$$\frac{1}{P_{air\ resist.}} \propto G_T$$

3.3.2 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Rolling resistance

ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก rolling resistance ได้ดังนี้

$$P_{roll} = fm_v gV_s \qquad (3.3.2.1)^{[23,24,37,38]}$$

$$V_s = \frac{N}{60}\frac{2\pi R_w}{G_T} \qquad (3.3.2.2)$$

$$G_T = G_G G_d \qquad (3.3.2.3)$$

จากสมการ 3.3.2.1 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{roll} = F_{11}(f, m_v, G_T, N) \qquad (3.3.2.4)$$

จากสมการ 3.3.2.4 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก rolling resistance ได้ดังนี้

$$P_{roll} \propto f, m_v, N$$

$$\frac{1}{P_{roll}} \propto G_T$$

3.3.3 ความสัมพันธ์ในองค์ประกอบจาก Gradient resistance

สำหรับสมการแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆต่อกำลังงานสูญเสียจาก air resistance สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{grad} = m_v g \sin\theta_R \frac{2\pi R_w N}{60 G_G G_d} \quad W \qquad (3.3.3.1)^{[23,24,37,38]}$$

$$G_T = G_G G_d \qquad (3.3.3.2)$$

จากสมการ 3.3.3.1 พบว่าตัวแปรต่างๆนั้นสามารถเขียนในรูป function ทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$P_{grad} = F_{12}(m_v, \theta_R, G_T, N) \qquad (3.3.3.3)$$

จากสมการ 3.3.3.3 สามารถแสดงความสัมพันธ์ของทิศทางของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียจาก gradient resistance ได้ดังนี้

$$P_{grad} \propto m_v, \theta_R, N$$

$$\frac{1}{P_{grad}} \propto G_T$$

จากการเงื่อนไขข้างต้นกล่าวว่า ในการวิเคราะห์นี้พิจารณาเฉพาะถนนแนวระดับ ผลของ gradient resistance ไม่เกิดขึ้น จึงไม่นำผลจาก gradient resistance มาคำนวณกำลังงานสูญเสียในส่วนของยานยนต์

3.4 ช่วงการทำงานของตัวแปรการออกแบบ

สำหรับการศึกษาและวิเคราะห์ผลจากการปรับปรุงค่าตัวแปรของ baseline engine data เมื่อพิจารณาเพิ่มหรือลดค่าดังกล่าวในพิสัย 10 % ซึ่งในช่วงดังกล่าวไม่รวมผลกระทบทางด้าน dynamic load ซึ่งในทางปฏิบัตินั้นอาจจะทำให้ช่วงตัวแปรบางช่วงไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริง ซึ่งในวิทยานิพนธ์เรื่องนี้ใช้เป็นเพียงกรณีในการศึกษาทิศทาง สามารถแสดงได้ดารางต่อไปนี้

ตารางที่ 3.4.1 สรุปช่วงตัวแปรการออกแบบและข้อมูลจาก baseline engine data

ตัวแปรการออกแบบ	baseline data	ช่วงตัวแปรการออกแบบ
ตัวแปรทางเทอร์โมไดนามิกส์		
- Spark advance angle , θ_s (° crank angle)	-26	(-30) - (-20)
- Combustion duration angle , θ_b (° crank angle)	40	36 - 44
- Connecting rod length , l (m)	0.14	0.12 - 0.16
- Compression ratio , R_c	9.5	8.5 - 10.5
ตัวแปรในส่วนของเครื่องยนต์		
ก.) ตัวแปรในส่วนของ Connecting rod bearing		
- Radius bearing at big-end , R_{big} (m)	0.024	0.021 - 0.026
- Radius clearance at big-end , C_{big} (m)	3.5×10^{-5}	3.15×10^{-5} - 3.85×10^{-5}
- Bearing width at big-end , L_{big} (m)	0.022	0.02 - 0.024
- Radius bearing at small-end , R_{small} (m)	0.011	0.01 - 0.012
- Radius clearance at small-end , C_{small} (m)	1.8×10^{-5}	1.62×10^{-5} - 2×10^{-5}
- Bearing width at small-end , L_{small} (m)	0.022	0.02 - 0.024
ข.)ตัวแปรในส่วนของ Crankshaft bearing		
- Radius bearing , R_{crank} (m)	0.024	0.021-0.026
- Bearing width , L_{crank} (m)	0.022	0.02-0.024
- Radius clearance , C_{crank} (m)	2.4×10^{-5}	2.2×10^{-5}-2.7×10^{-5}
ค.)ตัวแปรในส่วนของ Piston		
- Piston clearance , C_p (mm)	0.07	0.06-0.08
- Skirt length , L_{skirt} (m)	0.04	0.036-0.044
- Pressure ring depth , b'_{pres} (mm)	3.5	3-3.85
- Oil ring depth , b'_{oil} (mm)	1.1	1-1.21

ตารางที่ 3.4.1 (ต่อ) สรุปช่วงตัวแปรการออกแบบและข้อมูลจาก baseline engine data

ตัวแปรการออกแบบ	baseline data	ช่วงตัวแปรการออกแบบ
ง.) ตัวแปรในส่วนของ Cam system		
- Valve follower mass , m (kg)	0.1	0.09-0.15
- Spring stiffness , K (N/m)	24000	21600-26400
- Valve preload , F_{pi} (N)	155	140-170
- Base radius , R (mm)	15.9	14-17.5
- Tip radius , r (mm)	2.5	2.2-2.75
- Valve lift , L_{lift} (mm)	10	9-11
จ.) ตัวแปรในส่วนของ Accessories load		
- Cooling load (W)	2500	2300-2700
- Rotor diameter in alternator , D_a (m)	0.115	0.1-0.125
- Rotor length in alternator , L_a (m)	0.1	0.09-0.11
ฉ.) ตัวแปรในส่วนของ Pumping losses		
- Inlet valve diameter , D_{iv} (m)	0.03	0.027-0.033
ช.) ตัวแปรรวมสมการกำลังงานสูญเสียอื่นๆ		
- Absolute viscosity , μ (Pa.s)	0.0136	0.012-0.015
- Piston bore , B (m)	0.081	0.07-0.09
- Crank arm , a (m)	0.0385	0.0346-0.042
ตัวแปรในส่วนของยานยนต์		
ซ.) ตัวแปรในส่วนของ Air resistance		
- Drag coefficient , C_d	0.33	0.3-0.36
- Frontal area , A (m^2)	1.94	1.75-2
ฌ.) ตัวแปรในส่วนของ Rolling resistance		
- Rolling coefficient , f	0.01536	0.0145-0.0168
- Vehicle mass , m_v (kg)	1110	1000-1200

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย