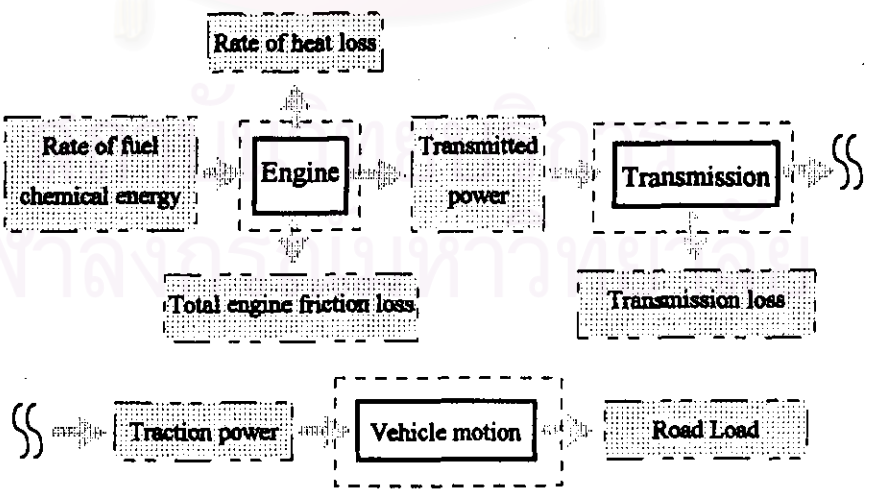
บทที่ 2
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับ เครื่องยนต์และยานยนต์ โดยเริ่มต้นการวิเคราะห์ขั้นพื้นฐานจากกฎการอนุรักษ์พลังงานในส่วนที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์นั้น กล่าวถึงความสัมพันธ์ของระยะทางการเคลื่อนที่, ความเร็ว และความเร่งของลูกสูบ, การหล่อลื่นและทฤษฎีการหล่อลื่น และในช่วงท้ายจะเป็นการกล่าวถึง ทฤษฎีที่เกี่ยวกับความสัมพันธ์ของตัวแปรการออกแบบต่างๆกับกำลังงานสูญเสียที่เกิดขึ้นในส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์และยานยนต์

2.1 กฎการอนุรักษ์พลังงาน

จากกฎการอนุรักษ์พลังงานที่ระบบปริมาตรควบคุม หรือ ระบบเปิด (Conservation of energy for control volume) ซึ่งมวลสารสามารถไหลผ่านเข้าออกตัว control volume หรือปริมาตรควบคุมได้ กล่าวว่า พลังงานไม่มีการสูญหาย แต่สามารถเปลี่ยนรูปได้ ซึ่งความสัมพันธ์ในรูปของสมดุลพลังงานสำหรับระบบปริมาตรควบคุมที่เกิดขึ้นในรถยนต์ที่ความเร็วคงที่สามารถแสดงในรูปที่ 2.1.1



รูป 2.1.1 แสดงสมดุลพลังงานสำหรับระบบปริมาตรควบคุมในรถยนต์

หอสมุดกลาง สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย 5

จากรูปที่ 2.1.1 สามารถเขียนรูปสมการแสดงการอนุรักษ์พลังงานได้ดังต่อไปนี้

Rate of fuel chemical energy - Rate of heat loss - Total engine friction loss

= Transmitted power (2.1.1)

Transmitted power = Traction power + Transmission loss (2.1.2)

เมื่อเทอมต่างๆที่แสดงไว้ในสมการ มีความหมายดังต่อไปนี้

- Rate of fuel chemical energy คือ กำลังงานที่ได้รับจากการแปรรูปพลังงานเคมีที่สะสมอยู่ในเชื้อเพลิงจะมีค่าเท่ากับ อัตราการไหลของเชื้อเพลิงเชิงมวล , $\dot{m}_f$ คูณกับค่าความร้อนของเชื้อเพลิง , HV ซึ่งสามารถเขียนในรูปสมการทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

Rate of fuel chemical energy = $\dot{m}_f HV$ (2.1.3)

- Rate of heat loss คือ กำลังงานสูญเสียเนื่องจากการสูญเสียพลังงานความร้อนไปกับไอเสียและน้ำหล่อเย็นสำหรับค่าความร้อนที่สูญเสียไปนั้นจะอยู่ในช่วงระหว่าง 50-70 % ของพลังงานเคมีที่ได้จากการสันดาปในห้องเผาไหม้

- Total engine friction loss คือ กำลังงานสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานต่างๆ ที่เกิดขึ้นในระบบเครื่องยนต์ โดยการสูญเสียในเครื่องยนต์นั้นประกอบไปด้วยองค์ประกอบหลายส่วนด้วยกัน ซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อถัดไป

- Transmitted power คือ กำลังงานที่เครื่องยนต์ผลิตออกมา เพื่อนำไปใช้เอาชนะภาระของยานยนต์ อาทิเช่น แรงด้านทานการเคลื่อนที่ของยานยนต์ และ Transmission loss

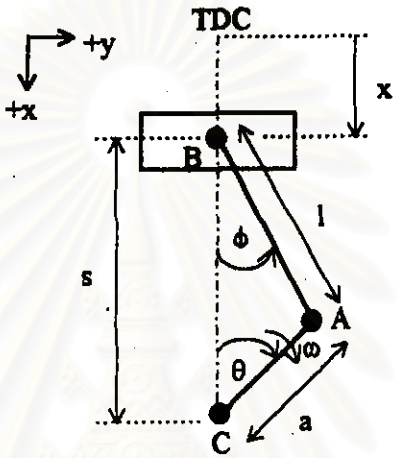
- Transmission loss คือ กำลังงานที่สูญเสียไปในระบบส่งถ่ายกำลัง

- Traction power คือ กำลังงานที่ออกจากระบบส่งถ่ายกำลังเพื่อนำไปใช้ในการลากจูง

- Road load คือ กำลังงานที่สูญเสียไปในการเอาชนะภาระน้ำหนักของยานยนต์และแรงด้านจากอากาศพลศาสตร์ ที่แนวระดับเรียบและความเร็วคงที่ โดยจะกล่าวถึงในหัวข้อต่อไป

2.2. สมการพื้นฐานของเครื่องยนต์ Reciprocating engine

สำหรับสมการพื้นฐานต่างๆที่เกี่ยวกับ reciprocating engine จะกล่าวถึงสมการความสัมพันธ์ต่างๆ ในเครื่องยนต์เช่น สมการการเคลื่อนที่, สมการความเร็ว และ สมการความเร่งของลูกสูบ ซึ่งจะกล่าวไว้ในหัวข้อนี้ โดยสมการต่างๆเหล่านี้จะเริ่มจากการวิเคราะห์ได้จากรูปที่ 2.2.1



รูป 2.2.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่างๆใน Reciprocating engine

กำหนดให้ s คือ ระยะระหว่าง crank axis ที่จุด (C) กับ piston pin axis ที่จุด B ซึ่งจะอธิบายในส่วนต่อไป , m.

x คือ ระยะเชิงเส้นที่ลูกสูบเคลื่อนที่เทียบกับจุด TDC , m.

l คือ connection rod lenght (AB) , m.

a คือ crank radius (AC) , m.

B คือ piston bore , m.

L′ คือ stroke length เป็นระยะจากจุด TDC ไป BDC มีค่าเท่ากับ 2 เท่าของระยะ a ,m

V_d คือ displacement volume เป็นปริมาตรรวมที่ลูกสูบกวาดจากจุด TDC ไป BDC เท่ากับ $2a\frac{\pi B^2}{4}n_{cyl}$, m^3.

V_c คือ clearance volume เป็นปริมาตรของกระบอกสูบรวมที่ตำแหน่ง TDC , m^3.

V'_d คือ ปริมาตรที่ลูกสูบกวาดจากจุด TDC ไป BDC ในหนึ่งกระบอกสูบ มีค่าเท่ากับ $2a\frac{\pi B^2}{4}$, m^3.

V_∞ คือ ปริมาตรของกระบอกสูบในหนึ่งกระบอกสูบที่ตำแหน่ง TDC , m^3.

2.2.1 Compression ratio , R_c คืออัตราส่วนอัดในกระบอกสูบสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$R_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \qquad (2.2.1a)^{[1]}$$

หรือ

$$R_c = \frac{V_d' + V_{cc}}{V_{cc}} \qquad (2.2.1b)$$

2.2.2 Ratio of connecting rod length to crank radius , r

$$r = \frac{l}{a} \qquad (2.2.2)^{[1]}$$

2.2.3 Piston displacement , s คือระยะระหว่าง crank axis ที่จุด C กับ piston pin axis ที่จุด B สามารถดูได้จากรูป 2.2.1

$$s = a\cos\theta + \sqrt{l^2 - (a\sin\theta)^2} \qquad (2.2.3)^{[1]}$$

2.2.4 Cylinder volume ,V_t คือปริมาตรรวมที่ลูกสูบกวาดไป ในเวลาใดๆสามารถแสดงได้ดังนี้

$$V_t = V_c + \frac{\pi B^2}{4}(l + a - s)n_{cyl} \qquad (2.2.4)^{[1]}$$

2.2.5 Piston speed , S_p (m/s) คือความเร็วของลูกสูบที่เวลาใดๆ สามารถแสดงได้ดังนี้

$$S_p = \frac{dx}{dt}$$

เมื่อ x **คือ ระยะเชิงเส้นที่ลูกสูบเคลื่อนที่โดยเทียบกับจุด TDC หรือ** $x = (l + a) - s$

$$S_p = \frac{d}{dt}(l + a - s)$$

$$= -\frac{d}{dt}(a\cos\theta + \sqrt{l^2 - (a\sin\theta)^2})$$

$$= a\sin\theta\omega\left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{r^2 - \sin\theta^2}}\right) \qquad (2.2.5)^{[1]}$$

ω **คือ อัตราเร็วเชิงมุมของเครื่องยนต์ , rad/s**

2.2.6 Mean piston speed , $\bar{S}_p$ **(m/s) คือความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบสามารถแสดงได้จาก**

$$\bar{S}_p = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} S_p d\theta$$

$$\bar{S}_p = 2L'\frac{N}{60} \quad \text{โดย} \quad L' = 2a \qquad (2.2.6)^{[1]}$$

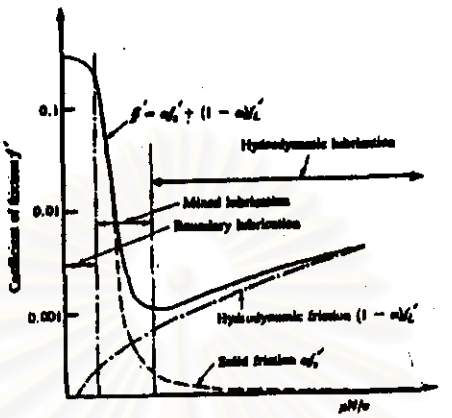
2.2.7 Acceleration of piston , $\frac{dS_p}{dt}$ (m/s^2) **คือความเร่งของลูกสูบที่เวลาใดๆ สามารถแสดงได้ดังนี้**

$$\frac{dS_p}{dt} = \frac{d}{dt}\left(a\omega\sin\theta\left(1 + \frac{a\cos\theta}{\sqrt{(l^2 - (a\sin\theta)^2}}\right)\right)$$

$$\frac{dS_p}{dt} = a\omega^2\left(\cos\theta + \frac{(r^2\cos 2\theta + \sin^2\theta)}{(r^2 - \sin^2\theta)^{\frac{3}{2}}}\right) \qquad (2.2.7)^{[1]}$$

2.3 ทฤษฎีการหล่อลื่นในเครื่องยนต์แบบ hydrodynamic lubrication

การหล่อลื่นของ journal และ slider bearing สามารถแบ่งออกเป็น 3 ลักษณะ อธิบายดังแสดงด้วย Stribeck diagram ดังในรูป 2.3.1 [1]



รูป 2.3.1 แสดง Stribeck diagram ของ journal bearing[1]

โดย Stribeck diagram เป็นการ plot ค่าระหว่าง coefficient of friction (เป็นสัดส่วนของแรงกระทำในแนว tangential กับ แรงกระทำในแนวตั้งฉากกับผิว bearing) กับ dimensionless duty parameter , $\mu N/\sigma$

เมื่อ μ คือ absolute viscosity , Pa•s

N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ , rev/min

σ คือ ความเค้นที่ bearing , N/m^2

สำหรับ coefficient of friction สามารถแสดงได้ดังนี้

$$f' = \alpha f_s' + (1-\alpha) f_L' \qquad (2.3.1)\ [1]$$

เมื่อ f_s' คือ coefficient of dry friction

f_L' คือ hydrodynamic coefficient of friction

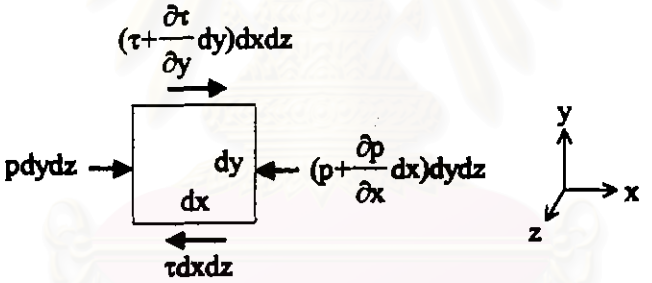
α คือ metal-metal contact constant มีค่าระหว่าง 0 ถึง 1

ก) ถ้า α มีค่าเข้าใกล้ 1 ค่า f' จะเข้าใกล้ f_s' จะเรียกแรงเสียดทานนี้ว่า boundary friction หรือจะเข้าใกล้ solid friction ซึ่งผิวโลหะของ bearing มีโอกาสสัมผัสกันโดยตรง

ข) ถ้า α มีค่าเข้าใกล้ 0 ค่า f' จะเข้าใกล้ f_L' จะเรียกแรงเสียดทานนี้ว่า hydrodynamic friction เป็นการหล่อลื่นที่มีความหนาของ film น้ำมันหล่อลื่นที่เพียงพอในการแยกผิวของโลหะรองลื่นออกจากกันโดยการหล่อลื่นแบบนี้จะไม่ทำให้เกิดการสึกกร่อนของผิวโลหะและมีแรงเสียดทานต่ำกว่าการหล่อลื่นลักษณะอื่นๆ

สำหรับชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่มีการเคลื่อนที่นั้นต้องมีการหล่อลื่นเพื่อป้องกันการสึกกร่อนของโลหะต่างๆ และเพื่อลดแรงเสียดทานจากการขัดสี ฉะนั้นทฤษฎีการหล่อลื่นมีส่วนเกี่ยวข้องอย่างมากกับระบบกลไกของเครื่องยนต์ และที่กล่าวถึงในเนื้อหาบทนี้คือการหล่อลื่นแบบ hydrodynamic lubrication ซึ่งเป็นการหล่อลื่นโดยมีน้ำมันหล่อลื่นเป็นตัวกลางแทรกระหว่างชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่สัมพันธ์ เพื่อป้องกันการเสียดสีของโลหะซึ่งก่อให้เกิดการสึกหลอของโลหะอย่างรวดเร็ว สำหรับสมมุติฐานของการหล่อลื่นแบบ hydrodynamic lubrication คือ น้ำมันหล่อลื่นนั้นมีค่าความหนืดคงที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงอันเนื่องจากอุณหภูมิในการหล่อลื่นที่สูงขึ้น และพิจารณา fluid เป็น Newtonian fluid คือ viscous stresses จะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับ element strain rates และของไหลนั้นเป็นแบบ incompressible fluid (ค่าความหนาแน่น มีค่าคงที่) ในการหล่อลื่นแบบนี้มักพบใน journal bearing

การพิจารณาทฤษฎีการหล่อลื่นแบบ hydrodynamic lubrication จะเริ่มจากการพิจารณา fluid element เล็กๆในชั้นน้ำมันโดยพิจารณาเป็น one dimension flow ซึ่งแสดงได้ดังรูป 2.3.2



รูป 2.3.2 แสดงแรงที่กระทำ fluid element ที่เกิดขึ้นในชั้นน้ำมัน

จากสมการสมดุลของแรงทั้งหมดที่กระทำต่อ fluid element ในทิศทาง x สามารถเขียนอยู่ในรูปสมการทางคณิตศาสตร์ได้ดังนี้

$$\Sigma F_x = (p+\frac{\partial p}{\partial x}dx)dydz + \tau dxdz - (\tau+\frac{\partial\tau}{\partial y}dy)dxdz - pdydz = 0 \qquad (2.3.2)^{(2,3)}$$

$$(p+\frac{\partial p}{\partial x}dx)dydz + \tau dxdz - (\tau+\frac{\partial\tau}{\partial y}dy)dxdz - pdydz = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial x}dxdydz - \frac{\partial\tau}{\partial y}dydxdz = 0$$

นั่นคือ

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial\tau}{\partial y} \qquad (2.3.3)$$

จากการพิจารณา shear stress ของ Newtonion fluid , $\tau = \mu\frac{\partial u}{\partial y}$ เมื่อแทนในสมการ 2.3.3 จะได้ว่า

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

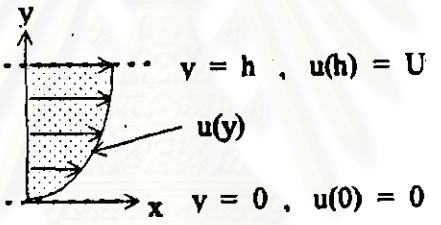
$$\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\partial y = \partial\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)$$

$$\frac{1}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}y + C_1 = \frac{\partial u}{\partial y}$$

$$\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}y^2 + C_1 y + C_2 = u(y)$$

นั่นคือสมการ velocity distribution ในทิศทาง x ที่มีความสัมพันธ์กับความสูง y สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2.3.3



รูป 2.3.3 แสดง velocity distribution ของของไหลในแนว x

เราสามารถหาคำตอบของความเร็ว u ที่ระยะ y ใดๆ ได้เป็น

$$u(y) = \frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}y^2 + C_1 y + C_2$$

ซึ่งค่า C_1 , C_2 สามารถพิจารณาได้จาก boundary condition ที่กำหนดคือ

B.C.1 ; y = 0 , u = 0

B.C.2 ; y = h (ความหนาของ oil film) , u = U (ความเร็วของของไหลที่ผิวบน)

เมื่อแทนค่า boundary conditions ดังกล่าวเพื่อหาค่า C_1 , C_2 จะได้สมการความเร็วของของไหลในแนว x ดังนี้

$$u = \frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - hy) + \frac{U}{h}y \qquad (2.3.4)^{(2,3)}$$

ปริมาตรการไหลในแนว x ต่อ หนึ่งหน่วยความยาวในทิศทางของแกน z สามารถแสดงในรูปสมการความสัมพันธ์ได้ดังต่อไปนี้

$$q = \int_0^h u\,dy$$

$$q = \int_0^h \left(\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - hy) + \frac{U}{h}y\right)dy$$

$$q = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x} \qquad (2.3.5)^{(2,3)}$$

สำหรับการหล่อลื่นระหว่างผิวโลหะที่มีการเคลื่อนที่ของน้ำมันหล่อลื่นในทิศทางอื่นที่ไม่ใช่ทิศทางรอบผิว bearing เช่นทิศทางขนานกับแกนของลูกสูบ ในกรณีการหล่อลื่นระหว่างแหวนลูกสูบกับกระบอกสูบ โดยการหล่อลื่นลักษณะนี้จะเกิดขึ้นระหว่างแหวนลูกสูบกับกระบอกสูบ อาจจะถือได้ว่าน้ำมันเคลื่อนที่ผ่านผิวแหวนลูกสูบ โดยสมการ Reynold equation ของการไหล สามารถหาได้จาก continuity equation เมื่อกำหนดให้แนวแกน x เป็นแนวการเคลื่อนที่ของน้ำมันหล่อลื่นที่ขนานกับลูกสูบและมวลของปริมาตรควบคุมของส่วนหล่อลื่นมีค่าคงที่ จะได้ว่า $\frac{\partial q}{\partial x} = 0$ ซึ่งอนุพันธ์ของสมการ 2.3.5 ใหม่ สามารถแสดง Reynold equation ได้ดังสมการ 2.3.6

$$\frac{\partial q}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right) = 0 \qquad (2.3.6)^{(2,3,31)}$$

สำหรับการหาสมการ shear stress ที่เกิดขึ้นที่ผิว bearing ในทิศทางการเคลื่อนที่ใดๆ สามารถแสดงได้โดย จากรูปสมการของ shear stress , τ เท่ากับ $\mu\frac{\partial u}{\partial y}$ ที่ผิวของของไหล $y = h$ โดยจะแทนสมการความเร็วของของไหล สมการ 2.3.4 ลงไปในเทอม $\frac{\partial u}{\partial y}$ จะได้ดังนี้

$$\tau_{(y=h)} = \mu\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - hy) + \frac{U}{h}y\right)$$

$$= \mu\left(\frac{h}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{h}\right)$$

$$\tau_{(y=h)} = \left(\frac{h}{2}\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\frac{U}{h}\right) \qquad (2.3.7)^{(2,3,34)}$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.4 กระบวนการการเผาไหม้

สำหรับกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ นั้นพบว่ามีความซับซ้อนอย่างมากในการประเมินหาค่าความดันของ gas ที่ได้จากการขยายตัวเนื่องจากกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งแบบจำลองการเผาไหม้ที่จำลองปรากฏการณ์กระบวนการเผาไหม้นั้น เป็นวิธีหนึ่งที่ช่วยในการประเมินหาค่าความดันของ gas เพื่อลดความซับซ้อนในกระบวนการเผาไหม้ จะกำหนดให้ gas เป็นแบบ single zone ideal gas ซึ่งถือว่า gas ที่อยู่ในช่วงระหว่างเกิดกระบวนการเผาไหม้เป็น gas ที่มีสถานะภาพเดียวกันหมด เช่น จะถือว่า gas ในระหว่างการเผาไหม้เป็น burned mixture

สำหรับในการวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ทาง thermodynamic ระหว่างความดัน กับปริมาตรของ gas ในช่วงเวลาการเผาไหม้ สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้ จากสมการของ perfect gas สามารถแสดงได้ดังนี้

$$PV = m_g R_g T$$

$$\ln(P) + \ln(V) = \ln(m_g R_g) + \ln(T)$$

หาอนุพันธ์ของสมการข้างต้นเทียบกับมุม crank angle , θ ได้ดังสมการ 2.4.1

$$\frac{1}{P}\frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta} \qquad (2.4.1)^{[6]}$$

โดย P คือ ความดัน gas ในห้องเผาไหม้ , N/m^2

V คือ ปริมาตร gas ในห้องเผาไหม้, m^3

T คือ อุณหภูมิของ gas ในห้องเผาไหม้, K

R_g คือ ค่าคงที่ของ gas ในห้องเผาไหม้, J/kg.K

θ คือ มุมของ crank angle , degree

จากกฎข้อที่หนึ่งสำหรับระบบเปิดในห้องเผาไหม้ หนึ่งห้องสามารถเขียนได้ดังสมการ 2.4.2.a

$$dQ' = dU + dQ'_w + dW + h'dm_a \qquad (2.4.2.a)^{[1]}$$

โดย dQ' คือ ความร้อนที่ปลดปล่อยมาจาก ปฏิกิริยาเคมีระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศขณะเกิดการเผาไหม้ , J

dQ'_w คือ ความร้อนที่ถ่ายเทไปสู่ผนังห้องเผาไหม้ , J

dW คือ งานที่ได้จากการขยายตัวของ gas กระทำต่อลูกสูบมีค่าเท่ากับ PdV , J

dU คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในระบบ , J

มีค่าเท่ากับ $m_g c_v dT + u(T)dm_g$

dm_g คือ การเปลี่ยนแปลงมวลของ gas ที่อยู่ในภายในระบบ , kg

dm_{cr} คือ การเปลี่ยนแปลงมวลของ gas ที่อยู่ภายในบริเวณ crevice area (บริเวณเล็กๆที่อยู่ระหว่างช่องว่างของแหวนกับกระบอกสูบ) , kg

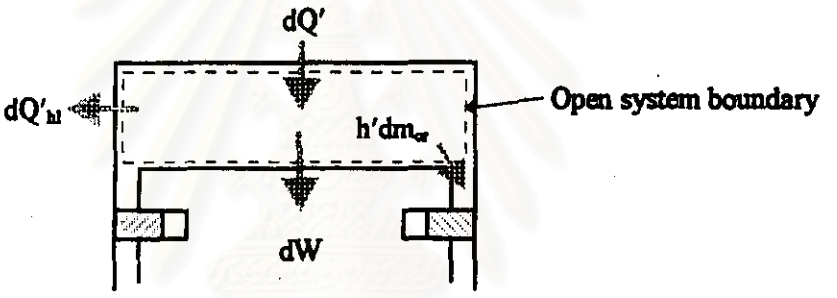
มีค่าประมาณเท่ากับ $dm_{cr} = - dm_g$

h' คือ specific enthalpy ของมวลที่เข้าออก crevice area , J/kg

$u(T)$ คือ specific internal energy ของมวลที่เปลี่ยนในระบบ

T คือ อุณหภูมิของ gas ที่อยู่ในระบบ , K

จากสมการ 2.4.2.a สามารถแสดงความสัมพันธ์ได้จากรูป 2.4.1



รูปที่ 2.4.1 แสดงระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้

เมื่อแทนค่าต่างๆ ลงในสมการ 2.4.2.a จะได้ดังสมการ 2.4.2.b

$$dQ' = m_g c_v dT - u(T)dm_{cr} + dQ'_{ht} + dW + h'dm_{cr}$$

$$= m_g c_v dT + (h' - u(T))dm_{cr} + dQ'_{ht} + PdV \quad \text{(2.4.2.b)}^{[1]}$$

จากสมการ 2.4.2.b ไม่คิดผลของ heat loss ที่ถ่ายเทไปสู่ผนังกระบอกสูบ และ ผลการเปลี่ยนแปลงมวลใน crevice area ถือว่าน้อยมาก จะทำได้สมการ 2.4.2.b เป็นดังสมการ 2.4.3

$$m_g c_v dT = dQ' - PdV \quad \text{(2.4.3)}^{[6]}$$

จากความสัมพันธ์ของ perfect gas $PV = m_g R_g T$ สามารถปรับรูปสมการ2.4.3 ใหม่ โดยการหาร mRT ทางซ้ายมือ และ PV ทางขวามือ จะได้ว่า

$$\frac{c_v}{R_g T} dT = \frac{1}{PV} dQ' - \frac{1}{V} dT \quad \text{(2.4.4)}^{[6]}$$

นำสมการ2.4.4 มาหาอนุพันธ์เทียบกับ crank angle , θ จะได้ว่า

$$\frac{c_v}{R_g T} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{PV} \frac{dQ'}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad \text{(2.4.5)}^{[6]}$$

จากความสัมพันธ์ของ specific heat ที่ constant pressure และ constant volume ของ ideal gas [1] สามารถแสดงได้ดังนี้

$$R_g = c_p - c_v \quad , \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

แทนในสมการความสัมพันธ์ของ specific heat ต่างๆลงในสมการ2.4.5 จะได้ว่า

$$\frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta} = (\gamma-1)\left(\frac{1}{PV}\frac{dQ'}{d\theta} - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}\right) \qquad (2.4.6)^{[6]}$$

จากสมการ 2.4.1 และ สมการ 2.4.6 เท่ากัน ทำให้ได้สมการใหม่คือ

$$\frac{1}{P}\frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta} = (\gamma-1)\left(\frac{1}{PV}\frac{dQ'}{d\theta} - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}\right)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\gamma-1}{V}\frac{dQ'}{d\theta} - \gamma\frac{P}{V}\frac{dV}{d\theta} \qquad (2.4.7a)^{[6]}$$

สำหรับสมการความร้อนที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อหนึ่งหน่วย crank angle สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\frac{dQ'}{d\theta} = Q'_{in}\frac{dx}{d\theta} \qquad (2.4.7b)$$

โดย Q'_{in} คือ ค่าความร้อนทั้งหมดที่ได้จากเชื้อเพลิงเมื่อเครื่องยนต์ทำงานครบหนึ่งวัฏจักร , J/cycle

x คือ เป็นสัดส่วนของความร้อนที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิง (fraction of the heat release) จะอยู่ในช่วง $\theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b$ ซึ่งสามารถแสดงรูปสมการได้ดังนี้

$$x = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b}\right)^n\right] \qquad (2.4.8)^{[6]}$$

โดย θ_s คือ มุม spark advance , degree crank angle

θ_b คือ ช่วงเวลาในการเผาไหม้เชื้อเพลิง , degree crank angle

n คือ ค่า index ที่ได้จากการ fit curve จาก experimental data โดยมีค่าของ n นั้นจะขึ้นกับ characteristic ของ combustion chamber สำหรับค่า n โดยทั่วไปมีค่าประมาณ 4 [4]

นำสมการ 2.4.8 หาอนุพันธ์จะได้ดังสมการ 2.4.9

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{n}{\theta_b}\left(\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b}\right)^{n-1}\exp\left[-\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b}\right)^n\right]\right) \qquad (2.4.9)$$

V คือ ปริมาตรของ gas ซึ่งจะมีค่าเท่ากับปริมาตรกระบอกสูบในหนึ่งกระบอกสูบ ฉะนั้นเมื่อนำสมการ 2.2.4 หารด้วยจำนวนกระบอกสูบ, n_{cyl} ทำให้สมการของปริมาตรกระบอกสูบในหนึ่งกระบอกสูบ สามารถแสดงได้ดังนี้

$$V = V_\infty + \frac{\pi B^2}{4}(1 + a - s) \qquad (2.4.10a)$$

โดย V_∞ คือ ปริมาตรกระบอกสูบในหนึ่งกระบอกสูบที่ตำแหน่ง TDC เท่ากับ $\frac{V_s}{n_{cyl}}$, m^3

B คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบ , m

s คือ ระยะเชิงเส้นที่ลูกสูบเคลื่อนที่ได้ มีค่าเท่ากับ $a(\cos\theta+\sqrt{(r^2-\sin^2\theta)})$, m

l คือ ระยะความยาวของ connecting rod , m

a คือ รัศมีเพลาข้อเหวี่ยง , m

เมื่อแทนค่าต่างๆลงสมการ 2.4.10a จะได้สมการความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับมุม crank angle ดังสมการ 2.4.10b

$$V = V_\infty + a\frac{\pi B^2}{4}(r+1-\cos\theta-\sqrt{(r^2-\sin^2\theta)}) \qquad (2.4.10b)$$

โดย r คือ อัตราส่วนของ l/a

อัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรกระบอกสูบเทียบกับมุม crank angle สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{a\pi B^2}{4}(\sin\theta+\frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2-\sin^2\theta}})\frac{\pi}{180} \qquad (2.4.11)$$

และ $$dV = \frac{a\pi B^2}{4}(\sin\theta+\frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2-\sin^2\theta}})d\theta\frac{\pi}{180} \qquad (2.4.12)$$

เมื่อแทนค่า V , $\frac{dV}{d\theta}$ และ $\frac{dQ'}{d\theta}$ จาก 2.4.10b , 2.4.11 และ 2.4.7b ลงในสมการ 2.4.7a สมการของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันกับมุม crank จะสามารถแสดงได้ดังสมการ 2.4.13

$$\frac{dP}{d\theta} = \{\frac{(\gamma-1)}{V}Q'_{in}\frac{n}{\theta_b}((\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b})^{n-1}\times\exp[-(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b})^n]) - \frac{\gamma P}{V}[\frac{a\pi B^2}{4}(\sin\theta+\frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2-\sin^2\theta}})]\frac{\pi}{180}\} \qquad (2.4.13)$$

จากสมการ 2.4.13 สามารถหา pressure distribution โดยใช้วิธีทาง Numerical method อาทิ วิธีของ Euler method หรือ Modified Euler's Method ฯลฯ ซึ่งวิธีของ Euler เป็นการประมาณค่าความชันจากรูปของ derivative ของความดันกับมุม crank angle ในช่วงการคำนวณที่คงที่ วิธีของ Euler method กำหนดตัวอย่าง derivative ไว้ดังนี้

$$\frac{dy}{dx} = f(x,y) \quad , \quad y = g(x) \qquad (2.4.14)^{[32]}$$

โดย ค่าความชันจะประมาณที่ช่วงการประมาณคือ $h = x_{i+1} - x_i$ ที่เท่าๆกันจะได้คือ

$$\frac{dy}{dx} \approx \frac{(y_{i+1}-y_i)}{h}$$

เมื่อแทนค่าประมาณลงในสมการ 2.4.14 จะได้ดังต่อไปนี้

$$y_{i+1} = y_i + f(x_i, y_i)h \qquad (2.4.15)$$

โดยค่าของ $f(x_i, y_i)$ คือค่าความชันของสมการ 2.4.14 โดยแบ่งช่วงในการประมาณขนาดเท่ากับ h

จากสมการความสัมพันธ์ของความดัน gas , P ในห้องเผาไหม้กับมุม crank angle , θ แสดงได้ดังนี้

$$\frac{dP}{d\theta} = f(\theta,P) = \left\{ \frac{(\gamma-1)}{V} Q'_{in} \frac{n}{\theta_b} \left(\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b} \right)^{n-1} \exp\left[-\left(\frac{\theta-\theta_s}{\theta_b} \right)^n \right] \right) - \frac{\gamma P}{V} \left[\frac{a\pi B^2}{4} \left(\sin\theta + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) \right] \frac{\pi}{180} \right\}$$

จะได้การประมาณค่าความชันเป็น

$$\frac{dP}{d\theta} \approx \frac{(P_{i+1} - P_i)}{h}$$

ฉะนั้นจะได้สมการการประมาณความดันที่ช่วงมุม $\theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b$

$$P_{i+1} = P_i + f(\theta_i, P_i)h \qquad (2.4.16)$$

การคำนวณหาค่างานจาก gas กระทำต่อลูกสูบในช่วง compression และ expansion stroke สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.4.17

$$\text{Gross indicated work} = \int_{-180}^{180} P_\theta dV \quad , \text{ J/cycle/cylinder} \qquad (2.4.17)$$

ฉะนั้น Gross indicated power , $P_{gro\text{-}in}$ สามารถคำนวณได้ดังสมการ 2.4.18

$$P_{gro\text{-}in} = \left(\int_{-180}^{180} P_\theta dV \right) \frac{N}{2 \times 60} n_{cyl} \quad , \text{ W} \qquad (2.4.18)$$

แทนสมการ 2.4.12 ลงในสมการ 2.4.18 จะได้ว่า

$$P_{gro\text{-}in} = \int_{-180}^{180} P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a \left(\sin\theta + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) \frac{\pi}{180} d\theta \frac{N}{2 \times 60} n_{cyl} \qquad (2.4.19)$$

สำหรับสมการของ Net indicated power , $P_{net\text{-}in}$ จะเท่ากับ Gross indicated power, $P_{gro\text{-}in}$ หักกำลังงานสูญเสียจาก pumping losses โดยผลของ pumping losses จะกล่าวในหัวข้อถัดไป ทำให้ได้ว่า

$$P_{net\text{-}in} = \left\{ \int_{-180}^{\theta_s} P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a \left(\sin\theta + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) \frac{\pi}{180} d\theta + \int_{\theta_s}^{\theta_b} P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a \left(\sin\theta + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) \frac{\pi}{180} d\theta + \int_{\theta_b}^{180} P_\theta \frac{\pi B^2}{4} a \left(\sin\theta + \frac{1}{2} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}} \right) \frac{\pi}{180} d\theta \right\} \frac{N}{2 \times 60} n_{cyl} - P_{tpump} \qquad (2.4.20)$$

เมื่อ P_{pump} คือ กำลังงานสูญเสียจาก pumping losses โดยรายละเอียดแสดงในสมการ 2.5.ฉ.6 ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อถัดไป

เนื่องจากคำตอบของสมการ

$$P = \int F dx \quad , \quad \text{โดย} \quad F = f(x)$$

สามารถประมาณได้ด้วยวิธี Numerical method โดยแบ่งการคำนวณออกเป็นช่วงๆ การประมาณด้วย Numerical method ของรูป integration term แบบวิธีสี่เหลี่ยมคางหมูสามารถแสดงได้ดังนี้

$$P \approx \Delta h' \{ (F_0 + F_n)\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} F_i \} \qquad (2.4.21)^{[32]}$$

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

เมื่อ θ_1 , θ_2 คือ เป็นมุมของ lower และ upper limit ของช่วงการคำนวณ

m คือ จำนวนช่วงในการคำนวณ

F_0 คือ function ของ x เริ่มต้น , $F_0 = f(x_0)$

F_n คือ function ของ x ตัวสุดท้าย , $F_n = f(x_n)$

F_i คือ function ของ x ตัวที่ i , $F_i = f(x_i)$

จากสมการ 2.4.20 สามารถประมาณค่าตอบด้วย Numerical method แบบสี่เหลี่ยมคางหมูได้ดังนี้

$$P_{net\text{-}in} = \Delta h' \{ (F_0 + F_n)\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} F_i \} - P_{pump} \qquad (2.4.21)$$

โดย 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 , $F_i = P_{\theta i}\frac{\pi B^2}{4} a(\sin\theta_i + \frac{1}{2}\frac{\sin 2\theta_i}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta_i}})\frac{\pi}{180} = f(\theta_i)$

ในการประมาณค่านั้นเทอมของ P_θ จะถูกแบ่งพิจารณาเป็น 3 ช่วง ดังนี้

ก) ช่วงจังหวะการอัด 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

$$V_\infty + a\frac{\pi B^2}{4}\{ r + 1 - \cos(-180) - \sqrt{(r^2 - \sin^2(-180))} \} , \ m^3$$

$$V_\theta = V_\infty + a\frac{\pi B^2}{4}\left(r + 1 - \cos\theta - \sqrt{(r^2 - \sin^2\theta)} \right), m^3$$

ข) ช่วงจังหวะการเผาไหม้ ซึ่งค่าความดันจะคำนวณวิธี Numerical method ตามสมการ

2.4.15 โดย $P_i = P_\theta$ เมื่อ $\theta_a \le \theta \le \theta_a + \theta_b$

ค) ช่วงจังหวะการขยายโดยการขยายเป็นแบบ isentropic process สามารถแสดงค่า P_θ ได้ดังนี้

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

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

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

$$V_\infty + a\frac{\pi B^2}{4}\left\{ r + 1 - \cos(\theta_a + \theta_b) - \sqrt{(r^2 - \sin^2(\theta_a + \theta_b))} \right\}, m^3$$

$$V_\infty = \frac{V'_d}{r_c - 1}, m^3$$

V'_d = ปริมาตรกวาดของลูกสูบในหนึ่งกระบอกสูบ , m^3

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.5 กำลังงานสูญเสียจากเครื่องยนต์

สำหรับกำลังงานที่สูญเสียจากเครื่องยนต์นั้น เป็นกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานและภาระในการขับอุปกรณ์ช่วยต่างๆ ในเครื่องยนต์ อันประกอบไปด้วยองค์ประกอบต่างๆดังต่อไปนี้

2.5.ก) กำลังงานสูญเสียจาก Connecting rod bearing

2.5.ข) กำลังงานสูญเสียจาก Crankshaft bearing

2.5.ค) กำลังงานสูญเสียจาก Piston และ piston rings

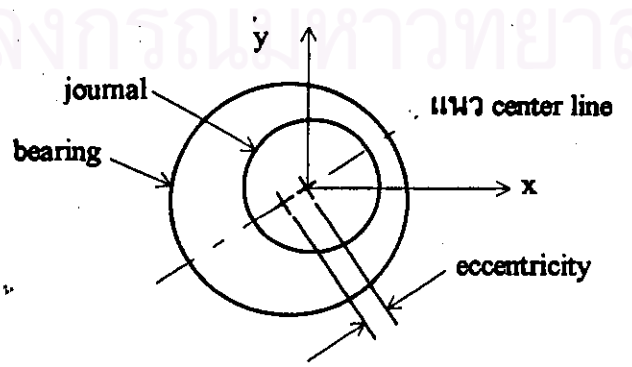
2.5.ง) กำลังงานสูญเสียจาก Cam system

2.5.จ) กำลังงานสูญเสียจาก Accessories loads

2.5.ฉ) กำลังงานสูญเสียจาก Pumping losses

2.5.ก) กำลังงานสูญเสียจาก Connecting rod bearing

สำหรับกำลังงานที่สูญเสียจาก connecting rod bearing เป็นกำลังงานที่สูญเสียจากแรงเสียดทานที่เกิดจากการหล่อลื่น โดยส่วนที่สัมผัสกับ viscous fluid นั้นประกอบไปด้วยส่วนของด้าน big-end bearing และ ด้าน small-end bearing โดยทั้งสองส่วนนั้น เป็น bearing แบบ journal bearing ซึ่งตัว journal bearing เป็น รองลื่นที่มีน้ำมันหล่อลื่นเป็นตัวกลางในการรองรับเพื่อที่จะไม่ทำให้เกิดการขัดสีของผิวโลหะทั้งสองโดยตรงหรือเป็นการหล่อลื่นแบบ hydrodynamic lubrication ระหว่าง journal กับ bearing นั้นเอง ซึ่งตัว journal bearing นั้นประกอบด้วย สองส่วนคือตัว journal และ ตัว bearing ดังแสดงในรูป 2.5.ก.1



รูป 2.5.ก.1 แสดงรูปร่างของตัว journal bearing

ในการวิเคราะห์กำลังงานสูญเสียที่เกิดขึ้นนั้นกระทำภายใต้สมมุติฐานดังนี้

ก) การหล่อลื่นเป็นแบบ hydrodynamics

ข) การไหลของน้ำมันหล่อลื่นเป็น one dimensional flow

ค) สภาวะการหล่อลื่นเป็นแบบ full film lubrication

ง) ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมีค่าคงที่

เริ่มจากการหาค่า stress ที่เกิดใน Newtonion fluid element แบบ one dimension สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$\tau = \mu\frac{\partial u}{\partial y} \qquad (2.5.ก.1)^{(2,3,31)}$$

ซึ่งความเร็วของของไหลในทิศทาง x แบบ one dimension ของการหล่อลื่นแบบ hydrodynamic lubrication สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ก.2

$$u = \frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}y^2 + C_1y + C_2 \qquad (2.5.ก.2)^{(2,3,31)}$$

โดยค่าคงที่ C_1 , C_2 หาได้จาก boundary conditions ในรูปของ general form ดังต่อไปนี้

BC1 ; $y = 0$, $u = U_2$ (คือ ความเร็วที่ผิวของ bearing)

BC2 ; $y = h$, $u = U_1$ (คือ ความเร็วที่ผิวของ journal)

ใน connecting rod อาจถือได้ว่าความเร็วของของไหลที่ผิว bearing และ journal นั้นเป็นความเร็วเดียวกันกับตัว bearing และ journal ตามลำดับ ดังนั้นความเร็วในทิศทาง x สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ก.3

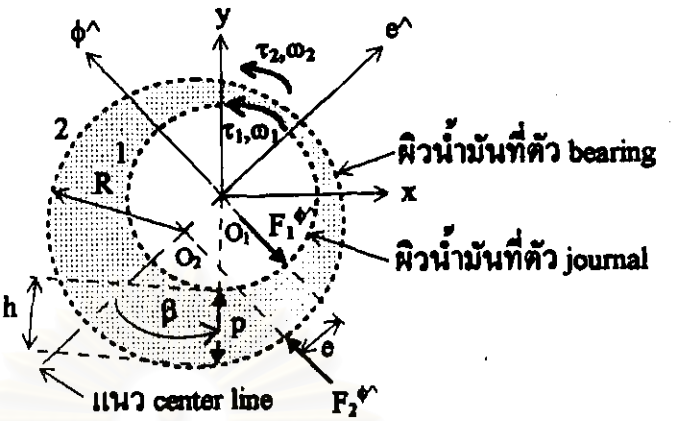
$$u = \frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - hy) + \frac{U_1 - U_2}{h}y + U_2 \qquad (2.5.ก.3)^{(2,3,31)}$$

เมื่อแทนสมการ 2.5.ก.3 ลงใน 2.5.ก.1 จะได้ค่า shear stress ที่ความหนาของ oil film เท่ากับ h ได้ดังสมการ 2.5.ก.4

$$\tau = \frac{h}{2}\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\frac{U_1 - U_2}{h} \qquad (2.5.ก.4)^{(2,3,31)}$$

สำหรับการวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ นั้น วิเคราะห์จากแรงที่กระทำต่อผิวของ oil film โดยแสดงได้ดังรูป 2.5.ก.2

หอสมุดกลาง ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูป 2.5.ก.2 แสดงตัวแปรที่เกี่ยวข้องในตัว connecting rod bearing

จากรูป 1 คือ ตัว journal

2 คือ ตัว bearing

$\phi^\wedge$ คือ unit vector แสดงทิศทางที่ตั้งฉากกับแนวที่ผ่านจุดศูนย์กลางของที่ bearing และ journal

$e^\wedge$ คือ unit vector แสดงทิศทางที่ผ่านจุดศูนย์กลางของ journal และ bearing

β คือ มุมที่บอกตำแหน่งใน connecting rod อ้างอิงตามรูป 2.5.ก.2 , degree

e คือ ระยะเยื้องศูนย์กลางของ bearing และ journal , eccentricity , m.

ω_1 คือ ความเร็วเชิงมุมของของไหลที่ติดกับผิวของ journal , rad./s

ω_2 คือ ความเร็วเชิงมุมของของไหลที่ติดกับผิวของ bearing , rad./s

h คือ oil film thickness ที่มุมต่างๆ จะมีค่าเท่ากับ $h = C(1+\varepsilon\cos\beta)$, m.

เมื่อ ε คือ eccentricity ratio = e/C จะขึ้นกับ load ที่กระทำกับ bearing

C คือ radius clearance เป็นผลต่างของรัศมีของ bearing และ journal , m

R คือ รัศมีของ bearing ซึ่งรัศมีของทั้ง ตัว journal มีขนาดใกล้เคียงกับ bearing , m

p คือ ความดันที่เกิดขึ้นในชั้นน้ำมันหล่อลื่น , Pa

จากสมการ 2.5.ก.4 ซึ่งเป็นสมการของ shear stress เนื่องจาก viscous force ของ oil film ที่กระทำต่อผิวของ journal ในการวิเคราะห์ จะเปลี่ยนระบบแกนจาก ระบบเชิงเส้นเป็นระบบเชิงมุม โดยให้ $x = R\beta$ และ ให้ความเร็วที่ผิวของทั้ง journal และ bearing อยู่ในรูปของ angular velocity ที่หมุนรอบจุดศูนย์กลางของทั้งตัว journal และ bearing จะได้ว่า shear stress ที่กระทำต่อผิวของ journal สามารถหาได้จากสมการที่ 2.5.ก.5

$$\tau_1 = \frac{h}{2R}\frac{\partial p}{\partial \beta} + \mu R\frac{\omega_1 - \omega_2}{h} \qquad (2.5.ก.5)^{[4]}$$

และ shear stress ที่กระทำต่อผิวของ bearing จะได้ดังสมการ 2.5.ก.6

$$\tau_2 = \frac{h}{2R}\frac{\partial p}{\partial \beta} + \mu R\frac{\omega_2 - \omega_1}{h} \qquad (2.5.ก.6)^{[4]}$$

จากสมการ(2.5.ก.5)และ(2.5.ก.6) สามารถเขียนอยู่ในรูปของ general form ดังสมการ 2.5.ก.7

$$\tau_i = \frac{h}{2R}\frac{\partial p}{\partial \beta} + \delta_i\mu R\frac{\omega_1 - \omega_2}{h} \qquad (2.5.ก.7)^{[4]}$$

เมื่อ $i. = 1$ จะได้ $\delta_1 = +1$

$i. = 2$ จะได้ $\delta_2 = -1$

สำหรับ friction torque , T เนื่องจาก viscous force ที่กระทำต่อตัว journal bearing สามารถหาได้จากการ integrate ตลอดพื้นที่ผิวสัมผัสของ oil film นั้นคือ

$$T = R\iint \tau dA$$

โดย $dA = Rd\beta dz$ และ τ คือ shear stress ที่ผิวของ oil film นั้นๆ ทำให้รูป general form ของ friction torque สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$T_i = R^2\iint\left(\frac{h}{2R}\frac{\partial p}{\partial \beta} + \delta_i\mu R\frac{\omega_1 - \omega_2}{h}\right)d\beta dz$$

$$= \iint\left(\frac{hR}{2}\frac{\partial p}{\partial \beta} + \delta_i\frac{\omega_1 - \omega_2}{h}\mu R^3\right)d\beta dz$$

พิจารณาเทอมแรก แก้สมการโดยการใช้เทคนิคการอินทิเกรตแบบ by part จะได้ว่า

$$\iint\left(\frac{hR}{2}\frac{\partial p}{\partial \beta}\right)d\beta dz = \frac{R}{2}\iint\left(h\frac{\partial p}{\partial \beta}\right)d\beta dz \text{ , เมื่อ } h = C(1+\varepsilon\cos\beta)$$

$$= \frac{R}{2}\int\{hp|_0^{2\pi} + \int_0^{2\pi} p\varepsilon\sin\beta d\beta\}dz$$

สำหรับความดันสัมพัทธ์กับบรรยากาศของน้ำมันที่จุด $\beta = 0$ และ 2π มีค่าเป็นศูนย์ [4] เนื่องจากความดันน้ำมันที่เกิดด้านตรงข้ามกับผิวที่รับแรงกระทำ เทียบกับความดันน้ำมันที่เกิดด้านรับแรงมีความแตกต่างกันมาก และความดันของน้ำมันด้านตรงข้างผิวรับแรงมีค่าน้อย จนอาจถือได้ว่าที่ตำแหน่งนี้มีความดันสมบูรณ์ของน้ำมันเท่ากับความดันบรรยากาศ ฉะนั้นเทอม $hp|_0^{2\pi}$ จึงมีค่าเท่ากับ 0 จะทำให้ได้สมการดังนี้

$$\iint\left(\frac{hR}{2}\frac{\partial p}{\partial \beta}\right)d\beta dz = \frac{e}{2}\iint p\varepsilon\sin\beta dA \quad \text{, เมื่อ } dA = Rd\beta dz$$

เมื่อพิจารณาจากรูป 2.5.ก.2 ที่แสดงไว้จะได้ว่า

$$\frac{e}{2}\iint p\varepsilon\sin\beta dA = \frac{e}{2}\times\text{แรงรวมที่กระทำต่อผิวของ oil film ในทิศทางตั้งฉากกับแนว center line}$$

โดยแรงที่กระทำต่อผิวของ oil film ในทิศทางตั้งฉากกับแนว center line มีค่าเท่ากับ F_i^{ϕ} ดังนั้น

$$\frac{e}{2}\iint p e \sin\beta dA = -\delta_i \frac{e}{2} F_i^{\phi}$$

พิจารณาเทอมที่สองจะได้ว่า

$$\iint \delta_i \frac{\omega_1 - \omega_2}{h} \mu R^3 d\beta dz = \delta_i(\omega_1 - \omega_2)\mu R^3 L\{\int^{2\pi} \frac{1}{h} d\beta\} \quad , \quad L = \int^{L} dz$$

สำหรับคำตอบของเทอม $\int^{2\pi} \frac{1}{h} d\beta$ นั้นจะมีเท่ากับ $= \frac{2\pi}{C(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$ ทำให้ได้ว่า

$$\iint \delta_i \frac{\omega_1 - \omega_2}{h} \mu R^3 d\beta dz = \delta_i(\omega_1 - \omega_2)\mu R^3 L \frac{2\pi}{C(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$$

กำหนดให้ $J^{00}_1 = \frac{2\pi}{(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$ [2,3] ทำให้สามารถแสดงในรูปสมการ ดังต่อไปนี้

$$\iint \delta_i \frac{\omega_1 - \omega_2}{h} \mu R^3 d\beta dz = \delta_i(\omega_1 - \omega_2)\mu R^3 L \frac{J^{00}_1}{C}$$

ทำให้ได้สมการของ general friction torque คือ

$$T_i = \delta_i \{ (\omega_1 - \omega_2)\mu R^3 L \frac{J^{00}_1}{C} - \frac{e}{2} F_i^{\phi} \} \qquad (2.5.ก.8)^{[4]}$$

กำหนด $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$

$$B = \mu R^3 L \frac{J^{00}_1}{C}$$

ฉะนั้นสมการ 2.5.ก.8 สามารถแสดงสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$T_i = \delta_i \{ B\Delta\omega - \frac{e}{2} F_i^{\phi} \} \qquad (2.5.ก.9)^{[4]}$$

สำหรับ Power loss ที่เกิดขึ้นใน journal bearing คือ อัตราของงานที่กระทำต่อผิวน้ำมัน โดยจะพิจารณาในรูปของ vector จะสามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ก.10

$$P_{loss} = \sum_{i=1}^{2} (F_i \bullet V_i + T_i \bullet \omega_i) \qquad (2.5.ก.10)^{[4,5]}$$

F_i คือ แรงรวมที่กระทำต่อผิวของ oil film ผิวที่ i. , N

V_i คือ ความเร็วของ eccentric ที่ผิว i. , m/s

T_i คือ friction torque ที่กระทำต่อผิว i. , N-m

ω_i คือ angular velocity ที่ผิว i. , rad/s

เทอมของ $F_i \bullet V_i$ ค่าที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยเนื่องจากเทอมความเร็วในแนว eccentricity มีค่าน้อยมาก ทำให้สามารถตัดทิ้งได้ ฉะนั้นจากสมการ 2.5.ก.10 จะเหลือเพียงเทอมหลังคือเทอมของ $T_i \bullet \omega_i$ โดยจะเหลืออยู่ในรูปของ scalar ดังต่อไปนี้

$$P_{loss} = \{B\Delta\omega - \frac{e}{2}F_1^{\phi\wedge}\}\omega_1 - \{B\Delta\omega - \frac{e}{2}F_2^{\phi\wedge}\}\omega_2$$

$$= B\Delta\omega\omega_1 - B\Delta\omega\omega_2 - \frac{e}{2}(F_1^{\phi\wedge}\omega_1 - \frac{e}{2}F_2^{\phi\wedge}\omega_2)$$

จากรูป 2.5.ก.2 พิจารณาในแนว $\phi\wedge$ จะได้ว่าแรงรวมที่กระทำที่ผิว1 จะเป็น reaction ของแรงรวมที่กระทำต่อผิว 2 ในทิศทาง $\phi\wedge$ หรือ $F_1^{\phi\wedge} = -F_2^{\phi\wedge}$

โดย $F_1^{\phi\wedge}$ เป็นแรงรวมที่น้ำมันหล่อลื่นกระทำต่อผิวของ journal ในแนวทิศทาง $\phi\wedge$

$F_2^{\phi\wedge}$ เป็นแรงรวมที่น้ำมันหล่อลื่นกระทำต่อผิวของ bearing ในแนวทิศทาง $\phi\wedge$

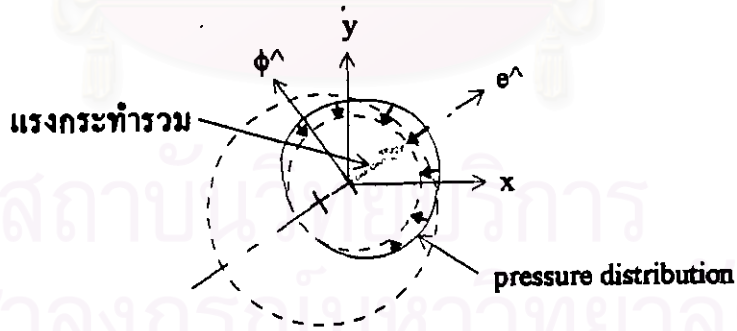
ทำให้ได้ว่าสมการความสัมพันธ์กำลังงานสูญเสียสามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{loss} = B\Delta\omega\Delta\omega - \frac{e}{2}F_1^{\phi\wedge}(\omega_1 + \omega_2)$$

ถ้ากำหนด $\bar{\omega} = (\omega_1 + \omega_2)/2$ จะได้สมการ power loss คือ

$$P_{loss} = B\Delta\omega\Delta\omega - eF_1^{\phi\wedge}\bar{\omega} \qquad (2.5.ก.11)^{(4,5)}$$

จากสมการ 2.5.ก.11 เพื่อลดทอนความซับซ้อนในการคำนวณ เราจะกำหนดเงื่อนไขว่า bearing เป็น rigid body และ pressure distribution ที่เกิดขึ้นจริงนั้นสมมาตร จึงกำหนดให้รูปทรงสมมาตรในแนว center line ทำให้แรงรวมที่กระทำต่อผิวน้ำมันทั้งที่ผิวของ journal และ bearing อยู่ในแนวเดียวกับ center line หรือมีทิศเดียวกับ vector $e\wedge$ เทอม $eF_1^{\phi\wedge}\bar{\omega}$ ไม่ส่งผลต่อแนว $e\wedge$ และแรง $F_1^{\phi\wedge} = \iint p\sin\beta dA$ จึงมีค่าเท่ากับ 0 เนื่องจากมีความสมมาตรของความดันที่กระทำ สามารถแสดงได้ดังรูป 2.5.ก.3



รูป 2.5.ก.3 แสดง pressure distribution ที่สมมาตรในแนว center line ที่กระทำต่อ bearing

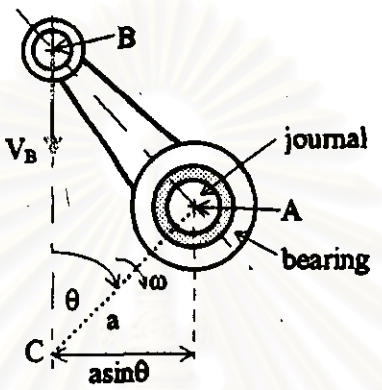
ฉะนั้นสมการกำลังงานสูญเสียนั้น สามารถประมาณได้ดังสมการ 2.5ก.12

$$P_{loss} \approx B\Delta\omega\times\Delta\omega \qquad (2.5.ก.12)$$

เขียนสมการในรูปของ scalar ได้ดังนี้

$$P_{loss} \approx \mu R^3 L\frac{2\pi}{C(1-\varepsilon^2)^{1/2}}\Delta\omega^2 \qquad (2.5.ก.13)$$

สำหรับการคำนวณ $\Delta\omega$ ที่เกิดขึ้นใน connecting rod bearing ที่ด้าน big-end นั้น เราสามารถประมาณให้ $\Delta\omega$ มีค่าเท่ากับ relative angular velocity ที่สัมพัทธ์ระหว่างจุดศูนย์กลางของ journal กับ bearing เนื่องจากระยะเยื้องศูนย์ (eccentric,e) ระหว่าง journal กับ bearing ทางด้าน big-end มีค่าน้อยทำให้ relative angular velocity ทางด้าน big-end side และ $\Delta\omega$ มีค่าแตกต่างกันไม่มากนัก ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากรูปที่ 2.5.ก.4



รูป 2.5.ก.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่างๆใน connecting rod (big-end)

จากรูป 2.5.ก.4 ถ้าพิจารณาให้ตัว journal หยุดชั่วขณะ โดยเรายืนอยู่ที่จุด A เราจะมองเห็นตัว connecting rod หมุนรอบตัว journal ที่จุด A และ ความเร็วสัมบูรณ์ที่จุด B (V_B) จะมีค่าเท่ากับ ความเร็วของลูกสูบ(piston speed) ดังนั้นจึงสามารถแทน S_p ด้วย V_B ในสมการ 2.2.5 จึงได้ว่า

$$V_B = a\sin\theta \bullet \omega\left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}\right) \qquad (2.5.ก.14)$$

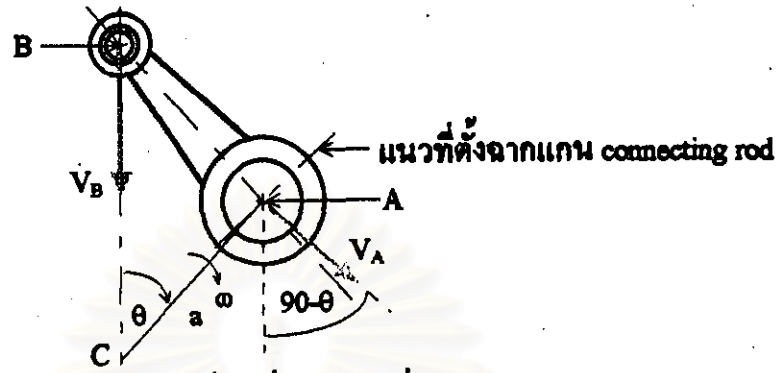
ฉะนั้น ความเร็วเชิงมุมสัมพัทธ์ขณะใดขณะหนึ่งระหว่าง bearing เทียบกับ journal จะมีค่าเท่ากับ ระยะทางที่ตั้งฉากกับความเร็วเชิงเส้น (asinθ) หารด้วยความเร็วสมบูรณ์เชิงเส้น (V_B) ซึ่งสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\Delta\omega = \frac{V_B}{a\sin\theta}$$

$$\Delta\omega = \omega\left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}\right) \qquad (2.5.ก.15)^{[6]}$$

สำหรับการคำนวณ $\Delta\omega$ ที่เกิดขึ้นใน connecting rod bearing ที่ด้าน small-end นั้น เราสามารถประมาณให้ $\Delta\omega$ มีค่าเท่ากับ relative angular velocity ที่สัมพัทธ์ระหว่างจุด A และ B เนื่องจากระยะเยื้องศูนย์ (eccentric,e) ระหว่าง journal กับ bearing ทางด้าน small-end มีค่าน้อย

ทำให้ relative angular velocity ทางด้าน small-end side และ $\Delta\omega$ ที่เกิดขึ้นใน small-end มีค่าแตกต่างกันน้อย ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากรูปที่ 2.5.ก.5

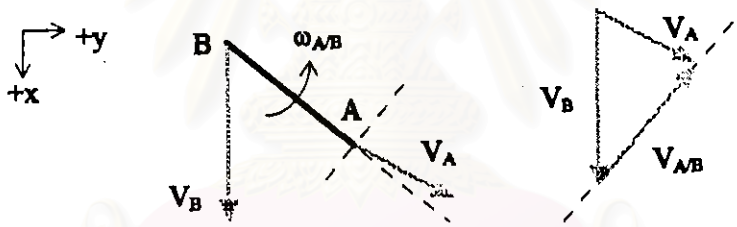


รูป 2.5.ก.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่างๆ ใน connecting rod (small-end)

โดยเทอม V_A คือ ความเร็วเชิงเส้นสมบูรณ์ของจุด A ที่หมุนรอบจุด C

V_B คือ ความเร็วเชิงเส้นสมบูรณ์ของจุด B

จากรูป 2.5.ก.5 สามารถเขียน vector diagram ของ rigid body ที่พิจารณาได้ดังรูปต่อไปนี้



รูป 2.5.ก.6 แสดง velocity diagram ของตัว connecting rod

จาก velocity diagram จะสามารถเขียนสมการในรูป vector form ได้ดังต่อไปนี้

$$\bar{V}_B + \bar{V}_{A/B} = \bar{V}_A \qquad (2.5.ก.16)$$

$V_{A/B}$ คือ relative velocity vector ของจุด A เทียบกับ B มีค่าเท่ากับ relative angular velocity คูณกับ ความยาวของตัว connecting rod , l

$$V_{A/B} = \omega_{A/B} \bullet l$$

จากสมการ vector จะได้ relative velocity vector คือ

$$\bar{V}_{A/B} = \bar{V}_A - \bar{V}_B \qquad (2.5.ก.17)$$

สำหรับสมการ V_B ซึ่งมีค่าเท่ากับ piston speed เขียนในรูป vector form คือ

$$V_B = a\sin\theta \bullet \omega\left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}\right) i$$

จาก V_A คือ ความเร็วเชิงเส้นของ crank arm ซึ่งจะมีค่าเท่ากับ ความเร็วเชิงมุมที่ crank arm คูณ กับ ระยะของ crank arm , a มีรูปสมการในปริมาณ scalar ดังนี้

$$V_A = \omega a$$

และสามารถเขียนในรูปของสมการ vector form ได้ดังนี้

$$\bar{V}_A = \omega a\{ \cos(90-\theta)\, i + \sin(90-\theta)\, j \}$$

หรือ $$\bar{V}_A = \omega a\{ \sin\theta\, i + \cos\theta\, j \}$$

นำสมการ V_B , piston speed และ V_A , crank arm velocity ในรูป vector แทนในสมการ 2.5.ก. 17 จะได้ relative velocity ในรูปของ vector ดังนี้

$$V_{A/B} = \{ \omega a\sin\theta\, i + \omega a\cos\theta\, j \} - \{ \omega a\sin\theta(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}) i \}$$

$$= \omega a\{ \sin\theta(1 - (1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}})) i + \cos\theta\, j \}$$

$$= \omega a\cos\theta\{ -\frac{\sin\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}\, i + j \} \qquad (2.5.ก.18)$$

จาก relative velocity ของจุด A เทียบ B ที่ได้สามารถหาค่า relative angular velocity ของจุด A เทียบกับ B ได้ดังนี้

$$\omega_{A/B} = V_{A/B} / l$$

$$= \omega\frac{a}{l}\cos\theta \{ -\frac{\sin\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}\, i + j \}$$

แทนค่า ratio of connecting rod length to crank radius $r = l/a$ แทนในสมการด้านบนเพื่อลดรูปสมการลดเป็นดังนี้

$$\omega_{A/B} = \frac{\omega}{r}\cos\theta \{ -\frac{\sin\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}\, i + j \} \qquad (2.5.ก.19)$$

จากสมการ 2.5.ก.19 นั้น ขนาดของ relative angular velocity vector ของ connecting rod ที่ด้าน small-end สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ก.20

$$|\omega_{A/B}| = \frac{\omega}{r}\cos\theta\{\{\frac{\sin\theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2\theta}}\}^2 + 1\}^{1/2}$$

$$= \frac{\omega}{r}\cos\theta\{\frac{\sin^2\theta}{r^2 - \sin^2\theta} + 1\}^{1/2} \qquad (2.5.ก.20)$$

สมการ power loss ที่ได้นั้นเป็นสมการที่คำนวณ ที่มุม θ ใดๆ ฉะนั้นจะหาค่าที่เป็นตัวแทนของข้อมูลโดยการคำนวณเป็นค่าเฉลี่ยในหนึ่ง cycle จะได้ว่า

$$P_{con\text{-}rod} = \frac{1}{4\pi}\int_0^{4\pi} P_\theta d\theta$$

จากสมการข้างต้นนั้นจะประมาณค่า Integration ด้วยวิธี Numerical แบบ สี่เหลี่ยมคางหมูซึ่ง สมการกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod bearing เฉลี่ย สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$P_{con\text{-}rod} = \Delta h'\{ (P_0 + P_n)\frac{1}{2} + \sum_{i=1}^{n-1} P_i \} \qquad (2.5.ก.21)^{[32]}$$

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

เมื่อ θ_1 , θ_2 คือ เป็นมุมของ lower และ upper limit ของช่วงการคำนวณ

m คือ จำนวนช่วงในการคำนวณ

ฉะนั้นสมการ power loss โดยรวมผลของ connecting rod ทั้งด้าน big-end และ small-end ที่มุม crank angle ใดๆ สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ก.22

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

$$(\mu R_{small}{}^3 L_{small}\frac{2\pi}{C_{small}(1-\varepsilon^2{}_{small})^{1/2}}\{\frac{\omega}{r}\cos\theta_i\}^2\{\frac{\sin^2\theta_i}{r^2-\sin^2\theta_i}+1\})_{small\text{-}end} \qquad (2.5.ก.22)$$

2.5.ข) กำลังงานสูญเสียจาก Crankshaft bearing

สำหรับกำลังงานที่สูญเสียจาก crankshaft bearing เป็นกำลังงานที่สูญเสียจากแรงเสียดทานที่เกิดจาก viscous friction เช่นเดียวกับ connecting rod bearing เนื่องจากผลของ hydrodynamics lubrication ที่มีน้ำมันหล่อลื่นเป็นตัวกลางในการหล่อลื่น กำลังงานที่สูญเสียนั้นสามารถวิเคราะห์เช่นเดียวกับกำลังงานสูญเสียใน connecting rod bearing ซึ่งสมการกำลังงานสูญเสียของ crankshaft bearing ต่อหนึ่ง bearing สามารถหาได้จากสมการ 2.5.ก.13 ดังนี้

$$P_{loss} \approx \mu R^3 L\frac{2\pi}{C(1-\varepsilon^2)^{1/2}}\Delta\omega^2 \quad , W.$$

โดยเทอมของ $\Delta\omega$ คือ relative angular velocity ระหว่างตัว journal และ bearing เนื่องจาก crankshaft bearing นั้นอยู่กับที่ relative angular velocity ของ crankshaft bearing จึงมีเท่ากับความเร็วเชิงมุมของ crank arm ,ω กำลังงานสูญเสียจาก crankshaft bearing ในเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ข.1

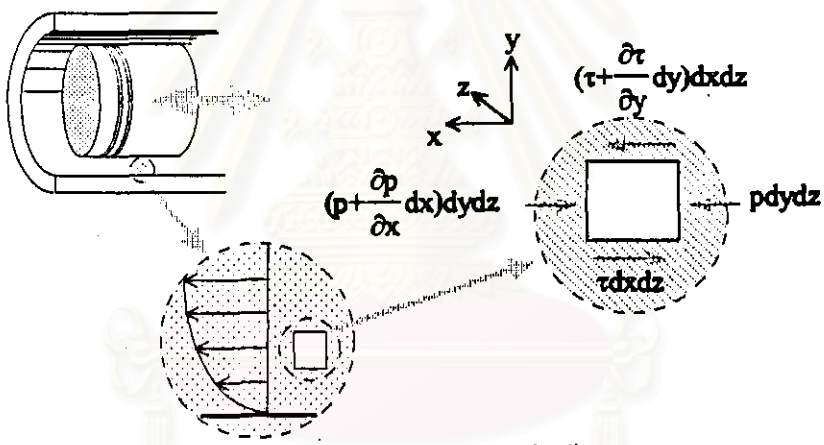
$$P_{crank} = \mu R_{crank}{}^3 L_{crank}\frac{2\pi}{C_{crank}(1-\varepsilon^2{}_{crank})^{1/2}}(\omega)^2 n_b \ , W. \qquad (2.5.ข.1)$$

รายละเอียดของที่มาของสมการกำลังงานสูญเสียสามารถดูได้จากหัวข้อ 2.5.ก

2.5.ค) กำลังงานสูญเสียจาก Piston

กำลังงานที่สูญเสียจาก Piston ประกอบด้วยสองส่วนคือ กำลังงานสูญเสียจากแรงเสียดทานจาก piston skirt โดยแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น เกิดจากพื้นที่ข้างลูกสูบมีการสัมผัสกับกระบอกสูบ และ แรงเสียดทานจาก แหวนลูกสูบ (piston rings) ซึ่งกำลังงานที่สูญเสียส่วนใหญ่เป็นแรงเสียดทานที่เกิดจาก viscous friction เนื่องจากผลของ hydrodynamic lubrication โดยที่มีน้ำมันหล่อลื่น (viscous fluid) เป็นตัวกลางในการหล่อลื่น เช่นเดียวกับใน connecting rod bearing และ crank shaft bearing

สำหรับกำลังงานที่สูญเสียในส่วนแรกที่เกิดจาก piston skirt นั้นสามารถวิเคราะห์ได้จากสมการแรงเสียดทานที่เกิดจากน้ำมันหล่อลื่นกระทำต่อตัว bearing ดังแสดงในรูปที่ 2.5.ค.1



รูป 2.5.ค.1 แสดงแรงที่กระทำต่อ fluid element ในชั้นน้ำมันหล่อลื่นระหว่างลูกสูบกับผนังกระบอกสูบ

จากสมการ 2.3.7

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

เมื่อนำสมการ 2.3.7 มาประยุกต์ใช้กับแรงเสียดทานจาก piston skirt เทอม U จะแทนด้วย mean piston speed , $\bar{S}_p$ สมมุติให้เทอมของ $\frac{\partial p}{\partial x}$ มีค่าน้อยเมื่อเทียบกับผลของ shear และกำหนดให้ piston เคลื่อนที่ในแนวเส้นตรงโดยสมดุล(ไม่มีการเอียง) จะทำให้สมการ 2.3.7 จะลดรูปเป็นสมการ2.5.ค.1

$$\tau_{(y=h)} = \left(\mu\frac{\bar{S}_p}{h}\right) \qquad (2.5.ค.1)$$

โดยความหนาของ oil film (h) จะเท่ากับ piston clearance (C_p)
ดังนั้นเทอมของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นทั้งหมดที่ผิวของ piston skirt นั้น สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ค.2

$$F = \int_{L_{skirt}} \int_{2\pi} \tau dA \; ; \; dA = Rd\theta dz \qquad (2.5.ค.2)^{[2,3]}$$

โดยแทนค่า $\tau = (\mu \frac{\bar{S}_p}{C_p})$ ในสมการ 2.5.ค.2 จะได้ว่า

$$F = \int_{L_{skirt}} \int_{2\pi} \mu \frac{\bar{S}_p}{C_p} Rd\theta dz$$

$$= 2\pi\mu RL_{skirt} \frac{\bar{S}_p}{C_p} \qquad (2.5.ค.3.1)$$

จากสมการ 2.2.6 mean piston speed มีค่าเท่ากับ

$$\bar{S}_p = 2(2a)(\text{rev. per second})$$

$$= 4a\frac{N}{60}$$

ฉะนั้นจะได้สมการกำลังงานสูญเสียจาก piston skirt , P_s เป็น

$$P_{skirt} = \text{skirt friction} \times \text{mean piston speed}$$

$$= \mu\pi BL_{skirt} 4a\frac{N}{60C_p} 4a\frac{N}{60}$$

$$= \frac{\mu\pi BL_{skirt}}{C_p}(4a\frac{N}{60})^2$$

$$= \frac{\mu\pi BL_{skirt}}{C_p}(a\frac{N}{15})^2 \qquad (2.5.ค.3.1)$$

สำหรับกำลังงานที่สูญเสียในส่วนที่สองซึ่งเป็นกำลังสูญเสียจากแรงเสียดของ piston ring นั้น การวิเคราะห์หาสมการความสัมพันธ์จะเริ่มจากการตั้งสมมุติฐานที่ใช้ประกอบการพิจารณาคือ

ก) เป็นการหล่อลื่นภายใต้ hydrodynamic lubrication [7]

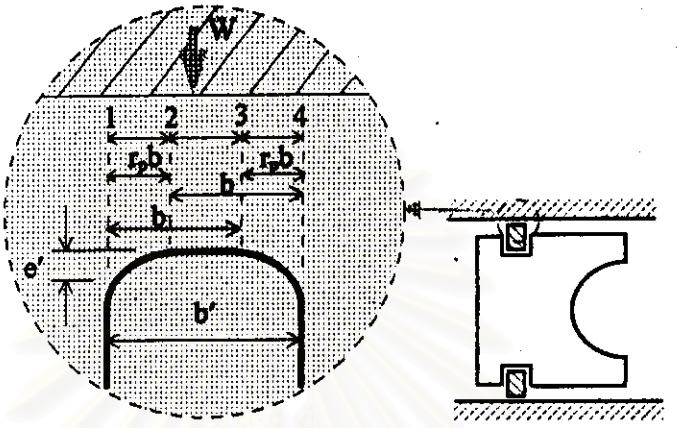
ข) แหวนลูกสูบมีน้ำมันหล่อลื่น หล่อลื่นเพียงพอ[7]

ค) แหวนลูกสูบมีการเคลื่อนที่ขนานกับกระบอกสูบตลอดเวลา[7]

ง) กำหนดค่าต่างๆที่ช่วง middle of a stroke ถือเป็นตัวแทนตลอดช่วงของมุม crank angle[7]

จ) ความหนาต่ำสุดของฟิล์มน้ำมันมีค่าคงที่โดยที่ช่วงที่ลูกสูบวิ่งผ่านมีค่าเฉลี่ยประมาณ 5 μm* และสมมุติให้ที่ความเร็วรอบต่างๆมีค่าใกล้เคียงกัน

ฉ) sliding surface ของ ring หลังจากมีการใช้งานจะกำหนดให้



รูป 2.5.ค.2 แสดง profile ของ sliding surface ใน piston ring

profile ของ sliding surface นั้นมีรูปสมมาตรดังรูปที่ 2.5.ค.2 โดย

จ1) ผิวในช่วง 1-2 และ ช่วง 3-4 มีรูปเป็น quadric shape มีขนาดความยาวเท่ากับ $r_p b$ เมื่อ b คือความยาวของผิวที่เกิดการหล่อลื่นของ piston ring (lubricating surface) โดยขณะลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นระยะ b คือผิว 1-2-3 และขณะลูกสูบเคลื่อนที่ลงระยะ b คือผิว 4-3-2 ค่า b สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ค.4

$$b = b' / (1 + r_p) \qquad (2.5.ค.4)^{[7]}$$

เมื่อ r_p คือ ค่าคงที่สำหรับ piston ring แต่ละชนิด

เท่ากับ 0.5 ใช้กับ pressure ring

เท่ากับ 1 ใช้กับ oil ring

จ2) ผิวในช่วง 2-3 เป็น ผิวระนาบที่ขนาน กับ ผนังกระบอกสูบ หรือ เมื่อ oil film thickness มีการเปลี่ยนแปลงกำหนดให้ว่าผิวของ ring นั้นยังคงขนานกับผนังกระบอบสูบเนื่องมาจาก piston ring contact force (W) นั้น balance กับ oil pressure

---

* หมายเหตุ : ซึ่งเป็นตัวเลขจากการศึกษาของ Parker โดยทำการวัดความหนาของ oil film ระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบของเครื่องยนต์ diesel engine ที่ middle stroke ที่ความเร็วรอบ 1000 rev./min [26]

ช) ค่า offset $e' = b'/1000$ **

จากทฤษฎี hydrodynamic lubrication เมื่อพิจารณาของไหลเป็น incompressilbe fluid และการไหลเป็น steady flow ในแนวแกน x ($\frac{\partial q}{\partial x} = 0$) และไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงความหนาของ oil film จะสามารถแสดง continuety equation ได้ดังนี้

$$0 = \frac{\partial q}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)$$

อย่างไรก็ตามในช่วง expansion stroke การเปลี่ยนแปลงของความดันในกระบอกสูบซึ่งจะทำให้ค่าความหนาของ oil film เกิดการเปลี่ยนแปลง ส่งผลให้จำเป็นต้องคิดผลของการเปลี่ยนแปลงความหนาของ oil film คือ $\frac{dh}{dt}$ ซึ่งจะได้สมการของ continuity equation ใหม่ดังนี้

$$0 = \frac{\partial q}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{dh}{dt}$$

นั้นคือ

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right) = 6U\frac{\partial h}{\partial x} + 12\frac{\partial h}{\partial t} \qquad (2.5.ค.5)^{[2,3,7]}$$

โดยค่า h คือ ความหนาของ oil film , m.

p คือ ความดันของ oil , Pa.

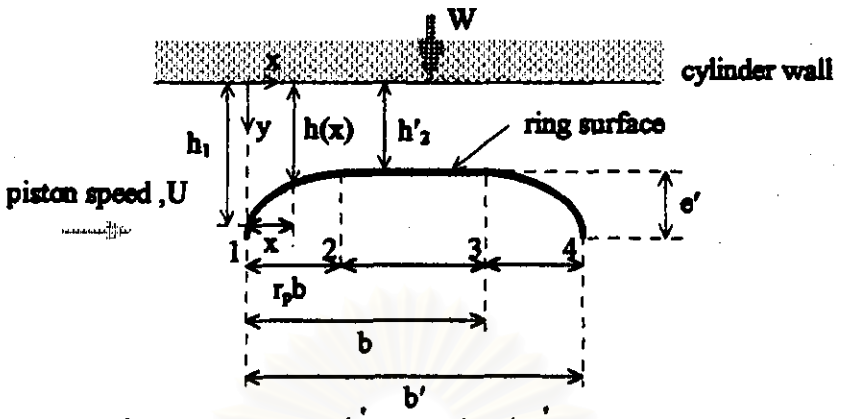
x คือ ระยะทางที่กระบอกสูบเคลื่อนที่ , m

μ คือ ค่า absolute viscosity , Pa•s

U คือ ค่า relative velocity ระหว่างผิวสองผิวของ piston ring กับผิวของผนังกระบอกสูบ ซึ่งผิวของผนังกระบอกสูบอยู่นิ่งทำให้มีค่าเท่ากับ ความเร็วของ piston , m/s

สมการ (2.5.ค.5) นั้นมี boundary condition เนื่องจากค่าความดันที่เกิดขึ้นในชั้นน้ำมันที่เทียบกับบรรยากาศจะมีค่าเท่ากับ 0 ที่ระยะที่น้ำมันเริ่มเข้าสู่บริเวณของแหวน และ ที่ระยะที่น้ำมันเริ่มออกจากแหวนดังแสดงดังรูป 2.5.ค.3.

** หมายเหตุ : ได้จากประสบการณ์ในการทดสอบและศึกษาของ Furuhama [7]



รูป 2.5.ค.3 แสดงรูปร่างและตัวแปรต่างๆ ของ piston ring

เมื่อ b′ คือ ค่าความกว้างของผิวแหวน , m

b คือ lubricating surface , m

$r_p b$ คือ ระยะที่ผิวแหวนเป็นส่วนโค้ง , m

h(x) คือ ความหนาของน้ำมันหล่อลื่น หรือ ระยะระหว่างผิวของแหวนกับผิวของกระบอกสูบที่ระยะ x ใดๆ , m.

สำหรับการคำนวณหาแรงเสียดทานที่เกิดจากแรงเฉือนของน้ำมันหล่อลื่น ที่กระทำต่อ piston ring หาจากการกำหนดให้การหล่อลื่นเป็นแบบ hydrodynamic lubrication เมื่อพิจารณาจาก Reynold equation จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right) = 6U\frac{\partial h}{\partial x} + 12\frac{\partial h}{\partial t}$$

$$\partial\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right) = 6U\frac{\partial h}{\partial x}\partial x + 12\frac{\partial h}{\partial t}\partial x$$

อินทิเกรต ทั้งสองข้างของสมการจะได้

$$\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x} = 6Uh + 12\frac{\partial h}{\partial t}x + C_1$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\mu U\frac{1}{h^2} + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}\frac{x}{h^3} + \frac{\mu}{h^3}C_1$$

$$\partial p = 6\mu U\frac{1}{h^2}\partial x + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}\frac{x}{h^3}\partial x + \frac{\mu}{h^3}C_1\partial x$$

นั่นคือ $$p(x) = 6\mu U\int^x \frac{1}{h^2}\partial x + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}\int^x \frac{x}{h^3}\partial x + C_1\mu\int^x \frac{1}{h^3}\partial x + C_2$$

จาก boundary condition BC1 ; $p(0) = 0$ และ BC2 ; $p(b) = 0$ จะได้ว่า

$$C_2 = 0$$

$$C_1 = -\left[6U\int^b \frac{1}{h^2}\partial x + 12\frac{\partial h}{\partial t}\int^b \frac{x}{h^3}\partial x\right] / \left[\int^b \frac{1}{h^3}\partial x\right]$$

แทนค่า C_1 และ C_2 ลงใน pressure distribution ที่เวลา t ใดๆ จะได้ว่า

$$p(x) = [\,6\mu U\int^{x}\frac{1}{h^2}\partial x + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}\int^{x}\frac{x}{h^3}\partial x\,] - [\,6\mu U\int^{b}\frac{1}{h^2}\partial x + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}\int^{b}\frac{x}{h^3}\partial x\,]\times\{\frac{\int_0^x\frac{1}{h^3}\partial x}{\int_0^b\frac{1}{h^3}\partial x}\}$$

ดังนั้น

$$F(x) = \int^{x}\frac{1}{h^2}dx \;,\; H(x) = \int^{x}\frac{x}{h^3}dx \;,\; G(x) = \int^{x}\frac{1}{h^3}dx$$

$$F(b) = \int^{b}\frac{1}{h^2}dx \;,\; H(b) = \int^{b}\frac{x}{h^3}dx \;,\; G(b) = \int^{b}\frac{1}{h^3}dx$$

เมื่อแทนในสมการของ pressure distribution ที่มุม crank ใดๆจะได้ว่า

$$p(x) = [\,6\mu UF(x) + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}H(x)\,] - [\,6\mu UF(b) + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}H(b)\,]\{\frac{G(x)}{G(b)}\} \quad (2.5.ก.6)^{[7]}$$

สมการ 2.5.ก.6 นั้น เป็นสมการของ pressure distribution ที่เกิดขึ้นใน oil film ในช่วงหน้ากว้างของ piston ring หน่วยเป็น N/m^2 สำหรับเทอม F(b) , H(b) , G(b) นั้น สามารถคำนวณได้จากสมการ 2.5.ก.21

ส่วนการคำนวณหาค่าแรงเสียดทานเนื่องจาก hydrodynamic lubrication ของน้ำมันหล่อลื่นที่กระทำต่อ piston ring หรือค่า friction force per unit length R′ (ต่อความยาวส่วนโค้ง) ที่เกิดใน piston ring สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$R' = \int^{b}\tau dx \quad N/m \quad , \quad \tau = \mu\frac{\partial u}{\partial y}_{(y=h)}$$

$$R' = \int^{b}\mu\frac{\partial u}{\partial y}_{(y=h)}dx$$

โดยค่า velocity profile , u ที่เกิดขึ้นใน oil film คำนวณได้จาก momentum equation ใน one dimensional flow ดังรายละเอียดที่กล่าวไว้ในหัวข้อการหล่อลื่นแบบ hydrodynamic ข้างต้นดังนี้

$$u = \frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y^2 - hy) + \frac{U}{h}y$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}_{(y=h)} = \{\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(2y-h) + \frac{U}{h}\}_{(y=h)}$$

$$= \frac{h}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{h}$$

ฉะนั้น

$$R' = \int^{b}\mu(\frac{h}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{h})dx$$

$$= \int^{b}(\frac{h}{2}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h})dx$$

โดย $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\mu U}{h^2} + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}\frac{x}{h^3} - \frac{\mu}{h^3}[6U\int_0^b \frac{1}{h^2}dx + 12\frac{\partial h}{\partial t}\int_0^b \frac{x}{h^3}dx]/[\int_0^b \frac{1}{h^3}dx]$

แทนค่า $\frac{\partial p}{\partial x}$ ลงในสมการข้างบนจะได้ว่า

$$R' = \int_0^b \{ \frac{h}{2}(\frac{6\mu U}{h^2} + 12\mu\frac{\partial h}{\partial t}\frac{x}{h^3} - \frac{\mu}{h^3}[6U\int_0^b \frac{1}{h^2}dx + 12\frac{\partial h}{\partial t}\int_0^b \frac{x}{h^3}dx]/[\int_0^b \frac{1}{h^3}dx]) + \frac{\mu U}{h} \}dx$$

$$= \int_0^b \{ \frac{3\mu U}{h} + 6\mu\frac{\partial h}{\partial t}\frac{x}{h^2} - [\frac{3\mu U}{h^2}\int_0^b \frac{1}{h^2}dx + 6\frac{\mu}{h^2}\frac{\partial h}{\partial t}\int_0^b \frac{x}{h^3}dx]/[\int_0^b \frac{1}{h^3}dx] + \frac{\mu U}{h} \}dx$$

$$= 4\mu U\int_0^b \frac{1}{h}dx + 6\mu\frac{\partial h}{\partial t}\int_0^b \frac{x}{h^2}dx - (3\mu U[\int_0^b \frac{1}{h^2}dx]^2)/(\int_0^b \frac{1}{h^3}dx)$$

$$- (6\mu\int_0^b \frac{1}{h^2}dx\frac{\partial h}{\partial t}\int_0^b \frac{x}{h^3}dx)/(\int_0^b \frac{1}{h^3}dx)$$

กำหนดให้

$$D(b) = \int_0^b \frac{1}{h}dx \quad , \quad E(b) = \int_0^b \frac{x}{h^2}dx$$

แทนค่าต่างๆ ลงในสมการของแรงเสียดทาน R' ที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบซึ่งจะได้ดังต่อไปนี้

$$R' = 4\mu UD(b) + 6\mu\frac{\partial h}{\partial t}E(b) - 3\mu UF(b)^2/G(b) - 6\mu\frac{\partial h}{\partial t}F(b)H(b)/G(b) \quad (2.5.ค.7)^{[7]}$$

สมการ 2.5.ค.7 เป็นสมการของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบที่เนื่องจากผลของ hydrodynamic lubrication ของน้ำหล่อลื่นที่กระทำต่อ piston ring มีหน่วย N/m (ต่อความยาวส่วนโค้งของ piston ring) ที่เวลา t ใดๆ หรือที่มุม crank angle ค่าต่างๆ เพราะเทอมของ h (ความหนาของ oil lubrication film) ขึ้นกับเวลา และ ระยะทางที่ผิวของ piston ring เนื่องจากการกำหนดให้แหวนกระบอกสูบเคลื่อนที่ขนานกับลูกสูบ ทำให้โดยสมการความหนาของ oil lubrication film จะมีค่าเท่ากับ ระยะห่างระหว่างผิวของ piston ring surface กับ ผนังกระบอกสูบ[7] สามารถแสดงได้ดังนี้

$h(x) = (a_1x^2 + b_1x + c_1)$ เป็นสมการ quadratic , $0 \le x \le r_pb$

$h(x) = h_2$ (minimum thickness of oil film) คงที่ , $r_pb \le x \le b$

โดยที่จุด $h(r_pb) = h'_2$, $h(0) = h_1 = h'_2 + b'/1000$

การคำนวณหาค่าของ sliding surface สมการ h(x) จากสมการ quadratic

จากสมการ $h(x) = a_1x^2 + b_1x + c_1$

ค่าของ a_1 , b_1 , c_1 หาได้จากเงื่อนไข $h(0) = h'_2 + b'/1000$, $h(r_pb) = h'_2$ จะได้ว่า

$c_1 = h'_2 + b'/1000$ จากการแทนค่า $h(0) = h'_2 + b'/1000$

$b_1 = -(\frac{1+r_p}{1000r_p} + \frac{a_1r_pb'}{1+r_p})$ จากการแทนค่า $h(r_pb) = h'_2$

I19601108

สำหรับค่า a_1 ได้จากการสุ่มตัวเลขแทนเข้าสมการ h(x) โดยพิจารณาค่า h(x) ในแต่ละค่า x ตลอดช่วงตั้งแต่เริ่มต้น x = 0 ถึง x = lubricating surface,(b) มีค่า h(x) ไม่ต่ำกว่าค่า h'_2 ที่จะทำให้รูปร่างของ piston ring surface เป็นจริง จากการสุ่มค่า a_1 ได้ว่า

ก1) ค่า a_1 สำหรับ curve ของ pressure ring ควรมีค่า $a_1 \leq 0.0015$

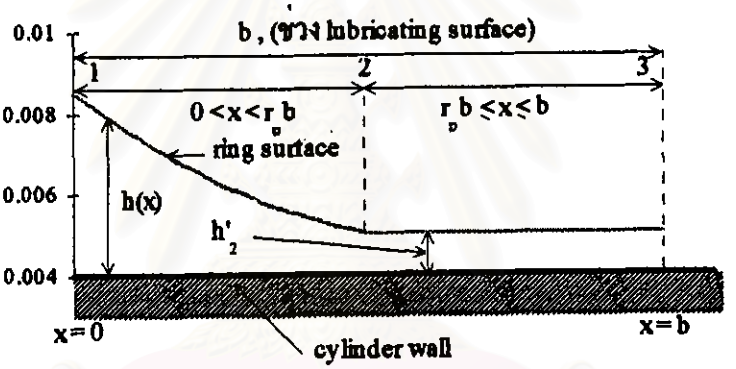
ก2) ค่า a_1 สำหรับ curve ของ oil ring ควรมีค่า $a_1 \leq 0.0025$

สำหรับค่า a_1 ที่ใช้ในการคำนวณในวิทยานิพนธ์นี้จะพิจารณาที่ค่า

ข1) ค่าของ $a_1 = 0.0015$ สำหรับ curve ของ pressure ring

ข2) ค่าของ $a_1 = 0.0025$ สำหรับ curve ของ oil ring

สำหรับรูปร่างของ pressure ring surface ที่ได้จากการคำนวณที่ค่า $a_1 = 0.0015$ และ $b' = 3$ mm. แสดงได้ดังรูปที่ 2.5.ค.4



รูปที่ 2.5.ค.4 แสดงรูปร่างของแหวนลูกสูบในช่วง lubricating

จากรูป 2.5.ค.3 จะได้ว่าค่า h(x) นั้นมีอยู่สองช่วง โดยสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

สำหรับสมการของ $h(x) = a_1x^2 - \left(\frac{1+r_p}{1000r_p} + \frac{a_1 r_p b'}{1+r_p}\right)x + h'_2 + b'/1000$ เมื่อ $0 < x < r_p b$

$= h'_2$ เมื่อ $r_p b \leq x \leq b$

สำหรับช่วงที่ $b < x < b'$ ไม่ใช่ช่วง lubrication surface ดังที่ได้กล่าวในสมมุติฐาน จึงไม่นำมาพิจารณา

เมื่อแทนลงในสมการ R′ แล้วจะได้ดังต่อไปนี้

$$R' = \{ 4\mu U_0 \int_0^{r_p b} \frac{1}{h}dx - (3\mu U[\int_0^{r_p b} \frac{1}{h^2}dx]^2)/(\int_0^{r_p b} \frac{1}{h^3}dx) \} + \{ 4\mu U_{rp} \int_{r_p b}^{b} \frac{1}{h}dx - (3\mu U[\int_{r_p b}^{b} \frac{1}{h^2}dx]^2)/(\int_{r_p b}^{b} \frac{1}{h^3}dx) \}$$

$$= \mu U\{ 4\int_0^{r_p b} \frac{1}{h}dx - (3[\int_0^{r_p b} \frac{1}{h^2}dx]^2)/(\int_0^{r_p b} \frac{1}{h^3}dx) + 4\frac{b-r_p b}{h'_2} - 3\frac{b-r_b b}{h'_2} \}$$

$$R' = \mu U\{ 4\omega\int_0^b \frac{1}{h}dx - (3[\omega\int_0^b \frac{1}{h^2}dx]^2)/(\omega\int_0^b \frac{1}{h^3}dx) + \frac{b - r_p b}{h_2'} \} \qquad (2.5.ค.8)$$

U คือ ที่ middle stroke มีค่าเท่ากับ ωa ฉะนั้นสมการของกำลังสูญเสียรวมจาก piston ring สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$P_{ring} = \bar{S}_p(R'_{press}n_{press} + R'_{oil}n_{oil})\pi Bn_{cyl} \quad , W. \qquad (2.5.ค.9)$$

โดย $\bar{S}_p = 4a\frac{N}{60}$, m/s

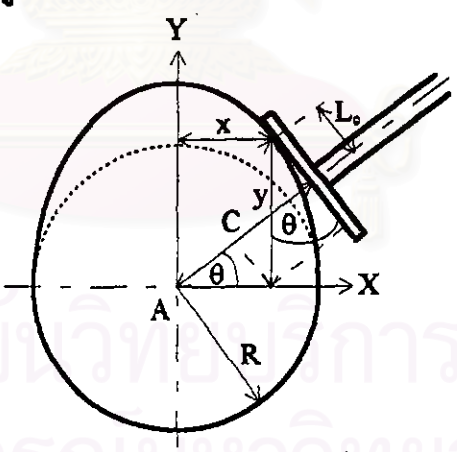
R'_{press} = แรงเสียดทานจาก pressure ring ในหนึ่งวง , N/m

R'_{oil} = แรงเสียดทานจาก oil ring ในหนึ่งวง , N/m

2.5.ง) กำลังงานสูญเสียจาก Cam system

กำลังงานที่สูญเสียไปกับการขับ cam system เป็นงานที่เครื่องยนต์ต้องเอาชนะภาระใน cam system โดยภาระที่ต้องเอาชนะจะเป็น cam load และ friction force ของ cam system

สำหรับกำลังงานที่สูญเสียใน cam system นั้นจะวิเคราะห์ได้จาก disk cam with radial flat-faced follower ซึ่งแสดงในรูป 2.5.ง.1



รูป 2.5.ง.1 แสดงรูปร่างและตัวแปรต่างๆใน cam

โดย R คือ รัศมีของ base radius , m

C คือ ระยะห่างจากจุด A ไปยัง follower โดยจะตั้งฉากกับผิวของ follower , m

θ คือ มุมของ cam angle , degree

L_o คือ ระยะเยื้องของวัดจากก้าน follower ไปยังผิวสัมผัสระหว่าง cam surface กับ follower , m

สำหรับ ค่า C นั้นสามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ง.1

$$C = R + f(\theta) \qquad (2.5.ง.1)^{(8,9,33)}$$

f(θ) คือ ฟังก์ชันของระยะยกตัวของตัว follower กับมุมของ cam angle

จากรูป 2.5.ง.1 ตัว C , L_c สามารถแสดงความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$C = y\sin\theta + x\cos\theta \qquad (2.5.ง.2)^{(8,9,33)}$$

$$L_c = y\cos\theta - x\sin\theta \qquad (2.5.ง.3)^{(8,9,33)}$$

จากอนุพันธ์ของสมการ 2.5.ง.2 คือ

$$\frac{dC}{d\theta} = y\cos\theta - x\sin\theta = L_c$$

ดังนั้น $$\frac{dC}{d\theta} = \frac{d}{d\theta}(R + f(\theta)) = L_c \qquad (2.5.ง.4)$$

สำหรับพิกัดบน cam surface สามารถกำหนดในรูปของ coordinate(x,y) ได้ดังนี้

จาก 2.5.ง.2 $$y = (C - x\cos\theta) / \sin\theta \qquad (2.5.ง.5)$$

และ จาก 2.5.ง.3 $$y = (L_c + x\sin\theta) / \cos\theta \qquad (2.5.ง.6)$$

จากสมการ 2.5.ง.5 และ 2.5.ง.6 มีค่าเท่ากันทำให้ได้ว่า

$$(C - x\cos\theta) / \sin\theta = (L_c + x\sin\theta) / \cos\theta$$

$$C\cos\theta - x\cos^2\theta = L_c\sin\theta + x\sin^2\theta$$

$$C\cos\theta - L_c\sin\theta = x(\cos^2\theta + \sin^2\theta)$$

นั้นคือ $$x = C\cos\theta - L_c\sin\theta \qquad (2.5.ง.7)$$

สำหรับสมการ y ที่อยู่ในรูปของ cam angle นั้นวิเคราะห์ได้เช่นเดียวกับสมการ 2.5.ง.7 จะได้ว่า

$$y = C\sin\theta + L_c\cos\theta \qquad (2.5.ง.8)$$

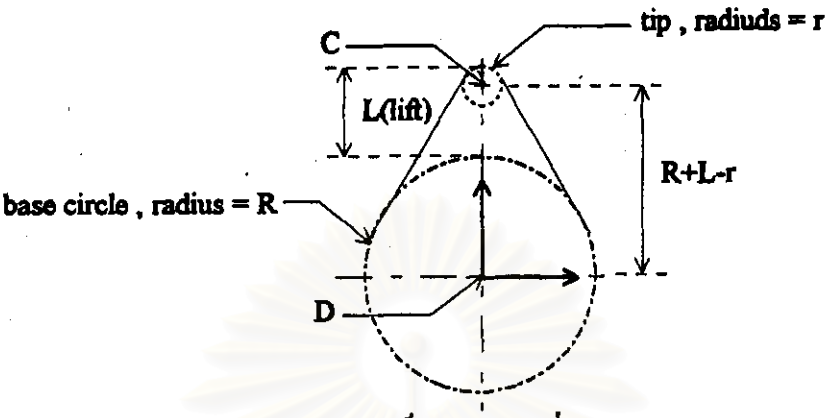
โดย $C = R + f(\theta)$, $L_c = \frac{df(\theta)}{d\theta}$ แทนในสมการ 2.5.ง.7 , 2.5.ง.8 จะได้ว่า

$$x = (R + f(\theta))\cos\theta - \frac{df(\theta)}{d\theta}\sin\theta \qquad (2.5.ง.9)^{(8,9,10,33)}$$

$$y = (R + f(\theta))\sin\theta - \frac{df(\theta)}{d\theta}\cos\theta \qquad (2.5.ง.10)^{(8,9,10,33)}$$

สมการ (2.5.ง.9) และ (2.5.ง.10) นั้นเป็นสมการของพิกัดบน cam surface

สำหรับ รูปร่างของลูกเบี้ยว แบบ Petter AV1 ซึ่งแสดงในรูป 2.5.ง.2

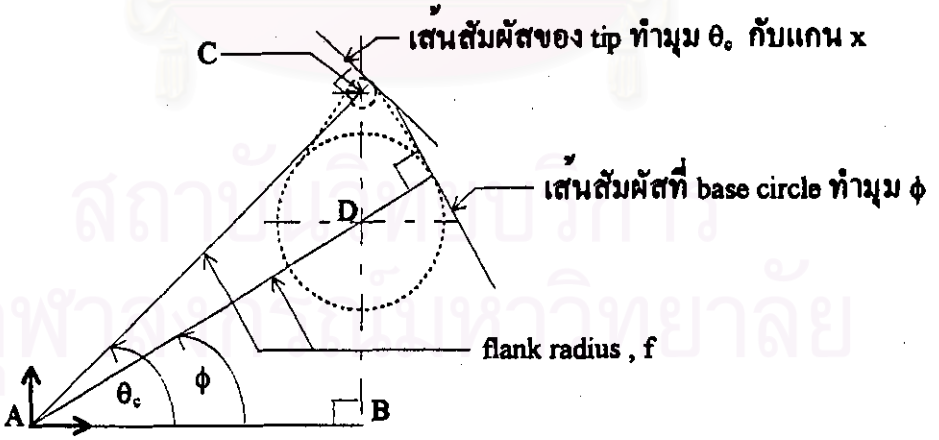


รูป 2.5.ง.2 แสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆของ cam แบบ Petter AV1

ลูกเบี้ยวแบบ Petter AV1 จะมีผิวสัมผัสกับตัว follower แบ่งออกได้เป็น 3 ส่วนคือ

- Back cam คือ ผิวของ cam ในส่วนที่เป็น base circle
- Flank of cam คือ ผิวของ cam ในส่วนตั้งแต่ follower เริ่มยกตัวยกเพื่อให้เกิดการไหลออกของ gas ในห้องเผาไหม้จนสัมผัสกับ tip radius
- Tip of cam คือ ผิวของ cam ในส่วนที่เป็นปลายการยก follower และเริ่มตกลง

ตัวแปรต่างๆนั้นมีความสัมพันธ์ดังแสดงในรูปต่อไปนี้



รูป 2.5.ง.3 แสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรจากรูปสามเหลี่ยมมุมฉาก

โดย เส้นตรง AC ยาว f-r กางด้วยมุม θ_c (เป็นมุมที่เริ่มสัมผัสที่ cam tip)

เส้นตรง AD ยาว f-R กางด้วยมุม ϕ

เส้นตรง CD ยาว R+L-r

จากความสัมพันธ์ของสามเหลี่ยมมุมฉากดังแสดงได้ในรูป2.5.ง.3 จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$CB = CD + DB$$

$$AC\sin\theta_o = (R+L-r) + AD\sin\phi$$

$$(f-r)\sin\theta_o = (R+L-r) + (f-R)\sin\phi \qquad (2.5.ง.11)$$

จากความสัมพันธ์ของมุม θ_o กับมุม ϕ ได้จากความสัมพันธ์ของสามเหลี่ยมมุมฉากจะได้ดังนี้

$$AC\cos\theta_o = AD\cos\phi$$

$$(f-r)\cos\theta_o = (f-R)\cos\phi$$

$$\theta_o = \arccos\left\{\frac{(f-R)\cos\phi}{f-r}\right\} \qquad (2.5.ง.12)^{[11]}$$

จากสมการ (2.5.ง.12) จะได้ว่า

$(f-r)\sin\theta_o = \{(f-r)^2 - (f-R)^2\cos^2\phi\}^{1/2}$ แทนในสมการ (2.5.ง.11) จะได้ว่า

$$\{(f-r)^2 - (f-R)^2\cos^2\phi\}^{1/2} = (R+L-r) + (f-R)\sin\phi$$

$$(f-r)^2 - (f-R)^2\cos^2\phi = (R+L-r) + (f-R)\sin\phi\}^2$$

$$(f-r)^2 - (f-R)^2\cos^2\phi = (R+L-r)^2 + 2(R+L-r)\bullet(f-R)\sin\phi + (f-R)^2\sin^2\phi$$

$$(f-r)^2 = (R+L-r)^2 + 2(R+L-r)\bullet(f-R)\sin\phi + (f-R)^2\times(\sin^2\phi + \cos^2\phi)$$

$$(f-r)^2 = (R+L-r)^2 + 2(R+L-r)\bullet(f-R)\sin\phi + (f-R)^2$$

$$(f-r)^2 - (f-R)^2 = (R+L-r)^2 + 2(R+L-r)\bullet(f-R)\sin\phi$$

$$f^2 - 2fr + r^2 - f^2 + 2fR - R^2 = (R+L-r)^2 + 2(R+L-r)\bullet(f-R)\sin\phi$$

$$-2fr + r^2 + 2fR - R^2 = (R+L-r)^2 + 2(R+L-r)f\sin\phi - 2R(R+L-r)\sin\phi$$

$$-2fr + 2fR - 2(R+L-r)f\sin\phi = (R+L-r)^2 - 2R(R+L-r)\sin\phi - r^2 + R^2$$

$$2f(R - r - (R+L-r)\sin\phi) = R^2 - r^2 + (R+L-r)^2 - 2R(R+L-r)\sin\phi$$

$$f = \frac{R^2 - r^2 + (R+L-r)^2 - 2R(R+L-r)\sin\phi}{2\{R - r - (R+L-r)\sin\phi\}} \qquad (2.5.ง.13)^{[11]}$$

Kinematic ของ follower จึงแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ

ก) ช่วง base radius

valve follower lift $S = 0$

valve follower velocity $V_v = 0$

valve follower acceleration $A_v = 0$

ข) ในช่วงของ flank

valve follower lift $S = (f - R)\{1 - \cos(\theta - \phi)\}$

valve follower velocity $V_v = (f - R)\omega_c \sin(\theta - \phi)$

valve follower acceleration $A_v = (f - R)\omega_c^2 \cos(\theta - \phi)$

ค) ในช่วงของ tip

valve follower lift $S = (R + L - r)\sin\theta + r - R$

valve follower velocity $V_v = (R + L - r)\omega_c \cos\theta$

valve follower acceleration $A_v = -(R + L - r)\omega_c^2 \sin\theta$

ω_c คือ cam speed เท่ากับ $\frac{d\theta}{dt}$, rad/s

ดังนั้นสมการของระยะยก , ความเร็ว และ ความเร่งของ follower อาจจัดรูปใหม่ตามช่วงมุมทำงานได้ดังนี้

valve follower lift , S , mm

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

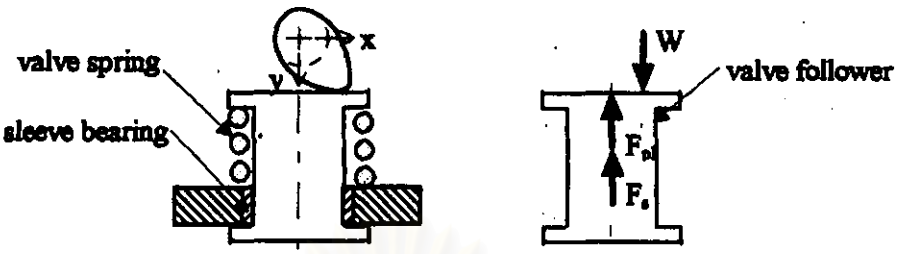
valve follower velocity , V_v , mm/s

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

valve follower acceleration , A_v , mm/s^2

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

แรงที่กระทำต่อ valve follower สามารถวิเคราะห์ได้โดยพิจารณาจากรูป 2.5.ง.4



รูป 2.5.ง.4 แสดงแรงที่กระทำต่อตัว valve follower

พิจารณาสภาวะสมดุลของแรงที่กระทำต่อ valve follower ในแนวแกน y โดยถือว่าผลของแรงเสียดทานที่ sleeve bearing มีค่าน้อยจะได้ว่า

$$W - F_s - F_{pl} = mA_v \qquad (2.5.ง.14)^{(12,13,14)}$$

โดย W คือ แรงที่ cam กระทำต่อ valve follower , N

F_s คือ แรงที่ spring กระทำต่อ valve follower , N

F_{pl} คือ แรงที่กระทำต่อ valve follower ตลอดทุกมุม cam angle เพื่อกดตัว valve follower ให้ปิดสนิทไม่ให้เกิดการรั่วของ gas เรียกแรงนี้ว่า valve preloading , N

m คือ มวลของตัว valve follower , kg

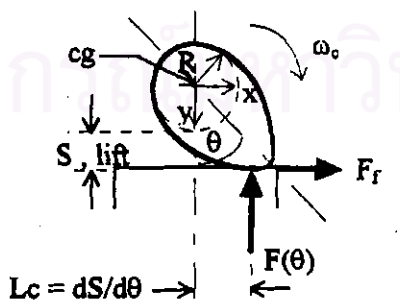
จากสมการ 2.5.ง.14 จะได้ว่าแรงที่กระทำต่อ valve follower

$$W = F_s + F_{pl} + mA_v \qquad (2.5.ง.15)^{(12,13,14)}$$

ฉะนั้นแรงที่กระทำต่อ cam , $F(\theta)$ จะเท่ากับ W แต่มีทิศตรงกันข้ามกับ W , $F(\theta) = -W$

$$F(\theta) = -(F_s + F_{pl} + mA_v) \qquad (2.5.ง.16)^{(12,13,14)}$$

ถ้า cam นั้นหมุนด้วยความเร็วเชิงมุมที่คงที่สามารถพิจารณาจากรูป 2.5.ง.5



รูป 2.5.ง.5 แสดงแรงที่กระทำต่อตัว cam

จากรูป 2.5.ง.5 นั้นสามารถวิเคราะห์แรงบิดที่ขับลูกเบี้ยวด้วยความเร็วเชิงมุมคงที่ได้ว่า

$$T(\theta) - T_f - T_g = I\alpha \quad , \quad \alpha = 0$$

$$T(\theta) = T_f + T_g \qquad (2.5.ง.17)^{(12,13,14)}$$

โดยเทอม

$T(\theta)$ คือ torque load ที่ valve follower กระทำต่อ cam

T_f คือ friction torque ที่เกิดตลอดบนผิว cam จากรูป 2.5.ง.5 สามารถแสดงได้ดังนี้

$$T_f = F_f(R+S)$$

โดย $F_f = \mu_o F(\theta)$, μ_o คือ friction coefficient

S = lifting , R = base radius

$$F(\theta) = -(F_s + F_{pl} + mA_v)$$

ประกอบด้วย $F_s = KS$, K คือ spring stiffness , N/m

F_{pl} = preload force , N , ที่กด valve follower

mA_v = inertia load ของ valve follower จะเท่ากับ $m\frac{d^2S}{dt^2}$

ฉะนั้นจะได้สมการ friction torque สามารถแสดงได้ดังนี้

$$T_f = -\mu_c\left(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000\right)(R+S)/1000 \qquad (2.5.ง.18)^{(12,13,14)}$$

T_g คือ geometric torque เป็น load ที่เกิดจาก spring , preload , inertia load จะแสดงได้ดังนี้

$$T_g = F(\theta)Lc$$

โดย Lc คือ ระยะเยื้อง center line จะเท่ากับ $\frac{dS}{d\theta}$ หรือ V/ω ฉะนั้นจะได้

$$T_g = -\left(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000\right)\frac{dS}{d\theta}/1000 \qquad (2.5.ง.19)$$

เมื่อแทนสมการ 2.5.ง.18 , 2.5.ง.19 และ 2.5.ง.17 ก็จะได้ torque load ที่ valve follower กระทำกับ cam แสดงได้ดังสมการ 2.5.ง.20

$$T(\theta) = -\mu_o\left(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000\right)(R+S)/1000$$

$$-\left(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000\right)\frac{dS}{d\theta}/1000$$

$$= -\left(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000\right)\left\{\mu_o(R+S) + \frac{dS}{d\theta}\right\}/1000$$

หรือ $= -(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000)\{\mu_o(R+S) + \frac{V_v}{\omega_o}\}/1000$ (2.5.ง.20)[12,13,14]

จากสมการ 2.5.ง.20 เป็น torque load จาก valve follower กระทำต่อ cam ฉะนั้น torque load จาก cam กระทำต่อ valve follower แสดงได้ดังสมการ 2.5.ง.21

$$T(\theta) = (F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000)\{\mu_o(R+S) + \frac{V_v}{\omega_o}\}/1000 \quad (2.5.ง.21)^{[12,13,14]}$$

ฉะนั้นจะได้กำลังงานสูญเสียจากภาระที่ cam ต้องเอาชนะ load แสดงได้ดังสมการ

$$P_{cam} = {}_0\int^{2\pi}\{(F_s + F_{pl} + m\frac{d^2S}{dt^2}/1000)\{\mu_o(R+S) + \frac{V_v}{\omega_o}\}\omega_c n_{valve}/1000\}\, d\theta$$

(2.5.ง.22)

เทอมทางขวามือของสมการ 2.5.ง.22 สามารถหาผลลัพธ์ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขในสมการ 2.5.ก.21

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.5.จ). กำลังงานสูญเสียจาก Accessories load

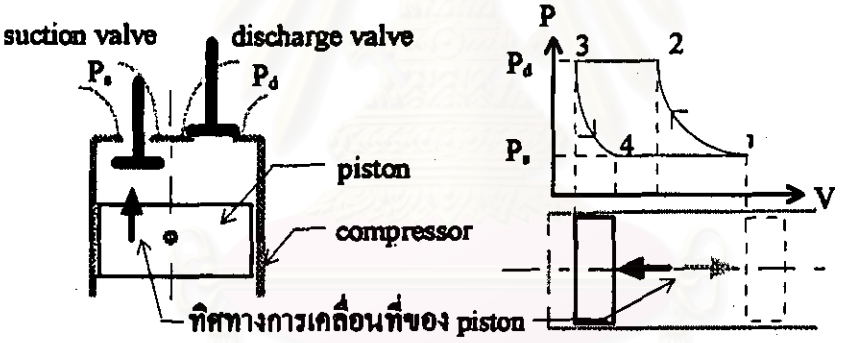
สำหรับกำลังสูญเสียจากภาระในการขับอุปกรณ์ช่วยในรถยนต์ที่จะพิจารณาในการศึกษานี้ จะจำกัดอยู่กับองค์ประกอบเพียง 3 ส่วนคือ

2.5.จ.1) ภาระจากการขับ Compressor ของระบบปรับอากาศในรถยนต์

2.5.จ.2) ภาระจากการขับ Alternator

2.5.จ.3) ภาระจากการขับ Cooling water , Oil pump and miscellaneous

2.5.จ.1) ภาระจากการขับ Compressor ของระบบปรับอากาศในรถยนต์ เป็นการนำกำลังงานที่ได้จากเครื่องยนต์ไปทำการขับเคลื่อน compressor เพื่อเพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็น สำหรับ compressor ในกรณีศึกษานี้จะเลือกพิจารณาเฉพาะแบบชนิด positive displacement reciprocating compressor ดังแสดงในรูป 2.5.จ.1



a) รูป reciprocating compressor b) รูป P-V daigram

รูป 2.5.จ.1 แสดงรูปร่าง reciprocating compressor และ P-V daigram

การทำงานของ reciprocating compressor แสดงได้ดังต่อไปนี้

1.) ช่วง compression process นั้นเป็นจังหวะที่ลูกสูบอัด gas จากความดันต่ำ stage 1 ไปสู่ความดันสูงใน stage 2 โดยตัว discharge valve ยังปิดอยู่เนื่องจากความดันของ gas ภายในกระบอกสูบยังมีค่าน้อยกว่าความดันของ gas ที่ head valve ตัว discharge valve จะเริ่มเปิดก็ต่อเมื่อความดันของ gas ภายในกระบอกสูบถึง stage 2

2.) discharge process เป็นช่วงที่ gas ในกระบอกสูบมีความดันเท่ากับ gas ที่ head valve ทำให้เกิดการไหลออกจากกระบอกสูบจาก stage 2 ไป 3

3.) re-expansion เป็นช่วงที่ gas ตกค้างที่ clearance volume ที่ความดันสูงมีการขยายตัว โดย suction valve ยังคงปิดอยู่เนื่องจาก gas ที่ตกค้างในกระบอกสูบยังคงมีความดันสูงกว่า

suction valve จะเปิดก็ต่อเมื่อความดัน gas ในกระบอกสูบมีความดันเท่ากับ suction pressure และจะทำให้ gas ขยายตัว จาก stage 3 ไป 4

4.) intake process เป็นช่วงที่ gas มีการไหลเข้ากระบอกสูบจาก stage 4 ไป stage 1

สำหรับทฤษฎีการการอัดตัวและขยายตัวของ gas เริ่มจากการเปลี่ยนแปลงสภาวะของ gas แบบ isentropic process จาก stage 1 ไป stage 2 และมีความสัมพันธ์ดังสมการ 2.4.จ.1.1

$$Pv^k = C = \text{constant} \qquad (2.5.จ.1.1)^{[15]}$$

โดย P คือ refrigerant pressure , Pa

v คือ refrigerant specifice volume , m^3/kg

k คือ isentropic index

สำหรับงาน ในการอัดตัวของ gas แบบ isentropic จาก stage 1 ไป stage 2 สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.จ.1.2

$$w = -\int v dP \qquad J/kg \text{ refrigerant} \qquad (2.5.จ.1.2)^{[15]}$$

แทนสมการ (2.5.จ.1.1) ลงในสมการ (2.5.จ.1.2) จะได้ว่า

$$w = -\int_{P1}^{P2} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{1}{k}} dP$$

$$= -C^{1/k}\int_{P1}^{P2} (P)^{\frac{-1}{k}} dP$$

$$= -C^{1/k}\frac{P^{\frac{-1}{k}+1}}{\frac{-1}{k}+1}\Big|_{P1}^{P2} \qquad , \quad C^{1/k} = P_1^{1/k}v_1$$

$$= -P_1^{1/k}v_1\left(\frac{k}{k-1}\right)\left(P_2^{\frac{k-1}{k}} - P_1^{\frac{k-1}{k}}\right)$$

$$= -\frac{k}{k-1}P_1v_1\left(\frac{P_1^{\frac{1}{k}}}{P_1}P_2^{\frac{k-1}{k}} - \frac{P_1^{\frac{1}{k}}}{P_1}P_1^{\frac{k-1}{k}}\right)$$

$$= -\frac{k}{k-1}P_1v_1\left(P_1^{\frac{k-1}{k}}P_2^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$$

$$w = \frac{k}{k-1}P_1v_1\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) \qquad (2.5.จ.1.3)^{[15]}$$

ในความเป็นจริงนั้นกระบวนการการเปลี่ยนแปลงส่วนใหญ่ไม่ได้เป็นไปตาม isentorpic process แต่มีการสูญเสียความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้อง ฉะนั้นในการอัดตัวของ gas จะมีการสูญเสียในระหว่างการอัด ทำให้ compressor ต้องใช้งานในการอัดตัวสูงกว่า งานที่ใช้ใน isentropic process ซึ่งสมการ compression efficiency , e_c , สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.จ.1.4

e_c = Isentropic work of compression,(w) / Actual work of compression (2.5.จ.1.4)[15]

จากสมการ (2.5.จ.1.3) และ (2.5.จ.1.4) จะได้งานที่ใช้ในการอัดจริงสามารถแสดงได้สมการ 2.5.จ.1.5

$$\text{Actual work of compression}(w_{act}) = \frac{k}{k-1}P_1v_1\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)\frac{1}{e_c} \quad , J/kg \qquad (2.5.จ.1.5)$$

สำหรับสมการของกำลังงานที่ต้องการในการขับ compressor , P_{com} สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.จ.1.6

P_{com} = Refrigerant mass flow rate($\dot{m}_{ref}$)×Actual work of compression(w_{act})

$$P_{com} = (\dot{m}_{ref})(w_{act})$$

$$P_{com} = \dot{m}_{ref}\frac{k}{k-1}P_1v_1\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)\frac{1}{e_c} \quad , W \qquad (2.5.จ.1.6)[15]$$

จากสมการ 2.5.จ.1.6 นั้นยังไม่ได้คิดผลการสูญเสียเชิงกล ฉะนั้นในสมการ 2.5.จ.1.6 หารด้วยเทอมของ e_m (mechanical efficiency) จะทำให้ได้สมการกำลังงานสูญเสียจากการ ขับ compressor ($P_{air\text{-}com}$) ที่รวมผลการสูญเสียเชิงกล สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.จ.1.7

$$P_{air\text{-}com} = \dot{m}_{ref}\frac{k}{k-1}P_1v_1\left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)\frac{1}{e_ce_m} \quad , W \qquad (2.5.จ.1.7)$$

สำหรับ refrigerant mass flow rate ($\dot{m}_{ref}$) สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.จ.1.8

$$\dot{m}_{ref} = \text{Displacement rate}\frac{\eta_{vc}}{100v_1} \quad , kg/s \qquad (2.5.จ.1.8)[15]$$

สำหรับเทอมของ η_{vc} คือ เทอมของ clearance volumetric efficiency สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\eta_{vc} = 100 + m_c\left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right) \quad , \% \qquad (2.5.จ.1.9)[16]$$

โดย m_c คือ percent clearance ซึ่งเป็นอัตราส่วนของปริมาตรที่ TDC กับ ปริมาตรที่ถูกสูบใน compressor กวาดจาก BDC ไป TDC

Displacement rate , Q_d , คือ อัตราของปริมาตรกวาดรวมของถูกสูบจาก BDC ไป TDC สามารถแสดงได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q_d = \frac{\pi B_{com}^2}{4}(L_{com})(n_{com})\left(\frac{r_{com}N}{60}\right) \quad , m^3 \qquad (2.5.จ.1.10)[17]$$

โดย B_{com} คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของ comperssor , m

L_{com} คือ Length of stroke ของ compressor , m

n_{com} คือ จำนวนกระบอกสูบของ compressor

N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ , rev/min

r_{com} คือ อัตราทดของ pulley ที่ crankshaft ต่อ pulley ที่ compressor

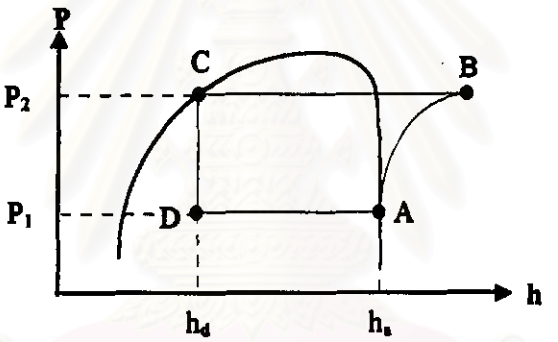
เมื่อนำสมการ 2.5.จ.1.10 , 2.5.จ.1.9 แทนลงในสมการ 2.5.จ.1.8 จะได้สมการของอัตราการไหลของ refrigerant ที่ขึ้นกับความเร็วรอบ สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\pi B_{com}^2}{4}(L_{com})(n_{com})\left(\frac{r_{com}N}{60}\right)\frac{1}{v_1}\left(1+\frac{m_o}{100}\left(1-\frac{P_2}{P_1}\right)\right) \qquad (2.5.จ.1.11)$$

สำหรับสมการของอัตราการไหลของ refrigerant , m_{ref-c} ที่ต้องการในการทำความเย็นเพื่อเอาชนะ cooling load ที่เกิดขึ้นในห้องผู้โดยสารในรถยนต์สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$m_{ref-c} = \frac{\text{cooling load}}{h_a - h_d} \qquad (2.5.จ.1.12)^{[15]}$$

โดยเทอม $h_a - h_d$ คือ Refrigeration effect ดังแสดงในรูป P-h diagram ได้ดังนี้



รูป 2.5.จ.2 แสดงลักษณะ P-h diagram ของสารทำความเย็น

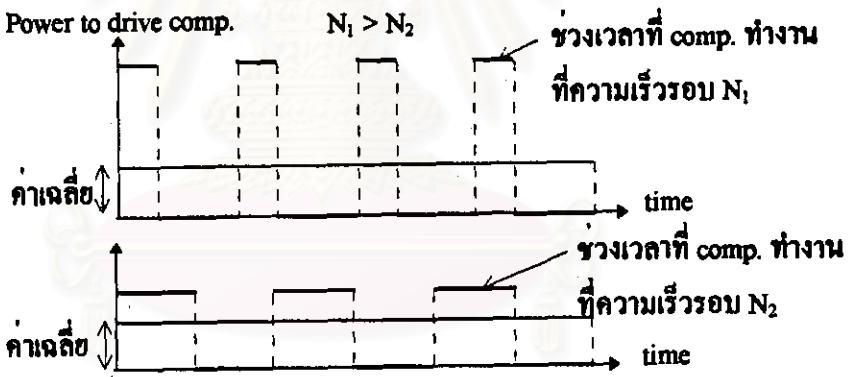
เทอมของ h_a คือ enthalpy ของ saturated vapour ที่ความดัน P_1 (low pressure side) โดยถือว่าที่จุด a สารทำความเย็นก่อนเข้า compressor เป็นแบบ saturated vapour ที่ความดัน , P_1(low pressure side) , J/kg

h_d คือ enthalpy ของสารทำความเย็นที่จุด d ซึ่งหาได้จากกระบวนการ Throttling process จะได้ว่า $h_c = h_d$ โดย h_c คือ enthalpy ของ saturated liquid ที่ความดัน P_2 (high pressure side)

สำหรับหลักการทำงานคร่าวๆของระบบ air conditioning ในรถยนต์อาจจะแบ่งเป็น สองช่วงดังนี้

I.) ช่วงแรกเป็นช่วงการทำงานที่ speed ต่ำๆซึ่งลักษณะการทำงานของ compressor จะทำงานตลอดเวลา เนื่องจากความสามารถในการทำความเย็นยังไม่ถึงจุดที่ต้องการ ซึ่งขึ้นกับอุณหภูมิที่ตั้งไว้ในห้องผู้โดยสาร

II.) ช่วงที่สองเป็นช่วงการทำงานที่ speed สูงเพียงพอในการเอาชนะ cooling load ที่เกิดขึ้นในห้องผู้โดยสารซึ่งลักษณะการทำงานของ compressor จะทำงานเป็นระยะๆ เนื่องจากมีระบบควบคุมอุณหภูมิในห้องผู้โดยสาร เมื่ออุณหภูมิห้องโดยสารต่ำถึงจุดที่ตั้งไว้ ระบบควบคุมอุณหภูมิจะส่งสัญญาณไฟฟ้าไปที่ระบบควบคุมการทำงานของ clutch ที่ต่อระหว่าง pulley shaft ของ compressor กับ pulley ของ crankshaft ให้หน้า clutch ทั้งสองแยกจากกัน ซึ่งจะทำให้ไม่เกิดการส่งถ่ายกำลังงานจากเครื่องยนต์ไปสู่ compressor ทำให้ compressor หยุดการทำงาน และเมื่ออุณหภูมิในห้องผู้โดยสารสูงขึ้นถึงระดับหนึ่ง ตามการออกแบบของระบบควบคุมนั้นๆ ระบบควบคุมจะส่งสัญญาณไฟฟ้าไปที่ระบบควบคุม clutch ให้หน้า clutch ทั้งสองจับกัน ซึ่งจะทำให้เกิดการส่งถ่ายกำลังงานจากเครื่องยนต์ไปสู่ compressor อีกครั้ง ฉะนั้นตัว compressor จะทำงานเป็นระยะๆ ซึ่งความถี่ของจำนวนครั้งในการทำงานของ compressor นั้นจะขึ้นความเร็วรอบของเครื่องยนต์ในกรณี cooling load คงที่ โดยกำลังงานสูญเสียเฉลี่ยที่ความเร็วรอบต่างกันถือว่าคงที่ ดังแสดงได้จากรูป 2.5.จ.2



รูป 2.5.จ.3 แสดงลักษณะการทำงานของ compressor ที่ความเร็วรอบต่างกัน

สำหรับสมการความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด , N_{cool} , ในการขับ compressor ให้มีความสามารถในการทำความเย็นเท่ากับ cooling load สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

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

$$N_{cool} = \frac{\text{cooling load}}{h_a - h_d}\left(\frac{4}{\pi B_{com}^2 L_{com} n_{com}}\right)\left(\frac{60}{r_{com}}\right)\left(\frac{100v_1}{\eta_{vo}}\right) \qquad (2.5.จ.1.13)$$

ฉะนั้นสมการกำลังงานสูญเสียในการขับ compressor , $P_{air\text{-}com}$ สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

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

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

, W (2.5.จ.1.14)

สำหรับค่า h , v ของ Refrigerant สามารถ fit curve อยู่ในรูปของ โพลิโนเมียล ของอุณหภูมิที่สภาวะ saturated ของสารทำความเย็น R-12 ,T และ T สามารถ fit curve ในรูปโพลิโนเมียลของความดันที่สภาวะ saturated ของสารทำความเย็น R-12 , P , ได้เช่นกันโดยสมการที่ได้จากการ fit curve สามารถแสดงได้ดังนี้ [18,19]

$T = -10.201P^6 + 87.287P^5 - 295.01P^4 + 504.91P^3 - 475.26P^2 + 284.05P - 54.317$, °C

$h_a = -9\times10^{-12}T_r^{\,6} + 3\times10^{-10}T^5 - 10^{-8}T^4 - 6\times10^{-6}T^3 - 0.0007\times T^2 + 0.4285\times T + 187.53$, kJ/kg

$h_d = 5\times10^{-12}T^6 - 9\times10^{-11}T^5 + 3\times10^{-8}T^4 + 5\times10^{-6}T^3 + 0.0007\times T^2 + 0.9243\times T + 36.051$, kJ/kg

$v_1 = 7\times10^{-13}T^6 - 10^{-10}T^5 + 8\times10^{-9}T^4 - 5\times10^{-7}T^3 + 3\times10^{-5}T^2 - 0.0017\times T + 0.0555$, m^3/kg

โดย P มีหน่วยเป็น MPa , T มีหน่วยเป็น อาศาเซลเซียส , °C

จากสมการกำลังงานสูญเสียในการขับ compressor ในรถยนต์ ที่ได้จะอยู่ภายใต้สภาวะการทำงานและเงื่อนไขที่กำหนดไว้ดังต่อไปนี้

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 ตามข้อมูลทางเทคนิคของ compressor รุ่น model HG500 [20]

2.5.จ.2) ภาระจากการขับ Alternator เป็นกำลังงานที่เครื่องยนต์ต้องสูญเสียไปกับการหมุนขดลวด ในการผลิตกระแสไฟฟ้าเพื่อ charge กระแสไฟฟ้าเข้า Battery โดยที่ Battery จะเป็นแหล่งพลังงานป้อนกระแสไฟฟ้าให้กับระบบไฟฟ้าในรถยนต์ สำหรับกำลังงานสูญเสียไปในการขับ Alternator มีสองส่วนใหญ่คือ

1.) Electrical Losses เป็นกำลังงานสูญเสียทางไฟฟ้า กำลังงานสูญเสียในส่วนนี้จะขึ้นกับภาระทางไฟฟ้าที่ Alternator ต้องผลิตกระแสไฟฟ้าเพื่อจ่ายให้กับ Battery ซึ่งประกอบไปด้วย

I) Core loss เป็นกำลังงานสูญเสียทางไฟฟ้าที่เกิดขึ้นในแกนเหล็ก โดยมีสัดส่วนของการสูญเสียประมาณร้อยละ 15 [21] ของการกำลังสูญเสียรวม ที่สภาวะ full load

II) Copper loss เป็นกำลังงานสูญเสียทางไฟฟ้าที่เกิดขึ้นในเส้นขดลวด โดยมีสัดส่วนของการสูญเสียประมาณร้อยละ 30 [21] ของการกำลังสูญเสียรวม ที่สภาวะ full load

III) Stray loss เป็นกำลังงานสูญเสียทางไฟฟ้าที่เกิดขึ้นขณะมี load หรือเรียกว่า load loss มีสัดส่วนของการสูญเสียประมาณร้อยละ 30 [21] ของการกำลังสูญเสียรวม ที่สภาวะ full load

2) Mechanical Losses เป็นกำลังงานสูญเสียทางกล ซึ่งกำลังงานสูญเสียในส่วนนี้จะเกิดขึ้นตลอดเวลาอันเนื่องจากตัว Alternator มีการเคลื่อนที่ ซึ่งประกอบไปด้วย

I) Windage Loss เป็นกำลังงานสูญเสียอันเนื่องจากเคลื่อนที่ของขดลวดผ่านอากาศ

II) Friction Loss เป็นกำลังงานสูญเสียจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นที่ผิว bearing

โดยสมการ Mechanical Losses ที่รวมผลของ windage และ bearing friction loss แสดงได้ดังนี้

$$P_{mech} = \frac{1}{3}K_a\left(\frac{r_a \pi D_a N}{3048}\right)^{2.5}\left(\frac{D_a}{0.0254}\right)\left(\sqrt{\frac{L_a}{0.0254}}\right)(1000) \quad , W. \quad (2.5.จ.2.1)^{[21]}$$

โดย K_a คือ correction factor

r_a คือ อัตราส่วนของเส้นผ่าศูนย์กลาง pulley ที่ Crankshaft กับ Alternator

D_a คือ rotor diameter , m

L_a คือ rotor active length , m

N คือ engine speed , rev/min

สำหรับกำลังงานสูญเสียที่เกิดขึ้นจากภาระในการขับ alternator นั้นประกอบด้วย กำลังงานสูญเสียทางกล และกำลังงานสูญเสียทางไฟฟ้า ซึ่งกำลังสูญเสียทางไฟฟ้าจะขึ้นกับภาระทางไฟฟ้าและคุณสมบัติต่างๆทางไฟฟ้า ซึ่งไม่มีสมการเชิงทฤษฎีใดกล่าวไว้อย่างเด่นชัด สำหรับที่สภาวะ full load สัดส่วนของ Mechanical loss และ Electrical loss อาจถือได้ว่าเป็นสัดส่วนที่คงที่[21] โดยสัดส่วนกำลังงานสูญเสียเชิงกลมีค่าประมาณ 25 % ของกำลังงานสูญเสียที่เกิดขึ้นใน Alternator ที่ความเร็วรอบการทำงานปกติ[21] ฉะนั้นที่ความเร็วรอบปกติเครื่องยนต์ที่ขับ Alternator จะเป็นตัวจำกัดขอบเขตของความเร็วรอบในสมการกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ Alternator ขนาดเล็ก โดยความเร็วรอบการทำงานปกติของรถยนต์จะอยู่ระหว่าง 2000 ถึง 3000 รอบต่อนาที ฉะนั้นจะเลือกใช้ที่ความเร็วรอบ 2600 รอบต่อนาที เป็นขอบเขตของความเร็วรอบของ Alternator ขนาดเล็กในรถยนต์

P_{alt} = Power output + Power losses in alternator

$$= I_a V_a + \frac{100}{25}\frac{1}{3} K_a \left(\frac{r_a \pi D_a N}{3048}\right)^{2.5} \left(\frac{D_a}{0.0254}\right) \sqrt{\frac{L_a}{0.0254}} (1000) \quad , W. \quad (2.5.จ.2.2)$$

สำหรับภาระในการขับ Alternator จะอยู่ภายใต้เงื่อนไขดังต่อไปนี้

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]

2.5.จ.3) 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]

mep ของ pump และ miscellaneous $= 2.69\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.5}$, kPa. (2.5.จ.3.1)[22]

สำหรับสมการ power loss จากการขับ pump และ miscellaneous สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$P_{pump} = 2.69\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.5} 1000 \frac{V_d N}{120} \quad , W \qquad (2.5.จ.3.2)$$

2.5.ฉ) กำลังงานสูญเสียจาก Pumping Losses

กำลังงานที่สูญเสียจาก pumping losses เป็นกำลังที่สูญเสียไปกับการดูดไอดีและขับไอเสีย ในช่วง intake , exhaust stroke รวมถึงกำลังงานที่สูญเสียไปกับการรั่วของ mixture ในห้องเผาไหม้สู่ภายนอก

ขนาดของ pumping losses สามารถพิจารณาได้จาก empirical formula ที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์ ชนิด SI-engine และชนิด CI-engine 4 จังหวะ แบบ OHV , L head , ชนิด 4 , 6 , 8 สูบ ที่ค่า compression ratio อยู่ในช่วง 4:1 - 17:1 , ค่า bore to stroke ratio อยู่ในช่วง 0.75-2.5 , มีค่า displacement volume อยู่ในช่วง 393 - 2048 ml/cylinder บนแท่น dynamometer โดยมีสมมุติฐาน[22] ดังต่อไปนี้

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

ฎ) ความเร็วเครื่องยนต์สูงสุดที่ 4000 รอบต่อนาที

ซึ่งกำลังสูญเสียจาก pumping losses สามารถแบ่งการออกได้เป็น 3 ส่วนดังนี้

2.5.ฉ.1) Throttling loss จากการไหลของ gas ผ่านส่วนต่างๆที่จะทำให้เกิดการสูญเสียความดัน อาทิเช่นในส่วน intake นั้นอากาศผ่าน air filter , throttling valve , intake manifold และ ในส่วนของ exhaust นั้น gas ร้อนไหลผ่าน exhaust manifold , catalytic converter , ระบบ muffler ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการความดันสูญเสีย โดยกำลังงานสูญเสียแสดงในรูปความสัมพันธ์ของความดันสูญเสีย ; Throttling loss ได้ดังสมการ 2.5.ฉ.1

Throttling loss (kPa) = $P_{i,g} + P_{e,g}$ (2.5.ฉ.1)[22]

โดย $P_{i,g}$ คือ intake manifold gauge pressure , kPa มีค่าเท่ากับ $P_a - \frac{imep_c}{12.8} - 10.14$

เมื่อ $imep_c = 12.87P_a\{\frac{P_{i,a}}{P_a} - 0.1\}$, kPa

P_a = ambient air pressure(absolute pressure) , kPa

$P_{i,a}$ = absolute intake manifold pressure , kPa

$= (0.0254/1000)\rho_{Hg}g\Delta h$

โดย Δh คือ intake absolute pressure , In.Hg

$P_{e,g}$ คือ exhaust manifold gauge pressure , kPa มีค่าเท่ากับ $P'_e(\frac{imep_c}{3904}\frac{N}{1000})^2$

เมื่อ P'_e = ความดันเกจของ exhaust ขณะ full load ที่ 4000 rev/min เป็นความเร็วสูงสุด(ในการทดสอบของ Bishop[22] ตามเอกสารอ้างอิงนั้นตั้งค่าความดันของ exhaust gauge pressure ที่ 10 in.Hg) ซึ่งมีค่าเท่ากับ $(0.0254/1000)\rho_{Hg}g\times10 = (0.0254/100)\rho_{Hg}g$

ฉะนั้นจะได้ว่า

Throttling loss (kPa) = $P_a - \frac{imep_c}{12.8} - 10.14 + P'_e(\frac{imep_c}{3904}\frac{N}{1000})^2$ (2.5.ฉ.2)[22]

2.5.ฉ.2) Valve flow loss จาก gas ไหลผาน intake valve และ exhaust valve ทำให้เกิดกำลังงานสูญเสียเนื่องจากการไหลของ gas โดยสมการกำลังงานสูญเสียที่แสดงในรูปของความดันสูญเสีย , Valve flow loss สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ฉ.3

Valve flow loss (kPa) = $8.9667\sqrt{\frac{imep_c}{1124.3}}(\frac{N}{1000})^{1.7}(\frac{2.984}{F'})^{1.28}$ (2.5.ฉ.3)[22]

$F' = \frac{n_{iv}n_{cyl}D_{iv}^2}{V_d}$, m^{-1}

2.5.ฉ.3) Blow by loss เป็นกำลังสูญเสียที่เกิดจากการรั่วไหลของ gas ในห้องเผาไหม้ โดยสมการกำลังงานสูญเสียอยู่ในรูปของความดันสูญเสีย , blow by loss สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.5.ฉ.4

blow by loss(kPa) = $\sqrt{\frac{(P_a - P_{i,g})(kPa)}{97.94}}\{11.86R_c^{0.4} - (3.38+0.103R_c)(\frac{N}{1000})^{1.185}\}$

(2.5.ฉ.4)[22]

โดย $P_{i,g} = P_a - \frac{imep_c(kPa)}{12.8} - 10.14$, kPa

จากสมการ 2.5.ฉ.2 , 2.5.ฉ.3 และ 2.5.ฉ.4 จะได้ Total Pressure losses และ Total pumping losses , P_{pump} ดังแสดงไว้ในสมการ 2.5.ฉ.5 และสมการ 2.5.ฉ.6

$$\text{Total pressure losses} = P_a - \frac{imep_c}{12.8} - 10.14 + P'_e\left(\frac{imep_c}{3904}\frac{N}{1000}\right)^2 + 8.9667\sqrt{\frac{imep_c}{1124.3}}\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.7}\left(\frac{2.984}{F'}\right)^{1.28} + \sqrt{\frac{(P_a - P_{i,a})}{97.94}}\left\{11.86R_c^{0.4} - (3.38+0.103R_c)\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.185}\right\} \text{ , kPa} \quad (2.5.ฉ.5)^{[22]}$$

โดย $F' = \frac{n_{iv}n_c D_{iv}^2}{V_d}$ (m^{-1}) , $imep_c = 12.87P_a\left\{\frac{P_{i,a}}{P_a} - 0.1\right\}$ (kPa)

P'_e = ความดันเกจของ exhaust ขณะ full load ที่ 4000 rev/min ตั้งค่าที่ 10 in.Hg.

$$P_{pump} = mepV_d\frac{N}{60\times 2}$$

$$P_{pump} = \left\{ P_a - \frac{imep_c}{12.8} - 10.14 + P'_e\left(\frac{imep_c}{3904}\frac{N}{1000}\right)^2 + 8.9667\sqrt{\frac{imep_c}{1124.3}}\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.7}\left(\frac{2.984}{F'}\right)^{1.28} + \sqrt{\frac{(P_a - P_{i,a})}{97.94}}\left\{11.86R_c^{0.4} - (3.38+0.103R_c)\left(\frac{N}{1000}\right)^{1.185}\right\}\right\}\frac{V_d N}{60\times 2} \text{ , W} \quad (2.5.ฉ.6)^{(22)}$$

2.6 กำลังงานสูญเสียจากยานยนต์และระบบส่งถ่ายกำลัง

สำหรับกำลังงานสูญเสียจากยานยนต์นั้นเป็นกำลังงานสูญเสียจากการขับเคลื่อนยานยนต์อันได้แก่ การเอาชนะแรงต้านทานจาก Air resistance , เอาชนะแรงต้านทานจาก Rolling resistance และ แรงต้านลาดทางชัน สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

2.6.ก) กำลังงานสูญเสียจาก Air resistance

2.6.ข) กำลังงานสูญเสียจาก Rolling resistance

2.6.ค) กำลังงานสูญเสียจาก Gradient resistance

สำหรับกำลังงานสูญเสียจากระบบส่งถ่ายกำลังเป็นการสูญเสียเนื่องจาก การถ่ายทอดกำลังในช่วงต่างๆ โดยเริ่มตั้งแต่เครื่องยนต์ผ่านคลัตช์ ห้องเกียร์ ข้อต่ออ่อน เพลากลาง เฟืองท้าย เพลาหลัง จนถึงล้อขับเคลื่อนนั่นเอง

2.6.ก) กำลังงานสูญเสียจาก Air resistance ในกำลังงานที่สูญเสียในส่วนนี้เกิดจากการที่ยานยนต์วิ่งผ่านอากาศที่มีความหนาแน่น ซึ่งทำให้เกิดแรงต้านทานการเคลื่อนที่ ส่งผลให้ต้องมีการเอากำลังเครื่องยนต์ที่ผลิตออกมาได้มาใช้เพื่อเอาชนะแรงต้านทานในส่วนนี้ สมการแรงต้านทานการเคลื่อนที่สามารถแสดงได้ดังสมการ 2.6.ก.1

$$F = \frac{1}{2}C_d\rho A_f V_s^2 \quad , N \qquad (2.6.ก.1)^{[23,24,37,38]}$$

โดย C_d คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานอากาศของยานยนต์

A_f คือ ค่าของพื้นที่ทางด้านหน้าของยานยนต์(frontal area) , m^2

V_s คือ ค่าความเร็วของรถยนต์ , m/s

ρ คือ ค่าความหนาแน่นของอากาศที่ผ่านยานยนต์ , kg/m^3

สำหรับสมการกำลังงานสูญเสียจากแรงต้านอากาศ ที่ความเร็วคงที่ สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{air\ resist} = FV_s = \frac{1}{2}C_d\rho A_f V_s^3 \quad , W \qquad (2.6.ก.2)^{[23,24,37,38]}$$

สมการของ V_s ความเร็วยานยนต์สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$V_s = \frac{2\pi R_w N}{60 G_G G_d} \quad , m/s \qquad (2.6.ก.3)^{[39]}$$

โดย G_G คือ อัตราทดที่เกียร์ในขณะขับขี่

G_d คือ อัตราทดที่เฟืองท้าย

R_w คือ รัศมีล้อรถยนต์ , m.

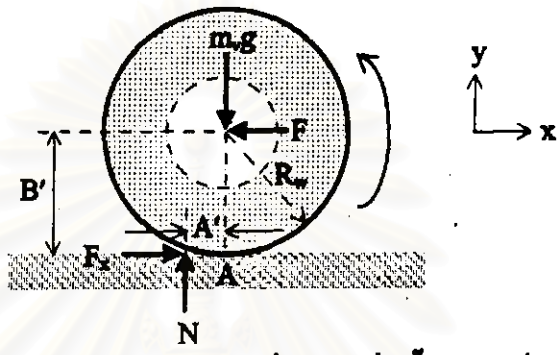
N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ , rev/min

ฉะนั้นจะได้ว่าสมการของกำลังงานสูญเสียจาก Air resistance สามารถเขียนใหม่ได้ดังสมการ 2.6.ก.4

$$P_{air\text{-}resist} = \frac{1}{2}C_d\rho A_f\left(\frac{2\pi R_w N}{60 G_G G_d}\right)^3 \qquad (2.6.ก.4)$$

สำหรับ C_d นั้นจะขึ้นกับรูปทรงของยานยนต์ รูปทรงที่เกิด C_d น้อยจะเป็นรูปทรงที่เพรียวลมซึ่งนอกจากจะเกิดแรงต้านทานน้อยแล้วเป็นรูปทรงที่ช่วยลด air circulation ที่ส่วนท้ายของยานยนต์ ที่จะส่งผลทำให้เกิดผลต่างของความดันอากาศระหว่างที่ส่วนหน้าและส่วนท้าย อันเป็นผลให้แรงต้านการเคลื่อนที่ของรูปทรงนั้นๆเพิ่มมากขึ้น

2.6.ข) กำลังงานสูญเสียจาก Rolling resistance เป็นกำลังงานสูญเสียจากแรงต้านการหมุนของล้อ ซึ่งขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่าง ได้แก่ สภาพถนน ความเสียดทานในแบริ่งของล้อรถยนต์ การยุบตัวของยางและผิวถนน ความดันอากาศในยางรถยนต์ การเสียดทานที่เบรก และขนาดของล้อ โดยแรงต้านการหมุนของล้อแปรผันโดยตรงกับน้ำหนักของรถยนต์ ในการวิเคราะห์แรงต้านการหมุนสามารถแสดงได้ดังรูป 2.6.ข.1



รูป 2.6.ข.1 แสดงแรงที่กระทำต่อล้อรถยนต์

จากรูป 2.6.ข.1 พิจารณาที่สภาวะสมดุล จะได้ว่า

$\Sigma F_y = 0$ จะได้ $N = m_v g$ และ $\Sigma M_A = 0$ จะได้ $FB' - NA' = 0$

ฉะนั้นจะได้ว่า $F = m_v g \frac{A'}{B'}$, N (2.6.ข.1)[37]

โดย m_v คือ มวลของรถยนต์ , kg

A′ คือ ระยะเยื้องระหว่างจุดสัมผัสของแรง N กับจุดศูนย์กลางล้อ , m

B′ คือ ระยะความสูงจากจุดศูนย์กลางล้อไปยังพื้นผิวถนน , m

R_w คือ รัศมีล้อรถยนต์ , m.

N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ , rev/min

จากสมการ 2.6.ข.1 ค่า F คือแรงต้านการหมุนที่ล้อและเทอม $\frac{A'}{B'}$ คือสัดส่วนของระยะที่ล้อเกิดการยุบราบบนพื้นถนนกับรัศมีล้อ หรือ เรียกว่า สัมประสิทธิ์แรงต้านการหมุนของล้อ (coefficient of rolling resistance) , f_R ฉะนั้นสมการแรงต้านทานการหมุนสามารถแสดงได้ดังนี้

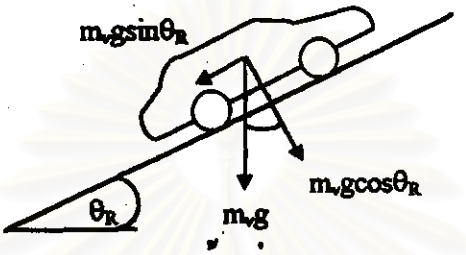
$$F = f_R m_v g \qquad (2.6.ข.2)^{(23,24,37,38)}$$

สมการกำลังงานสูญเสียจากแรงต้านทานการหมุนที่ล้อที่ความเร็วคงที่สามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{roll} = f_R m_v g V_s$$

$$= f_R m_v g \frac{2\pi R_w N}{60 G_G G_d} \quad , W \qquad (2.6.ข.3)$$

2.6.ค) กำลังงานสูญเสียจาก Gradient resistance เป็นกำลังงานที่เครื่องยนต์ถูกใช้ไปเพื่อเอาชนะแรงต้านความลาดชันของทาง (gradient resistance) ทำให้เครื่องยนต์ทำงานหนักมากกว่าวิ่งบนถนนในแนวระดับ แต่ถ้ารถยนต์วิ่งลงทางลาด เครื่องยนต์จะทำงานน้อยลงเพราะมีแรงเสริมจากแรงโน้มถ่วงของโลก โดยแรงต้านจะมากหรือน้อยจะขึ้นกับ น้ำหนักรถยนต์ และ ความชันของถนน ดังแสดงในรูปที่ 2.6.ค.1



รูป 2.6.ค.1 แสดงแรงต้านต่างๆจากความลาดชันของถนน

จากรูปแรงต้านทางชันแสดงได้ดังสมการ 2.6.ค.1

$$F_t = m_v g\sin\theta_R \quad , N \qquad (2.6.ค.1)^{[37]}$$

และกำลังงานสูญเสียจากแรงต้างทางชันสามารถแสดงได้ดังนี้

$$P_{grad} = m_v g\sin\theta_R \frac{2\pi R_w N}{60 G_G G_d} \quad , W \qquad (2.6.ค.1)^{[37]}$$

โดยที่ ค่าความชันของถนนจะเท่ากับ $\tan\theta_R$

2.6.ง) กำลังงานสูญเสียจากระบบส่งถ่ายกำลัง

สำหรับกำลังงานสูญเสียจากระบบส่งถ่ายกำลังนั้นมาจากหลายสาเหตุอาทิเช่น

ก) ความเสียดทานการเคลื่อนที่ของส่วนต่างๆที่หมุนเช่น แบริ่งและเฟืองของชุดเกียร์ต่างๆ

ข) กำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของฟันเกียร์

ค) แรงต้านอากาศเนื่องจากการหมุนชิ้นส่วนต่างๆ เป็นต้น

สมการกำลังงานสูญเสียจากระบบส่งถ่ายกำลังสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\text{Transmission loss}, P_{Tloss} = (1 - \frac{\eta_T}{100}) \times \text{Transmitted power} \qquad (2.6.ง.1)^{[37]}$$

โดย η_T คือ Transmission efficiency , %

จากสมการ 2.1.2 แสดงได้ดังนี้

$$\text{Transmitted power} = \text{Traction power} + \text{Transmission loss}, P_{Tloss} \qquad (2.6.ง.2)$$

เมื่อแทนสมการ 2.6.ง.1 ลงใน 2.6.ง.2 จะได้ว่า

$$\text{Transmitted power} = \text{Traction power} + (1 - \frac{\eta_T}{100}) \times \text{Transmitted power}$$

$$\text{Traction power} = \frac{\eta_T}{100}\text{Transmitted power} \qquad (2.6.ง.3)$$

โดย Traction power เป็นกำลังงานในการลากจูงซึ่งกำลังงานส่วนนี้จะต้องเอาชนะ Road load power โดยเทอมของ Road load power ขณะรถยนต์เคลื่อนที่ในแนวราบ จะมีค่าเท่ากับ Air resistance power loss รวมกับ Rolling resistance power loss[1] จะได้ว่า

$$P_{air\text{-}resist} + P_{roll} = \frac{\eta_T}{100}\text{Transmitted power}$$

$$\text{Transmitted power} = \frac{100}{\eta_T}(P_{air\text{-}resist} + P_{roll}) \qquad (2.6.ง.4)$$

เมื่อแทนสมการ 2.6.ง.4 ลงใน 2.6.ง.1 จะได้สมการดังนี้

$$P_{Tloss} = (1 - \frac{\eta_T}{100})\frac{100}{\eta_T}(P_{air\text{-}resist} + P_{roll})$$

$$P_{Tloss} = (\frac{100}{\eta_T} - 1)(P_{air\text{-}resist} + P_{roll}) \qquad (2.6.ง.5)$$

เนื่องจากประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลังของเกียร์ต่างๆไม่เท่ากันแต่จะมีค่าค่อนข้างคงที่ในสภาวะปกติ โดยทั่วไปแล้วเกียร์ต่ำจะให้ประสิทธิภาพที่ต่ำกว่าเกียร์สูงๆ โดยประมาณได้ว่าที่เกียร์สูงมีประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลังอยู่ที่ 90 % และ ที่เกียร์ต่ำจะมีประสิทธิภาพอยู่ที่80-85% [37,40] ในการศึกษานี้จะสมมุติให้ประสิทธิภาพในการส่งถ่ายกำลังเป็นไปดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ 2.6.1 แสดงประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลังที่เกียร์ต่างๆ

อัตราทดเกียร์	ประสิทธิภาพในการส่งถ่ายกำลัง,η_T
1	80 %
2	85 %
3	85 %
4	90 %
5	90 %

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

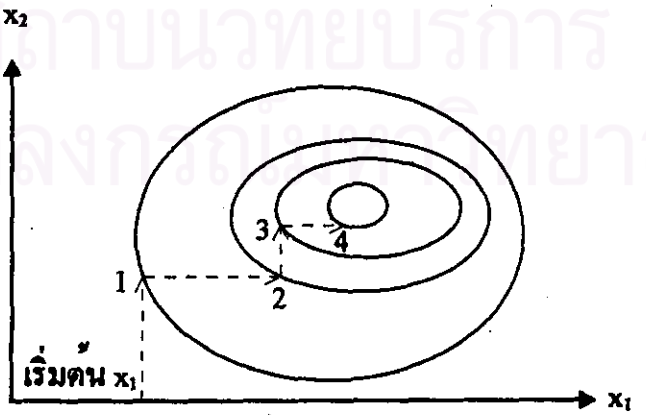
2.7 ออปติไมเซชัน

การหาจุดทำงานที่เหมาะสม เพื่อให้กำลังงานสูญเสียมีค่าต่ำที่สุด หรือการออปติไมเซชันนั้นมีหลากหลายวิธี โดยแต่ละวิธีนั้นมีความเหมาะสมที่จะใช้กับฟังก์ชันต่างๆ กันไปตามแต่ละรูปแบบของขั้นตอนการคำนวณ

การออปติไมเซชันสมการที่ตัวแปรมากกว่าหนึ่งตัวแปรและมีการจำกัดขอบเขตของตัวแปรต่างๆนั้น วิธี Univariable search เป็นวิธีหนึ่งที่เหมาะสม โดยวิธีนี้ ฟังก์ชันที่ต้องการหาสภาพที่เหมาะสมจะถูกนำมาวิเคราะห์จากตัวแปรที่เกี่ยวข้องทีละตัว คือ จะเริ่มต้นโดยกำหนดตัวแปรอิสระตัวหนึ่ง เพื่อหาค่าสภาพที่เหมาะสม เมื่อเปลี่ยนค่าตัวแปรอิสระอื่นๆไปเรื่อยๆก่อน จากนั้น ค่าตำแหน่งที่เหมาะสมนี้จะถูกแทนกลับเข้าไปในฟังก์ชัน และฟังก์ชันจะถูกหาตำแหน่งสภาพที่เหมาะสมเทียบกับตัวแปรอิสระอีกตัวหนึ่ง ทำเช่นนี้ต่อไปเรื่อยๆ จนได้ตำแหน่งที่เหมาะสมจริงเมื่อเทียบกับตัวแปรอิสระทุกตัว ตัวอย่างแนวการวิเคราะห์แสดงไว้ในรูปที่ 2.7.1 ซึ่งฟังก์ชันที่พิจารณานั้นขึ้นกับตัวแปรอิสระ 2 ตัวแปร โดยกำหนดให้

$$y = f(x_1, x_2)$$

วิธีการจะเริ่มต้นโดยสมมุติค่า x_1 ก่อน และแทนค่า x_2 ไปเรื่อยๆจนกระทั่งได้ค่า y ที่เหมาะสมที่สุด ตำแหน่งดังกล่าวแสดงด้วยจุด 1 ค่า x_2 ที่ได้จะถูกแทนกลับเข้าไปในฟังก์ชัน และทำการหาค่า y ที่เหมาะสมสูงสุดเทียบกับค่า x_1 ซึ่งจะได้ตำแหน่ง x_1 ใหม่ที่จุด 2 ทำเช่นนี้ไปเรื่อยๆ จนกระทั่งค่าการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรทุกๆตัว มีค่าน้อยกว่าค่าที่กำหนด ก็แสดงว่าตำแหน่งที่ได้จะเป็นตำแหน่งที่เหมาะสมสูงสุดของฟังก์ชัน ที่ค่าตัวแปรอิสระทุกๆค่า[25,41]



รูป 2.7.1 แสดงวิธีค้นหาจากตัวแปรทีละตัวแปร