

ผลของความหยาบผิวต่อการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรง ด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน

ชนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว*

บทคัดย่อ

บทความนี้ศึกษาผลของความหยาบของผิวฟันเฟืองที่มีพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนเมื่อไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น แก๊สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัว สมการการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุ สมการการเปลี่ยนแปลงความหนืดและความหนาแน่นของสารหล่อลื่นโดยใช้ระเบียบวิธีนิวตัน – ราฟสัน ร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด เพื่อหาการกระจายตัวของความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระและความเร็วในการทำงานของเฟืองฟันตรง จากการจำลองผลพบว่าความหยาบของผิวฟันเฟืองมีผลต่อความดันฟิล์มสารหล่อลื่นอย่างรุนแรง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงแต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีเพิ่มขึ้นเมื่อคิดผลจากความหยาบผิวของฟันเฟือง เมื่อเฟืองเริ่มสัมผัสกันความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดและมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะการสัมผัสของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น ที่ระยะพิชิตสัมผัสสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าน้อยสุด เมื่อภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มของสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น

คำสำคัญ: เฟืองฟันตรง สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ ระเบียบวิธีมัลติกริด ของไหลนอนนิวโตเนียน

*อาจารย์ ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ กรุงเทพฯ 10800 อีเมลล์: khaniitthaw@kmutnb.ac.th

The Effect of Surface Roughness to Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear with non-Newtonian Lubricant

Khanittha Wongseedakaew*

Abstract

This paper presents the effect of surface roughness to performance characteristics of transient isothermal elastohydrodynamic lubrication in line contact of spur gear with non-Newtonian fluids. The time dependent Reynolds equation, elastic equation and viscosity equation were formulated for compressible fluid. Newton-Raphson method and multigrid method were implemented to obtain the film pressure profiles, film thickness profiles and traction coefficient in the contact region at various loads and speeds. The simulation results show that roughness amplitude has a significant effect on the film pressure in the contact region. The film thickness decrease but traction coefficient increases when surface of gear teeth was rough surface. The film thickness reaches its minimum at approach point when the line of action increase film thickness was increase. The minimum traction coefficient was occurrence at pitch point. The increasing loads, film pressure and traction coefficient increase but film thickness decrease. The film thickness and traction coefficient increase when the speeds increase.

Keywords: Spur gear, Modified Reynolds equation, Multigrid method, non-Newtonian fluid.

*Lecturer, Department of Mechanical Engineering Technology, Collage of Industrial Technology,
King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Email: khanitthaw@kmutnb.ac.th

1. บทนำ

การส่งถ่ายกำลังที่ต้องการอัตราทดและส่งถ่ายกำลังสูง ๆ จะใช้เฟืองเป็นอุปกรณ์หลักในการส่งถ่ายกำลัง ดังนั้นการทำงานของเฟืองจำเป็นต้องมีการหล่อลื่นที่ดี และรู้ถึงพฤติกรรมการหล่อลื่น แต่ลักษณะของผิวฟันเฟืองที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของฟันเฟืองจะมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยาบของผิว ซึ่งความหยาบของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก เนื่องจากความหยาบของผิวสัมผัสกับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่แยกผิวสัมผัสออกจากกันมีค่าใกล้เคียงกัน เพื่อลดความเสียหายที่จะเกิดขึ้นขณะใช้งาน การศึกษาพฤติกรรมการทำงานของเฟืองจึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง เพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์และศึกษาการยืดอายุการใช้งานของเฟืองให้มีอายุการใช้งานได้นานที่สุด

Dowson และ Higginson ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข พบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก Larsson ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงที่ทำงานในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน ที่ความหนืดของสารหล่อลื่นเป็นตาม Circular Viscosity Model พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะการขบกันของฟันเฟือง Al-Samieh ศึกษาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว Mongkolwongrojn ศึกษาผลของการเปลี่ยนนําระอยางทันทีทันใดที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในทรงกระบอก พบว่าการเปลี่ยนนําระอยางส่งผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงแต่ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น Huseyin ศึกษาพฤติกรรมการสึกหรอของเฟืองฟันตรงที่ทำด้วยนําลอนรวมทั้งออกแบบลักษณะของเฟืองฟันตรงเพื่อลดการเปลี่ยนแปลงนําระที่ฟันเฟืองได้รับ ทำให้การสึกหรอลดลง

จากการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกเมื่อของไหลเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน สมการที่ใช้มีความไม่ไม่เป็นเชิงเส้นสูง ดังนั้นการหา

คำตอบมีความยุ่งยากและใช้เวลาการคำนวณนาน Lubrecht และ Francisco จึงได้นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการคำนวณ Wang ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน พบว่าความหนาฟิล์มจะมีค่าลดลงแต่อุณหภูมิสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้น Guangteng ทำการทดลองวัดค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวของชิ้นงานเป็นผิวหยาบเปรียบเทียบกับผลจากทางทฤษฎีพบว่าค่าที่ได้สอดคล้องกัน

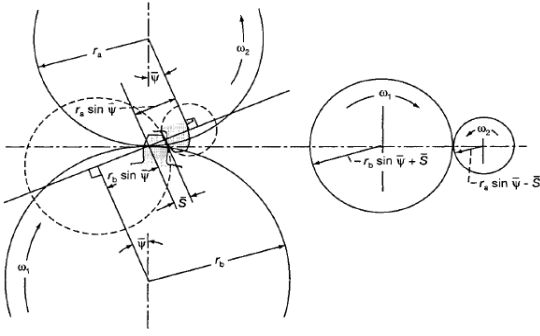
บทความนี้ศึกษาผลของความหยาบผิวต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่สัมผัสเป็นเส้น ซึ่งเป็นการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางที่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของฟันเฟือง เนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น และสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียนที่เป็นไปตาม Power Law Model โดยที่ความหนืดของสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่า Shear strain rate รวมทั้งสารหล่อลื่นเป็นของไหลที่อัดตัวได้

ในทุกสภาวะการทำงานของเฟืองฟันตรงมีการเปลี่ยนแปลงภาระ ความเร็ว และรัศมีมีความโค้งตลอดเวลาที่ฟันเฟืองขบกัน ดังนั้นเพื่อลดความซับซ้อนของการจำลองผล จึงไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสารหล่อลื่น การจำลองผลสำหรับบทความนี้ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite Difference Method) ร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน (Newton-Raphson Method) สำหรับหาคำตอบของสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์และใช้ระเบียบวิธีมัลติกริด (Multigrid Method) เพื่อลดระยะเวลาการคำนวณ

2. ทฤษฎีการหล่อลื่น

2.1 ลักษณะทางกายภาพของฟันเฟือง

การทำงานของเฟืองแบบฟันตรงและลักษณะทางกายภาพของฟันเฟืองตามรูปที่ 1



รูปที่ 1 แสดงระยะรัศมีวงกลมพิตช์ของเฟืองขับและเฟืองตามของเฟืองแบบฟันตรง

การขบกันของฟันเฟืองที่ระยะ $\bar{S}$ จากตำแหน่งพิตช์ของเฟืองที่มีรัศมีพิตช์ r_a และ r_b มีมุม Pressure angle $\bar{\psi}$ สามารถอธิบายได้ด้วยการสัมผัสกันของทรงกระบอก 2 ตัวที่มีความเร็วในการหมุน ω_a และ ω_b ตามลำดับ ดังนั้นที่ระยะการขบกันต่างๆ ของเฟืองจะได้

$$\begin{aligned} R_1(\bar{S}) &= r_b \sin \bar{\psi} + \bar{S} \\ R_2(\bar{S}) &= r_a \sin \bar{\psi} - \bar{S} \end{aligned} \quad (1)$$

ความเร็วที่ผิวของฟันเฟืองที่ขบกัน

$$\begin{aligned} u_1(\bar{S}) &= \omega_b R_1(\bar{S}) \\ u_2(\bar{S}) &= \omega_a R_2(\bar{S}) \end{aligned} \quad (2)$$

ระยะการขบกันทั้งหมดของฟันเฟือง

$$s = \sqrt{(r_a + a_a)^2 - (r_a \cos \bar{\psi})^2} - r_a \sin \bar{\psi} + \sqrt{(r_b + a_b)^2 - (r_b \cos \bar{\psi})^2} - r_b \sin \bar{\psi} \quad (3)$$

เมื่อ a_a, a_b ค่าแอดเดนดัมของเฟืองขับและเฟืองตาม

r_a, r_b รัศมีวงกลมพิตช์ของเฟืองขับและเฟืองตาม
 $\bar{\psi}$ ค่า Pressure angle

2.2 สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์

สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัวแบบไร้มิติที่สัมผัสเป็นเส้น จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial \bar{X}} \right) = K C_{UT} \frac{\partial}{\partial \bar{X}} (\bar{\rho} H) \quad (4)$$

$$+ K C_{UT} \left(\frac{S_0}{2} \right) \frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\bar{\rho} H \left(1 - 2 \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right) \right) + K \frac{\partial}{\partial T} (\bar{\rho} H)$$

$$\text{เมื่อ } K = u_0 \mu_0 R_0^2 / b^3 P_H \quad (5)$$

$$\varepsilon = \bar{\rho} H^3 (1/\bar{\mu}_{e2} - \bar{\mu}_{e0}/\bar{\mu}_{e1}^2) \quad (6)$$

$$C_{UT} = \bar{u}/u_0 \quad (7)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{IN}, T) = 0, P(X_{OUT}, T) = (\partial P / \partial X)_{OUT} = 0 \quad (8)$$

$$P \geq 0 \quad (X_{IN} < X < X_{OUT}) \quad (9)$$

2.3 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

สมการความหนาฟิล์มขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของพื้นผิวและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของพื้นผิวจากความดันของสารหล่อลื่น

$$H = H_0 + X^2 / 2C_{RT} + D_1(X) + D_2(X) - (1/\pi) \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P(X, T) \ln |X - X'| dX' \quad (10)$$

เมื่อ $D_1(X), D_2(X)$ เป็นความหยาบของผิวของเฟืองขับ

และเฟืองตาม ตามลำดับ

จาก Surface Topography [Hamrock] จะได้ว่ารูปร่างทางเรขาคณิตของพื้นผิว จะประกอบด้วย ความผิดพลาดของรูปร่าง (Error of form) คลื่น (Waviness) และความหยาบ (Roughness) ดังนั้นจึงสามารถสร้างแบบจำลองความหยาบของผิวฟันเฟืองได้ดังสมการ

$$\begin{aligned} D_1(X) &= Z_{M1} \cos \left(\frac{2\pi X}{\lambda_{M11}} \right) \\ &\quad + Z_{M2} \left\{ \sin \left(\frac{2\pi X}{\lambda_{M12}} \right) + \cos \left(\frac{2\pi X}{\lambda_{M13}} \right) \right\} \\ D_2(X) &= Z_{M1} \sin \left(\frac{2\pi X}{\lambda_{M21}} \right) \\ &\quad + Z_{M2} \left\{ \sin \left(\frac{2\pi X}{\lambda_{M22}} \right) + \cos \left(\frac{2\pi X}{\lambda_{M23}} \right) \right\} \end{aligned}$$

2.4 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ [Dowson]

$$\bar{\rho} = 1 + 0.6 \times 10^{-9} p / (1 + 1.7 \times 10^{-9} p) \quad (11)$$

2.5 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความดันและความเครียดเฉือนที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ

$$\mu = \mu_0 \bar{\mu}_R^* \bar{\mu}_s^* \quad (12)$$

ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความดันที่สารหล่อลื่นได้รับในรูปแบบไรมิตี [Roelands]

$$\bar{\mu}_R^* = \exp \left[\left(\ln(\mu_0) + 9.67 \right) \times \left(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^Z \right) \right] \quad (13)$$

ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความเค้นเฉือนที่สารหล่อลื่นได้รับเป็นไปตาม Power Law Model ตามสมการที่ 14 และในรูปแบบไร้มิติดังสมการที่ (15)

$$\mu_s = m_0 (\partial u / \partial y)^{n-1} \quad (14)$$

$$\bar{\mu}_s^* = \left\{ \left(\frac{m_0}{\mu_0} \right) \left| \frac{u_0 R_0}{b^2} \right|^{n-1} \right\} \left| \frac{1}{H} \right|^{n-1} \left| \frac{\partial u^*}{\partial Y} \right|^{n-1} \quad (15)$$

2.6 สมการสมดุลแรง

ภาระที่ฟันเฟืองได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น

$$\int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} PdX = C_{WT} (\pi/2) \quad (16)$$

2.7 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทำงานของเฟืองฟันตรงแบบไร้มิติ

$$f = (\eta_0 \mu_0 R_0 / C_{WT} w' b) \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} (\bar{\mu}/H) (\partial U / \partial Y)_{Y=0} dX \quad (17)$$

3. ผลการคำนวณ

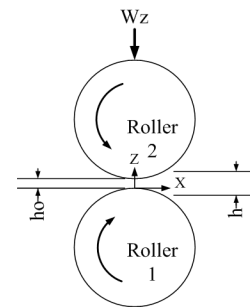
คุณสมบัติของฟันเฟือง สารหล่อลื่นแสดงดังตารางที่ 1 และ ตารางที่ 2 พิกัดที่ใช้ ในการจำลองผล แสดงดังรูปที่ 2 ลักษณะของความหยาบผิวของฟันเฟือง ภาระที่ฟันเฟืองได้รับ สภาวะการทำงานของฟันเฟืองที่ระยะการขบต่างๆ ได้แก่ อัตราส่วนของภาระที่กระทำ (C_{WT}) , อัตราส่วนความเร็วของผิวฟันเฟือง (C_{UT}) , อัตราส่วนความโค้งของผิวฟันเฟือง (C_{RT}) และอัตราส่วนของความแตกต่างของความเร็วผิวฟันเฟือง (Slip/Slider Ratio) และลักษณะความหยาบผิวฟันเฟืองแสดงดังรูปที่ 3

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของฟันเฟือง

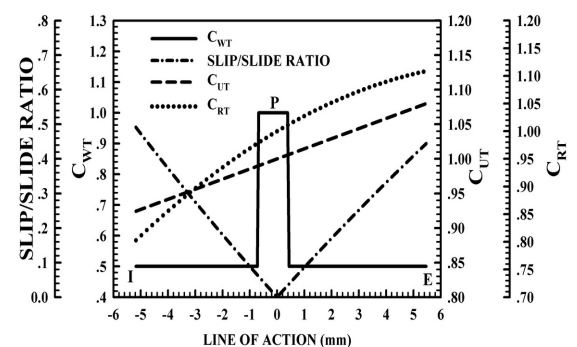
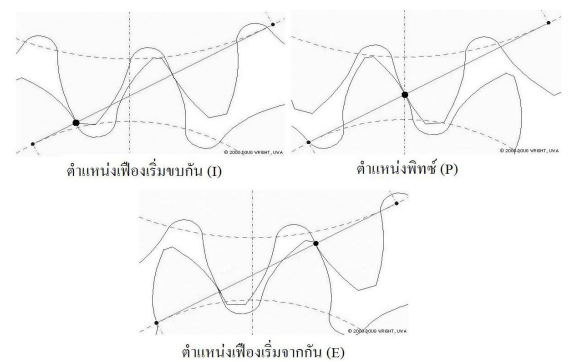
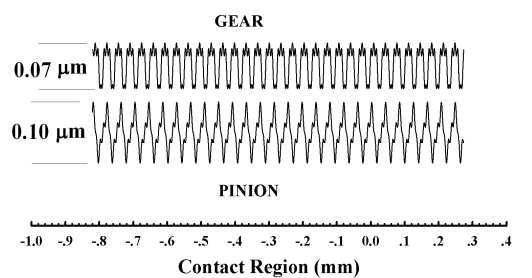
คุณสมบัติของฟันเฟือง	PINION	GEAR
จำนวนฟันเฟือง	50	100
โมดูล (m)	2	2
Pressure Angle (ϕ)	20 องศา	
ความกว้างของฟันเฟือง	35 mm.	
MATERIAL	UNB C61300	

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	Mineral Oil
Inlet Density (ρ_0), kg/m ³	892. 0
Inlet Viscosity (μ_0), Pa-s	0.20
Power Law Index (n)	0.975
Viscosity-Pressure Index (Z)	0.511

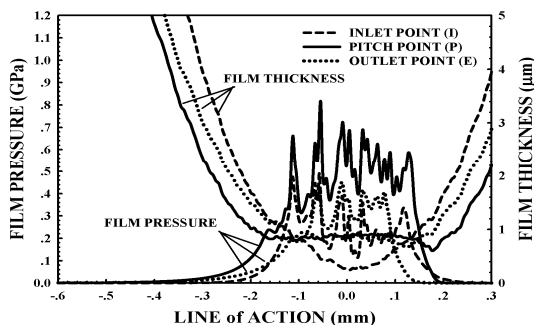


รูปที่ 2 พิกัดที่ใช้ ในการจำลองผล



รูปที่ 3 สภาวะการทำงานของฟันเฟืองที่ระยะการขบต่างๆ ลักษณะความหยาบผิวของฟันเฟืองและพิกัดที่ใช้

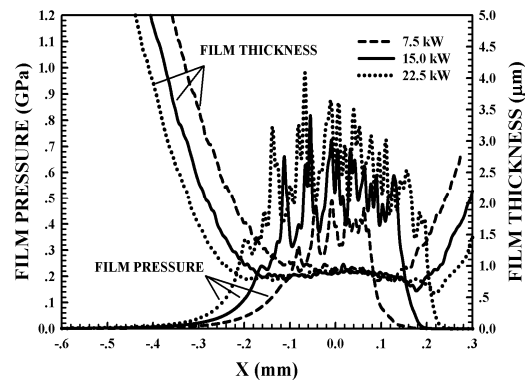
จากการจำลองการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไฮโดรไดนามิกของเฟืองฟันตรง เมื่อเฟืองรับภาระ 15 kW และทำงานที่ความเร็วรอบ 500 rpm ด้วยสารหล่อลื่น Mineral Oil ที่เป็น Psuedoplastic Fluid พบว่าเมื่อคิดผลจากความหนืดของผิวฟันเพื่อการกระจายตัวของความดันจะเปลี่ยนแปลงอย่างรุนแรงกับความหนืดของผิวฟันเฟืองที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (ตำแหน่ง I) ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด (เมื่อผิวของฟันเฟืองไม่มีความหนืดมีค่าเท่ากับ 0.32 ไมโครเมตร เมื่อคิดความหนืดของผิวฟันเฟือง มีค่าเท่ากับ 0.24 ไมโครเมตร) เพราะความดันจะเริ่มก่อตัวจากการกดอัดของผิวฟันเฟืองเมื่อฟันเฟืองเริ่มขบกัน จากนั้นความดันและฟิล์มสารหล่อลื่นเริ่มก่อตัวได้เพิ่มขึ้น ที่ตำแหน่งพิทช์ (ตำแหน่ง P) เป็นตำแหน่งที่ฟันเฟืองรับภาระสูงสุดทำให้ความดันฟิล์มมีค่าสูงสุดและที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มจากกัน (ตำแหน่ง E) ความหนาฟิล์มจะมีค่ามากที่สุด เนื่องจากความเร็วของผิวฟันเฟืองมีค่ามากที่สุด แสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งการขบกันของฟันเฟืองต่างๆ เมื่อคิดความหนืดของผิวฟันเฟือง

ภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้นส่งผลให้ความดันฟิล์ม การกวัดแกว่งของความดันฟิล์มและความกว้างของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ความดันฟิล์มสูงสุด (P_{max}) ที่ตำแหน่งพิทช์ เมื่อเฟืองรับภาระ 22.5 kW จะมีค่า $P_{max} = 0.81$ GPa ที่เฟืองรับภาระ 15.0 kW จะมีค่า $P_{max} = 0.56$ GPa และ $P_{max} = 0.47$ GPa เมื่อเฟืองรับภาระ 7.5 kW เมื่อคิดผลจากความหนืดของผิวฟันเฟืองที่เฟืองรับภาระ 22.5 kW จะมีค่า $P_{max} = 0.98$ GPa ที่เฟืองรับภาระ 15.0 kW จะมีค่า

$P_{max} = 0.81$ GPa และ $P_{max} = 0.49$ GPa เมื่อเฟืองรับภาระ 7.5 kW แสดงดังรูปที่ 5

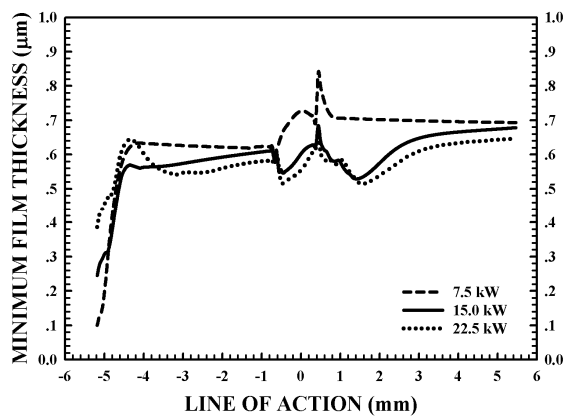


รูปที่ 5 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิทช์ ที่เฟืองรับภาระต่างๆ เมื่อคิดความหนืดของผิวฟันเฟือง

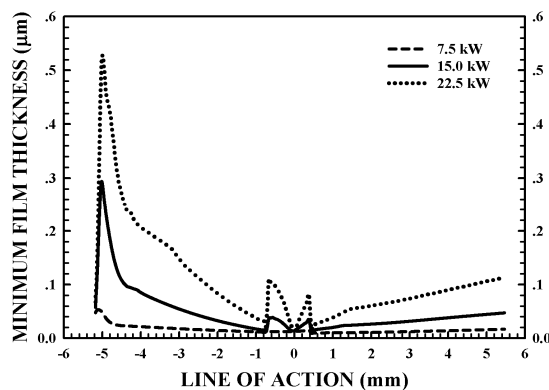
ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันหลังจากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากฟันเฟืองสร้างฟิล์มสารหล่อลื่นได้เพิ่มขึ้นและเริ่มมีค่าลดลงจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ลดลง จากนั้นจึงเพิ่มขึ้นเมื่อฟันเฟืองเปลี่ยนภาระที่กระทำเพราะความหนืดของสารหล่อลื่นของเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น หลังจากนั้นภาระที่ฟันเฟืองได้รับลดเมื่อผ่านบริเวณตำแหน่งพิทช์ทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นและลดลงอย่างรวดเร็วเพราะความหนืดของสารหล่อลื่นและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของผิวฟันเฟืองเพื่อลดจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ลดลง จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากความเร็วของฟันเฟืองที่เพิ่มขึ้น และความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลงเมื่อภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้นทั้งกรณีที่ไม่คิดผลจากความหนืดของผิวฟันเฟืองและไม่คิดผลจากความหนืดของผิวฟันเฟืองแสดงดังรูปที่ 6

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อผ่านตำแหน่งที่ฟันเฟืองเริ่มขบกันเป็นเพราะความหนืดของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น จากนั้นจะมีค่าลดลงจากความเครียดเฉือนที่กระทำต่อฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงเพราะความแตกต่างของความเร็วผิวของเฟืองขับและเฟืองตามลดลง หลังจากนั้นจะมีค่าเพิ่มอย่างรวดเร็วเมื่อภาระที่กระทำกับ

ฟันเฟืองเพิ่มขึ้น แล้วมีค่าลดลงอีกครั้งจากความเครียดเฉือนที่กระทำต่อฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งพิตช์เนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวความเครียดเฉือนมีค่าน้อยสุดจากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อผ่านตำแหน่งพิตช์เนื่องจากความเครียดเฉือนที่เพิ่มขึ้นและลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับลดลงจากนั้นจึงมีเพิ่มขึ้นอีกครั้งเนื่องจากความเครียดเฉือนที่เพิ่มขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้นทั้งกรณีที่เกิดผลจากความหยาบของผิวฟันเฟืองและไม่คิดผลจากความหยาบของผิวฟันเฟืองแสดงดังรูปที่ 7

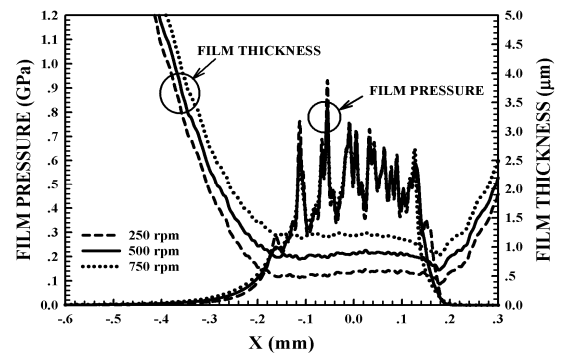


รูปที่ 6 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง ที่ฟันเฟืองรับภาระต่างๆ เมื่อคิดความหยาบของผิวฟันเฟือง



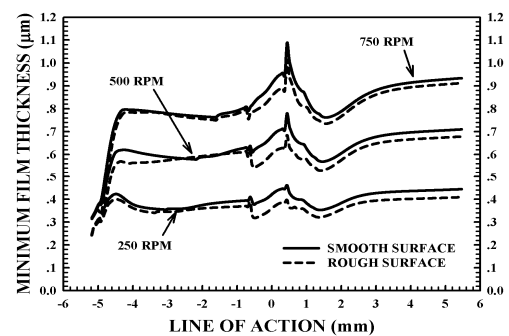
รูปที่ 7 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง ที่ฟันเฟืองรับภาระต่างๆ เมื่อคิดความหยาบของผิวฟันเฟือง

การเพิ่มขึ้นของความเร็วของเฟืองส่งผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากอัตราการใช้ของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น แต่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและการกวัดแกว่งของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นไม่เปลี่ยนแปลง แสดงดังรูปที่ 8

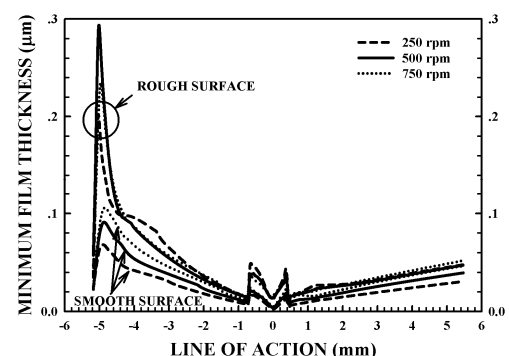


รูปที่ 8 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิตช์ ที่ความเร็วต่างๆ

ความหนาฟิล์มน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเฟืองเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 9 และรูปที่ 10



รูปที่ 9 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟืองที่ความเร็วต่างๆ



รูปที่ 10 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง ที่ความเร็วต่างๆ

4. สรุปผล

จากการจำลองผลความหยابผิวที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกของเฟืองฟันที่สัมผัสเป็นเส้นเมื่อไม่คิดผลของอุณหภูมิพบว่า

4.1 ความหนาฟิล์มน้อยสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน

4.2 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานต่ำสุดเกิดที่ตำแหน่งพิทช์

4.3 ความหยابผิวของผิวฟันเฟืองมีผลอย่างรุนแรงกับความดันฟิล์มสารหล่อลื่น และการเปลี่ยนแปลงของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นขึ้นกับลักษณะของความหยابผิว

4.4 ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงแต่ความดันฟิล์มและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มอย่างรวดเร็วเมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบ

4.5 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลงเมื่อเฟืองรับภาระเพิ่มขึ้น

4.6 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยนักวิจัยรุ่นใหม่ประจำปี 2553 จากสำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

6. สัญลักษณ์

b ความกว้างครึ่งหนึ่งของการสัมผัส, m

$$b = R_0 (8W'_0/\pi)^{1/2}$$

C_{RT} สัดส่วนความโค้งที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับตำแหน่งพิทช์, $C_{RT} = R_x/R_0$

C_{UT} สัดส่วนความเร็วที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับตำแหน่งพิทช์, $C_{UT} = \bar{u}/u_0$

C_{WT} สัดส่วนภาระที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับตำแหน่งพิทช์, $C_{WT} = w'/w_0$

$D_1(X)$ ความหยาบของผิวฟันเฟืองขับแบบไร้มิติ

$D_2(X)$ ความหยาบของผิวฟันเฟืองตามแบบไร้มิติ

E โมดูลัสความยืดหยุ่นของฟันเฟือง, Pa

E' โมดูลัสความยืดหยุ่นเฉลี่ยของฟันเฟือง, Pa
 $1/E' = 1/2 \left[(1-\nu_p^2)/E_p + (1-\nu_g^2)/E_g \right]$

f สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

h ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งใดๆ, m

h_0 ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลาง, m

H ความหนาฟิล์มไร้มิติ, $H = h(R_0/b^2)$

H_0 ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางไร้มิติ,
 $H_0 = h_0(R_0/b^2)$

m_0 พาวเวอร์ลอร์แฟคเตอร์ที่อุณหภูมิอ้างอิง, Pa·s

n ดัชนีเพาเวอร์ลอร์

p ความดัน, Pa

P ความดันไร้มิติ, $\bar{P} = p/P_H$

P_H ความดันสูงสุดในการสัมผัสของ Hertz, Pa

$$P_H = E'(W'_0/2\pi)^{1/2}$$

R_0 รัศมีความโค้งเฉลี่ย ที่ตำแหน่ง Pitch, m

$$\frac{1}{R_0} = \frac{1}{r_a \sin(\bar{\psi})} + \frac{1}{r_b \sin(\bar{\psi})}$$

R_x รัศมีความโค้งเฉลี่ย ที่ตำแหน่งพิทช์, m

$$1/R_x = 1/R_1 + 1/R_2$$

r_a รัศมีของวงกลมพิทช์ของเฟืองขับ, m

r_b รัศมีของวงกลมพิทช์ของเฟืองตาม, m

R_2 รัศมีความโค้งของผิวเฟืองขับ, m

R_1 รัศมีความโค้งของผิวเฟืองตาม, m

$\bar{S}$ ระยะการขบของฟันเฟืองตามแนว Line of action

S_0 อัตราส่วนการเลื่อนไถล, $S_0 = (u_1 - u_2)/\bar{u}$

t เวลา, s

T เวลาไร้มิติ, $T = (u_0/b)t$

u_2 ความเร็วที่ผิวสัมผัสของเฟืองตาม, m

u_1 ความเร็วที่ผิวสัมผัสของเฟืองขับ, m

$\bar{u}$ ความเร็วเฉลี่ยของผิวฟันเฟืองตำแหน่งใดๆ, m

$$\bar{u} = (u_1 + u_2)/2$$

u_0 ความเร็วเฉลี่ยผิวฟันเฟืองตำแหน่งพิทช์, m

w' น้ำหนักตำแหน่งใดๆในการขบกันของเฟือง, N/m

w_0 น้ำหนักตำแหน่งพิทช์ในการขบกันของเฟือง, N/m

W'_0 น้ำหนักไร้มิติตำแหน่งพิทช์, $W'_0 = w_0/E'R_0^2$

x โคออร์ดิเนต x ตามแนวสัมผัส, m

X	โคออร์ดิเนต X ไร้มิติ, $X = x/b$	Francisco, A., Frene, J. and Blouin, A., "Multilevel
y	โคออร์ดิเนต y , m	Solution to Elastohydrodynamic Contact for the
Y	โคออร์ดิเนต y ไร้มิติ, $Y = y/h$	Water Lubricated 3D Line Contact", 2002,
Z	ดัชนีความหื่นด-ความดัน	STLE Tribology Transactions, vol.45, pp. 110-
z_{M1}	ขนาด Waviness ของเฟืองขับและเฟืองตาม, m	116.
z_{M1}	ขนาด Roughness ของเฟืองขับและเฟืองตาม, m	Guangteng G., Cann P.M., Olver A.V. and Spikes
Z_{M1}	ขนาด Waviness ของเฟืองขับและเฟืองตามแบบไร้มิติ, $Z_{M1} = z_{M1}/(b^2/R_0)$	H.A.. "An experimental study of film thickness between rough surfaces in EHD contacts" ,
Z_{M2}	ขนาด Roughness ของเฟืองขับและเฟืองตามแบบไร้มิติ, $Z_{M2} = z_{M2}/(b^2/R_0)$	2000, Tribology International, Vol 33 pp 183-189.
λ_{M11}	ขนาดความยาวคลื่นของ Waviness เฟืองขับ	Hamrock,B.J., "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", 1994 , McGraw-Hill.
λ_{M12}	ขนาดความยาวคลื่นของ Roughness เฟืองขับ	Huseyin Imrek, Hayrettin Duzcukoglu, "Relation between wear and tooth width modification in spur gears", 2007, Wear, Vol. 262, pp.390–394.
λ_{M13}	ขนาดความยาวคลื่นของ Roughness เฟืองขับ	Huseyin Imrek, "Performance improvement method for Nylon 6 spur gears", 2009, Tribology International, Vol. 42, pp.503–510.
λ_{M21}	ขนาดความยาวคลื่นของ Waviness เฟืองตาม	Larsson, R., (1997), "Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear", 1997, Wear, Vol. 207, pp 67-73.
λ_{M22}	ขนาดความยาวคลื่นของ Roughness เฟืองตาม	Lubrecht, A.A., ten Napel, W.E. and Bosma, R., "Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts", 1986,ASME J. Tribology, vol.108, pp. 551-556.
λ_{M23}	ขนาดความยาวคลื่นของ Roughness เฟืองตาม	Mongkolwongrojn M., Aiumpornsin C. and Thammakosol K., "Theoretical Investigation in Thermoelastohydrodynamic Lubrication With Non-Newtonian Lubricants Under Sudden Load Change", 2006, Journal of Tribology, Vol. 128, pp. 771–777.
μ	ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute viscosity), Pa-s	
$\bar{\mu}$	ความหนืดในรูปไร้มิติ, $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$	
μ_0	ความหนืดปรากฏของน้ำมันหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิอ้างอิง, Pa-s	
ρ	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่น, kg/m ³	
ρ_0	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศและที่อุณหภูมิอ้างอิง, kg/m ³	
$\bar{\rho}$	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่นแบบไร้มิติ, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$	
$\bar{\psi}$	Pressure angle, degree	

7. เอกสารอ้างอิง

- Al-Samieh, M. and Rahnejat, H., "Ultra-Thin Lubricating Films Under Transient Conditions", 2001, Journal Physics D:Applied Physics, vol.34, pp. 2610-2621.
- Dowson,D. and Higginson,G.R., "Elastohydrodynamic Lubrication:The Fundamental of Roller and Gear Lubrication", 1996, Pergamon , Oxford.

Roelands,C.J.A., “Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils”, 1969 Druk , V.R.B.,Groingen , Netherland.

Youqiang Wang, Hongqi Li, Jingwei Tong, Peiran Yang, “Transient thermoelastohydro-dynamic lubrication analysis of and involute spur gear”, 2004, Tribology International Vol. 37, pp 773-782.