

พฤติกรรมทางทฤษฎีของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสเป็นจุดด้วยสารหล่อลื่น นอนนิวโตเนียน

Theoretical Investigation of Elastohydrodynamic Lubrication on Point Contact with Non Newtonian Lubricant

เจษฎา พานิชกรณ ^{1*} และ ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว ²

^{1,2} ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

*ติดต่อ: jesdap@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกของทรงกลมกับแผ่นเรียบที่มีการสัมผัสเป็นแบบวงกลมในสถานะคงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน เมื่อไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น โดยใช้ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยมร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด หาคำตอบของสมการเรย์โนลด์ส์ สมการการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุ สมการการเปลี่ยนแปลงความหนืดของสารหล่อลื่น และสมการการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของสารหล่อลื่น เพื่อหาการกระจายตัวของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัส และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน จากการจำลองพบว่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นเกิดขึ้นสูงสุดที่บริเวณกึ่งกลางการสัมผัส แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเกิดที่บริเวณขอบของการสัมผัส เมื่อความภาระของทรงกลมเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วผิวของทรงกลมมีค่าเพิ่มขึ้น

คำหลัก: การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก การสัมผัสเป็นวงกลม สารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน ระเบียบวิธีเปอร์เทอร์เบชัน ระเบียบวิธีมัลติกริด

Abstract

This paper presents the characteristics of two surfaces for sphere and plate under elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian fluid. The independent modified Reynolds equation, elasticity equation, density equation and viscosity equation were solved numerically using finite different method, Newton-Raphson method and full adaptive multigrid method to obtain the film pressure profiles, film thickness profiles and friction coefficient in the contact region. The simulation results show that the maximum film pressure appears at the central of contact region but the minimum film thickness occurs near the trailing edge of contact region. When the applied load increased, the maximum film pressure and friction coefficient increase but the minimum film thickness decreases. For increasing of surface speed, the minimum film thickness, maximum film pressure and friction coefficient increase.

Keywords: Elastohydrodynamic lubrication, Circular contact, Non Newtonian Lubricant, Perturbation method, Multi-grid method.

1. บทนำ

อุปกรณ์ต่างๆ เช่น มอเตอร์ ปั๊ม เป็นต้น มีการใช้งาน แบร์ริงเป็นอุปกรณ์รับแรงในการหมุน ในการออกแบบและหาอายุการใช้งานแบร์ริงคิดในกรณีที่ไม่มีการหล่อลื่น แต่ในการทำงานจริงมีสารหล่อลื่นรองรับระหว่างอุปกรณ์ของแบร์ริง เพื่อให้ทราบพฤติกรรมการทำงานจริงของแบร์ริง จึงได้ทำการจำลองพฤติกรรมการทำงานหล่อลื่นที่เกิดขึ้นในแบร์ริงเป็นการหล่อลื่นของทรงกลมและแผ่นเรียบ

Dowson and Higginson[1] ศึกษาพฤติกรรมการทำงานหล่อลื่นแบบฮิสเตอริซิสไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข พบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก Vanner[2] ศึกษาผลกระทบจากการอัดตัวได้ของสารหล่อลื่นที่มีต่อความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นสำหรับการสัมผัสเป็นเส้นและวงกลม Rattapasakorn [3],[4] ได้นำเสนอพฤติกรรมการทำงานหล่อลื่นแบบฮิสเตอริซิสไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นวงกลมด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมแบบของไหลนิวโตเนียน พบว่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นขึ้นกับลักษณะของความหยาบผิว Panichakorn[5] ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการทำงานหล่อลื่นแบบฮิสเตอริซิสไดนามิกของวัสดุอ่อนที่สัมผัสเป็นวงกลมพบว่าเมื่อขนาดของทรงกลมเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง การศึกษาพฤติกรรมการทำงานหล่อลื่นแบบฮิสเตอริซิสไดนามิก สมการที่ใช้มีความไม่เป็นเชิงเส้นสูง ดังนั้นการหาคำตอบมีความยุ่งยากและใช้เวลาการจำลองผลมาก Lubrecht[6] และ Goodyer[7] จึงได้นำเสนอวิธีจำลองที่มีประสิทธิภาพ เพื่อลดระยะเวลาการจำลองผลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

บทความนี้ศึกษาพฤติกรรมการทำงานหล่อลื่นแบบฮิสเตอริซิสไดนามิก ของทรงกลมที่หมุนอยู่บนแผ่นเรียบที่มีการสัมผัสเป็นวงกลมในสถานะคงตัว ด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน เมื่อไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสารหล่อลื่น โดยประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite Difference Method) ร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน(Newton-Raphson Method) และระเบียบวิธีมัลติกริด (Multi-grid Method) สำหรับหาคำตอบของสมการโมติฟายด์เรย์โนลด์ เพื่อหาการกระจายตัวของความดันฟิล์ม ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่ทรงกลมกับแผ่นเรียบได้รับ และเปลี่ยนแปลงความเร็วผิวของทรงกลม

2. ทฤษฎีการหล่อลื่น

ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนกับความเครียดเฉือนสำหรับของไหลนอนนิวโตเนียน ในบทความนี้แสดงดังสมการ

$$\tau_{xz} = \mu^* \frac{\partial u}{\partial z} \quad \text{และ} \quad \tau_{yz} = \mu^* \frac{\partial v}{\partial z} \quad (1)$$

2.1 สมการโมติฟายด์เรย์โนลด์

งานวิจัยนี้ใช้แบบจำลองความหนืดของคาร์โอ (Carreau Viscosity Model) [8]

$$\mu(I) = \mu_\infty + (\mu_0 - \mu_\infty) (1 + \lambda^2 I)^{\frac{n-1}{2}} \quad (2)$$

$$\text{เมื่อ} \quad I = \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2$$

ประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีเปอร์เทอร์เบชัน จะได้สมการโมติฟายด์เรย์โนลด์ในสถานะคงตัวแบบไร้มิติที่สัมผัสเป็นจุด

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\varepsilon}_U \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \left(\frac{1}{k} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Y} \left(\bar{\varepsilon}_V \frac{\partial P}{\partial Y} \right) \quad (3)$$

$$= \Lambda \left\{ \cos \varphi \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + \frac{\sin \varphi}{k} \frac{\partial}{\partial Y} (\bar{\rho} H) \right\}$$

$$\text{เมื่อ} \quad \Lambda = \frac{96\mu_0 R^2 V}{P_H D_X D_Y^2}$$

$$\bar{\varepsilon}_U = \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\mu}_U^*}$$

$$\bar{\varepsilon}_V = \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\mu}_V^*}$$

$$\mu_U^* = \bar{\mu}_R \left[\bar{\mu}_S^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_S - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \times \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}_X^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}_X^*} \right) \right]$$

$$\mu_V^* = \bar{\mu}_R \left[\bar{\mu}_S^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_S - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \times \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}_Y^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}_Y^*} \right) \right]$$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{IN}, Y) = 0 ; \quad \frac{\partial P}{\partial X} \Big|_{X=X_{OUT}} = 0$$

$$P(X, Y_{IN}) = 0 ; \quad \frac{\partial P}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_{OUT}} = 0$$

2.2 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน ขึ้นอยู่กับความเครียดเฉือนที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับและความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนืดของสารหล่อลื่นในรูปแบบไร้มิติ

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu}_S^* \bar{\mu}_R \tag{4}$$

โดยที่

$$\bar{\mu}_S^* = \frac{\mu_\infty}{\mu_0} + \left(1 - \frac{\mu_\infty}{\mu_0}\right) (1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*)^{\frac{n-1}{2}}$$

$$\bar{\mu}_R = \exp \left[(\ln \mu_0 + 9.67) \times \left\{ -1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_{HP})^{Z_1} \right\} \right]$$

2.3 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่น ขึ้นอยู่กับความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นในรูปแบบไร้มิติ[1]

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_{HP}}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_{HP}} \tag{5}$$

2.4 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของผิวสัมผัสและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของของผิวสัมผัสเนื่องจากความดันฟิล์มของสารหล่อลื่น ดังนั้นความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปแบบไร้มิติ

$$H(X, Y) = H_0 + \frac{1}{2k} \frac{X^2}{(R_X/R)} + \frac{k}{2} \frac{Y^2}{(R_X/R)} + \frac{4P_H R}{\pi E' D_X} \int_{Y_{IN}}^{Y_{OUT}} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \frac{P(X', Y') dX' dY'}{\sqrt{(X - X')^2 + (Y - Y')^2}} \tag{6}$$

2.5 สมการสมดุลแรง

ภาระที่ทรงกลมกับแผ่นเรียบได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น ในรูปแบบแบบไร้มิติ

$$\int_{Y_{IN}}^{Y_{OUT}} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P(X, Y) dX dY = \frac{2}{3} \pi \tag{7}$$

2.6 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานเป็นอัตราส่วนระหว่างแรงเนื่องจากความเค้นเฉือนกับภาระที่ผิวสัมผัสได้รับ

$$f = \frac{(F_X^2 + F_Y^2)^{\frac{1}{2}}}{w_Z} \tag{8}$$

โดยที่

$$F_X = \mu_0 u R \int_{Y_{IN}}^{Y_{OUT}} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H} \right) \frac{\partial u^*}{\partial Z} \Big|_{Z=0} dX dY$$

$$F_Y = \mu_0 u R \int_{Y_{IN}}^{Y_{OUT}} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H} \right) \frac{\partial v^*}{\partial Z} \Big|_{Z=0} dX dY$$

3. ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

การหาค่าตอบของสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์เป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้นสูง เพื่อหาความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น จึงได้ประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม ร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน ทำการหาค่าตอบซ้ำๆ จนกระทั่ง

$$\frac{\sum_{i=0}^{N_X} \sum_{j=0}^{N_Y} |P_{i,j}^{k+1} - P_{i,j}^k|}{\sum_{i=0}^{N_X} \sum_{j=0}^{N_Y} |P_{i,j}^{k+1}|} \leq 0.0001 \text{ และ}$$

$$\left| 1 - \frac{3}{2\pi} \int_{Y_{IN}}^{Y_{OUT}} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P(X, Y) dX dY \right| \leq 0.0001$$

4. ผลการคำนวณ

คุณสมบัติของทรงกลม และแผ่นเรียบ และสารหล่อลื่นที่ใช้ในบทความนี้แสดงตามตาราง 1 และตาราง 2 พิกัดที่ใช้ในการจำลองผลแสดงดังรูปที่ 1

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของวัสดุ

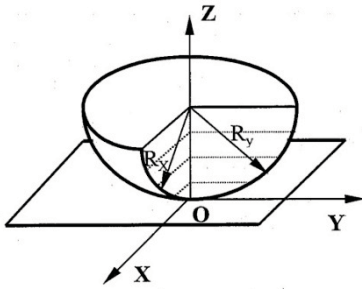
คุณสมบัติของวัสดุ	ทรงกลม	แผ่นเรียบ
Young Modulus, GPa	210	210
Poison's ratio	0.30	0.30

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของวัสดุ

คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	Silicon Oil
Inlet density, kg/m3	922.0
Low shear strain rate viscosity, Pa-s	0.0893
High shear strain rate viscosity, Pa-s	0.0400
Time relaxation, s	5.952x10 ⁻⁷
Power index	0.577
Viscosity-Pressure index	0.4055

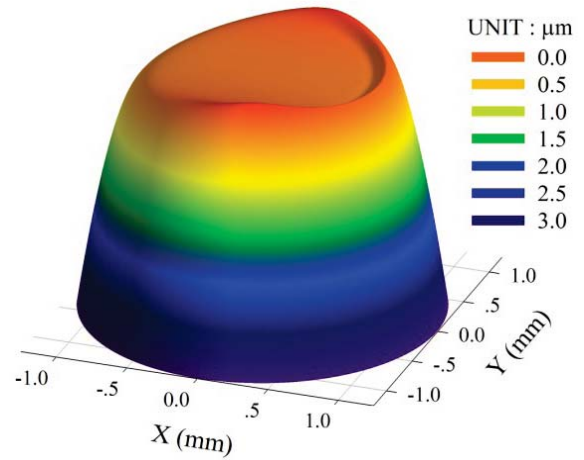
รูปที่ 2 และรูปที่ 3 แสดงลักษณะของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงการสัมผัสของทรงกลมและแผ่นเรียบ ทรงกลมมีรัศมีเท่ากับ 100 mm ภาระที่กระทำกับทรงกลมและแผ่นเรียบเท่ากับ 1000 N ความเร็วผิวของทรงกลมเท่ากับ 1.00 m/s โดยที่แผ่นเรียบไม่มีการเคลื่อนที่ พบว่าการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีลักษณะคล้ายครึ่ง

ทรงกลมโดยความดันสูงสุดเกิดขึ้นที่บริเวณกึ่งกลางของการสัมผัส ที่บริเวณใกล้ทางออกของช่วงการสัมผัส ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว และมีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศที่บริเวณทางออกของการสัมผัส เป็นผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดที่บริเวณทางออกของทิศทางการไหลตามแกน x และตามแกน y เป็นผลเนื่องมาจากการเสียรูปในช่วงการยึดหยุ่นของทรงกลมและแผ่นเรียบมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว จากความดันที่ลดลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว ความดันสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.628 GPa, 0.224 μm และ 0.477 μm ตามลำดับ

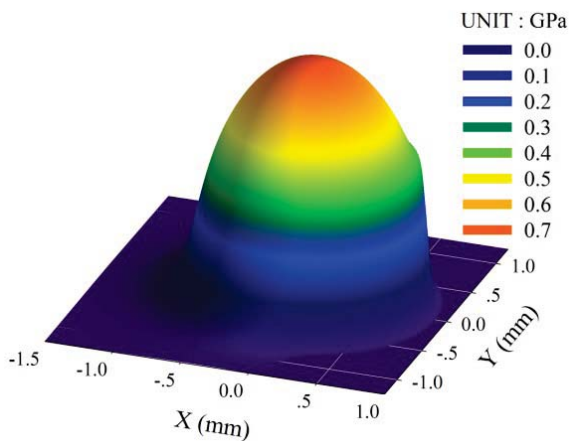


รูปที่ 1 แสดงพิกัดที่ใช้ในการจำลองผล

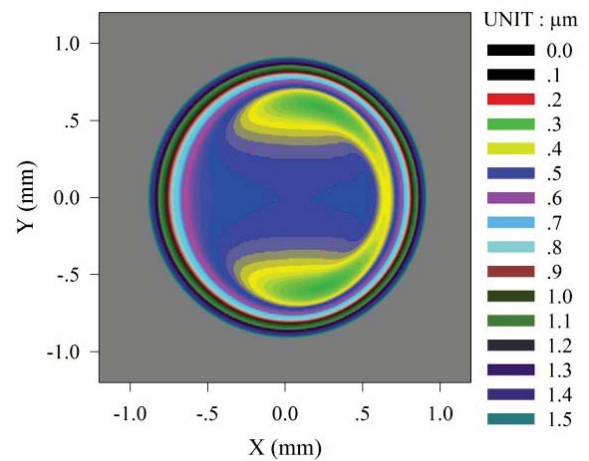
การเสียรูปในช่วงการยึดหยุ่นของทรงกลมและแผ่นเรียบมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ความกว้างของการสัมผัสและความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ส่งผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดยังเกิดขึ้นที่บริเวณทางออกของการสัมผัสของการไหลตามแนวแกน x และ แกน y โดยที่ค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด เมื่อทรงกลมรับภาระ 500 N, 1000 N และ 1500 N มีค่าเท่ากับ 0.269 μm , 0.224 μm และ 0.200 μm ตามลำดับ



รูปที่ 3 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัส



รูปที่ 2 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัส

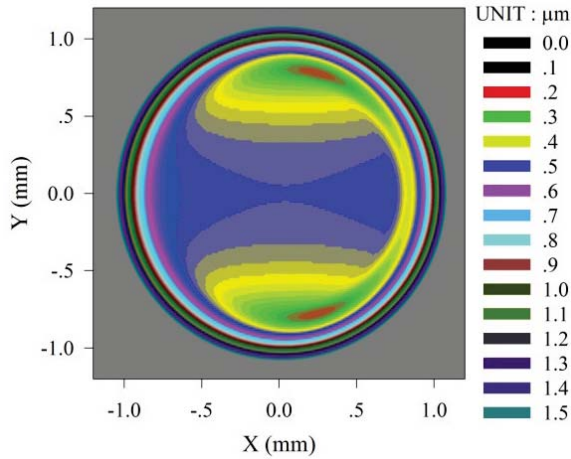


รูปที่ 4 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัสที่ภาระ (w_z) เท่ากับ 500 N

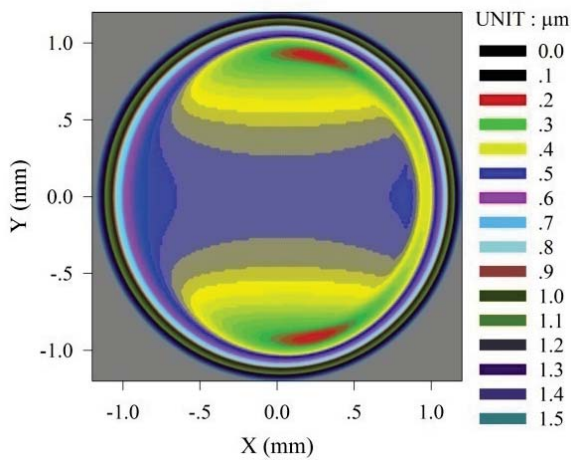
รูปที่ 4 รูปที่ 5 และรูปที่ 6 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและความกว้างของการสัมผัสเมื่อทรงกลมรับภาระเท่ากับ 500 N, 1000 N และ 1500 N ทรงกลมมีรัศมีเท่ากับ 100 mm ความเร็วผิวทรงกลมเท่ากับ 1.00 m/s พบว่า เมื่อภาระที่กระทำกับทรงกลมเพิ่มขึ้น

รูปที่ 7 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำกับทรงกลม พบว่าเมื่อภาระที่กระทำกับทรงกลม

เพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง



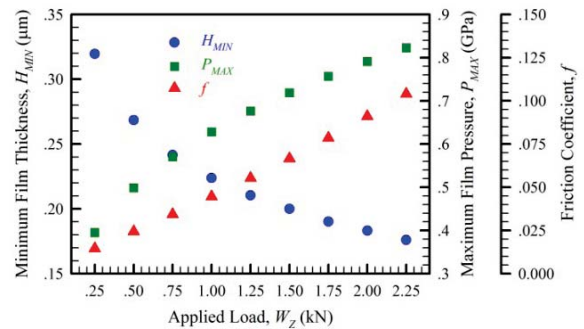
รูปที่ 5 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัสที่ภาระ (w_z) เท่ากับ 1,000 N



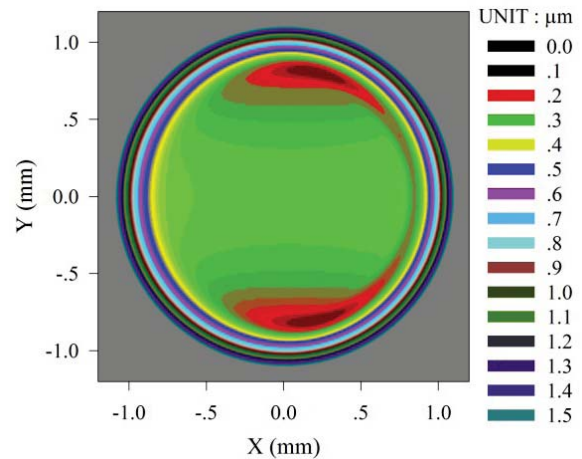
รูปที่ 6 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัสที่ภาระ (w_z) เท่ากับ 1,500 N

รูปที่ 8 รูปที่ 9 และ รูปที่ 10 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงการสัมผัส เมื่อทรงกลมรับภาระเท่ากับ 1000 N และมีรัศมีเท่ากับ 100 mm ที่ความเร็วผิวของทรงกลมเท่ากับ 0.50 m/s, 1.00 m/s และ 1.50 m/s ตามลำดับ พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วของผิวทรงกลมเพิ่มขึ้น เนื่องจากอัตราการไหลเชิงมวลของสารหล่อลื่นที่เข้าสู่ช่องของการ

สัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นจากความเร็วผิวสัมผัสที่เพิ่มขึ้น (Couette Flow) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดยังเกิดขึ้นที่บริเวณทางออกของการสัมผัสของการไหลตามแนวแกน x และ แกน y โดยที่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.130 μm , 0.224 μm และ 0.305 μm เมื่อความเร็วผิวของทรงกลมเท่ากับ 0.50 m/s , 1.00 m/s และ 1.50 m/s ตามลำดับ



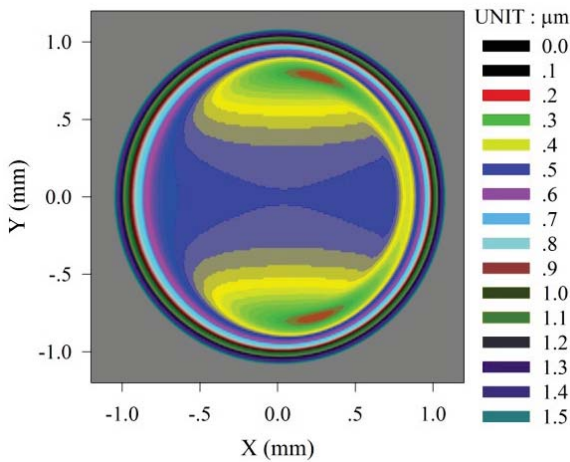
รูปที่ 7 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่ทรงกลมได้รับ



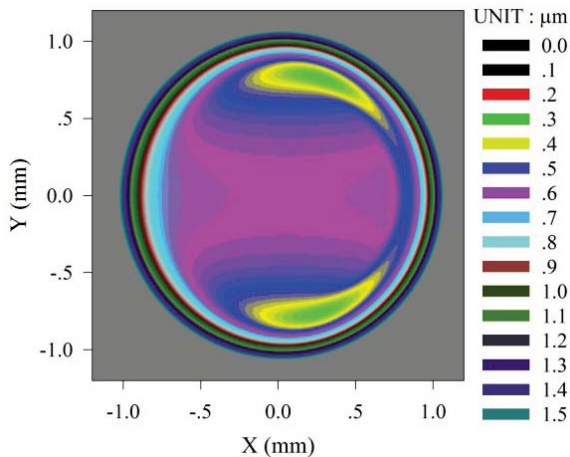
รูปที่ 8 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัสที่ความเร็วผิวของทรงกลมเท่ากับ 0.50 m/s

การเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วผิวของทรงกลมแสดงดังรูปที่ 11 พบว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อย

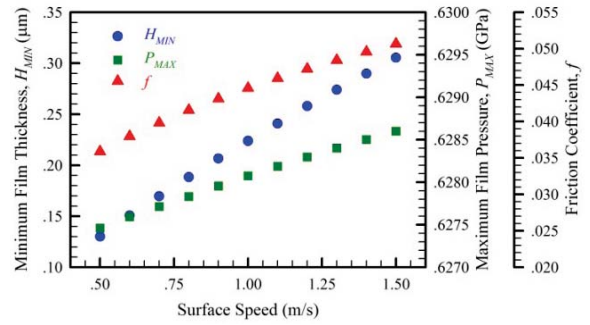
สุด ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วของผิวทรงกลมมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอัตราความเครียดเฉือน จากความเร็วผิวของทรงกลมที่เพิ่มขึ้นและความดันฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัสที่เพิ่มขึ้นจากอัตราการไหลเชิงมวลของสารหล่อลื่นจากความเร็วผิวสัมผัสที่เพิ่มขึ้น (Couette Flow)



รูปที่ 9 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัสที่ความเร็วผิวของทรงกลมเท่ากับ 1.00 m/s



รูปที่ 10 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงสัมผัสที่ความเร็วผิวของทรงกลมเท่ากับ 1.50 m/s



รูปที่ 11 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วผิวของทรงกลม

5. สรุป

จากการจำลองผลพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสเป็นวงกลมด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน พบว่า

1. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความกว้างของการสัมผัส ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อภาวะที่กระทำกับทรงกลมได้รับเพิ่มขึ้น

2. เมื่อความเร็วของผิวทรงกลมมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

7. สัญลักษณ์

$D_X/2$ Semi-width of Hertzian contact under load on x-direction, m

$$\frac{D_X}{2} = \left(\frac{6\xi w_Z R}{\pi k E'} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$D_Y/2$ Semi-width of Hertzian contact under load on y-direction, m

$$\frac{D_Y}{2} = \left(\frac{6k^2 \xi w_Z R}{\pi E'} \right)^{\frac{1}{3}}$$

E'	Equivalent modulus of elasticity, Pa $\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \nu_1^2}{E_1}$
E_1	Young Modulus of Plate, Pa
E_2	Young Modulus of Sphere, Pa
h	Lubricant film thickness, m
H	Dimensionless film thickness $H = \frac{4Rh}{D_X D_Y}$
k	Elliptic ratio $k = \frac{D_Y}{D_X}$
p	Film pressure, Pa
P	Dimensionless pressure $P = \frac{p}{P_H}$
P_H	Hertzian's contact pressure, Pa $P_H = \frac{6w_Z}{\pi D_X D_Y}$
r_{X1}	Radius of plate in x-direction, m
r_{Y1}	Radius of plate in y-direction, m
r_{X2}	Radius of sphere in x-direction, m
r_{Y2}	Radius of sphere in y-direction, m
R	Radius of curvature, m $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_X} + \frac{1}{R_Y}$
R_X	radii of curvature on x-direction, m $\frac{1}{R_X} = \frac{1}{r_{X1}} + \frac{1}{r_{X2}}$
R_Y	Radius of curvature on y-direction, m $\frac{1}{R_Y} = \frac{1}{r_{Y1}} + \frac{1}{r_{Y2}}$
u_1	Velocity of plate in x-direction, m/s
u_2	Velocity of sphere in x-direction, m/s
\bar{u}	Average velocity in x-direction, m/s $\bar{u} = \frac{u_1 + u_2}{2}$
v_1	Velocity of plate in y-direction, m/s
v_2	Velocity of sphere in y-direction, m/s
\bar{v}	Average velocity in y-direction, m/s $\bar{v} = \frac{v_1 + v_2}{2}$
V	Average surface velocity, m/s $V = (\bar{u}^2 + \bar{v}^2)^{\frac{1}{2}}$

w_Z	Applied load, N
x, y, z	Coordinate, m
X	Dimensionless coordinate $X = \frac{x}{(D_X/2)}$
Y	Dimensionless coordinate $Y = \frac{y}{(D_Y/2)}$
Z	Dimensionless coordinate $Z = \frac{z}{h}$
μ_0	Inlet viscosity, Pa-s
μ	Lubricant viscosity, Pa-s
$\bar{\mu}$	Dimensionless viscosity $\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}$
ρ_0	Inlet density, kg/m ³
ρ	Lubricant density, kg/m ³
$\bar{\rho}$	Dimensionless viscosity $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$
ξ	Elliptic ratio coefficient $\xi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{k^2} \right) \sin^2 \zeta \right]^{\frac{1}{2}} d\zeta$
φ	Velocity angle, Radian $\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{\bar{v}}{\bar{u}} \right)$
ν_1	Poisson ratio of Plate
ν_2	Poisson ratio of Sphere

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Dowson D. and Higginson G.R. (1969). Elasto-hydrodynamic Lubrication : The Fundamental of Roller and Gear Lubrication, Pergamon, Oxford.
- [2] Venner C.H. and Bos J. (1994). Effects of lubricant compressibility on the film thickness in EHL line and circular contacts, Wear, vol. 173, pp. 151-165.
- [3] สุนทรี รัตภัสกร และ ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว (2553). พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดร

ไดนามิกด้วยสารหล่อลื่นแบบของไหลนิวโตเนียน,
วิศวกรรมสารฉบับวิจัยและพัฒนา, 21(2), หน้า 93-
99.

- [4] สุนทรี รัตภาสกร และ ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว (2554).
ผลของความหยาบผิวที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบ
บิโกลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสเป็นวงกลมด้วยสาร
หล่อลื่นนิวโตเนียน, วิศวกรรมลาดกระบัง, 28(3), หน้า
7-12.
- [5] Panichakorn J. and Wongseedakeaw K. (2015).
Rough Soft-EHL with Non-Newtonian Lubri-
cant, Applied Mechanics and Materials, vol.
736, pp. 57-63.
- [6] Lubrecht A.A., Napel W.E. Ten and Bosma R.
(1986). Multigrid an Alternative Method for
Calculating Film Thickness and Pressure
Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated
Line Contacts, ASME Journal of Tribology,
vol. 108, pp. 551-556.
- [7] Goodyer C.E. (2001). Adaptive Numerical
Methods for Elastohydrodynamic Lubrication,
PhD Thesis, School of Computing, The
University of Leeds.
- [8] Tanner R.I. (1985). Engineering Rheology,
Clarendon Press 14–15, Oxford, pp. 359.
- [9] Roelands C.J.A. (1969). Correlational Aspects
of the Viscosity Temperature Pressure Rela-
tionship of Lubricating Oils, Druk, V.R.B.,
Groingen, Netherland.