

CST-186

การหล่อลื่นของรองลื่นกันรุนแบบเอียงและแผ่นเรียบ Hydrodynamic Lubrication of Taper-Land Type Thrust Bearing

เจษฎา พานิชกรณ ^{1*}, ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว ² และ วัชรพงษ์ พราหมณ์กระโทก ³

^{1,2,3} ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
*ติดต่อ: jesdap@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกของรองลื่นกันรุนแบบเอียงและแผ่นเรียบ (Taper-Land Type Thrust Bearing) ในสภาวะคงตัวและไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น โดยประยุกต์ระเบียบวิธีคณิตศาสตร์เชิงตัวเลข ร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด แก๊สมการโมดิฟายเรย์โนลด์ เพื่อหาการกระจายของความดันฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มน้ำมันหล่อลื่น เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่รองลื่นกันรุนได้รับความเร็วของเพลลา และความยาวของแผ่นเรียบ จากการจำลองผลพบว่าเมื่อภาระที่รองลื่นกันรุนได้รับเพิ่มขึ้นความดันของฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นมีค่าลดลง ความหนาของฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความดันของฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นมีค่าลดลงเมื่อความเร็วในการหมุนของเพลลาเพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของความยาวของแผ่นเรียบทำให้ความหนาของฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นมีค่าลดลงแต่ตำแหน่งที่เกิดความดันฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเลื่อนเข้าไปด้านในของแผ่นรองลื่นกันรุน

คำหลัก: การหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิก, รองลื่นกันรุนแบบ Taper-Land Type, ระเบียบวิธีมัลติกริด

Abstract

This paper presents the performance characteristics of isothermal hydrodynamic lubrication of taper-land type thrust bearing under steady state condition. Finite difference method, Newton-Raphson method and multigrid method were implemented to obtain the film thickness and film pressure profiles in bearing surface at various applied loads, shaft speeds and length of land area. The simulation results show the film pressure increases but film thickness decreases when applied load increases. When shaft speed increases, film thickness increases but film pressure decreases. For increasing of length of land area, the minimum film thickness decreases but the position of maximum film pressure moved to the central of thrust pad.

Keywords: Hydrodynamic lubrication, Taper-Land type thrust bearing, Multigrid method.

1. บทนำ

เครื่องจักรและอุปกรณ์ต่างๆ ที่ทำงานในลักษณะของการหมุน โดยใช้เพลลาเป็นอุปกรณ์หลัก จำเป็นต้องป้องกันไม่ให้เกิดการเคลื่อนตัวของเพลลาตามแนวแกนเกินค่าที่ออกแบบไว้ เพื่อป้องกันความ

เสียหายที่จะเกิดขึ้นกับอุปกรณ์ต่างๆ จึงจำเป็นต้องมีรองลื่นกันรุนไว้สำหรับรับแรงตามแนวแกน และป้องกันไม่ให้เพลลาเกิดการเคลื่อนที่ตามแนวแกนมากเกินไป ในการทำงานของรองลื่นกันรุนมีพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกเมื่อไม่พิจารณาผลจาก

CST-186

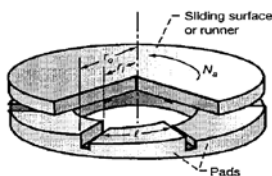
การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิสารหล่อลื่นและสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน

การศึกษาการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกมีความสลับซับซ้อนมากสมการที่ใช้มีความไม่เป็นเชิงเส้นสูง Yürüsoy[1] ได้นำเสนอการหาคำตอบด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขเพื่อหาพฤติกรรมของการหล่อลื่น ขนิษฐา [2] นำเสนอพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกแบบแผ่นเอียงพบว่า ความดันเกิดขึ้นสูงสุดที่บริเวณทางออกของแผ่นรองลื่นกันรุน แต่การหาคำตอบด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขมีความยุ่งยากและใช้เวลาการคำนวณนาน Lubrecht [3], Christopher [4] นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการคำนวณ

บทความนี้ศึกษาผลกระทบตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิก เพื่อหาความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทำการเปลี่ยน ภาระที่รองลื่นกันรุน ได้รับ ความเร็วรอบของเพลลา และความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ เพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์และศึกษาการยืดอายุการใช้งานของรองลื่นกันรุนให้มีอายุการใช้งานได้นานที่สุด

2. ทฤษฎี

ลักษณะของแผ่นรองลื่นกันรุนแบบแผ่นเอียงและลักษณะการลอยตัวเมื่อรับภาระของแผ่นรองลื่นกันรุนดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 ลักษณะของแผ่นรองลื่นกันรุน

2.1 สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์

ความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงความดันเนื่อง กับอัตราการเปลี่ยนแปลงของความดัน ตาม

พิกัด $r-\theta-z$ ของสารหล่อ ลื่นนิวโตเนียน เมื่อไม่คิดผลของ body force เป็นไปตามความสัมพันธ์

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (pr) = \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} \quad \text{และ} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial r} \quad (1)$$

เมื่อ

$$\tau_{rz} = \mu \frac{\partial u_r}{\partial z} \quad \text{และ} \quad \tau_{\theta z} = \mu \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \quad (2)$$

อินทิเกรตสมการ (1) เพื่อหาการกระจายของความเร็วด้านความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะได้

$$u_r = \left(\frac{z^2 - hz}{2\mu} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{p}{r} \right) \quad (3)$$

$$+ (u_{r2} - u_{r1}) \left(\frac{z}{h} \right) + u_{r1}$$

$$u_\theta = \left(\frac{z^2 - hz}{2r\mu} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \quad (4)$$

$$+ (u_{\theta 2} - u_{\theta 1}) \left(\frac{z}{h} \right) + u_{\theta 1}$$

จากสมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) ในพิกัด $r-\theta-z$

$$\frac{\partial}{\partial r} (\rho u_r) + \frac{\rho u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho u_\theta) \quad (5)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial r} (\rho u_z) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

แทนค่าความเร็วของฟิล์มสารหล่อลื่นจากสมการ

(3) และ (4) อินทิเกรตตลอดความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น จะได้สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์

$$\frac{\partial}{\partial r} \left\{ \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (pr) \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right\} \quad (6)$$

$$= \bar{u}_r \frac{\partial}{\partial r} (\rho h) + \frac{\bar{u}_\theta}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h)$$

เมื่อ

$$\bar{u}_r = \frac{u_{r2} + u_{r1}}{2} \quad \text{และ} \quad \bar{u}_\theta = \frac{u_{\theta 2} + u_{\theta 1}}{2}$$

โดยมีเงื่อนไขขอบสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์

$$p(r_{in}, \theta) = p(r_{out}, \theta) = \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)_{r=r_{out}} = 0$$

$$p(r, \theta_{in}) = p(r, \theta_{out}) = \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{\theta=\theta_{out}} = 0$$

CST-186

2.2 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของร่องลื่นกันรุนเนื่องจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ดังนั้นความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงขึ้นกับลักษณะทางกายภาพของผิวแผ่นร่องลื่นกันรุน พิกัดที่ใช้ในการจำลองผล แสดงดังรูปที่ 2 จะได้ว่า ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$\text{เมื่อ } \theta \leq \theta_o \quad (7)$$

$$h(r, \theta) = h_{\theta_{out}} + \left(\frac{\theta_o - \theta}{\theta_o - \theta_{in}} \right) (h_{\theta_{in}} - h_{\theta_{out}})$$

$$\text{เมื่อ } \theta > \theta_o$$

$$h(r, \theta) = h_{\theta_{out}}$$

2.3 สมการสมดุลแรง

บทความนี้จำลองการทำงานของร่องลื่นกันรุนที่มีแผ่นร่องลื่นกันรุนจำนวน 6 แผ่นโดยกำหนดให้แผ่นร่องลื่นกันรุนแต่ละแผ่นรับภาระเท่ากัน ดังนั้นภาระที่กระทำกับแผ่นร่องลื่นกันรุนแต่ละแผ่นเท่ากับผลรวมของภาระที่กระทำเนื่องจากความดันที่กระทำต่อสารหล่อลื่น

$$\int_{\theta_{in}}^{\theta_{out}} \int_{r_{in}}^{r_{out}} pr dr d\theta = \frac{w_z}{6} \quad (8)$$

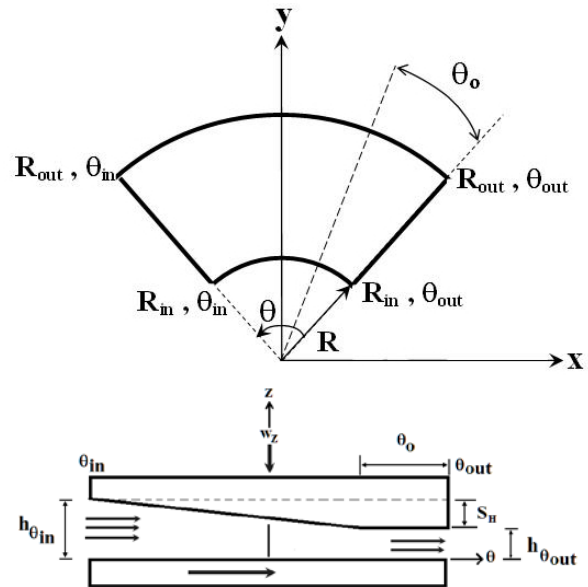
3. ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์เป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้นสูง จึงได้ประยุกต์ใช้วิธีผลต่างสืบเนื่องร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน -ราฟสัน และระเบียบวิธีมัลติกริดเพื่อหาคำคำตอบของสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ ทำการคำนวณซ้ำจนกระทั่ง

$$\frac{\sum_{r_{in}}^{r_{out}} \sum_{\theta_{in}}^{\theta_{out}} |p(r, \theta)^{k+1} - p(r, \theta)^k|}{\sum_{r_{in}}^{r_{out}} \sum_{\theta_{in}}^{\theta_{out}} |p(r, \theta)^{k+1}|} \leq 0.0001$$

และ

$$\left| 1 - \frac{6}{w_z} \int_{\theta_{in}}^{\theta_{out}} \int_{r_{in}}^{r_{out}} pr dr d\theta \right| \leq 0.0001$$



รูปที่ 2 พิกัดที่ใช้ในการจำลองผลแผ่นร่องลื่นกันรุน

4. การจำลองผล

การศึกษาการหล่อลื่นของร่องลื่นกันรุน ขนาดของร่องลื่นกันรุนแสดงตามตารางที่ 1 และคุณสมบัติของสารหล่อลื่นแสดงตามตารางที่ 2

ตารางที่ 1 ขนาดของร่องลื่นกันรุน

มิติของร่องลื่นกันรุน	ขนาด
รัศมีวงใน, r_{in}	35 mm
รัศมีวงนอก, r_{out}	45 mm
มุมทางเข้า, θ_{in}	$-\pi/8$ rad
มุมทางออก, θ_{out}	$+\pi/8$ rad
ความสูงของส่วนลาดเอียง, S_H	0.05 mm

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	หน่วย
ความหนาแน่น, ρ	834 kg/m^3
ความหนืด, μ	0.0698 Pa-s

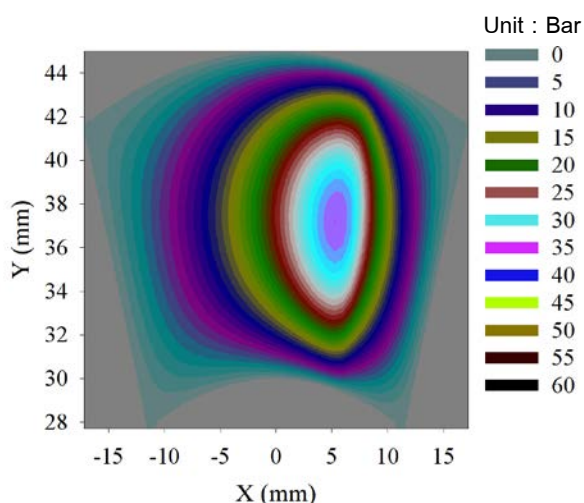
จากการจำลองผล เมื่อภาระที่ร่องลื่นกันรุนได้รับ (w_z) เท่ากับ 3,000 N เพลahmenด้วยความเร็ว 3,000

CST-186

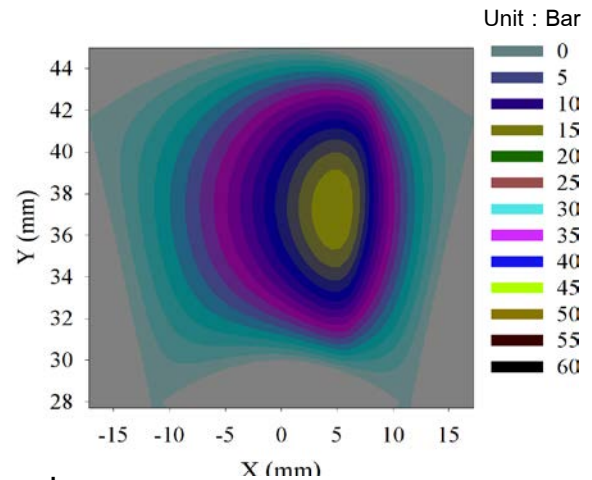
rpm ที่ระยะความยาวของแผ่นเรียบ (θ_0) เท่ากับ $\pi/16$ rad พบว่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นจนมีค่าสูงสุดบริเวณกึ่งกลางของแผ่นรองรับกันลื่น บริเวณตำแหน่งจุดต่อของแผ่นเอียงกับแผ่นเรียบ โดยความดันสูงสุดที่เกิดมีค่าเท่ากับ 35.05 บาร์ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 29.58 μm เกิดขึ้นที่จุดต่อของแผ่นเอียงกับแผ่นเรียบจนถึงทางออกของแผ่นรองรับกันลื่น แสดงดังรูปที่ 3

รูปที่ 4 รูปที่ 5 และ รูปที่ 6 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อภาระที่รองรับกันลื่นรับภาระเท่ากับ 1,500 N, 3,000 N และ 4,500 N ตามลำดับ พบว่าเมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่แผ่นรองรับกันลื่นได้รับเพิ่มขึ้นความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่อยู่ภายใต้ผิวของรองรับกันลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง โดยความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าเท่ากับ (15.95 บาร์ และ 41.25 μm), (35.05 บาร์ และ 29.58 μm) และ (55.80 บาร์ และ 24.15 μm) เมื่อภาระที่รองรับกันลื่นได้รับเท่ากับ 1,500 N, 3,000 N และ 4,500 N ตามลำดับ

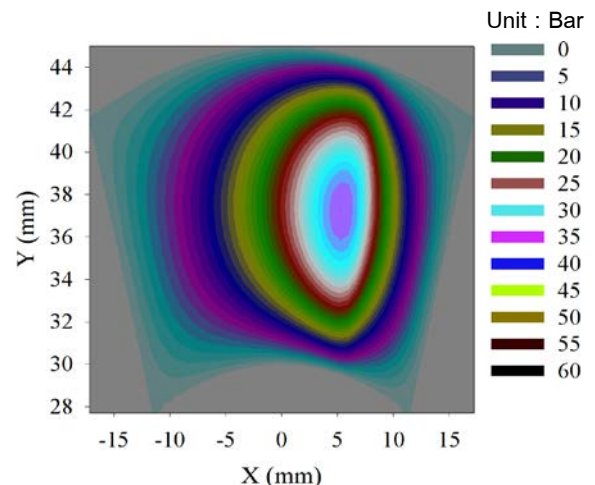
เมื่อภาระที่รองรับกันลื่นได้รับเพิ่มขึ้นพบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 7



รูปที่ 3 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นของแผ่นรองรับกันลื่น



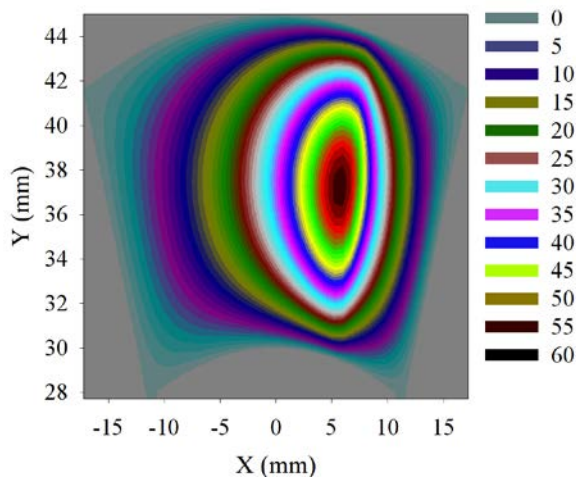
รูปที่ 4 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อภาระที่รองรับกันลื่นรับภาระเท่ากับ 1,500 N



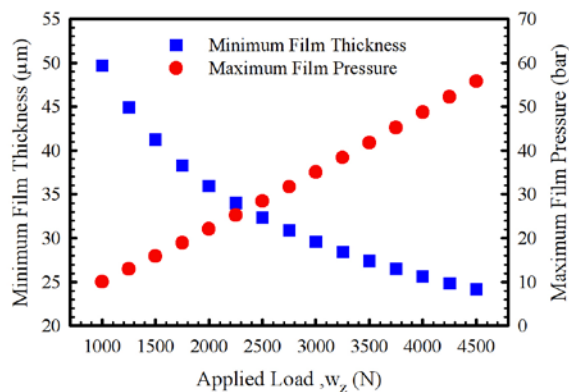
รูปที่ 5 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อภาระที่รองรับกันลื่นรับภาระเท่ากับ 3,000 N

Unit : Bar

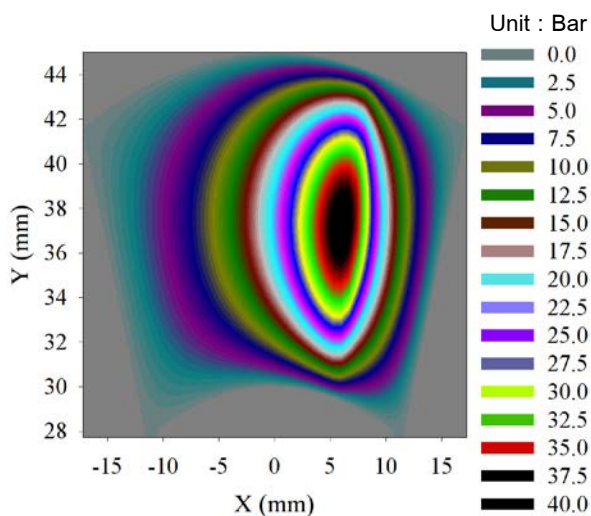
CST-186



รูปที่ 6 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อภาระที่รอลื่นกันรุนรับภาระเท่ากับ 4,500 N



รูปที่ 7 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่รอลื่นกันรุนได้รับ



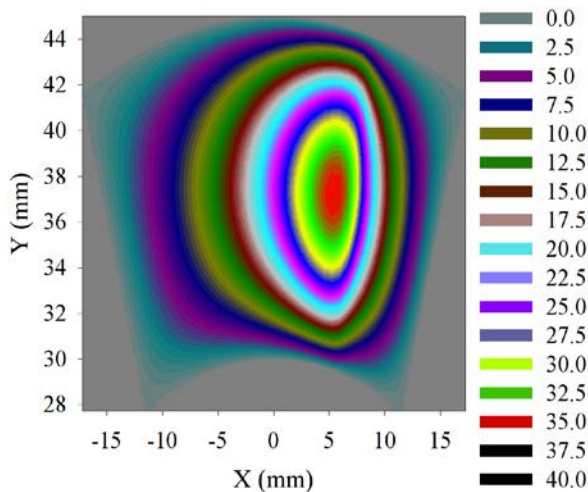
รูปที่ 8 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อความเร็วรอบในการหมุนของเพลาท่อกับ 1500 rpm

ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วรอบในการหมุนของเพลามีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 11

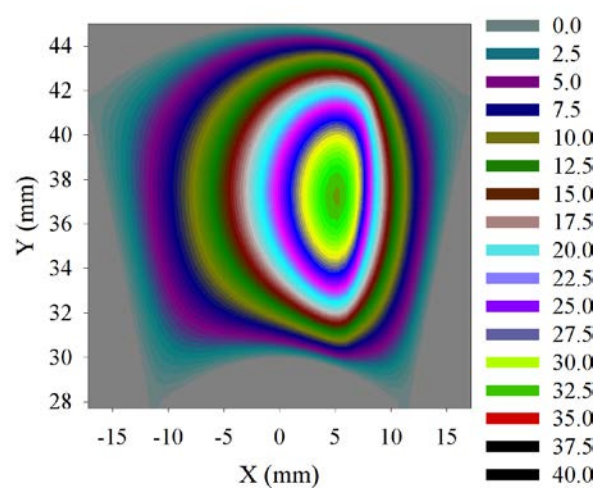
การกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่อยู่ใต้แผ่นรอลื่นกันรุน เมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ (θ_0) มีค่าเท่ากับ 0 rad, $\pi/16$ rad และ $\pi/8$ rad แสดงดังรูปที่ 12 รูปที่ 13 และ รูปที่ 14 ตามลำดับพบว่าความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเท่ากับ 0 rad และ $\pi/8$ rad ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่ามากกว่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดที่ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเท่ากับ $\pi/16$ rad เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงลักษณะของแผ่นรอลื่นกันรุนที่ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบที่ $\pi/8$ rad มีค่ามากกว่าการเปลี่ยนแปลงของลักษณะของแผ่นรอลื่นกันรุนที่ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบที่ $\pi/16$ rad ส่งผลให้การเปลี่ยนแปลงความดันมีค่ามากกว่า และที่ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบเท่ากับ 0 rad พบว่าที่บริเวณทางออกของแผ่นรอลื่นกันรุนความดันมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วก่อนที่จะลดลงอย่างรวดเร็วเป็นผลให้ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น โดยความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าเท่ากับ (37.00 บาร์ และ 41.25 μm), (35.05 บาร์ และ 29.58 μm) และ (49.45 บาร์ และ 27.35 μm) เมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเท่ากับ 0 rad, $\pi/16$ rad และ $\pi/8$ rad ตามลำดับ

Unit : Bar

CST-186



รูปที่ 9 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อความเร็วรอบในการหมุนของเพลาท่ำกับ 3000 rpm

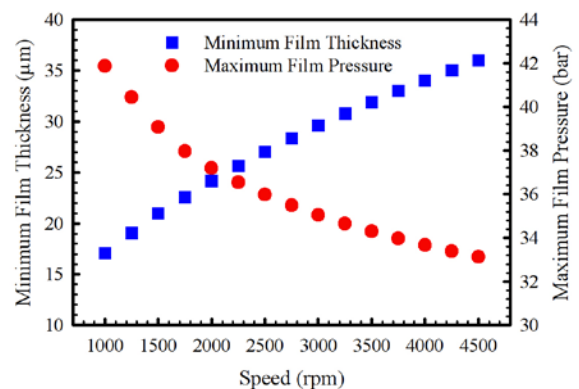


รูปที่ 10 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อความเร็วรอบในการหมุนของเพลาท่ำกับ 4500 rpm

รูปที่ 15 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อเปลี่ยนแปลงความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ พบว่า ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงเมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเปลี่ยนแปลงน้อยเมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่ามากกว่า $11.25^\circ (\pi/16 \text{ rad})$

ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดในช่วงแรกมีค่าเพิ่มขึ้นจนถึงความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเท่ากับ $5.625^\circ (\pi/32 \text{ rad})$ จากนั้นความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลง ไปมีค่าน้อยสุดที่ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเท่ากับ $11.25^\circ (\pi/16 \text{ rad})$ จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้ง เมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเพิ่มขึ้น

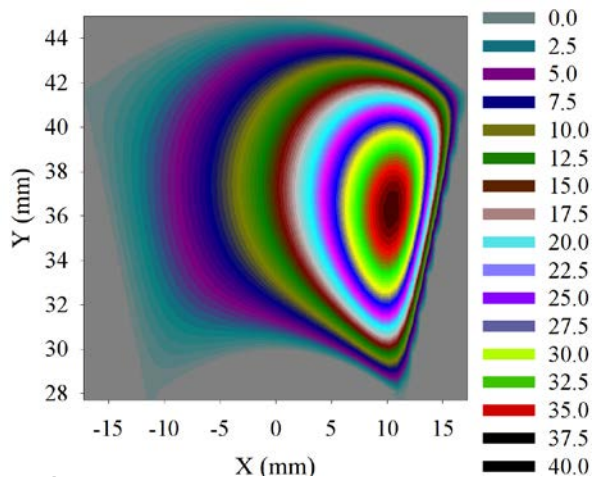
Unit : Bar



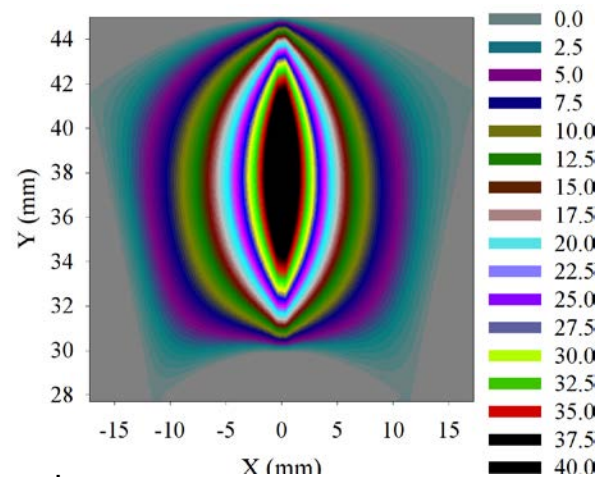
รูปที่ 11 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบในการหมุนของเพลาท่ำกับ

Unit : Bar

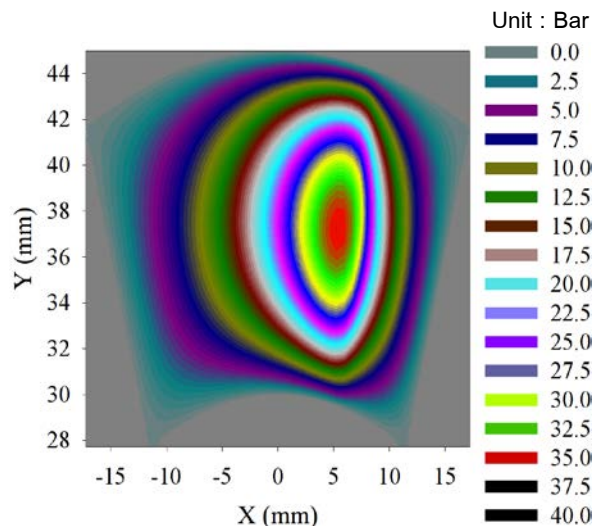
CST-186



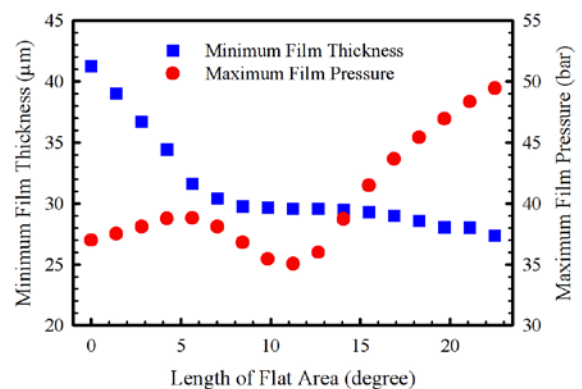
รูปที่ 12 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ (θ_0) มีค่าเท่ากับ 0 rad (0°)



รูปที่ 14 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อ ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ(θ_0) มีค่าเท่ากับ $\pi/8$ rad (22.5°)



รูปที่ 13 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อ ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ (θ_0) มีค่าเท่ากับ $\pi/16$ rad (11.25°)



รูปที่ 15 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อเปลี่ยนแปลงความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ

5. สรุปผล

จากการจำลองผลพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกของของร่องลื่นกันรุนแบบเอียงและแผ่นเรียบ จะได้ว่า

1. เมื่อภาระที่ร่องลื่นกันรุนได้รับเพิ่มขึ้นพบว่าความหนาของฟิล์มหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น
2. ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบในการหมุนของเพลามีค่าเพิ่มขึ้น

Unit : Bar

CST-186

3. เมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงและมีค่าไม่เปลี่ยนแปลง เมื่อความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ(θ_0) มีค่ามากกว่า 11.25° ($\pi/16$ rad)
4. ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าน้อยสุดที่ความยาวของส่วนที่เป็นแผ่นเรียบ (θ_0) มีค่าเท่ากับ 11.25° ($\pi/16$ rad)

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

7. สัญลักษณ์

h	lubricant film thickness, m
p	lubricant film pressure, Pa
t	time, s
w_z	applied load, N
θ_0	length of land area, degree
r, θ, z	coordinates
u_r, u_θ	shaft speed in r, θ coordinate, m/s
ρ	lubricant film density, kg/m ³
μ	lubricant film viscosity, Pa-s
$\tau_{rz}, \tau_{\theta z}$	shear stress, Pa

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Yürüsoy M. and Bayrakçeken H. (2005), Numerical method in the analysis of slider bearing with Power-law fluid, *Applied Mathematics and Computation*, vol.162, pp. 491-501.
- [2] ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว (2009), ผลของความหยาบผิวต่อการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกในร่องลื่นกันรุนด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน , วิศวกรรม

ลาดกระบัง, ปีที่ 26 ฉบับที่ 4, ธันวาคม 2552, pp. 48-53.

- [3] Lubrecht A.A., Ten Napel W.E. and Bosma R. (1986), Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts, *ASME J. Tribology*, vol.108, pp. 551-556.
- [4] Goodyer C.E., Fairlie R., Berzins M. and Scales L.E. (2001), Adaptive Mesh Methods for Elastohydrodynamic Lubrication, *ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conference 2001*, Swansea, Wales, UK.
- [5] Khonsari M. and Booser E.R. (2001), *Bearing Design and Lubrication*, John Wiley & Sons, New York, USA.
- [6] Hamrock B.J. (2004), *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, Marcel Dekker, Inc.
- [7] มงคล มงคลวงศ์ โรจน์ และอิโรมู ฮาชิโมโตะ (1993), *ทฤษฎีการหล่อลื่น*, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.