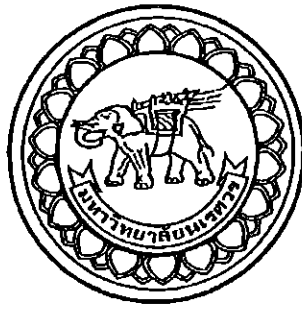




การปรับปรุงเครื่องขึ้นรูป

Improvement of molding machine

นายพิพัฒน์ หมุ่มมาก

นายสังคม สุดใจ

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่รับ..... 25 ๓.ค 2554
เลขทะเบียน..... 15696094
เลขเรียกหนังสือ..... 45.....
มหาวิทยาลัยนเรศวร ๗697๗

2553

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่อง ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2553



ใบรับรองปริญญาโท



ชื่อหัวข้อโครงการ การปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีน
ผู้ดำเนินโครงการ นายพิพัฒน์ หมุ่มมาก
นายสังคม สุดใจ
ที่ปรึกษาโครงการ คร.ภาณุ พุทธวงศ์
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2553

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธนบุรี อนุมัติให้ปริญญาโทฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของ
การศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

(ดร.ภาณุ พุทธวงศ์)

(ดร. ศลิยา วีรพันธุ์)

(ดร.อนันต์ชัย อยู่แก้ว)

กิตติกรรมประกาศ

โครงการนี้สำเร็จขึ้นได้ด้วยจากความร่วมมือของโรงงานขนมจีนขายหม่อม อำเภอคอกำใต้ จังหวัดพะเยา โดยมี คุณจรรยา เวชศาสตร์ และคุณชาญชัย เวชศาสตร์ เป็นผู้ดูแลกิจการ และมีอาจารย์ นัทธิธนนท์ พงษ์พานิช

อาจารย์นพรัตน์ เกตุขาว เป็นที่ปรึกษาโรงงานร่วมกัน และได้เห็นความสำคัญของการเสียบายของเครื่อง นวดแป้ง จึงให้นิสิตรได้ไปทำการศึกษาเกี่ยวกับปัญหา และแก้ไขปรับปัญหาที่เกิดขึ้นและได้ออกแบบเครื่อง เสนอโรงงานขนมจีน

ขอขอบคุณ อาจารย์นัทธิธนนท์ พงษ์พานิช ที่ช่วยให้คำปรึกษาและ อาจารย์ภาณุ พุทธวงศ์ ที่ช่วยให้ คำปรึกษา ท้ายสุดนี้ผู้จัดทำโครงการหวังเป็นอย่างยิ่งว่า โครงการนี้จะเป็นประโยชน์ต่อการศึกษการใช้ เครื่องนวดแป้งที่ใช้ในโรงงานขนมจีน และเป็นประโยชน์ต่อผู้ที่นำไปศึกษาต่อไป

ชื่อผู้จัดทำ

นายสังคม สุดใจ

นายพิพัฒน์ หมุ่มมาก

ชื่อหัวข้อโครงการ	การปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีน	
ผู้ดำเนินโครงการ	นายพิพัฒน์ หมู่มาก	รหัส 50381161
	นายสังคม สุดใจ	รหัส 50381512
ที่ปรึกษาโครงการ	ดร.ภาณุ พุทธวงศ์	
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล	
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล	
ปีการศึกษา	2553	

บทคัดย่อ

จากการศึกษากระบวนการทำงานของเครื่องนวดแป้งขนมจีน ได้พบปัญหาเกี่ยวกับการเอียงศูนย์ของเพลลาของเครื่องนวดแป้ง ได้มีการกลึงเพลลาใหม่เพื่อแก้ปัญหาค่าความเค้นเฉือนก่อนการแก้ไขปรับปรุงมีค่า 21.63 MPa และความเค้นเฉือนหลังการแก้ไขปรับปรุงลดลงเหลือ 18.77 MPa เมื่อแก้ไขปรับปรุงแล้วค่าความเค้นเฉือนลดลง 13.22% การเปลี่ยนเบร้งใหม่ และได้มีการประเมินหาอายุการใช้งานของเบร้งหลังการแก้ไขปรับปรุง อยู่ที่ 789,162 ชั่วโมง การประยุกต์ Bushing เพื่อป้องกันการรั่วไหลของน้ำแป้ง จากเดิมใช้ Bushing ขางในการป้องกันการรั่วไหล ได้มีการประยุกต์ใช้ Bushing ทองเหลืองแทนขางในการป้องกันการรั่วไหลของน้ำแป้ง ซึ่งจะทำให้มีอายุการใช้งานนานกว่าการใช้ Bushing ขาง และการทำฐานที่ยึดกระบะใหม่ให้มีความแข็งแรง โดยค่าความเค้นจากสูงสุดต่อของฐาน 1 ตัวสามารถรับภาระกดและภาระดึงมีค่า ± 665.1 kPa และได้ใช้สลักเกลียวยึดฐานรองกระบะกับ โครงเครื่องนวดแป้ง จะได้ว่าความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบร้งดันในสลักเกลียวมีค่า 202.50 MPa และความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียวมีค่า 202.51 MPa น้อยกว่าความต้านแรงพิสูจน์ประมาณ 10.00 % และ 9.99 % ตามลำดับ แสดงว่าสลักเกลียวสามารถทนต่อการใช้งานได้ และผลพลอยได้จากการลดการเอียงศูนย์ โดยการกลึงเพลลาใหม่พบว่าค่าการวัดกำลังไฟฟ้าที่ส่งผ่านจากมอเตอร์ไปยังเพลลามีค่ากำลังไฟฟ้าลดลง ซึ่งจะทำให้สามารถลดพลังงานไฟฟ้าลงได้

Project title	Improvement of molding machine		
Name	Mr.Pipat	Mumak	ID.50381161
	Mr.Sangkom	Sudjai	ID.50381512
Project advisor	Dr.Panu	Putthawong	
Major	Mechanical Engineering		
Department	Mechanical Engineering		
Academic year	2010		

.....

Abstract

According to studying of Mixing-flour for noodle machine, we explored the problem concerning to the vibration from eccentric of axle. There was calculation of maximum shear stress both before and after improvement. The value of maximum shear stress before shifting's axle was 21.63 MPa and The value of maximum shear stress after shifting's axle was 18.77 MPa. Deterioration of bearing was solved by replacing new bearing, the results indicated that, the improvement of the bearing's duration was 789,161.80 hours (spending 8 hours/day). Deterioration of bushing was solved by replacing new and insert brass bushing between tray and bushing for preventing water and deterioration. Tray foundation was made to attach structure, the maximum value of normal stress per a foundation was ± 665.1 kPa .Nuts and bolts were used to hold the foundation to the structure. The tensile stress in the bolt was 202.5 MPa and the operated tensile stress was 202.51 MPa. These two values were lower than the proof strength 10.00% and 9.99%, consequently. This indicated the usable of the nuts and bolts. More over, the shaft adjustment helped reducing the power consumed by motor.

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
ใบรองรับปริญญาบัตร.....	ก
กิตติกรรมประกาศ.....	ข
บทคัดย่อ.....	ค
Abstract.....	ง
สารบัญ.....	จ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูป.....	ซ
สารบัญสัญลักษณ์.....	ณ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 กระบวนการผลิตขนมจีน.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	3
1.3 ขอบเขตของ โครงการ.....	3
1.4 ประโยชน์ของ โครงการ.....	3
1.5 วิธีดำเนินการ.....	3
1.6 งบประมาณ.....	3
1.7 ตารางระยะเวลาและแผนการปฏิบัติงาน.....	4
บทที่ 2 เอกสารและโครงการที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.1 เอกสารที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.1.1 แบริ่ง (Bearing)	5
2.1.2 ส่วนประกอบแบริ่งแบบกลิ้งเม็ดกลม.....	6
2.1.3 อายุการรับ โหลดแบริ่งตามอัตราความน่าเชื่อถือ.....	8
2.1.4 สมการของ SKF rating life is in accordance with ISO 281:1990/Amd 2:2000... 8	
2.1.5 เพลา (shaft)	9
2.1.6 ความเค้นในคาน.....	10
2.1.7 สลักเกลียว (Threaded Fastener)	11

สารบัญ (ต่อ)

เรื่อง	หน้า
บทที่ 3 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	13
3.1 วิธีการดำเนินโครงการทั้งหมด.....	13
บทที่ 4 ผลการศึกษา.....	19
4.1 การวิเคราะห์ผลจากการแก้ปัญหา.....	19
4.1.1 การกลึงเพลลาใหม่.....	19
4.1.2 การเปลี่ยนเบร้งใหม่.....	19
4.1.3 การประกบชุด Bushing.....	19
4.1.4 เพิ่มจุดรองรับบริเวณถึง 4 จุด.....	20
4.1.5 การใช้กำลังมอเตอร์ที่ใช้งานจริงก่อนและหลังการแก้ไขปรับปรุงเครื่องนวด.....	21
บทที่ 5 สรุปผล และข้อเสนอแนะ.....	22
5.1 สรุปผลโครงการ.....	22
5.3 ข้อเสนอแนะและแนวทางในการพัฒนา.....	22
บรรณานุกรม.....	25
ภาคผนวก ก การคำนวณ.....	26
ภาคผนวก ข ตาราง.....	39
ประวัติผู้ดำเนินโครงการ.....	49

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
ตารางที่ 1 ระยะเวลาในการดำเนินงาน.....	5
ตารางที่ ข – 1 ตารางคุณสมบัติเบร้ง.....	39
ตารางที่ ข – 2 Guideline values for factor η_c for different level of contamination.....	40
ตารางที่ ข – 3 Technical specifications of SKF greases for sealed deep groove ball bearings of carbon chromium steel.....	41
ตารางที่ ข – 4 Life adjustment factor a_1	42
ตารางที่ ข – 5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและพื้นที่หน้าตัดของสลักเกลียว	43
ตารางที่ ข – 6 ค่า Modulus of elasticity.....	44
ตารางที่ ข – 7 คุณสมบัติค่าความต้านแรงพิสูงนั้ที่กำหนด โดย SAE.....	44
ตารางที่ ข – 8 ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเกลียวของสลักเกลียว.....	45
ตารางที่ ข – 9 นาคของเส้นผ่านศูนย์กลางเกลียวของสลักเกลียว	45
ตารางที่ ข – 10 คุณสมบัติทางกล ของเหล็กที่ใช้ทำเหล็กตัว C.....	46

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
รูปที่ 1 ขั้นตอนการผลิตขมจีน.....	1
รูปที่ 2 เครื่องก่อนการแก้ไขปรับปรุง.....	2
รูปที่ 3 รูปแบริงกาบ (Plain bearings)	5
รูปที่ 4 แบริงลูกปืน (Rolling Bearing)	6
รูปที่ 5 ส่วนประกอบแบริงแบบกลิ้งเม็ดกลม.....	6
รูปที่ 6 แบริงแบบเม็ดกลมชนิดต่าง.....	7
รูปที่ 7 สลักเกลียวหัวหกเหลี่ยม.....	11
รูปที่ 8 การศึกษาเครื่องนวดแป้งขมจีน.....	13
รูปที่ 9 การทดลองใช้เครื่องนวดแป้งขมจีน.....	13
รูปที่ 10 การวิเคราะห์ปัญหาจากการใช้งานจริงของเครื่องนวดแป้งก่อนการแก้ไขปรับปรุง.....	14
รูปที่ 11 การปรับปรุงส่วนที่เกิดปัญหา.....	15
รูปที่ 12 เครื่องนวดแป้งหลังการแก้ไขปรับปรุง.....	17
รูปที่ 13 การทดสอบลองใช้เครื่องนวดแป้งจริงหลังการแก้ไขปรับปรุง.....	18
รูปที่ 14 แบริงหลังการปรับปรุง	19
รูปที่ 15 เครื่องนวดแป้งหลังการแก้ไขปรับปรุงฐานรองกระบะใหม่.....	20
รูปที่ 16 ออกแบบกระบะให้หนาและเพิ่มเหล็กที่คั่นข้างกระบะ.....	23
รูปที่ 17 ฐานรองรับกระบะ.....	23
รูปที่ 18 ออกแบบให้เปลี่ยน bushing ได้ง่าย.....	24
รูปที่ ก-1 การวัดกำลังไฟฟ้าจากมอเตอร์ก่อนการแก้ไขปรับปรุง.....	26
รูปที่ ก-3 แบริงหลังการแก้ไขปรับปรุง.....	39
รูปที่ ก-4 ฐานรองกระบะก่อนการแก้ไขปรับปรุง.....	32
รูปที่ ก-5 ฐานรองกระบะหลังการแก้ไขปรับปรุง.....	33

สารบัญสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย
V	= แฟกเตอร์การหมุน
Fe	= เป็นโหลดเทียบเท่า (Equivalent Load), N
Fa	= เป็นโหลดในแนวแกน, N
Fr	= โหลดในแนวรัศมี, N
C ₀	= โหลดสถิต, N
C ₁₀	= โหลดไดนามิกส์, N
J	= โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้ว
τ	= ความเค้นเฉือน, N/m ² หรือ Pa
I	= โมเมนต์อินดัสของพื้นที่รอบแกนสะเทิน, mm ⁴ หรือ m ⁴
m	= มวล, kg
g	= ค่าแรงโน้มถ่วงโลก, m/s ²
σ	= ความเค้นฉาก, N/m ² หรือ Pa
P	= กำลัง, hp หรือ watt
ω	= ความเร็วเชิงมุม, rad/min
n	= ความเร็วรอบของเพลา, r pm
θ	= มุมบิด, rad
L	= ความยาว, m
C	= รัศมีเพลา, m
T	= ทorque, N.m
G	= modulus of rigidity, MPa
L _{nm}	= SKF rating life (at 100-n1)% reliability [millions of revolutions]
L _{nmh}	= SKF rating life (at 100-n1)% reliability [operating hours]
L ₁₀	= basic rating life (at 90% reliability) [millions of revolutions]
a ₁	= life adjustment factor for reliability (ตาราง ข-5)
a _{SKF}	= SKF life modification factor, (กราฟ ข-1, ข-2, ข-3, ข-4)
C	= basic dynamic load rating [kN]
P	= equivalent dynamic bearing load [kN]

สารบัญสัญลักษณ์(ต่อ)

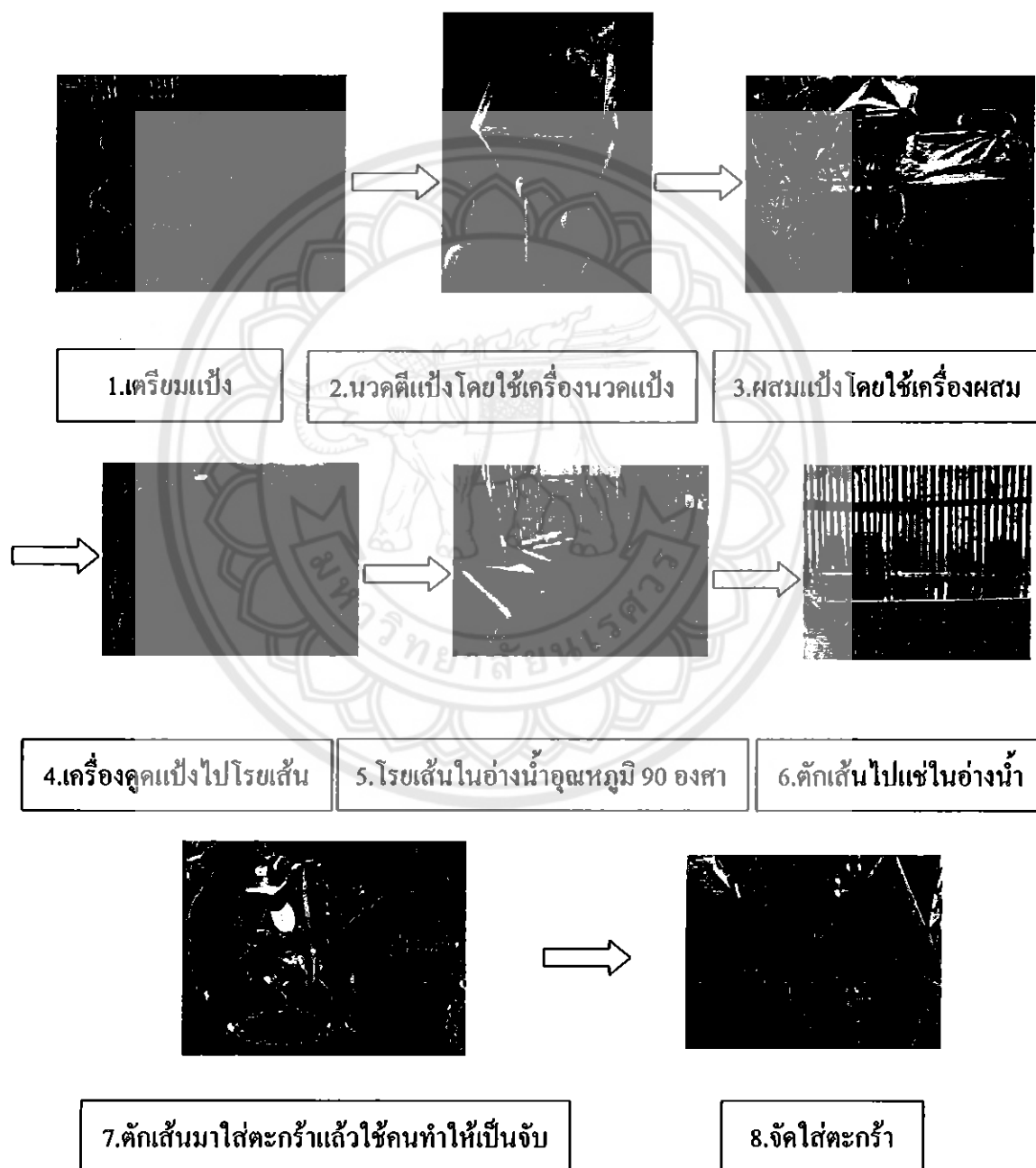
สัญลักษณ์	ความหมาย
n	= rotational speed [r/min]
p	= exponent of the life equation 3 for ball bearings 10/3 for roller bearings
X	= radial load factor for the bearing
Y	= axial load factor for the bearing
n	= rotational speed [r/min]
σ_i	= ความเค้นเนื่องจากแรงค้ำเบื่องตันในสลักเกลียว (Pa)
σ_b	= ความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียว (Pa)
S_p	= ค่าความต้านแรงพิสูจน์ (Pa)
C	= ค่าคงที่ของความแกร่ง
k_b	= ค่าความแกร่งของสลักเกลียวทั้งสองส่วน (m^2/s)
k_m	= ความแกร่งของชิ้นงานที่ยึดด้วยสลักเกลียว (m^2/s)
A_d	= พื้นที่รับโหลด (m^2)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 กระบวนการผลิตขนมจีน

จากการศึกษากระบวนการผลิตขนมจีน โรงงานขนมจีนยายหม่อม อำเภอดอกคำใต้ จังหวัดพะเยา ซึ่งมีขั้นตอนการผลิตคือ

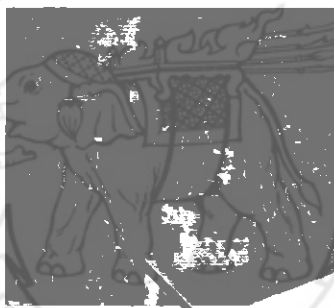


รูปที่ 1 ขั้นตอนการผลิตขนมจีน

จากการศึกษาขั้นตอนการผลิตขนมจีน พบว่าขั้นตอนการนวดแป้งมีปัญหาเกี่ยวกับเครื่องนวดแป้งเกิดการสั่นสะเทือนที่สูงผิดปกติ ทำให้เกิดการสึกหรออย่างรวดเร็วของชิ้นส่วนต่างๆ และมีการรั่วของน้ำแป้งและผงแป้งออกมาที่บริเวณระหว่าง Bushing กับเพลลา ดังรูปที่ 2.2 ดังนั้นจึงจำเป็นต้องแก้ไขเพื่อปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีน



รูปที่ 2.1 ทดลองใช้งานเครื่องนวดแป้งก่อนการแก้ไขปรับปรุง



รูปที่ 2.2 จุดที่น้ำแป้งและผงแป้งไหลออกมาที่บริเวณระหว่าง Bushing กับเพลลา



รูปที่ 2.3 ฐานรองกระบะก่อนการแก้ไขปรับปรุง

รูปที่ 2 เครื่องนวดแป้งก่อนการแก้ไขปรับปรุง

จากรูปที่ 2 จะเห็นได้ว่าเมื่อมีการทำงานเครื่องจะเกิดการสั่นสะเทือนมากจึงใช้ ท่อนไม้มารองรับเพื่อไม่ให้ถังนวดแป้งของเครื่องเกิดการสั่นมาก

1.2 วัตถุประสงค์โครงการ

1.2.1 เพื่อปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีนต้นแบบให้มีอายุการใช้งานนานขึ้นและลดการเสียดเวลาที่จะซ่อมแซมบำรุงรักษา

1.2.2 ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องนวดแป้งขนมจีนที่ได้รับการปรับปรุงแล้วเพื่อนำเสนอโรงงานเป็นเครื่องต้นแบบต่อไป

1.3 ขอบเขตของโครงการ

1.3.1 ปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีน

1.3.2 ทำแบบชิ้นส่วนเครื่องนวดแป้งขนมจีนที่ได้รับการปรับปรุงแล้วเสนอโรงงาน

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 สามารถเรียนรู้และแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นจริงจากการใช้งานเครื่องนวดแป้งขนมจีน

1.4.2 ออกแบบชิ้นส่วนเพื่อปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีน

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.5.1 วิเคราะห์ปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องนวดแป้งขนมจีน

1.5.2 ศึกษารูปแบบการใช้เครื่องจักรเพื่อที่จะออกแบบชิ้นส่วนสำหรับปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีน

1.5.3 นำรูปแบบที่ได้จากหัวข้อ 2 มาดำเนินการปรับปรุงพร้อมทดสอบเพื่อใช้งานจริง

1.5.4 ทดสอบและสรุปผลการทดสอบว่าสามารถปรับปรุงและแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องนวดแป้งได้หรือไม่อย่างไร

1.5.5 ออกแบบรองรับจากปัญหาเครื่องเดิม

1.5.6 จัดทำรายงาน

1.5.7 นำเสนอโครงการ

1.6 งบประมาณที่ใช้

1.6.1 ค่าเดินทาง	ราคา 1,500 บาท
1.6.2 ค่าจัดทำเอกสาร	ราคา 300 บาท
1.6.3 ค่าใช้จ่ายอื่นๆ	ราคา 200 บาท
รวม	ราคา 2,000 บาท

1.7 ตารางระยะเวลาและแผนการปฏิบัติงาน

ตารางที่ 1 ตารางระยะเวลาและแผนการปฏิบัติงาน

กิจกรรม	2553							2554			
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย	
ศึกษาปัญหาของเครื่องนวด	↕										
แบ่งจากโรงงานขนมจีน											
ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับ		↕									
เครื่องนวดแป้ง											
วิเคราะห์และเลือกปรับปรุง				↕							
ส่วนที่เกิดปัญหาโดยตรง											
ทดลองใช้เครื่องนวดแป้ง					↕						
เหมือนการใช้งานจริงและ											
จดบันทึกค่า											
ประเมินผล							↕				
จัดทำรายงาน								↕			
นำเสนอโครงการงาน											↕

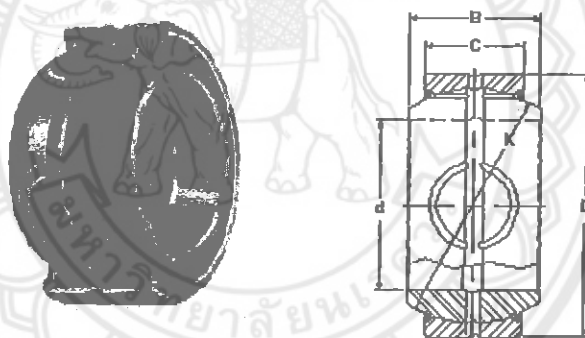
บทที่ 2

เอกสาร และทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 เอกสารที่เกี่ยวข้อง

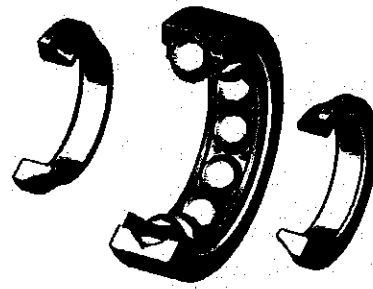
2.1.1 แบริ่ง (Bearing) แบริ่งเป็นองค์ประกอบสำคัญของเครื่องจักร เครื่องจักรเกือบทุกเครื่องจะต้องมีแบริ่ง แบริ่ง คือสิ่งที่ช่วยรองรับหรือช่วยชี้คขึ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องจักรที่มีการหมุนให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้อง แบริ่ง สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภทใหญ่ ๆ คือ แบริ่งกาบ (Plain bearings) และ แบริ่งลูกปืน (Rolling Bearing)

2.1.1.1 แบริ่งกาบ (Plain bearings) มีลักษณะเป็นรูปทรงกระบอกกลวง โดยมีแกนหมุนอยู่ภายใน ส่วนของแกนหมุนหรือเพลาคือส่วนที่อยู่ในส่วนของแกนหมุนหรือเพลาคือส่วนที่อยู่ในแบริ่ง เรียกว่า เจอร์นอล (Journal) ส่วนรูปทรงกระบอกกลวงเรียกว่า เจอร์นอลแบริ่ง (Journal bearing) ซึ่งมักทำด้วยโลหะหรือส่วนผสมของโลหะที่มีเนื้ออ่อนกว่าเจอร์นอล



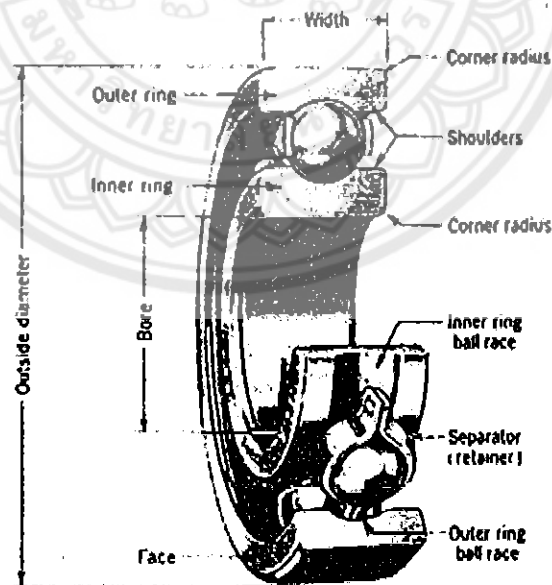
รูปที่ 3 รูปแบริ่งกาบ (Plain bearings)

2.1.1.2 แบริ่งลูกปืน (Ball Bearing) การเคลื่อนไหวยของ แบริ่งกาบ จะเกิดในลักษณะเลื่อนสัมผัส (Sliding) ของผิวสัมผัสทั้งสอง ซึ่งจะทำให้เกิดแรงเสียดทานขึ้น แรงเสียดทาน นี้สามารถลดลงได้โดยการเปลี่ยนการเคลื่อนไหวยแบบเลื่อนสัมผัส (Rolling) โครงสร้างของแบริ่งลูกปืนประกอบไปด้วยแหวนนอก และลูกปืนอาจมีลักษณะทรงกลม (Ball), ทรงกระบอก (Cylindrical), แท่งเรียว (Taper), ลักษณะของกรอบบังคับระยะลูกปืน (Cage) กรอบบังคับระยะจะมีหน้าที่กั้นกระแทกของลูกปืนแต่ละลูกและเป็นตัวจัดตำแหน่งระยะห่างระหว่างลูกปืนวงแหวนของลูกปืนจะทำจากเหล็กผสมโครเมียมตัวลูกปืนและทางวิ่งบนวงแหวนจะต้องชุบแข็งเพื่อป้องกันการสึกหรอ



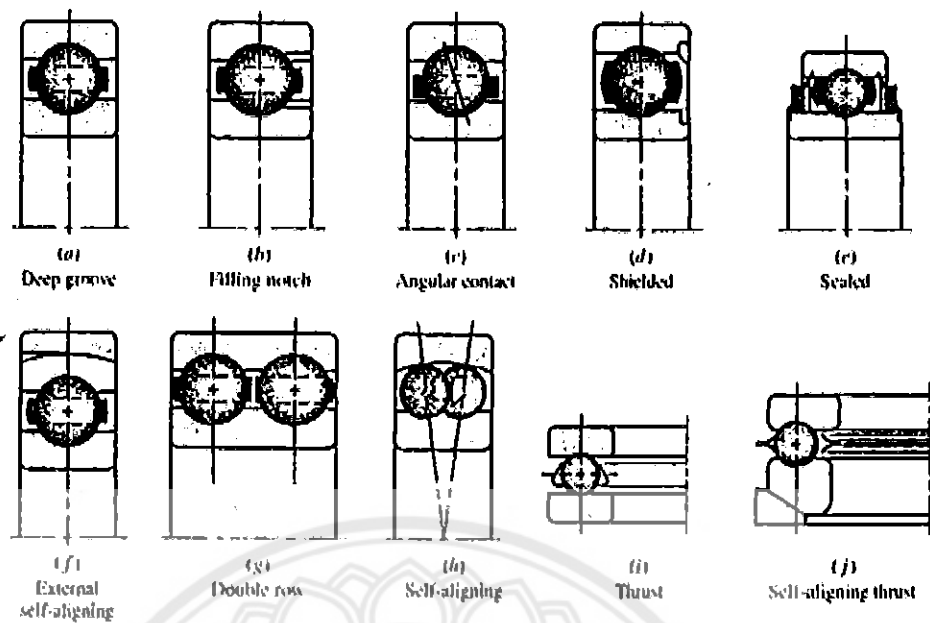
รูปที่ 4 รูปแบร์ริงลูกปืน (Rolling Bearing)

2.1.2 ส่วนประกอบแบร์ริงแบบกลิ้งเม็ดกลม แบร์ริงเป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่ได้รับการผลิตขึ้นมาเพื่อทำหน้าที่รับโหลดในแนวรัศมี โหลดในแนวแกนหรือโหลดทั้งสองประเภทโดยตรง รูปที่ 5 แสดงการเรียกชื่อชิ้นส่วนต่างๆ ของดัลับลูกปืนซึ่งเป็นแบร์ริงแบบสัมผัสแบบกลิ้งชนิดหนึ่ง ที่แสดงให้เห็นส่วนประกอบสำคัญ 4 ส่วนของแบร์ริง คือวงแหวนรอบนอก (Outer Ring) วงแหวนใน (Inner Ring) ลูกปืนหรือเม็ดลูกกลิ้ง (Ball or Rolling element) และตัวบีดลูกกลิ้ง (Retainer) ซึ่งทำหน้าที่บีดเม็ดลูกกลิ้งและกั้นระหว่างเม็ดลูกกลิ้งให้มีระยะห่างคงที่ เมื่อวงแหวนเกิดการหมุน เม็ดกลิ้งจะกลิ้งอยู่ในรางของวงแหวน และเนื่องจากพื้นที่ผิวที่ลูกกลิ้งสัมผัสกับรางของวงแหวนจะน้อยมาก จึงทำให้แรงเสียดทานระหว่างรางวงแหวนลดลงมาก



รูปที่ 5 ส่วนประกอบแบร์ริงแบบกลิ้งเม็ดกลม

ตามมาตรฐานตามที่บริษัทผู้ผลิตแต่ละแห่งกำหนดบริษัทผู้ผลิตแบร์ริงส่วนใหญ่จะจัดให้มีคู่มือการเลือกชื่อใช้แบร์ริงให้ตรงกับความต้องการของวิศวกร ดังรูปที่ 6



รูปที่ 6 แบริ่งแบบมีคกลมชนิดต่างๆ

รูป (a) เป็นแบริ่งแบบมีคกลมร่องลึก (Deep groove ball bearing) ซึ่งจะรับโหลดในแนวรัศมีเป็นส่วนใหญ่ รวมทั้งรับโหลดในแนวแกนบ้าง ลูกกลิ้งมีคกลมจะถูกใส่เข้าไปในร่องโดยการหมุนวงแหวนในให้เอียงศูนย์ และเมื่อลูกกลิ้งจะถูกแยกออกจากกันโดยตัวบีคลูกกลิ้ง รูป (b) เป็นแบริ่งแบบมีคกลมร่องลึกมีรอยบากเติมเม็ดลูกกลิ้ง (Filling Notch) แบริ่งชนิดนี้สามารถเติมเม็ดลูกกลิ้งเพิ่มไปในดลัขได้ ทั้งนี้เนื่องจากเม็ดจะกระแทกกับรอยบาก รูป (c) เป็นแบริ่งสัมผัสเชิงมุม (Angular Contact bearing) ที่จัดให้มีความสามารถในการรับโหลดในแนวแกนได้สูง

ถึงแม้ว่าจะมีการผลิตแบริ่งมีคกลมปรับแนวแกนได้เอง (External self-alignment bearing) ดังแสดงตามรูป (f) แต่แบริ่งที่มีเม็ดคกลมแถวเดียวจะทนต่อการเอียงศูนย์ของเพลานี้เนื่องจากการทุดตัวได้น้อย จึงมีการผลิตแบริ่งมีคกลมแบบแถวคู่ (Double row) ดังแสดงตามรูป (g) และ (h) มาใช้สำหรับรับโหลดสูงทั้งในแนวรัศมีและในแนวแกน รูปที่ (i) เป็นแบริ่งมีคกลมกันรุน (Thrust bearing) เป็นแบริ่งที่มีความสามารถในการรับโหลดแรงผลักรในแนวแกนได้เป็นอย่างดี

2.1.3 อายุการรับโหลดแบบวิ่งตามอัตราความน่าเชื่อถือ

เมื่อกลุ่มแบร์ริงที่มีขนาดเท่ากันถูกนำมาทดสอบเพื่อหาอายุการล้าภายใต้โหลดที่แตกต่างกัน จะได้ผลการทดสอบกลุ่มแบร์ริงตัวอย่างหลายๆครั้ง สำหรับแบร์ริงประเภทต่างๆ พบว่า

$p = 3$ สำหรับลูกกลิ้งแบบเม็ดกลม

$p = 10/3$ สำหรับลูกกลิ้งแบบเม็ดทรงกระบอกและทรงกระบอกเรียว

2.1.4 สมการหาอายุการใช้งานของแบร์ริงยี่ห้อ SKF ได้รับการรับรองจากมาตรฐาน ISO 281:1990/Amd 2:2000

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} (C/P)^p \quad \text{-----}(1)$$

ถ้าความเร็วรอบการใช้งานที่จะหาอายุการใช้งานของแบร์ริงได้ ในหน่วยชั่วโมงโดยใช้สมการที่ (2)

$$L_{nmh} = a_1 a_{SKF} (10^6/(60n)) L_{10} \quad \text{-----}(2)$$

$$L_{10} = (C/P)^p \quad \text{-----}(3)$$

$$L_{10h} = 10^6/(60n) L_{10} \quad \text{-----}(4)$$

เมื่อ

L_{nm}	=	อายุประเมินของแบร์ริง SKF (at 100-n1)% reliability) [ของล้านรอบ]
L_{nmh}	=	อายุประเมินของแบร์ริง SKF (at 100-n1)% reliability) [ชั่วโมง]
L_{10}	=	อายุประเมินเบื้องต้น (at 90% reliability) [ของล้านรอบ]
a_1	=	ตัวประกอบปรับอายุเพื่อความน่าเชื่อถือ (จากตาราง ข-5)
a_{SKF}	=	ตัวประกอบปรับอายุของแบร์ริง SKF, (จากกราฟที่ ข-1, ข-2, ข-3 and ข-4)
C	=	ความสามารถในการรับ โหลด dynamic [kN]
P	=	โหลดเทียบเท่า [kN]
n	=	ความเร็วรอบ [r/min]
p	=	เลขยกกำลังของสมการหาอายุการใช้งานแบร์ริง
		$p = 3$ สำหรับ ball bearings
		$p = 10/3$ สำหรับ roller bearings
F_a	=	เป็นโหลดในแนวแกน [kN]
F_r	=	โหลดในแนวรัศมี [kN]
X	=	ตัวประกอบโหลดรัศมีของแบร์ริง
Y	=	ตัวประกอบโหลดแนวแกนของแบร์ริง

2.1.5 เพลา (shaft)

เพลาเป็นชิ้นส่วนที่มีลักษณะเป็นก้านทรง กระบอกที่หมุนได้ ใช้ในการส่งถ่ายกำลังจากอุปกรณ์ขับเคลื่อน เช่นมอเตอร์ไปยังส่วนที่เคลื่อนไหว เพลาเป็นชิ้นส่วนที่สำคัญมาก ที่เคลื่อนไหวได้ทุกชนิด นอกจากเพลาแล้ว ยังมี แกน (axle) ซึ่งจะเป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกับเพลาแต่ไม่สามารถหมุนได้

2.1.6.1 การส่งกำลังของเพลา (Power transmission)

กำลัง คือ อัตราการทำงาน หรืองานต่อหนึ่งหน่วยเวลา ดังนั้น กำลังที่เกิดจากภาระบิด คือ

$$\text{Power} = T\omega \quad \text{-----}(5)$$

เมื่อ ω คือ ความเร็วเชิงมุม, rad/s

$$\text{หรือ } \omega = \frac{2\pi nT}{60} \quad \text{เมื่อ } n \text{ คือ ความเร็วรอบ, rpm}$$

$$\text{ดังนั้น กำลัง (Power)} = T\omega = \frac{2\pi nT}{60} \quad \text{-----}(6)$$

เมื่อ P คือ กำลัง, W

n คือ ความเร็วรอบของเพลา, rpm

T คือ ภาระบิด, N.m

$$\text{หรือ กำลัง (Power)} = T\omega = \frac{2\pi nT}{60}, \text{ watt}$$

$$1 \text{ hp} = 745.53 \text{ Watt}$$

2.1.6.2 ความสัมพันธ์ระหว่างภาระบิด (T) กับความเค้นเฉือน (τ)

$$\tau_c = \frac{Tc}{J} \quad \text{-----}(7)$$

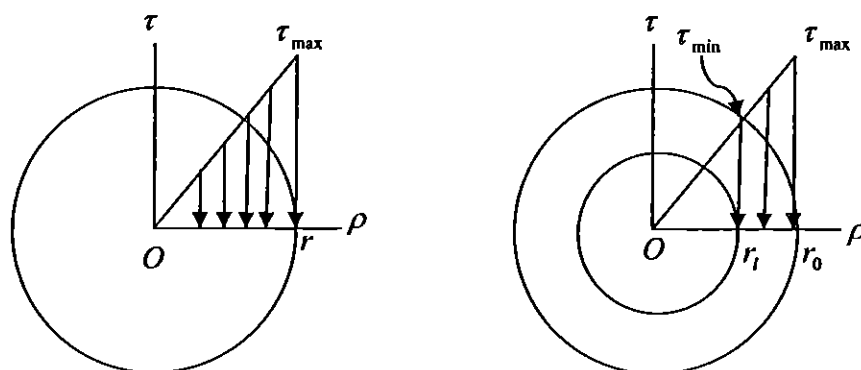
c คือ รัศมีของเพลา

J คือ โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้ว

$$\text{สำหรับเพลากลมตัน } J = \frac{\pi c^4}{2}$$

$$\text{สำหรับเพลากลมกลวง } J = \frac{\pi}{2} (r_o^4 - r_i^4)$$

ความเค้นเฉือน τ จะมีค่าเท่ากับศูนย์ที่จุดศูนย์กลางของเพลา และจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะของ ρ และจะมีค่ามากที่สุด เมื่อ $\rho = c$



จะใช้ความสัมพันธ์ระหว่างภาระบิด (T) กับความเค้นเฉือน (τ) ในการวิเคราะห์ความเสียหายจากเพลา เพื่อหาความเค้นเฉือนสูงสุด

2.1.6 ความเค้นในคาน

ในงานทางด้านวิศวกรรมมีชิ้นงานที่รับแรงในแนวขวางหรือ แนวตั้งฉากกับแนวแกน ชิ้นงานที่รับแรงในลักษณะนี้เรียกว่า คาน (beam)

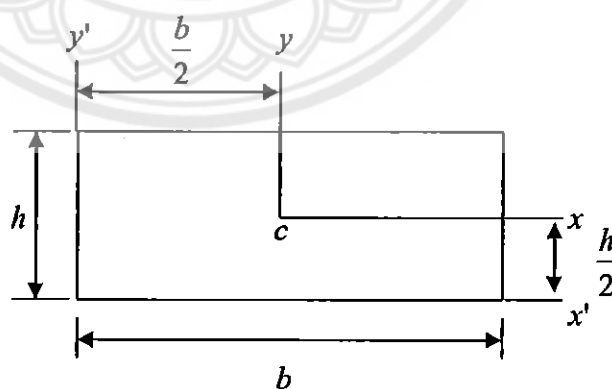
ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับโมเมนต์

$$\sigma_{\max} = -\frac{M_r y}{I} \quad \text{-----}(8)$$

เมื่อ $\sigma_{\max}$ คือ ความเค้นจากบนระนาบคดที่ระยะ y จากผิวสะเทิน

M_r คือ โมเมนต์ของหน้าตัด

I คือ โมเมนต์อินertiaที่สองของพื้นที่รอบแกนสะเทิน



$$I_x = \frac{bh^3}{12}$$

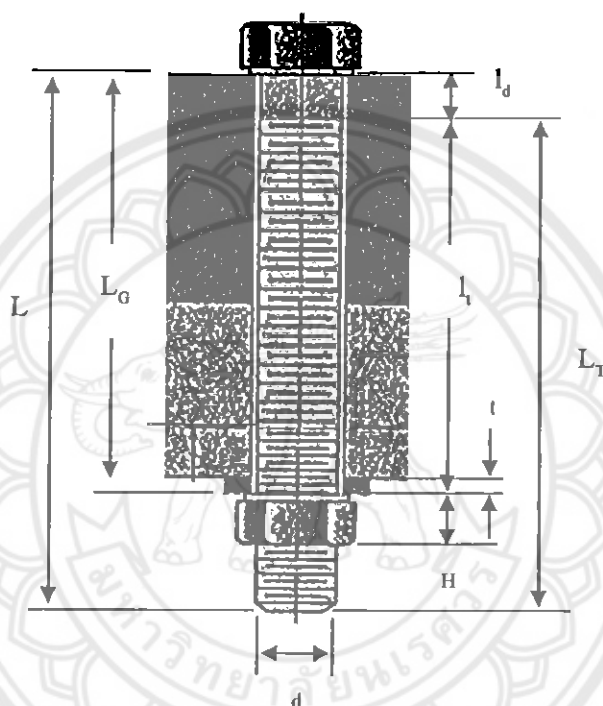
$$I_{x'} = \frac{bh^3}{12}$$

$$A = bh$$

จะใช้ ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับ โมเมนต์ ในการวิเคราะห์หาความเสียหายจากหลักฐานที่ใช้ ในการทำฐานรองกระเบื้องใหม่ เพื่อหาค่าความเค้นสูงสุดที่หลักฐานสามารถรับได้ต่อหลักฐาน 1 ตัว

2.1.7 สลักเกลียว (Threaded Fastener)

สลักเกลียวส่วนใหญ่จะผ่านการทดสอบการรับโหลดการล้ามาแล้ว และพบว่า การล้าจะมีผลต่อสลักเกลียวเพียงเล็กน้อย ดังนั้น ในการศึกษาเรื่องสลักเกลียว การวิเคราะห์โดยวิธีแบบสถิติจึงนับว่าเพียงพอแล้ว



รูปที่ 7 สลักเกลียวหัวหกเหลี่ยม

รูปที่ 7 เป็นภาพวาดสลักเกลียวหัวหกเหลี่ยมมาตรฐาน จะเห็นได้ว่าจุดที่เกิดความเค้นหนาแน่นจะเป็นบริเวณรอยต่อของหัวสลักเกลียว ที่จุดเริ่มต้นของฟันเกลียว และที่รากเกลียวเมื่อมีนอตมายึด สำหรับขนาดของสลักเกลียวหัวหกเหลี่ยมดูได้จาก ตารางที่ ข - 10 ในภาคผนวก เส้นผ่านศูนย์กลางของนอตยึดจะมีขนาดเท่ากับขนาดของพื้นผิวด้านเรียบของหัวหกเหลี่ยมสำหรับความยาวของเกลียวจะมีความสัมพันธ์กับเส้นผ่านศูนย์กลางในหน่วยมิลลิเมตรดังนี้

$$L_T = \begin{cases} 2D + 6 & L \leq 125 \text{ mm} \quad D \leq 48 \text{ mm} \\ 2D + 12 & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2D + 25 & L > 200 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{-----}(9)$$

ความยาวของสลักเกลียวในอุดมคติ คือ หลังจากการยึดด้วยนอตจนแน่น ให้มีระยะเกลียวเหลืออยู่ 1-2 เกลียว การกวบนอตให้แน่นอาจทำให้นอตป็นเกลียวขึ้น ไปบนรอยต่อของหัวสลักเกลียวซึ่งทำให้ความเค้นหนาแน่นบริเวณรอยต่อเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นในการใช้งานควรใส่แหวนรองไว้ใต้หัวสลักเกลียว

L_G คือความหนาทั้งหมดของชิ้นงานเมื่อยึดติดด้วยแหวนรอง โดยทั่วไป ความแรงของสลักเกลียวและสกรูภายในการจับยึดชิ้นงานจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ ส่วนที่ไม่มีร่องเกลียวที่จมลงไปในชิ้นงานและส่วนที่มีร่องเกลียวยึดกับชิ้นงาน ดังนั้น ค่าความแรงของสลักเกลียวทั้งสองส่วน (k_b) จะมีค่าดังนี้ (จากตารางที่ ข - 6 จะได้ $E = 207 \text{ GPa}$)

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \text{-----(10)}$$

พื้นที่รับโหลด A_d ซึ่งเกิดจากเส้นผ่านศูนย์กลางหลักคือ $A_d = \frac{\pi d^2}{4}$

ความแรงของชิ้นงานที่ยึดด้วยสลักเกลียว (k_m) จะมีสมการดังนี้

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)} \text{-----(11)}$$

สมการความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื่องดันในสลักเกลียว (σ_t)

$$\text{ดังนี้ } \sigma_t = \frac{F_t}{A_t} \quad \text{หาค่า } A_t \text{ จากตารางที่ ข - 6} \text{-----(12)}$$

$$F_t = 0.9 F_p \quad \text{สำหรับใช้ยึดติดเชื่อมต่ออย่างถาวร} \text{-----(12.1)}$$

เมื่อ $F_p = A_t S_p$ ทั้งนี้ S_p คือค่าความต้านแรงพิสูจน์ที่ได้จากตารางที่ ข-8

สมการความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียว (σ_b)

$$\text{ดังนี้ } \sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{CP + F_t}{A_t} = C \frac{P}{A} + \sigma_t \text{-----(13)}$$

$$\text{เมื่อ ค่าคงที่ของความแรง } C \text{ คือ } C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \text{-----(14)}$$

$$\text{ค่า } l_d \text{ หาได้จาก } l_d = L - L_t \text{-----(15)}$$

$$\text{ค่า } l_t \text{ หาได้จาก } l_t = L_G - l_d \text{-----(16)}$$

จากสมการเพื่อหาค่าความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื่องดันในสลักเกลียว และความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียวจะสามารถนำไปวิเคราะห์เปรียบเทียบกับ ค่าความต้านแรงพิสูจน์ที่กำหนดโดย SAE จากตารางที่ ข- 7 เพื่อเปรียบเทียบว่า สลักเกลียวจะสามารถรับความเค้นที่เกิดขึ้นได้หรือไม่

บทที่ 3

ขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1 วิธีการดำเนินโครงการทั้งหมด

3.1.1 ศึกษาปัญหาของเครื่องนวดแป้งจากโรงงานขนมจีน



รูปที่ 8 การศึกษาปัญหาของเครื่องนวดขนมจีน

3.1.2 ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับเครื่องนวดแป้ง

3.1.3 ทดลองใช้เครื่องนวดแป้งขนมจีนและวิเคราะห์ปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องนวดแป้งขนมจีนอย่างละเอียด

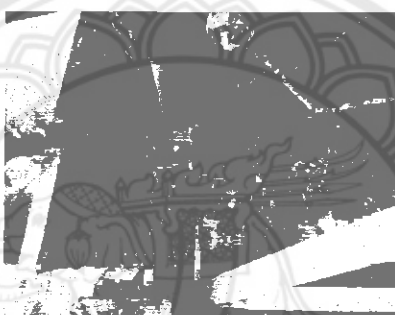


รูปที่ 9 การทดลองใช้เครื่องนวดแป้งขนมจีน

3.1.4 วิเคราะห์ส่วนที่เกิดปัญหาโดยตรง



รูปที่ 10.1 การทำงานก่อนการปรับปรุงแก้ไขเครื่องนวดแป้ง



รูปที่ 10.2 ตรวจสอบบริเวณที่เกิดปัญหาขณะการใช้งาน



รูปที่ 10.3 ขยาย แบร็ง และจุดรองรับกระบอกก่อนการแก้ไขปรับปรุง

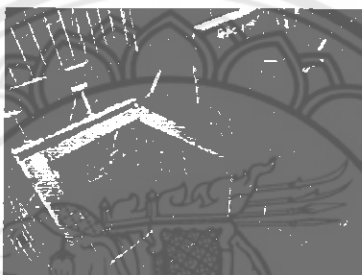
รูปที่ 10 การวิเคราะห์ปัญหาจากการใช้งานจริงของเครื่องนวดแป้งก่อนการแก้ไขปรับปรุง

จากการวิเคราะห์ปัญหาจากรูปที่ 10 การทดลองใช้งานเหมือนการใช้งานจริงพบว่า การนวดแป้งมีปัญหาเกี่ยวกับเครื่องนวดแป้งเกิดการสั่นสะเทือนที่สูงผิดปกติ ทำให้เกิดการสึกหรออย่างรวดเร็วของชิ้นส่วนต่างๆ เช่น แบร็ง Bushing และมีน้ำแป้งรั่วไหลออกมาบริเวณ Bushing ของเครื่องนวดแป้งด้วย วัดความเร็วรอบ ได้ 105 รอบต่อนาที และวัดกำลังมอเตอร์ที่ใช้งานจริงได้ 1261 วัตต์

3.1.5 ซ่อมแซม ปรับปรุงส่วนที่เกิดปัญหา



รูปที่ 11.1 การถอดอุปกรณ์ของเครื่องนวดแป้ง



รูปที่ 11.2 การทำฐานรองกระบะใหม่



รูปที่ 11.3 การประกอบอุปกรณ์

รูปที่ 11 การปรับปรุงส่วนที่เกิดปัญหา

ได้มีการแก้ไขปรับปรุงโดยการกลึงเพลาลูกใหม่ เปลี่ยนแบริ่งใหม่ใช้ยี่ห้อ SKF เปลี่ยน Bushing ใหม่ ทำเหล็กค้ำข้างกระบะใหม่ ทำฐานรองรับยึดกระบะของเครื่องใหม่ให้แข็งแรงกว่าเดิมโดยใช้เหล็กทรงตัว C ที่สามารถเข้าช่องระหว่างกระบะและ โครงสร้างของเครื่องได้พอดี โดยมีความหนา 6 มิลลิเมตร สูง 63.5 มิลลิเมตร มาเจาะรูใช้สกรูยึดเพื่อเพิ่มความแข็งแรง 4 จุด ระหว่างโครงสร้างและฐานกระบะถึงนวดแป้ง

3.1.6 อุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับปรุงเครื่องนวดแป้งขนมจีน

3.1.6.1 เครื่องนวดแป้งขนมจีน

3.1.6.2 ตลับเมตร

3.1.6.3 ค้อน

3.1.6.4 ประแจ

3.1.6.5 ตัววัดความเร็วรอบ

3.1.6.6 Computer

3.1.6.7 กล้องถ่ายรูป

3.1.6.8 จารบี

3.1.6.9 กระบอกอัดจารบี

3.1.6.10 เหล็กกราง

3.1.6.11 ประเก็นผ้า ประเก็นยาง

3.1.6.12 กรรไกร

3.1.6.13 Marker

3.1.6.14 Bushing ทองเหลือง

3.1.6.15 หินเจียร

3.1.6.16 คู่มือ

3.1.6.17 Bearing

3.1.6.18 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า

3.1.6.19 เครื่องตัดเหล็ก





รูปที่ 12.1 แบร้งหลังการปรับปรุง



รูปที่ 12.2 ฐานรองกระบะและเหล็กคั่นกระบะหลังการแก้ไขปรับปรุง

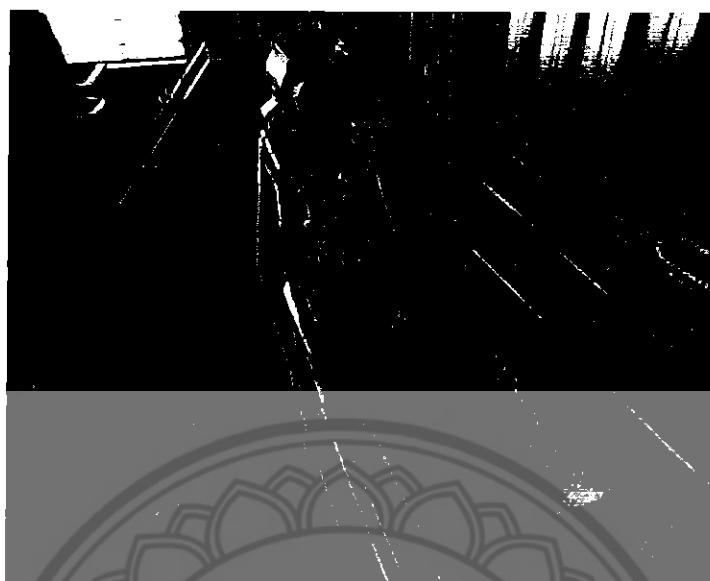


รูปที่ 12.3 ขยายฐานรองกระบะหลังการแก้ไขปรับปรุงเครื่อง

รูปที่ 12 เครื่องนวดแป้งหลังการแก้ไขปรับปรุง

เมื่อหลังจากการปรับปรุงแก้ไขเครื่องนวดแป้งใหม่ โดยการเปลี่ยน Bushing เปลี่ยนแบร้ง กลึงเพลานใหม่ ทำเหล็กคั่นข้างกระบะ และทำฐานรองรับกระบะดังเครื่องนวดแป้งใหม่ จะแสดงดังรูปที่ 12

3.1.7 ทดลองใช้เครื่องนวดแป้งเหมือนการใช้งานจริง



รูปที่ 13 การทดสอบลองใช้เครื่องนวดแป้งจริงหลังการแก้ไขปรับปรุง

การทดสอบลองใช้งานจริงโดยการ นวดแป้งครั้งละ 2 ถุง หรือ 20 กิโลกรัม โดยใช้กำลังขับเคลื่อนมอเตอร์ 2 hp เป็นต้นกำเนิดกำลัง จะได้ความเร็วรอบ 105 รอบต่อนาที และวัดกำลังมอเตอร์ที่ใช้งานจริงคือ 1094 วัตต์

3.1.8 จัดทำรายงาน

3.1.9 นำเสนอโครงการ

บทที่ 4

ผลการทดลองและวิเคราะห์

วิเคราะห์สาเหตุจากการถอดประกอบชิ้นส่วนต่าง ๆ ของชุดเครื่องนวดแป้งพบว่าสาเหตุของการสันสะท้อนผิดปกติเกิดจากการสึกหรอของเพลابرiveau จูรรองรับบนแบร็ง และตัวเพลานี้ไม่ได้ศูนย์ ซึ่งเป็นสาเหตุหลักของการสันสะท้อนที่ผิดปกติ

4.1 การวิเคราะห์ผลจากการแก้ปัญหา

4.1.1 การกลึงเพลานใหม่เพื่อแก้ปัญหาค่าการเยื้องศูนย์ พบว่าค่าการวัดกำลังไฟฟ้าที่ส่งผ่านจากมอเตอร์ไปยังเพลามีค่ากำลังไฟฟ้าลดลง สรุปได้ว่าโมเมนต์บิดมีการลดลง โดยค่าความเค้นเฉือนก่อนการแก้ไขปรับปรุงมีค่า 21.63 MPa และความเค้นเฉือนหลังการแก้ไขปรับปรุงลดลงเหลือ 18.77 MPa เมื่อแก้ไขปรับปรุงแล้วค่าความเค้นเฉือนลดลง 13.22% โดยดูการคำนวณได้จากผนวก ก หัวข้อ ก.1, ก.2

4.1.2 จากการแก้ไขปรับปรุงเปลี่ยน แบร็งใหม่โดยใช้แบร็งยี่ห้อ SKF

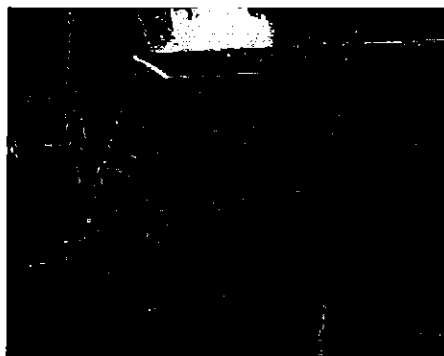


รูปที่ 14 แบร็งหลังการปรับปรุง

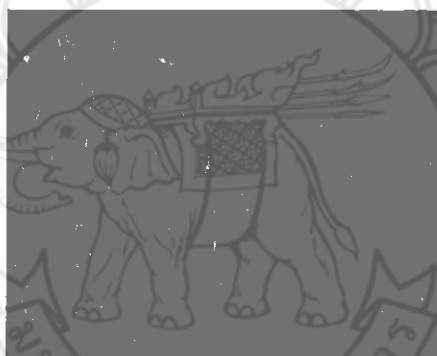
ได้มีการคำนวณเพื่อประเมินหาอายุการใช้งานของแบร็งหลังการแก้ไขปรับปรุงอยู่ที่ 789,162 ชั่วโมง โดยดูการคำนวณได้จากผนวก ก หัวข้อ ก.3 ทั้งนี้ต้องขึ้นอยู่กับการติดตั้งอย่างถูกวิธีและการบำรุงรักษาเครื่องจักรอย่างถูกวิธีด้วย

4.1.3 การประยุกต์ Bushing เพื่อป้องกันการรั่วไหลของน้ำแป้ง จากเคมีใช้ Bushing ขางในการป้องกันการรั่วไหล จึงได้มีการประยุกต์ใช้ทองเหลืองแทนขางในการป้องกันการรั่วไหลของน้ำแป้ง ซึ่งจะช่วยให้อายุการใช้งานนานกว่าการใช้ Bushing ขาง

4.1.4 จากการเพิ่มจุดรองรับบริเวณถึง 4 จุด เพื่อลดภาระการเกิดโมเมนต์บิดจากน้ำหนักถัง รวมถึงการรับน้ำหนักของแป่ง โดยการทำฐานจุดรองรับที่ยึดกระบะใหม่ให้มีความแข็งแรง



รูปที่ 15.1 ฐานรองกระบะและเหล็กคั่นกระบะหลังการแก้ไขปรับปรุง



รูปที่ 15.2 ขยายฐานรองกระบะหลังการแก้ไขปรับปรุงเครื่อง

รูปที่ 15 เครื่องนวดแป้งหลังการแก้ไขปรับปรุงฐานรองกระบะใหม่

เมื่อหลังจากการปรับปรุงแก้ไขเครื่องนวดแป้งใหม่ ทำฐานรองรับกระบะถึงเครื่องนวดแป้งใหม่ จะแสดงดังรูปที่ 15 โดยค่าความเค้นจากสูงสุดต่อฐาน 1 ตัวสามารถรับภาระกดและภาระดึงได้ ซึ่งมีค่า ± 665.1 kPa (โดยดูการคำนวณได้จากผนวก ก หัวข้อ ก.4) และได้มีการคำนวณความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียว และความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียวเพื่อนำไปวิเคราะห์เปรียบเทียบกับ ค่าความต้านแรงพิสูจน์ที่กำหนดโดย SAE ค่าความต้านแรงพิสูจน์ที่กำหนดโดย SAE คือ $S_p = 225$ MPa จะเห็นได้ว่าความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียวมีค่า 202.50 MPa และความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียวมีค่า 202.51 MPa น้อยกว่าความต้านแรงพิสูจน์ประมาณ 10.00 % และ 9.99 % ตามลำดับ (โดยดูการคำนวณได้จากผนวก ก หัวข้อ ก.5) แสดงว่าสลักเกลียวสามารถทนต่อการใช้งานได้

4.1.5 การใช้กำลังมอเตอร์ที่ใช้งานจริงก่อนและหลังการแก้ไขปรับปรุงเครื่องนวดแป้ง โดยมีมอเตอร์ขนาด 2 Hp (1492 วัตต์) เป็นต้นกำเนิดกำลังขับ

ตารางที่ 2 ตารางค่าการวัดกำลังมอเตอร์ด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าก่อนการแก้ไขปรับปรุงเครื่องนวดแป้ง

ครั้งที่	กำลังมอเตอร์ (วัตต์)
1	1262
2	1259
3	1262
4	1262
5	1260
เฉลี่ย	1261

ตารางที่ 3 ตารางค่าการวัดกำลังมอเตอร์ด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าหลังการแก้ไขปรับปรุงเครื่องนวดแป้ง

ครั้งที่	กำลังมอเตอร์ (วัตต์)
1	1097
2	1095
3	1089
4	1093
5	1096
เฉลี่ย	1094

กำลังมอเตอร์เฉลี่ยก่อนการแก้ไขปรับปรุงได้ 1261 วัตต์ และกำลังมอเตอร์เฉลี่ยหลังการแก้ไขปรับปรุงเครื่องนวดแป้งได้ 1094 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ เพลาเครื่องนวดแป้ง 105 รอบต่อนาทีเท่ากัน และสาเหตุที่ทำให้กำลังมอเตอร์ลดลงเนื่องการกลึงเพลาใหม่เพื่อลดการเยื้องศูนย์ของเครื่องนวดแป้ง

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผล

การกลึงเพลาลใหม่เพื่อแก้ปัญหาการเอียงศูนย์ โดยค่าความเค้นเฉือนก่อนการแก้ไขปรับปรุงมีค่า 21.63 MPa และความเค้นเฉือนหลังการแก้ไขปรับปรุงลดลงเหลือ 18.77 MPa เมื่อแก้ไขปรับปรุงแล้วค่าความเค้นเฉือนลดลง 13.22%

ผลพลอยได้จากการลดการเอียงศูนย์ โดยการกลึงเพลาลใหม่พบว่าค่าการวัดกำลังไฟฟ้าที่ส่งผ่านจากมอเตอร์ไปยังเพลาลมีค่ากำลังไฟฟ้าลดลง 13.24%

การเปลี่ยนเบร้งใหม่ และได้มีการประเมินหาอายุการใช้งานของเบร้งหลังการแก้ไขปรับปรุงได้ 789,162 ชั่วโมง

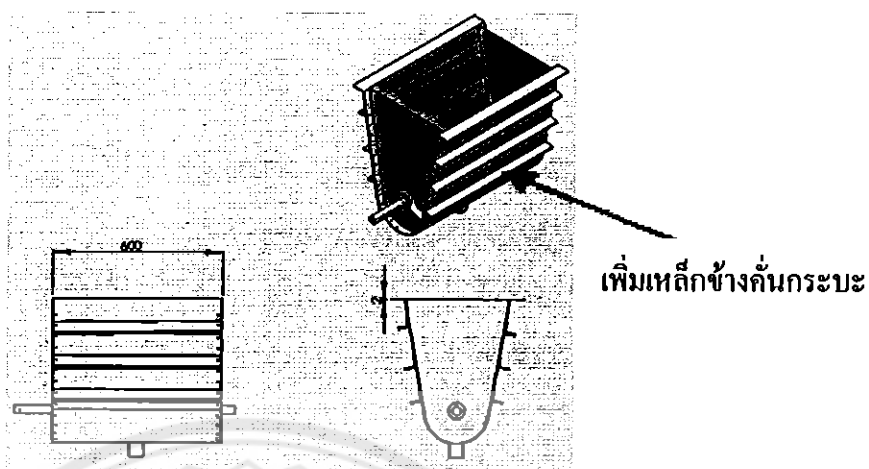
การประยุกต์ Bushing เพื่อป้องกันการรั่วไหลของน้ำแป้ง จากเดิมใช้ Bushing ขางในการป้องกันการรั่วไหล จึงได้มีการประยุกต์ใช้ทองเหลืองแทนขางในการป้องกันการรั่วไหลของน้ำแป้ง ซึ่งจะทำให้มีอายุการใช้งานนานกว่าการใช้ Bushing ขาง

การทำงานที่บีดกระบะใหม่ให้มีความแข็งแรง โดยค่าความเค้นฉากสูงสุดต่อของฐาน 1 ตัวสามารถรับภาระกดและภาระดึงมีค่า ± 665.1 kPa และได้ใช้สลักเกลียวยึดฐานรองกระบะกับโครงเครื่องนวดแป้ง จะได้ว่าความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียวมีค่า 202.50 MPa และความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียวมีค่า 202.51 MPa น้อยกว่าความต้านแรงพิสูจน์ประมาณ 10.00 % และ 9.99 % ตามลำดับ แสดงว่าสลักเกลียวสามารถทนต่อการใช้งานได้

5.2 ข้อเสนอแนะ และแนวทางในการแก้ไข

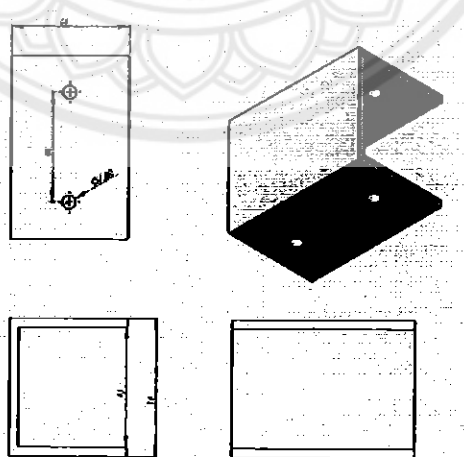
จากปัญหาและสาเหตุข้างต้น ได้มีการออกแบบเครื่องนวดแป้งใหม่เพื่อเสนอโรงงานขนมจีนด้วย โดยจะยึดโครงสร้างเดิมเป็นหลักและปรับปรุงส่วนที่ไม่แข็งแรงคือ ออกแบบให้ Bushing มีการเปลี่ยนง่ายเพราะในส่วนนี้เกิดการเสียหายบ่อยแต่เครื่องเดิมเมื่อเสียหายแล้วต้องถอดทั้งกระบะยกเพลาลออก แต่ในการออกแบบใหม่นี้ จะออกแบบให้สามารถถอดเปลี่ยนได้ง่ายกว่าโดยถอดกรูสั้วก็เปลี่ยนได้เลข และออกแบบกระบะให้มีความหนาจากกระบะเดิมหนา 1 มิลลิเมตร ให้หนาเป็น 2 มิลลิเมตร ส่วนที่ออกแบบแล้วและปรับปรุงแล้วคือ ออกแบบให้มีฐานรองรับน้ำหนักด้านข้างของกระบะ และออกแบบกระบะให้มีความแข็งแรงโดยเพิ่มที่คั่นของกระบะ

5.2.1 การออกแบบเครื่องเสนอโรงงาน



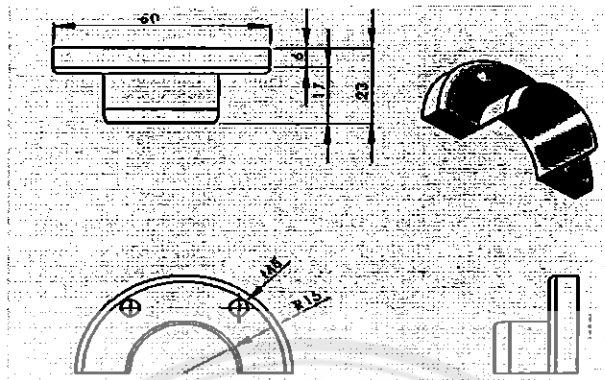
รูปที่ 16 ออกแบบกระบะให้หนาและเพิ่มเหล็กที่คันข้างกระบะ

1. ออกแบบกระบะเครื่องใหม่โดยกระบะเดิมหนา 1 มิลลิเมตรเพิ่มเป็น 2 มิลลิเมตร และเพิ่มเหล็กคันข้างกระบะไปด้วยโดยจะยึดตาม โครงสร้างเดิม
2. ได้ออกแบบและทำเหล็กคันแนบข้างกระบะเดิมของเครื่องนวดแป้งด้วย เพื่อช่วยป้องกันการฉีกขาดของกระบะ เพราะกระบะเดิมบางมากและใช้งานนานมาก เพื่อเพิ่มความแข็งแรงของกระบะ



รูปที่ 17 ฐานรองรับกระบะ

3. ได้ออกแบบและทำฐานยึดกระบะและโครงของเครื่องใหม่โดยค่าความเค้นสูงสุดที่ฐานรับได้
ต่อฐาน 1 ตัวคือ $\pm 665.1 \text{ kPa}$



รูปที่ 18 ออกแบบให้เปลี่ยน Bushing ได้ง่าย

4. ออกแบบให้เปลี่ยน Bushing ง่ายเมื่อมีการสึกหรอ โดยการเปลี่ยนแบบเดิมจะใช้เวลาในการ
เปลี่ยนประมาณ 45 นาทีและใช้คนสองคนยกกระบะ ในการออกแบบใหม่นี้จะใช้เวลาในการเปลี่ยน 10
นาทีไม่ต้องยกกระบะลง จะช่วยลดเวลาในการซ่อมบำรุง 35 นาที จะเพิ่มการผลิตในการนวดแป้ง 3.5
ดังต่อการซ่อมบำรุง 1 ครั้ง

เอกสารอ้างอิง

- [1] Richard G. Budynas, J.Keith Nisbett. Shigley's Mechanical Engineering Design ,Eighth Edition in SI Units.
- [2] น.อ.ภาณุฤทธิ์ บุคตะทศ. (2547). การออกแบบเครื่องจักรกล (Mechanical Engineering Design) กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์ท็อป จำกัด.
- [3] อ.รัตนา การุณบุญญานันท์.(2552-2553) เอกสารประกอบการสอนวิชา 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1
- [4] From Wikipedia, the free encyclopedia. Bearing (mechanical). สืบค้นเมื่อวันที่ 19 เมษายน 2554, จาก ชื่อเว็บไซต์:[http://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_\(mechanical\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_(mechanical))
- [5] ข้อมูลเกี่ยวกับแบริ่ง.[เพิ่มข้อมูล]. สเปกแบริ่งยี่ห้อ SKF. สืบค้นเมื่อวันที่ 19 เมษายน 2554, จาก ชื่อเว็บไซต์ <http://www.skf.com>

15696094

น/ร.

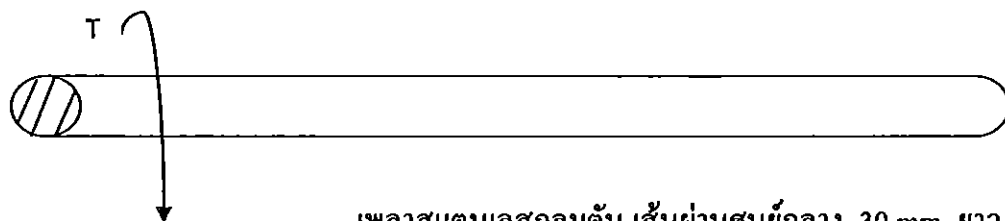
พ6971)

2553

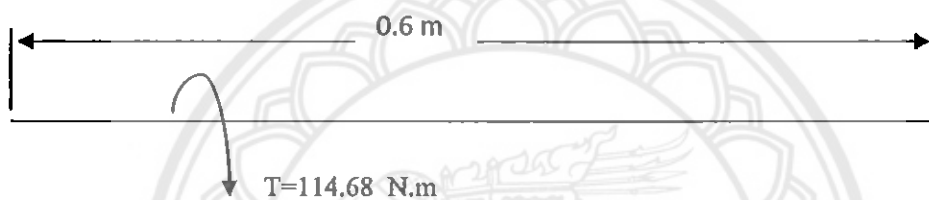
ภาคผนวก ก

การคำนวณ

ก.1 คำนวณหาความเค้นเฉือนสูงสุด และมุมบิดสูงสุดของเพลากลมตันก่อนการแก้ไขปรับปรุง



เพลาสแตนเลสกลมตัน เส้นผ่านศูนย์กลาง 30 mm ยาว 600 mm



$$C = 0.015 \text{ m}$$

$$L = 0.6 \text{ m}$$

$G = 73.1 \text{ GPa}$ จากหนังสือ Mechanical Engineering design หน้า 987 (T. A-5)

$n = 105$ รอบต่อนาที

$P = 1261$ วัตต์ (คือค่ากำลังไฟฟ้าจากมอเตอร์ส่งไปยังเพลาก็ได้จากการวัดก่อนการแก้ไขปรับปรุง)

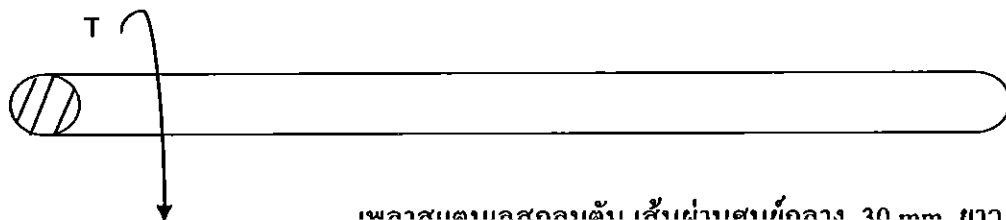


รูปที่ ก-1 การวัดกำลังไฟฟ้าจากมอเตอร์ก่อนการแก้ไขปรับปรุง

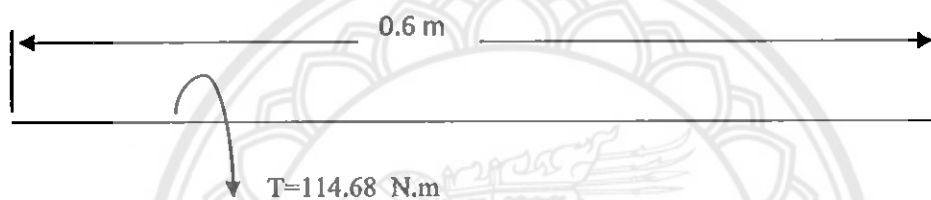
ภาคผนวก ก

การคำนวณ

ก.1 คำนวณหาความเค้นเฉือนสูงสุด และมุมบิดสูงสุดของเพลากลมตันก่อนการแก้ไขปรับปรุง



เพลาสแตนเลสกลมตัน เส้นผ่านศูนย์กลาง 30 mm ยาว 600 mm



$$C = 0.015 \text{ m}$$

$$L = 0.6 \text{ m}$$

$G = 73.1 \text{ GPa}$ จากหนังสือ Mechanical Engineering design หน้า 987 (T. A-5)

$n = 105$ รอบต่อนาที

$P = 1261$ วัตต์ (คือค่ากำลังไฟฟ้าจากมอเตอร์ส่งไปยังเพลาก็ได้จากการวัดก่อนการแก้ไขปรับปรุง)



รูปที่ ก-1 การวัดกำลังไฟฟ้าจากมอเตอร์ก่อนการแก้ไขปรับปรุง

เมื่อ $P = \omega T = \frac{2\pi nT}{60}$ จากเอกสารประกอบการสอนวิชา 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1

อ.รัตนา การุญบุญญานันท์ (หน้า 164)

$$\text{จะได้ } T = \frac{P(60)}{2\pi n} = 114.68 \text{ N.m}$$

สมการความเค้นเฉือน

$$\tau = \frac{Tc}{J} \text{ จากเอกสารประกอบการสอน 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1}$$

อ.รัตนา การุญบุญญานันท์ (หน้า 151) (6.6)

J คือ โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วสำหรับเพลากลมตัน

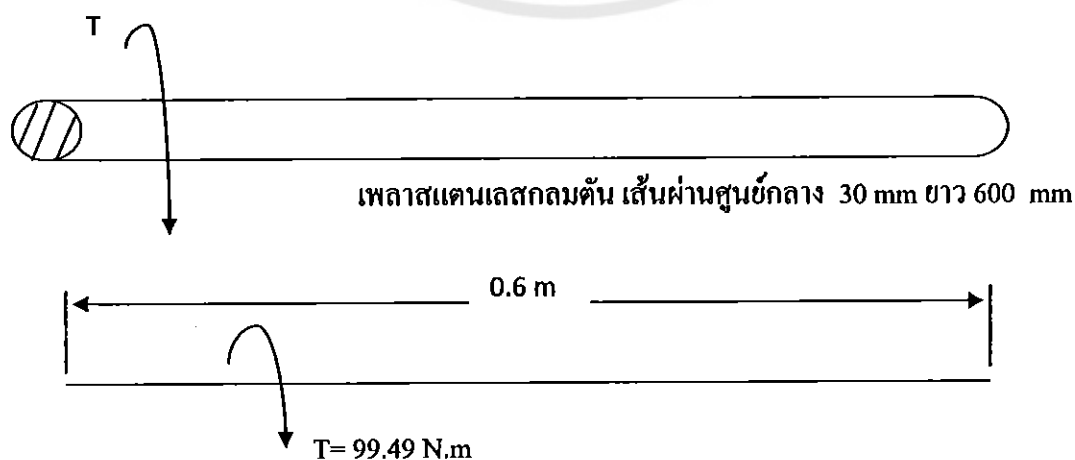
$$J = \frac{\pi c^4}{2} \text{ จากสมการ (6.5 ก) (หน้า 151)}$$

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \text{ จากสมการ (6.8) (หน้า 152)}$$

หาความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\text{จะได้ } \tau = \frac{Tc}{J} = \frac{114.68(0.015)}{\left(\frac{\pi(0.015^4)}{2}\right)} = 21.63 \text{ MPa}$$

ก.2 คำนวณหาความเค้นเฉือนสูงสุด และมุมบิดสูงสุดของเพลากลมตันหลังการแก้ไขปรับปรุง



$$C = 0.015 \text{ m}$$

$$L = 0.6 \text{ m}$$

$G = 73.1 \text{ GPa}$ จากหนังสือ Mechanical Engineering design หน้า 987 (T. A-5)

$n = 105$ รอบต่อนาที

$P = 1094$ วัตต์ (คือค่ากำลังไฟฟ้าจากมอเตอร์ส่งไปยังเพลลาที่ได้จากการวัดหลังการแก้ไขปรับปรุง)

เมื่อ $P = \omega T = \frac{2\pi n T}{60}$ จากเอกสารประกอบการสอนวิชา 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1

อ.รัตน การุญบุญญานันท์ (หน้า 164)

$$\text{จะได้ } T = \frac{P(60)}{2\pi n} = 99.49 \text{ N.m}$$

สมการความเค้นเฉือน

$$\tau = \frac{Tc}{J} \text{ จากเอกสารประกอบการสอน 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1}$$

อ.รัตน การุญบุญญานันท์ (หน้า 151) (6.6)

J คือ โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วสำหรับเพลากลมตัน

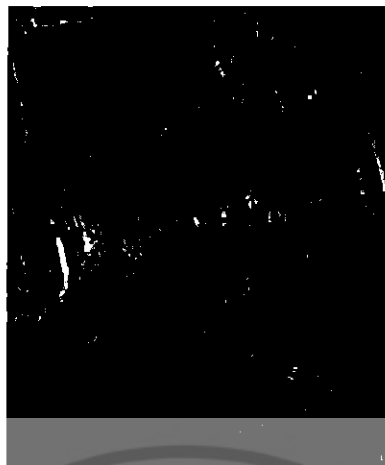
$$J = \frac{\pi c^4}{2} \text{ จากสมการ (6.5 ก) (หน้า 151)}$$

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \text{ จากสมการ (6.8) (หน้า 152)}$$

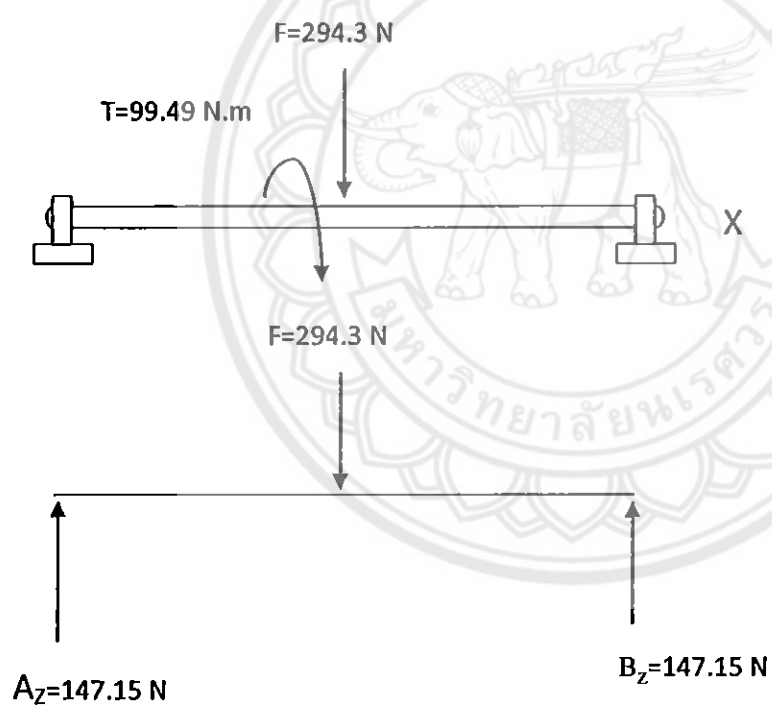
หาความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\text{จะได้ } \tau = \frac{Tc}{J} = \frac{99.49(0.015)}{\left(\frac{\pi(0.015^4)}{2}\right)} = 18.77 \text{ MPa}$$

ก.3 คำนวณหาอายุการใช้งานของแบริ่ง



รูปที่ ก-2 แบริ่งหลังการแก้ไขปรับปรุง



พิจารณาบนระนาบ XZ

$$\sum F_x = 0$$

$$B_x = 0$$

$$\sum M_{BY} = 0$$

$$F_z(0.3) - A_z(0.6) = 0$$

$$A_z = 147.15 \text{ N } \uparrow$$

$$\sum F_z = 0 \quad B_z + 147.15 - 294.3 = 0$$

$$B_z = 147.15 \text{ N } \uparrow$$

$$P = \omega T = \frac{2\pi T}{60} \text{ จากเอกสารประกอบการสอนวิชา 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1}$$

อ.รัตน การบุญญานันท์ (หน้า 164)

$$\text{จะได้ } T = \frac{P(60)}{2\pi} = 99.49 \text{ N.m}$$

$$\text{จาก } P = 1094 \text{ วัตต์}$$

$$n = 105 \text{ รอบต่อนาที}$$

$$F = mg_{\text{ถัง}} + mg_{\text{ตะกั่ว}} = (20)(9.81) + (10)(9.81) = 294.3 \text{ N}$$

$$\text{โหลดตามแนวแกน } F_x = 0 \text{ N}$$

และหาโหลดตามแนวรัศมีได้

$$F_r = 147.15 \text{ N}$$

$$P = F_r = 147.15 \text{ N หรือ } 0.14715 \text{ kN}$$

$$\text{ถ้า } C_0 = 2.9 \text{ kN และ } C_{10} = 4.49 \text{ kN จากตารางคุณสมบัติเบร้ง ตารางที่ ข-1}$$

$$V = 1 \text{ สำหรับการหมุนของวงแหวนวงในของเบร้ง}$$

$$V = 1.2 \text{ สำหรับการหมุนวงแหวนวงนอกของเบร้ง}$$

$$p = 3 \text{ สำหรับลูกกลิ้งแบบเม็ดกลม}$$

$$p = 10/3 \text{ สำหรับลูกกลิ้งแบบเม็ดทรงกระบอก}$$

$$60n_R L_R = 10^6$$

จากสมการหาอายุการใช้งานของแบร์ริง

$$L_{nmh} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{10^6}{60n} \right) L_{10}$$

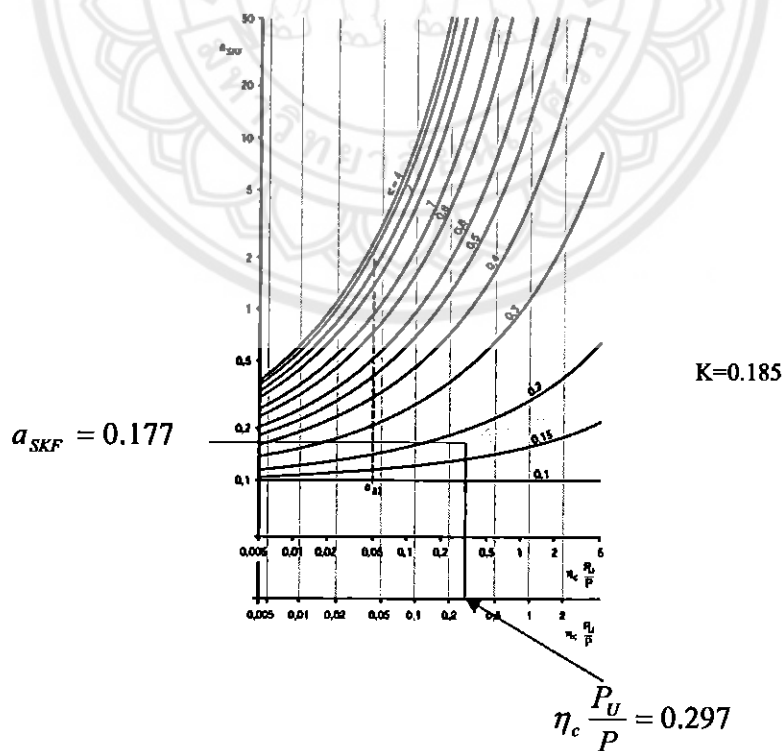
$$L_{10} = \left(\frac{C_{10}}{P} \right)^p$$

$$L_{nmh} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{C_{10}}{P} \right)^p$$

Reliability	Failure Probability	SKF rating life	Life adjustment factor
%	%	L_{nm}	a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62

$a_1 = 1$ จากตารางที่ ข-4 ที่ Reliability = 90 % จะได้ Life adjustment factor a_1

หาค่า a_{SKF} จากกราฟที่ ข-1 กราฟแฟกเตอร์ a_{SKF} ของบอลแบร์ริง



$$P_U = 0.146 \quad \text{จากตารางคุณสมบัติเบร้ง ตารางที่ ข - 1}$$

$$\eta_c = 0.3 \quad \text{จากตารางที่ ข-2 ที่ } d_m < 100 \text{ และ Typical contamination}$$

$$\text{จะได้ } \eta_c \frac{P_U}{P} = \frac{0.146}{0.14715} = 0.297$$

$V_1 = 141 \text{ mm}^2/\text{s}$ หาได้จากกราฟที่ ข-2 รู้ $d_m = 0.5(d+D) = 0.5(30+42) = 36$ และรู้ $n=105$ รอบต่อ นาที จะได้ V_1

$$V = 26 \text{ จาก ตารางที่ ข-5 ที่ 40 องศา และสารหล่อลื่น LHT23}$$

$$\text{จะได้ } K = \frac{V}{v_1} = \frac{26}{141} = 0.185$$

$$\text{จะได้ } a_{SKF} = 0.177$$

$$L_{nmh} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{c_{10}}{P} \right)^p = (1)(0.177) \left(\frac{10^6}{60(105)} \right) \left(\frac{4.49}{0.14715} \right)^3 = 789,162 \text{ ชม.}$$

ดังนั้นอายุการใช้งานของเบร้งจะได้ 798,162 ชั่วโมง

ก.4 การคำนวณการทำฐานจูดรองรับกระบอกใหม่

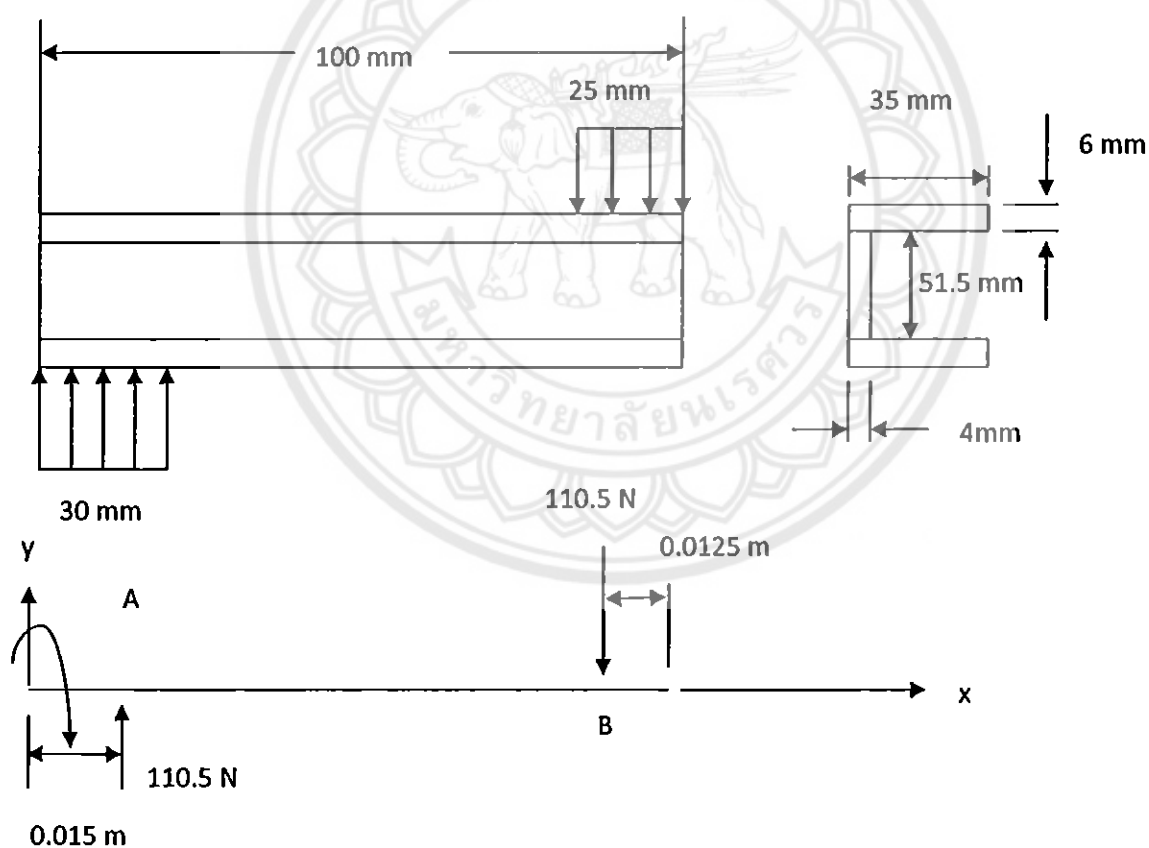


รูปที่ ก - 3 ฐานรองรับกระบอกก่อนการแก้ไขปรับปรุง



รูปที่ ก-4 ฐานรองรับกระเบหลังการแก้ไขปรับปรุง

การคำนวณหาความเค้นจากฐานรองรับกระเบเหล็กตัว C



จาก $F = (mg)_{\text{แท่ง}} + (mg)_{\text{กระเบ}}$

$$F = (20)(9.81) + (25)(9.81) = 441.45 \text{ N}$$

มีฐานรองรับ 4 อัน นํามาคิดอันเดียว จะได้ $441.45/4 = 110.36 \text{ N}$

$\sum M = 0$; $M - 110.36(0.015) + 0.0875(110.36) = 8.0011 \text{ N.m}$ ทิศทวนเข็มนาฬิกา

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{Mc}{I} \text{ จากสมการ (7.7) เอกสารประกอบการสอน 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1}$$

อ.รัตน การบุญญานันท์ (หน้า 193)

I คือโมเมนต์อินertiaของพื้นที่รอบแกนสะเทิน จากตารางที่ 7.1 (หน้า 192)

$$I = \pm \frac{bh^3}{12}$$

$$I = \left(\left(\frac{bh^3}{12} \right) + A_A y^2_{CA} \right) + \left(\left(\frac{bh^3}{12} \right) + A_B y^2_{CB} \right) + \left(\left(\frac{bh^3}{12} \right) + A_{BC} y^2_{CC} \right)$$

$$I = \left(\left(\frac{35 \times 6^3}{12} \right) + 35 \times 6 \times 27^2_{CA} \right) + \left(\left(\frac{4 \times 51.5^3}{12} \right) + 4 \times 51.5 \times 0^2_{CB} \right) + \left(\left(\frac{34 \times 6^3}{12} \right) + 35 \times 6 \times (-28.27)^2_{CC} \right)$$

$$I = 382.45 \times 10^3 \text{ mm}^4 \text{ หรือ } I = 382.45 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$y_c = \frac{\sum \text{Area moment}}{\sum A} \text{ จากตัวอย่างที่ 7.3 เอกสารประกอบการสอน 302221 กลศาสตร์ของแข็ง 1}$$

อ.รัตน การบุญญานันท์ (หน้า 196)

$$y_c = \frac{(6 \times 35 \times 60.5) + (51.5 \times 4 \times 31.75) + (6 \times 35 \times 3)}{(6 \times 35) + (51.5 \times 4) + (6 \times 35)}$$

$$y_c = 31.75 \text{ mm หรือ } 0.0317 \text{ m}$$

ความเค้นด้านบนและด้านล่างจะมีค่าเท่ากับความเค้นที่เกิดจากโมเมนต์คด โดยความเค้นสูงสุดมีค่า

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{8.01125(0.03175)}{382.45 \times 10^{-9}}$$

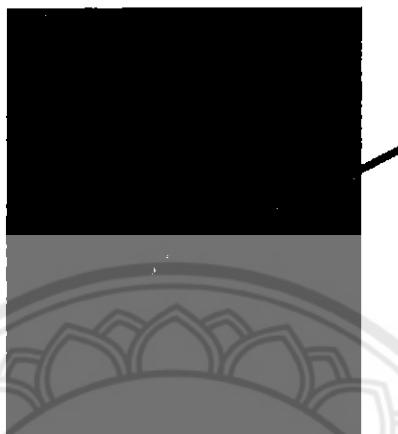
$$\sigma_{\max} = \pm 665.1 \text{ kPa}$$

ความเค้นกดและความเค้นดึง จะมีค่าสูงสุดคือ $\pm 665.1 \text{ kPa}$

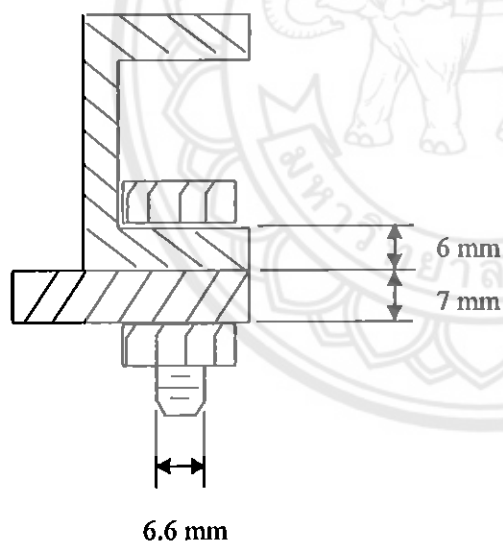
ก.5 คำนวณหาความเค้นในสลักเกลียว

หาความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียวความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียว

เพื่อเปรียบเทียบค่าความต้านแรงพิชุนน์ที่กำหนดโดย SAE จากตารางที่ ข-7



ภาพขยายสลักเกลียวที่ใช้ฐานรองกระบอกกับ โครงเครื่องนวดแป้ง



สมการหาความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียว

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t}$$

สมการหาความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียว

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{CP + F_t}{A_t} = C \frac{P}{A} + \sigma_t$$

สมการหาค่าคงที่ความแกร่ง

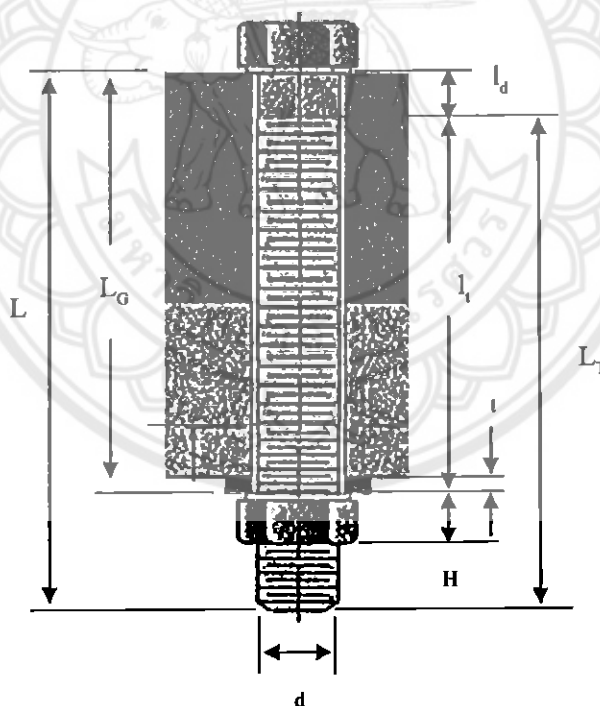
$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

ความแกร่งของรอยต่อที่ยึดด้วยสลักเกลียว (k_b)

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

ความแกร่งของชิ้นงานที่ยึดด้วยสลักเกลียว (k_m)

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)}$$



$$L = 3.2 + (6 + 7) + 4.62_{\text{เกลียว 2 เกลียว}} = 20.82 \text{ mm}$$

จากตารางที่ ข - 8 พบว่าขนาดตัดไปของสลักเกลียวคือ 22 mm

จึงใช้สมการที่ (9)

$$L_T = 2d + 6$$

$$L_T = 2(6.6) + 6 = 19.2 \text{ mm}$$

$$l_d = L - L_T = 20.82 - 19.2 = 1.62 \text{ mm}$$

$$l_i = L_G - l_d = (2.5 + 2.5) + 13 - 1.62 = 16.38 \text{ mm}$$

จากตารางที่ ข-5 ที่ $d = 6.6 \text{ mm}$ จะหาพื้นที่หน้าตัดเกลียวคือ $A_t = 25.05 \text{ mm}^2$ หรือ

$$0.02505 \text{ m}^2$$

พื้นที่รับโหลดซึ่งเกิดจากเส้นผ่านศูนย์กลางหลักคือ $A_d = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (6.6)^2}{4} = 34.21 \text{ mm}^2$ หรือ

$$0.03421 \text{ m}^2$$

จากตารางที่ ข-6 จะได้ $E = 207 \text{ GPa}$

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_i + A_t l_d} = \frac{0.03421 \times 0.02505 (207 \times 10^9)}{(0.03421)(0.01638) + (0.02505)(0.00162)} = 295.19 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)} = \frac{0.5774 \pi (207 \times 10^9) (0.0066)}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 (0.02082) + 0.5 (0.0066)}{0.5774 (0.02082) + 2.5 (0.0066)} \right)}$$

$$= \frac{146830821.2}{1.98} = 74.16 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{295.19 \times 10^9}{295.19 \times 10^9 + 74.16 \times 10^6} = 0.99$$

จากตารางที่ ข-7 จะได้ $S_p = 225 \text{ MPa}$

$$F_i = 0.9 F_p = 0.9 A_t S_p = 0.9 (0.02505) (225 \times 10^3) = 5.0726 \times 10^6 \text{ N} \quad (\text{จากสมการที่ 12.1})$$

ความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียว

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{5.0726 \times 10^6}{0.02505} = 202.50 \text{ MPa}$$

(ใช้แทนความเค้นเนื่องแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียว)

ความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียว

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{CP + F_t}{A_t} = \frac{0.99(110.3625) + 5.0726 \times 10^6}{0.02505} = 202.51 \text{ MPa}$$

(๖ ใช้แทนความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียว)

จากตารางที่ ข - 7 ค่าความต้านแรงพิสูจนที่กำหนดโดย SAE คือ $S_p = 225 \text{ MPa}$ จะเห็นได้ว่าความเค้นเนื่องจากแรงดึงเบื้องต้นในสลักเกลียวมีค่า 202.50 MPa และความเค้นใช้งานที่เกิดขึ้นในสลักเกลียวมีค่า 202.51 MPa น้อยกว่าความต้านแรงพิสูจนประมาณ 10.00 % และ 9.99 % ตามลำดับ



ภาคผนวก ข

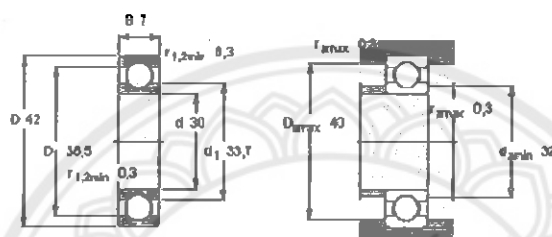
ตารางที่ ข - 1 ตารางคุณสมบัติเบร้งที่ใช้

Deep groove ball bearings, single row

Product information

Tolerances, see also text
Radial internal clearance, see also text
Recommended fits
Shaft and housing tolerances

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u kN	Speed ratings		Mass kg	Designation
d	D	B	dynamic C kN	static C_0		Reference speed r/min	Limiting speed		
mm									
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32000	20000	0,027	61806



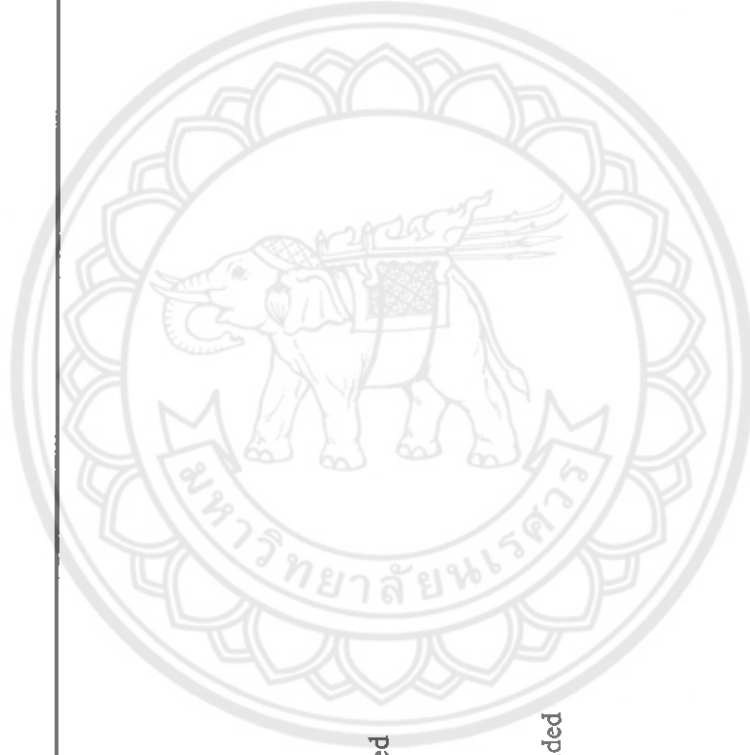
Calculation factors

f_T 0,015
 f_0 14

ที่มา (www.SKF.com/skf/productcatalogue) YAR206-2RF/HV

ตารางที่ ข -2: Guideline values for factor η_c for different level of contamination [ที่มาจาก <http://www.skf.com>]

Condition	Factor η_c ¹⁾ for bearings with diameter $d_m < 100d_m \geq 100 \text{ mm}$
Extreme cleanliness	1 1
Particle size of the order of the lubricant film thickness	
Laboratory conditions	
High cleanliness	0,8 ... 0,9 ... 0,8 0,6
Oil filtered through an extremely fine filter	
Conditions typical of bearings greased for life and sealed	
Normal cleanliness	0,6 ... 0,8 ... 0,6 0,5
Oil filtered through a fine filter	
Conditions typical of bearings greased for life and shielded	
Slight contamination	0,5 ... 0,6 ... 0,4 0,3
Slight contamination of the lubricant	
Typical contamination	0,3 ... 0,4 ... 0,2 0,1
Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles, and ingress from surroundings	



ตารางที่ ๓ - 3 : Technical specifications of SKF greases for sealed deep groove ball bearings of carbon chromium steel

Technical specification	SKF greases			MT47	MT33	GXN	GWB	LT20	GJN
	LHT23	LT10							
Thickener	Lithium soap	Lithium soap		Lithium soap	Lithium soap	Polyurea soap	Polyurea soap	Lithium soap	Polyurea soap
Base oil type	Ester oil	Diester oil		Mineral oil	Mineral oil	Mineral oil	Ester oil	Diester oil	Mineral oil
NLGI consistency class	2	2		2	3	2	2 - 3	2	2
Temperature range [°C] ¹⁾	-50 to +140	-50 to +90		-30 to +110	-30 to +120	-40 to +150	-40 to +160	-55 to +110	-30 to +150
Base oil viscosity [mm ² /s]									
at 40 °C	26	12		70	98	96	70	15	115
at 100 °C	5,1	3,3		7,3	9,4	10,5	9,4	3,7	12,2
Designation suffix	- (LHT23 if not standard)	- (LT10 if not standard)		- (MT47 if not standard)	- (MT33 if not standard)	HT	WT	LT	GIN

[ที่มา http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/tableViewer.jsp?tableName=1_1_t2&maincatalogue=1&lang=en]

ตารางที่ ข – 4 Life adjustment factor a_1 [ที่มาจาก <http://www.skf.com>]

Reliability	Failure Probability	SKF rating life	Life adjust- ment factor
	N	L_{nm}	a_1
%	%	-	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

ตารางที่ ข - 5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและพื้นที่หน้าตัดของสลักเกลียว [จากหนังสือ Mechanical

Engineering design Table 8-1 หน้า 398]

Nominal Major Diameter d	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p	Tensile- Stress Area A_t	Minor- Diameter Area A_s	Pitch p	Tensile- Stress Area A_t	Minor- Diameter Area A_s
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

ตารางที่ ข – 6 ค่า Modulus of elastic [จากหนังสือ Mechanical Engineering design Table 8-8 หน้า 416]

Material Used	Poisson Ratio	Elastic Modulus GPa	A	B
Steel	0.291	207	0.787 15	0.628 73
Aluminum	0.334	71	0.796 70	0.638 16
Copper	0.326	119	0.795 68	0.635 53
Gray cast iron	0.211	100	0.778 71	0.616 16
General expression			0.789 52	0.629 14

ตารางที่ ข – 7 คุณสมบัติค่าความต้านแรงพิสูจน์ที่กำหนดโดย SAE [จากหนังสือ Mechanical Engineering design Table 8-11 หน้า 420]

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength, [†] MPa	Minimum Tensile Strength, [†] MPa	Minimum Yield Strength, [†] MPa	Material	Head Marking
4.6	M5-M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5-M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Low carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

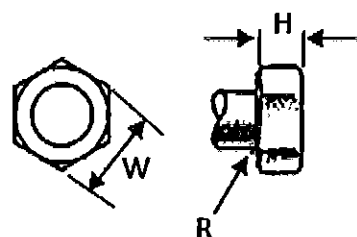
ตารางที่ ข – 8 ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเกลียวของสลักเกลียว [จากหนังสือ Mechanical Engineering design 2 (แปลเป็นภาษาไทย) Table A-17 หน้า 502]

Millimeters	
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80,	
0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5,	
6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50,	
60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300	

ตารางที่ ข – 9 คุณสมบัติทางกล ของเหล็กที่ใช้ทำเหล็กตัว C [จากหนังสือ Mechanical Engineering design Table A-22 หน้า 1022]

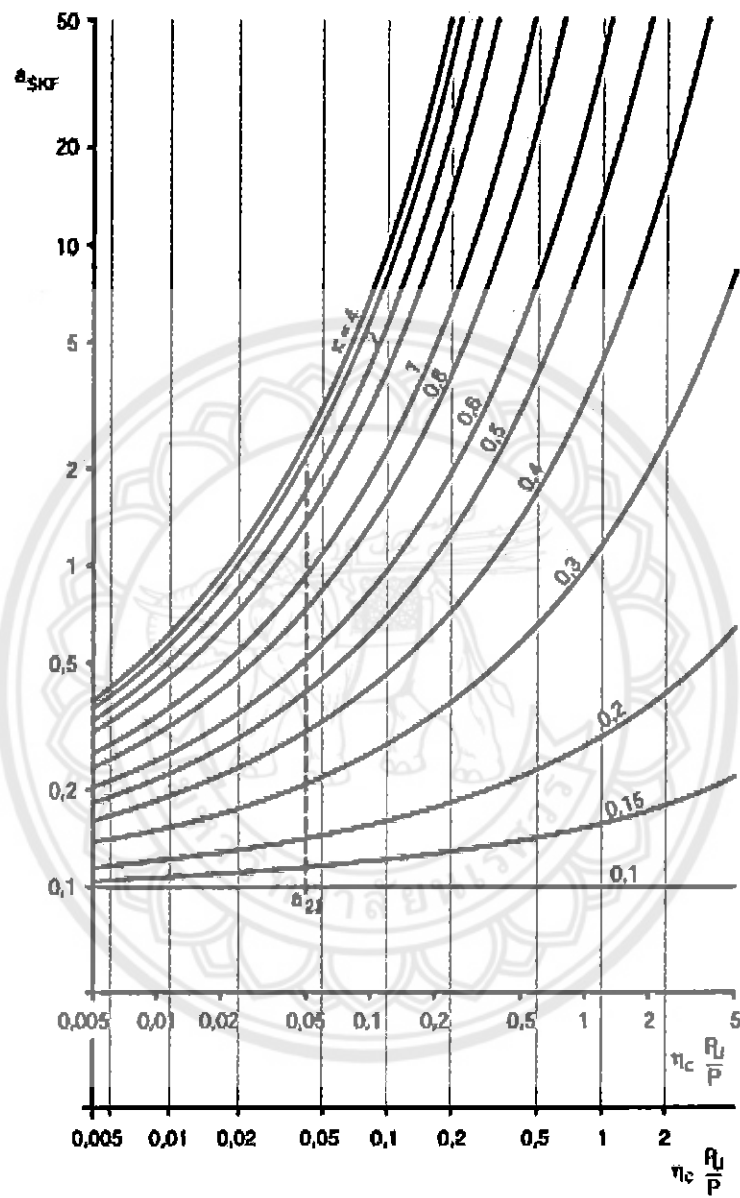
ASTM Number	Tensile Strength S_{UT} , MPa	Compressive Strength S_{UC} , MPa	Shear Modulus of Rupture S_{UR} , MPa	Modulus of Elasticity, GPa		Endurance Limit* S_e , MPa	Brinell Hardness H_B	Fatigue Stress-Concentration Factor K_f
				Tension†	Torsion			
20	152	572	179	9.6-14	3.9-5.6	69	156	1.00
25	179	649	220	11.5-14.8	4.6-6.0	79	174	1.05
30	214	752	276	13-16.4	5.2-6.6	97	201	1.10
35	252	855	334	14.5-17.2	5.8-6.9	110	212	1.15
40	293	970	393	16-20	6.4-7.8	128	235	1.25
50	362	1130	503	18.8-22.8	7.2-8.0	148	262	1.35
60	431	1293	610	20.4-23.5	7.8-8.5	169	302	1.50

ตารางที่ ข – 10 ขนาดของสลักเกลียวหัวหกเหลี่ยม [จากหนังสือ Mechanical Engineering design Table A-27 หน้า 1029]



Nominal Size, mm	Square		Regular Hexagonal			Heavy Hexagonal			Structural Hexagonal		
	W	H	W	H	R_{min}	W	H	R_{min}	W	H	R_{min}
M5	8	3.58	8	3.58	0.2						
M6			10	4.38	0.3						
M8			13	5.68	0.4						
M10			16	6.85	0.4						
M12			18	7.95	0.6	21	7.95	0.6			
M14			21	9.25	0.6	24	9.25	0.6			
M16			24	10.75	0.6	27	10.75	0.6	27	10.75	0.6
M20			30	13.40	0.8	34	13.40	0.8	34	13.40	0.8
M24			36	15.90	0.8	41	15.90	0.8	41	15.90	1.0
M30			46	19.75	1.0	50	19.75	1.0	50	19.75	1.2
M36			55	23.55	1.0	60	23.55	1.0	60	23.55	1.5

กราฟที่ ข – 1 กราฟแฟกเตอร์ a_{SKF} ของ ball bearings [ที่มาจาก <http://www.skf.com>]



$$K = V/V_1$$

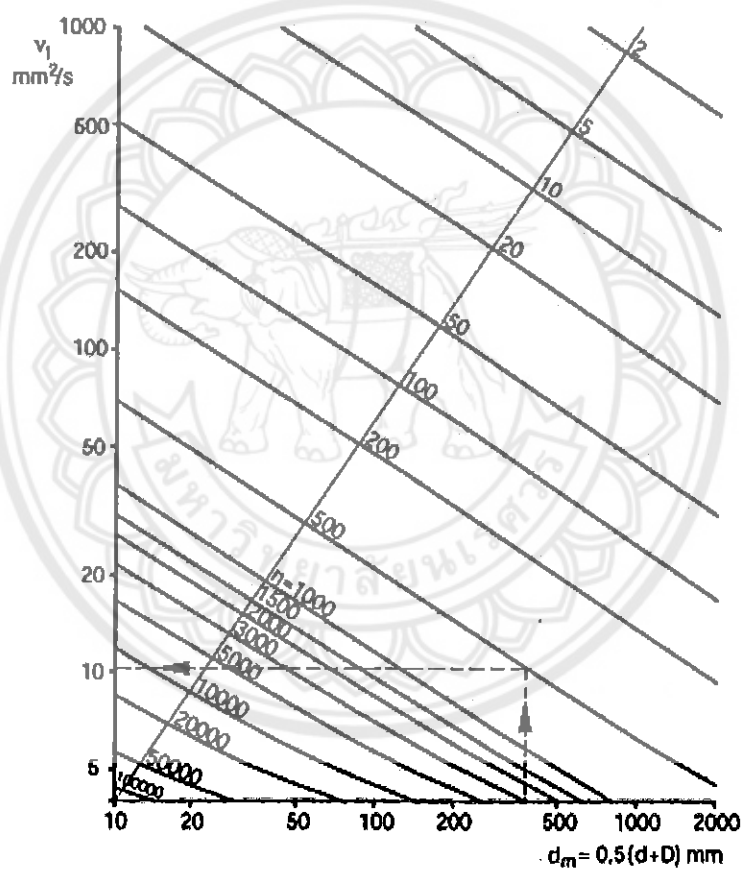
where

K = viscosity ratio

V = operating viscosity of the lubricant [mm²/s]

V_1 = rated viscosity depending on the bearing mean diameter and rotational speed [mm²/s]

กราฟที่ ๓ - 2 rated viscosity depending on the bearing mean diameter and rotational speed [mm²/s]



[ที่มาจาก [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=en&maincatalogue=1&](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=en&maincatalogue=1&newlink=1_0_2)

[newlink=1_0_2](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=en&maincatalogue=1&newlink=1_0_2)]

ประวัติผู้ดำเนินโครงการ

ชื่อ นายสังคม สุกใจ

ภูมิลำเนา 169/2 หมู่ 7 ต.วังบัว อ. คลองขลุง จ. กำแพงเพชร 62120

ประวัติการศึกษา

- จบระดับมัธยมศึกษาจากโรงเรียนคลองขลุงราษฎร์รังสรรค์
- ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยนเรศวร

E-mail: sangkom_kom31@hotmail.com

ชื่อ นายพิพัฒน์ หนูมาก

ภูมิลำเนา 77 หมู่ 1 ต.คลองขลุง อ. คลองขลุง จ. กำแพงเพชร 62120

ประวัติการศึกษา

- จบระดับมัธยมศึกษาจากโรงเรียนคลองขลุงราษฎร์รังสรรค์
- ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีชั้นปีที่ 4
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยนเรศวร

E-mail: snowblack_7777@hotmail.com