

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางรถยนต์

TIRE BEAD DIAMETER MEASUREMENT



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....50163
วัน,เดือน,ปี.....2 1 เม.ย. 2547

b.....
i.....

ปริญญาบัตรฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2545

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2545

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางรถยนต์

TIRE BEAD DIAMETER MEASUREMENT

ผู้จัดทำ

- | | | |
|--------------------|------------------|-----------------------|
| 1. นายจารุคม อักษร | รหัสประจำตัว | 42010474 |
| 2. นายณัฐภ | ตั้งจิตปฏิภาณกุล | รหัสประจำตัว 42010508 |
| 3. นายเติมพงษ์ | ธีระจักร | รหัสประจำตัว 42010517 |



อาจารย์ที่ปรึกษา

(อาจารย์มงคล ใจกุล)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางรถยนต์

นายจารุคม อักษร
 นายฉัฐภพ ตั้งจิตปฏิภาณกุล
 นายเติมพงษ์ ธีระจักร
 อาจารย์มณฑล ใจกุศล อาจารย์ที่ปรึกษา

บทคัดย่อ

ปฏิญานิพนธ์ฉบับนี้ เป็นการศึกษา ออกแบบ รวมทั้งสร้างเครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางของรถยนต์ ซึ่งเครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางของรถยนต์นี้ ใช้ในการตรวจสอบขอบยางที่ผลิตออกมาว่ามีขนาดได้ตามที่กำหนดหรือไม่ โดยจะวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางได้ตั้งแต่ 10 นิ้ว ถึง 25 นิ้ว และสามารถวัดได้ละเอียด 0.01 นิ้ว หรือ 1 ใน 100 นิ้ว จากผลทดลองการใช้เวอร์เนียในการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์นั้น ความไม่แน่นอนในการวัดส่วนใหญ่นั้น เกิดจากความผิดพลาดในการวัดจากตัวบุคคลซึ่งทำการวัดเอง ดังนั้นเพื่อลดความผิดพลาดในการวัดจึงควรลดความผิดพลาดในการวัดจากตัวบุคคลซึ่งทำการวัดเอง โดยการกำหนดวิธีการในการวัดที่เป็นมาตรฐาน โดยใช้เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางของรถยนต์นี้ในการวัด ซึ่งแสดงผลออกมาในลักษณะดิจิทัล ที่หน้าจอแสดงผล ซึ่งผลที่ได้จะพบว่า การใช้เครื่องตรวจสอบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์นี้ จะมีความแม่นยำในการวัดมากกว่าการใช้เวอร์เนียในการวัดประมาณ 24.85%

TIRE BEAD DIAMETER MEASUREMENT

Jarut Autson
Nuttaphop Tangjitpatiparnkul
Taempong Teerajark

Mr. Monton Jaikuson

ABSTRACT

This thesis is studying, designing and constructing the tire bead diameter measurement. This machine inspects each tire bead diameter that they have a standard size, or not. It machine can make the measurement from 10 inch, up to 25 inch. with the accuracy of 0.01 inch. or 1 in 100 inch. From results of experiment, almost of uncertainty of is due to the man who measure the tire bead diameter. To reduce error from measurement. Thus we have to set the standard method of measurement. using this machine to measurement. The results of measurement of the machine are shown in the LCD display. From results, the data of measurement by using this machine have more accuracy than using vernier approximate 24.85 %

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้สำเร็จไปได้ด้วยดีเพราะได้รับความช่วยเหลือและความร่วมมือของหลายๆ ฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้ปริญญาบัตรนี้เสร็จลงได้ก็คือ อาจารย์มณฑล ใจกุศล อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาบัตร ที่คอยชี้แนะ และให้คำปรึกษาปรึกษาปัญหาต่างๆ และพี่จรรยาศักดิ์ วิศวกรโรงงานก๊วยเยียร์ ที่คอยแนะนำการใช้เครื่องมือ อุปกรณ์ต่างๆ ตลอดจนความช่วยเหลือในทุกๆ ด้าน ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลที่สำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรั้งที่ได้เลี้ยงดูผู้เขียนเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่อีกทั้งยังให้กำลังใจและเอาใจใส่เสมอมาในทุกๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ทำให้ผู้เขียนประสบความสำเร็จในวันนี้ ขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตของงาน	1
1.4 วิธีการดำเนินงาน	1
บทที่ 2 ทฤษฎีในการออกแบบ	3
2.1 ความถี่และความเครียด	3
2.2 สปริง	8
2.3 สกรูส่งกำลัง	20
2.4 โรตเลอว์เบร้ง	31
2.5 ทฤษฎีการทดลอง	40
บทที่ 3 หลักการคำนวณและออกแบบ	47
3.1 สปริง	47
3.2 สกรูส่งกำลัง	52
3.3 เบร้ง	58
3.4 wire sensor	61
3.5 การ Calibration และแสดงผลบนหน้าจอแสดงผล	62
บทที่ 4 ผลการทดลอง	66
4.1 วิธีการทดลอง	66
4.2 กราฟแสดงผลการทดลอง	66

ภาคผนวก ก	การคำนวณผลการทดลอง	95
ภาคผนวก ข	คุณสมบัติและตารางในการออกแบบ	102
ภาคผนวก ค	แบบ Drawing	115



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้าที่
ตาราง 2-1 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง	10
ตาราง 2-2 ค่าประมาณของความยาวอิสระและความยาวแข็งตัว	17
ตาราง 2-3 ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	35
ตาราง 2-4 ค่า Student's factor	44
ตารางที่ ก-1 ค่าความไม่แน่นอน Type A ของขอบข่ายที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแตกต่างกัน	99
ตารางที่ ก-2 แสดงค่าความไม่แน่นอน Type A รวมทั้งหมด	100
ตารางที่ ข-1 สัดส่วนต่างๆของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง	102
ตารางที่ ข 2 มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)	103
ตารางที่ ข-2(ต่อ) มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)	104
ตารางที่ ข-2 (ต่อ) มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)	105
ตารางที่ ข-2 (ต่อ) มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)	106
ตารางที่ ข-3 มิติมาตรฐานและแรงประเมนของโรสลิ่งเบริง (C_0 , C เป็น kN)	107
ตารางที่ ข-4 มิติมาตรฐานและแรงประเมนของโรสลิ่งเบริง (C_0 , C เป็น kN)	107
ตารางที่ ข-5 มิติมาตรฐานและแรงประเมนของโรสลิ่งเบริง (C_0 , C เป็น kN)	108
ตารางที่ ข-6 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง	109
ตารางที่ ข-6 (ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง	110
ตารางที่ ข-7 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง	111
ตารางที่ ข-7(ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง	111
ตารางที่ ข-8 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง	112
ตารางที่ ข-8(ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง	112
ตารางที่ ข-9 ตัวประกอบแรงสำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง	113
ตารางที่ ข-10 อายุการใช้งานแบ่งตามชนิดของเครื่องจักร	114

สารบัญรูป

	หน้าที่
รูปที่ 2-1 ความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวาง	3
รูปที่ 2-2 ความเค้นเฉพะจุด	4
รูปที่ 2-3 การแผ่กระจายของความเค้น	4
รูปที่ 2-4 แสดงการแผ่กระจายของความเค้น	5
รูปที่ 2-5 แรงกระทำผ่านศูนย์กลางแท่งวัตถุ	5
รูปที่ 2-6 แสดงความเค้นเฉือนเฉลี่ยเกิดขึ้นกับพื้นที่หน้าตัดขวาง	6
รูปที่ 2-7 วัตถุภายใต้แรงดึงที่มีพื้นที่หน้าตัด ไม่คงที่	7
รูปที่ 2-8 สปริงขด	8
รูปที่ 2-9 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับสปริงขดรับแรงดึงและรับแรงกด	12
รูปที่ 2-10 การรวมความเค้นในสปริงขด	13
รูปที่ 2-11 มุมขดของสปริง	13
รูปที่ 2-12 การยึดหดของลวดสปริง	14
รูปที่ 2-13 ปลายสปริงขดรับแรงกด	15
รูปที่ 2-14 ระยอบตัวของสปริงขด	16
รูปที่ 2-15 คุณลักษณะของสปริง	17
รูปที่ 2-16 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการดูดซึม	18
รูปที่ 2-17 แม่แรง	20
รูปที่ 2-18 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู	21
รูปที่ 2-19 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูต่างกำลัง	22
รูปที่ 2-20 ตัวอย่างการใช้สกรูต่างกำลังเป็นแม่แรง	23
รูปที่ 2-21 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก P	24
รูปที่ 2-22 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม	25
รูปที่ 2-23 ประสิทธิภาพของเกลียวแอกมี	28
รูปที่ 2-24 ส่วนต่างๆของบอลเบริง	31
รูปที่ 2-25 บอลเบริงชนิดต่างๆ	32
รูปที่ 2.26 ขั้นตอนในการประกอบบอลเบริงชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก	33
รูปที่ 2-27 ขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมมิติของเบริงต่างๆ	34
รูปที่ 2.28 เส้นโค้งแสดงการกระจายปกติ	42
รูปที่ 2.30 ใบรับรองที่แสดงความไม่แน่นอนที่ไม่ได้ระบุช่วงความเชื่อมั่น	45
รูปที่ 3-1 การคำนวณสปริง	47

รูปที่ 3-2	ตัวแปรที่ใช้คำนวณสปริง	49
รูปที่ 3-3	แสดงระยะของสปริงที่ประกอบเข้าตัวเครื่อง	50
รูปที่ 3-4	แสดงแรงในสกรู	53
รูปที่ 3-5	แสดงแรงในสกรู และ สปริง	55
รูปที่ 3-6	แสดงความสูงเป็นเกลียว	56
รูปที่ 3-7	ภาพ Free body diagram ของแบร์ริง	58
รูปที่ 3-8	wire sensor	61
รูปที่ 3-7	วงจรความต้านทานปรับค่าได้	61
รูปที่ 3.10	span	62
รูปที่ 3.11	offset	63
รูปที่ 4-1	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T608 ที่ขนาด 14.62 นิ้ว	66
รูปที่ 4-2	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T780 ที่ขนาด 15.26 นิ้ว	67
รูปที่ 4-3	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T700 ที่ขนาด 15.38 นิ้ว	67
รูปที่ 4-4	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T752 ที่ขนาด 15.32 นิ้ว	67
รูปที่ 4-5	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T706 ที่ขนาด 16.26 นิ้ว	68
รูปที่ 4-6	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T710 ที่ขนาด 16.36 นิ้ว	68
รูปที่ 4-7	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T762 ที่ขนาด 16.32 นิ้ว	68
รูปที่ 4-8	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T582 ที่ขนาด 16.26 นิ้ว	69
รูปที่ 4-9	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T760 ที่ขนาด 16.32 นิ้ว	69
รูปที่ 4-10	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T814 ที่ขนาด 16.36 นิ้ว	69
รูปที่ 4-11	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E324 ที่ขนาด 24.54 นิ้ว	70
รูปที่ 4-12	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E126 ที่ขนาด 24.62 นิ้ว	70
รูปที่ 4-13	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E326 ที่ขนาด 24.66 นิ้ว	70
รูปที่ 4-14	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E124 ที่ขนาด 24.54 นิ้ว	71
รูปที่ 4-15	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E426 ที่ขนาด 24.62 นิ้ว	71
รูปที่ 4-16	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E626 ที่ขนาด 24.66 นิ้ว	71
รูปที่ 4-17	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง F756 ที่ขนาด 16.16 นิ้ว	72
รูปที่ 4-18	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง G141 ที่ขนาด 30.56 นิ้ว	72
รูปที่ 4-19	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T902 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว	72
รูปที่ 4-20	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T912 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว	73
รูปที่ 4-21	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T914 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว	73
รูปที่ 4-22	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T934 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว	73
รูปที่ 4-23	กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T924 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว	74

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ในปัจจุบันมีการใช้รถยนต์เป็นจำนวนมาก และยางรถยนต์ก็เป็นส่วนสำคัญในยานพาหนะ ถ้ายางรถยนต์ที่ดีมีคุณภาพ มีกระบวนการผลิตและตรวจสอบก่อนนำออกมาจำหน่ายที่ได้มาตรฐานแล้ว ก็จะเพิ่มความปลอดภัยในการขับขี่มากยิ่งขึ้น โรงงานผลิตยางรถยนต์นั้นมีการผลิตยางหลายประเภท หลายขนาด มีทั้งผลิตยางรถยนต์ ยางรถบรรทุก ยางเครื่องบิน ซึ่งกระบวนการผลิตในแต่ละส่วนก็ต้องมีการตรวจสอบ เพื่อให้ได้ยางออกสู่ตลาดอย่างมีคุณภาพ โรงงานผลิตขอบยางของรถยนต์โดยทั่วไป ส่วนใหญ่ใช้เวอเนีย หรือ ตลับเมตร ในการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง มีโอกาสผิดพลาดได้สูง ในกรณีที่มีการผลิตขอบยางของรถยนต์เป็นจำนวนมากในเวลาที่มีการเร่งการผลิต ดังนั้นเครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางรถยนต์นี้จึงได้ถูกออกแบบและสร้างขึ้น เพื่อใช้ตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางของรถยนต์ให้มีความแม่นยำและรวดเร็วยิ่งขึ้น โดยเฉพาะในกรณีที่มีการเร่งการผลิต

1.2 จุดประสงค์

1. เพื่อนำทฤษฎีความรู้ที่เรียนมาไปประยุกต์ใช้ในการสร้างเครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางของรถยนต์
2. เพื่อเปรียบเทียบความแม่นยำและความรวดเร็วในการวัดขอบยางของรถยนต์ เมื่อใช้เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางขอบยางของรถยนต์ กับ การใช้ ตลับเมตร
3. เพื่อนำไปใช้งานจริงในกระบวนการผลิตขอบยางของรถยนต์ในโรงงาน
4. ทำให้การตรวจสอบขอบยางรถยนต์มีรูปแบบมาตรฐาน

1.3 ขอบเขตของงาน

ในการผลิตยางรถยนต์นั้นขั้นแรกต้องผลิตขอบยางขึ้นมาก่อน หลังจากผลิตขอบยางตามขนาดที่ต้องการขึ้นมาแล้ว ก็จะนำมาวัดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางว่าได้ขนาดตามมาตรฐานหรือไม่ ถ้าได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตามมาตรฐานแล้ว จึงส่งขอบยางนี้ไปสู่กระบวนการผลิตขึ้นรูปเป็นยางรถยนต์ต่อไป ซึ่งที่โรงงานผลิตยางรถยนต์นั้น ผลิตขอบยางขนาดตั้งแต่ 10 นิ้ว ถึง 25 นิ้ว และความละเอียดถึงทศนิยม 2 ตำแหน่ง เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางนี้จึงออกแบบและสร้างขึ้นเพื่อให้วัดเส้นผ่านศูนย์กลางได้ ตั้งแต่ 10 นิ้ว ถึง 25 นิ้ว และละเอียดถึงทศนิยม 2 ตำแหน่ง และให้ใช้งานได้ง่าย และสะดวกรวดเร็ว เพื่อเป็นการประหยัดเวลาในกระบวนการผลิต

1.4 วิธีการดำเนินงาน

ในขั้นตอนแรกเราได้ปรึกษากับวิศวกรที่โรงงานกูดเฮียร์ เพื่อจะได้ทราบความต้องการเครื่องในลักษณะแบบไหน หลังจากนั้นก็ออกแบบและเสนอต่อบริษัทให้พิจารณา เมื่อบริษัทพิจารณาผ่านแล้ว จึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับศึกษาเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่เอามาตีพิมพ์ไปเผยแพร่โดยไม่ขออนุญาต
ได้ศึกษาทฤษฎีต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับหลักการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่างๆ ซึ่งเราได้กล่าวไว้โดย
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ละเอียดในบทที่ 2 จากนั้นเราก็คำนวณ ออกแบบ และสร้าง ชิ้นส่วนต่างๆ คือบทที่ 3 ขั้นต่อไปเราก็ กำหนดชนิดของวัสดุที่เราจะนำมาทำการสร้าง และทำการสร้าง หลังจากนั้นทำการเลือกเซ็นเซอร์ และ หน้าจอแสดงผล ที่เหมาะสม และทำการติดตั้งเซ็นเซอร์ และหน้าจอแสดงผล และทำการเซตค่าให้ได้ ค่าที่แม่นยำที่สุด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

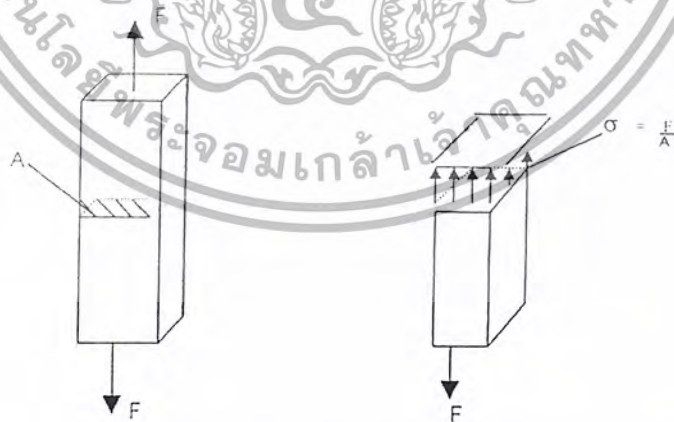
ทฤษฎีในการออกแบบ

2.1 ความเค้น และความเครียด (Stress and Strain)

ในการออกแบบ คำนวณโครงสร้าง หรือเครื่องจักรกลต่างๆมีความจำเป็นเป็นอย่างมากที่เราจะต้องรู้ค่าของแรงภายนอก หรือภาระภายนอก (Externals Forces or External Loads) ที่วัตถุเราต้องรับ และในการหาค่าแรงภายนอกที่มากกระทำกับวัตถุที่เราต้องทำการออกแบบนี้ เราจำเป็นต้องใช้การสมดุลแรงในหลักสถิตยศาสตร์ (Statics) แรงภายนอกที่กระทำต่อวัตถุส่งผลให้เกิดแรงภายใน หรือภาระภายใน (Internals Forces or Internal Load) ในวัตถุ แรงภายในวัตถุนี้จะเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้วัตถุเกิดความเสียหาย และพังทลาย โดยที่ขนาดของวัตถุก็เป็นอีกสาเหตุที่สำคัญที่จะทำให้วัตถุเกิดความเสียหายหรือคงทนอยู่ได้ ดังนั้นการพิจารณาแรงภายในกับพื้นที่หน้าตัดของวัสดุ จึงเป็นสิ่งสำคัญที่จะบ่งบอกว่าวัสดุนั้นมีความเหมาะสมหรือไม่ที่จะนำมาทำการสร้างเครื่องจักรที่เรากำลังทำการออกแบบอยู่ แรงภายในต่อพื้นที่หน้าตัดของวัตถุ หรือความเข้มข้นของแรงที่แผ่กระจายตลอดพื้นที่หน้าตัดขวางของวัตถุ เรียกว่า ความเค้น ใช้สัญลักษณ์ σ (sigma) และความเค้นในท่อนวัตถุซึ่งมีพื้นที่หน้าตัด A ภายใต้แรงกระทำ F ตามแนวแกนดังรูป 2-1 หาได้โดยนำพื้นที่หน้าตัดขวาง ซึ่งตั้งฉากกับแรงไปหารแรงกระทำ

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

(2.1)



รูปที่ 2-1 ความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวาง

2.1.1 ความเค้นตั้งฉาก (Normal Stress)

จากรูป 2-1 มีแรงสองแรงกระทำที่ปลายทั้งสองด้าน กำหนดให้แรงทั้งสองมีขนาดเท่ากัน และ

กระทำตามแนวแกนแท่นของวัตถุ เราเรียกว่าแท่งวัตถุนั้นอยู่ภายใต้แรงกระทำตามแนวแกนพื้นที่หน้าตัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น มิใช่เพื่อเผยแพร่หรือใช้เพื่อการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขวางของแท่งวัตถุที่ใช้หาความเค้นหรือความเข้มของแรงจะตั้งฉากกับแนวแกนของแท่งวัตถุ ดังนั้นความเค้นจึงตั้งฉากกับระนาบของพื้นที่หน้าตัด เรียกว่าความเค้นตั้งฉาก (Normal Stress) $\sigma = F/A$ ตามสมการ (2.1) ค่า σ เป็นค่าที่ได้จากการนำพื้นที่หน้าตัดขวางไปหารแรงกระทำตามแนวแกน ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยของความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวางไม่ใช่ความเค้นเฉพาะจุดบนพื้นที่หน้าตัดขวาง

ในการหาความเค้นที่จุด Q ของพื้นที่หน้าตัดขวางควรพิจารณาพื้นที่เล็กๆ ΔA ตามรูป 2.2 ให้ ΔF หารด้วย ΔA เราจะได้ความเค้นเฉลี่ยบนพื้นที่ ΔA ให้ ΔA เข้าใกล้ศูนย์ ได้ความเค้นที่ Q

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.2)$$

ความเค้นที่ได้ที่จุด Q นั้นคำนวณจากความเค้นเฉลี่ยที่ได้จากสมการ (2.1) ความเค้นที่จุดต่างๆจะไม่เท่ากันทุกจุดบนพื้นที่หน้าตัดขวาง ในแท่งวัตถุยาวที่ถูกแรง F อัดที่ปลายทั้งสองดังรูป 2.3(ก) ความแตกต่างของความเค้นจะต่างกันน้อยบนพื้นที่หน้าตัดขวางที่ห่างไกลจากจุดที่แรงกระทำดังรูป 2.3(ค) และต่างกันอย่างมากระหว่างพื้นที่หน้าตัดขวางที่อยู่ใกล้จุดที่แรงกระทำดังรูป 2.3(ข) และรูป 2.3(ง)



รูป 2-2 ความเค้นเฉพาะจุดจุ่มเกล้า รูป 2-3 การแผ่กระจายของความเค้น

ตามสมการ (3.2) ขนาดแรงลัพธ์ คือ

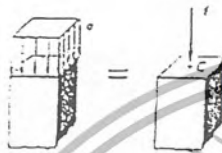
$$\int dF = \int_A \sigma dA$$

ความเค้นเฉลี่ยบนทุกๆ พื้นที่หน้าตัดขวางตลอดความยาวเท่ากันและเท่ากับกับความเค้นเฉลี่ยที่เกิดจากแรง F ที่ปลายทั้งสอง ซึ่งสามารถหาได้ด้วยหลักของสถิติศาสตร์ การแผ่กระจายของความเค้นแนวตั้งฉากที่แปรเปลี่ยนไปตามพื้นที่หน้าตัดขวางของแท่งวัตถุนั้น เราไม่สามารถหาได้โดยใช้หลักสถิติศาสตร์การที่จะหาการแผ่กระจายของความเค้นดังกล่าวจะต้องพิจารณาถึงผลของการเปลี่ยนรูปของอนุภาคอันเนื่องมาจากวิธีการกระทำของแรงที่ปลายแท่งวัตถุ

ในทางปฏิบัติ เราสมมติว่าความเค้นตามแนวตั้งฉากแผ่กระจายสม่ำเสมอทั้งหมดพื้นที่หน้าตัดขวาง ค่าความเค้น σ จึงเท่ากับ σ_{avg} ซึ่งหาได้จากสมการ (2.1) เมื่อเราสมมติว่าการแผ่กระจายของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นสม่ำเสมอทั่วทั้งปริมาตร แรงภายในก็แผ่กระจายสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดขวางด้วย ตามหลักสถิตศาสตร์เบื้องต้นแรงรวมหรือแรงลัพธ์ F จะต้องอยู่ที่จุดศูนย์กลางของพื้นที่หน้าตัดขวาง (Centroid ; C) ดังรูป 2-4 แสดงว่าความเค้นจะแผ่กระจายสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดขวาง เมื่อแรงกระทำรวมหรือแรงลัพธ์กระทำกับแท่งวัตถุผ่านจุดศูนย์กลางพื้นที่หน้าตัดขวางที่พิจารณาความเค้นนั้นๆ ดังรูป 2.5 แรงกระทำแบบนี้เรียกว่า Centric Loading จะพบในชิ้นส่วนที่รับแรงสองแรงจำพวกโครงสร้างเครื่องกล และโครงสร้างที่ต่อกันด้วยสลักค้ำ โครงสร้างในรูป 2-1 เป็นต้น



รูป 2-4 แสดงการแผ่กระจายของความเค้น



รูป 2-5 แรงกระทำผ่านศูนย์กลางแท่งวัตถุ

2.1.2 ความเค้นเฉือนเฉลี่ย (Average Shearing Stress)

ความเค้นเฉือน เป็นความเค้นที่เกิดจากแรงภายใน กระทำในทิศทางขนานกับพื้นที่หน้าตัด โดยตลอดทั้งพื้นที่หน้าตัดนั้นจะมีความเค้นโดยเฉลี่ยเท่ากันทั้งหมด ไม่ว่าจะอยู่ตำแหน่งใดของพื้นที่หน้าตัด ดังรูป 2.6 จะได้สมการดังนี้

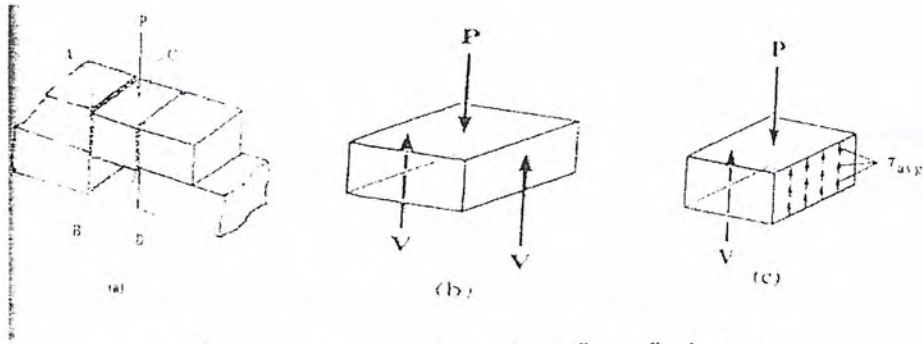
$$\tau_{ave} = \frac{V}{A} \quad (2.3)$$

กำหนดให้

τ_{ave} หมายถึง ความเค้นเฉือนเฉลี่ยที่หน้าตัด

V หมายถึง ผลลัพธ์แรงเฉือนภายในที่หน้าตัดหาจากสมการ การสมดุลย์

A หมายถึง พื้นที่หน้าตัดที่แรงเฉือนผ่าน



รูปที่ 2-6 แสดงความเค้นเฉือนเฉลี่ยเกิดขึ้นกับพื้นที่หน้าตัดขวาง

ความเค้นอนุญาติ (Allowable Stress)

เป็นความเค้นที่อนุญาติให้ใช้งานได้ โดยชิ้นงานไม่เกิดความเสียหาย ซึ่งเราจะหาค่าความปลอดภัย (Factor of Safety) ซึ่งตัวคูณค่าความปลอดภัยนี้ เราสามารถหาค่าได้จากสูตร ดังต่อไปนี้

$$\text{ตัวคูณค่าความปลอดภัย} = N = \frac{\text{ความเค้นสูงสุด}}{\text{ความเค้นอนุญาติ}} \quad (2.4)$$

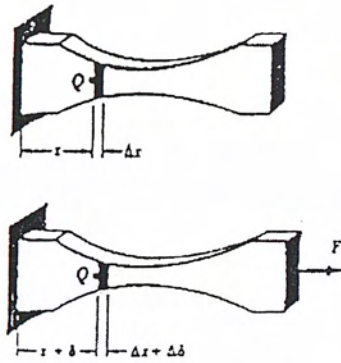
ตัวคูณค่าความปลอดภัยนี้เป็นสิ่งหนึ่งที่สำคัญมากสำหรับวิศวกรที่ต้องตัดสินใจเลือกใช้ออกแบบ ถ้าเลือกใช้ค่าตัวคูณความปลอดภัยค่าน้อย ความปลอดภัยของชิ้นส่วนเครื่องจักรกลและโครงสร้างก็จะต่ำอาจก่อให้เกิดอันตรายได้ขณะใช้งาน ถ้าเลือกค่าตัวคูณความปลอดภัยค่าสูงก็จะสิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายสูงหรืออาจใช้ประโยชน์ได้ไม่ดี เช่น ทำให้น้ำหนักของเครื่องบินที่ออกแบบเพิ่มขึ้น

2.1.3 ความเครียด (Strain)

ความเครียดตั้งฉากภายใต้แรงตามแนวแกน (Normal Strain Under Axial Loading)

สำหรับแท่งวัตถุที่มีหน้าตัดขวางคงที่ ความเค้นเฉือนจะทำให้เกิดตลอดความยาว สามารถหาความเครียดได้จากอัตราส่วนของระยะยืดต่อความยาวเดิมได้เลย ในกรณีนี้ที่พื้นที่หน้าตัดเปลี่ยนไปตามความยาว ความเค้นก็จะเปลี่ยนไปตามความยาวด้วย เราสามารถหาความเครียดที่จุดใดๆ ที่ Q ได้โดยพิจารณาชิ้นส่วนเล็กๆ ยาว Δx ชิ้นส่วนดังกล่าวจะยืดออกเป็นระยะ $\Delta \delta$ ภายใต้แรงดึง F เราจะได้ความเครียดตั้งฉากที่จุด Q

$$\varepsilon = \lim \frac{\Delta \delta}{\Delta x} = \frac{d\delta}{dx} \quad (2.5)$$



รูปที่ 2-7 วัสดุภายใต้แรงดึงที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่

ในกรณีที่แท่งวัสดุยาว L มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ความเครียดจะคงที่ซึ่งเราทราบแล้วว่าเท่ากับระยะยืดทั้งหมดหารด้วยความยาวเดิมทั้งหมด

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2.6)$$

ความเครียด ไม่มีหน่วยเนื่องจากหน่วยของระยะยืดและความยาวเดิมของแท่งวัตถุเป็นหน่วยเดียวกันทำให้ความเครียดไม่มีหน่วยไม่ว่า ในระบบ SI หรือระบบอังกฤษค่าความเครียดจะมีตัวเลขเหมือนกันเท่ากันทุกประการ

2.2 สปริง (Spring)

สปริงเป็นชิ้นส่วนที่มีความยืดหยุ่นซึ่งมีใช้อยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป ถึงแม้ว่าชิ้นส่วนอื่นๆ ของเครื่องจักรกลจะมีคุณสมบัติในการยืดหยุ่นเหมือนกัน แต่สปริงจะมีการยืดหยุ่นมากกว่า สปริงอาจจะมีรูปร่างต่างกันและทำจากวัสดุหลายชนิด แม้แต่ของไหล เช่น อากาศ ก๊าซ และของเหลว ก็สามารถนำมาใช้ทำหน้าที่เป็นสปริงได้ สปริงที่จะกล่าวถึงนี้ส่วนมากทำจากโลหะและโลหะผสม แต่พวกโลหะบางชนิดก็กำลังเริ่มเข้ามาสู่ความสนใจของนักออกแบบที่จะนำมาใช้ทำสปริง สปริงอาจจะทำหน้าที่ได้หลายประเภทดังนี้

- ใช้เป็นแหล่งพลังงานให้กับกลไกต่างๆ งานประเภทนี้ได้ใช้กันมาตั้งแต่ดั้งเดิมและก็ยังคงจะมีใช้กันมากต่อไปอีก เช่น ลานนาฬิกา กล้องถ่ายภาพ และของเล่น เป็นต้น
- ใช้วัดแรง เช่น คาชังสปริง ไลนาโมมิเตอร์ และอุปกรณ์ปรับต่างๆ เป็นต้น
- ใช้ทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลกลับคืนสู่ตำแหน่งเดิม เช่น ตัวตามลูกเบี้ยว (Cam followers) ก้านวาล์ว เป็นต้น
- ใช้ส่งแรงจากชิ้นส่วนหนึ่งไปยังอีกชิ้นส่วนหนึ่ง เช่น สปริงแผ่นคลัตช์ คัปปลิง เป็นต้น

2.2.1 วัสดุสำหรับลวดสปริง

จุดประสงค์ของการใช้สปริง ส่วนมากจะเป็นไปในรูปของการเก็บพลังงานเอาไว้ในตัวสปริง ความเค้นที่เกิดขึ้นในสปริงขณะใช้รับแรงจะมีค่าสูงมาก ดังนั้นจึงต้องนำวัสดุที่มีความแข็งแรงสูงมาใช้ทำสปริง โดยทั่วไปเหล็กสำหรับใช้ทำสปริงจะเป็นเหล็กที่มีคาร์บอนสูงกว่า 0.5% แล้วผ่านกรรมวิธีทางความร้อนเพื่อให้มีความยืดหยุ่นสูง เนื่องจากความสามารถในการยืดหยุ่นเป็นคุณสมบัติที่สำคัญของสปริงทั้งนี้เพื่อให้สปริงมีการยืดหดได้มากนั่นเอง นอกจากนี้แล้วยังมีวัสดุประเภทโลหะผสม เหล็กกล้าไร้สนิม และ อื่นๆ ที่ต้องใช้กับงานเป็นพิเศษ เพื่อป้องกันการกัดกร่อนหรือทนทานต่ออุณหภูมิสูงๆ

สปริงชนิด (Helical spring) ที่มีขนาดของลวดสปริงไม่เกิน 12 mm. จะใช้วิธีขดขณะเย็น (wound cold) แต่ถ้าขนาดของลวดสปริงโตขึ้นก็มักจะใช้วิธีขดขณะร้อน (wound hot) ในกรณีของลวดสปริงขนาดเล็กอาจจะนำไปผ่านกรรมวิธีทางความร้อนก่อนจะนำมาขดหรือหลังจากขดแล้วก็ได้ สปริงที่ขดขณะเย็นควรที่จะนำมาอบเพื่อคลายความเค้น (stress relieved) ที่อุณหภูมิประมาณ 260°C นานประมาณ 15 ถึง 60 นาที ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขนาดของสปริง ขนาดของลวดสปริง สำหรับวัสดุบางชนิดซึ่งที่จะกล่าวต่อไปนี้เป็นขนาดที่หาซื้อได้ทั่วไป

Hard-drawn wire (ASTM A227) เป็นวัสดุที่มีราคาถูกที่สุด มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm. จนถึง 16 mm. ขดขณะเย็นได้ มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.45% ถึง 0.75% คุณภาพผิวต่ำกว่าวัสดุชนิดอื่น ดังนั้นไม่ควรใช้กับชิ้นงานที่ต้องการอายุการทำงานยาวนานมาก และในชิ้นงานที่ต้องการความแม่นยำในการทำงานมาก อุณหภูมิขณะใช้งานไม่ควรสูงกว่า 120°C หรือต่ำกว่า 0°C

Music wire (ASTM A228) ทำโดยวิธี hard-drawn แต่ใช้เหล็กกล้าที่มีคุณภาพสูง คุณภาพผิวดีเป็นพิเศษ มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.70% ถึง 1.00% ขดขณะเย็นได้ ลวดชนิดนี้เป็นลวดที่มีการใช้กันไม่มากนักทุกวันนี้ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มากที่สุดในการสปริงขนาดเล็กมีความแข็งแรงสูง และสามารถทนแรงที่กระทำซ้ำกันได้ดีมาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.10 mm. จนถึง 6.35 mm. แต่มีให้นำไปใช้งานในที่ซึ่งอุณหภูมิสูงกว่า 120°C หรือต่ำกว่า 0°C

Oil-tempered wire (ASTM A229) ผลิตโดยวิธีรีดเย็น แล้วจึงชุบแข็งและอบเหนียว (tempered) มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.55 % ถึง 0.75 % มักใช้วิธีชดเชยเย็นแล้วอบคลายความเค้นที่อุณหภูมิประมาณ 230°C ฝิวไม่สู้จะดีนักแต่ก็ดีกว่า hard-drawn wire ลวดสปริงชนิดนี้ก็มีใช้กันแพร่หลายทั่วไป เพราะราคาถูกกว่า music wire มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm. จนถึง 16 mm. แต่ก็สามารถหาขนาดซึ่งใหญ่หรือเล็กกว่านี้ได้ อุณหภูมิที่ใช้งานอยู่ระหว่าง 0°C ถึง 180°C

Valve spring quality carbon steel (ASTM 230) เป็น Oil-tempered wire ที่มีคุณภาพสูงสุด มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.60 % ถึง 0.75 % มีผิวดีเป็นพิเศษเทียบเท่า music wire จึงเหมาะสำหรับใช้กับงานที่อาจจะเสียหายเนื่องมาจากความล้า มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 1.50 mm. ถึง 6.25 mm.

Chrome vanadium steel (ASTM 231) เป็นโลหะผสมที่นิยมใช้กันมากเมื่อโลหะอื่นๆ ไม่สามารถที่จะทนความเค้นสูงๆ ได้ เหมาะสำหรับรับแรงที่กระทำซ้ำกันเป็นอย่างดี รับแรงกระแทกได้ดี มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm. จนถึง 12.50 mm. มักใช้ทำสปริงสำหรับวาล์วเครื่องยนต์ของเครื่องบิน ใช้ได้ที่อุณหภูมิสูงถึง 230°C

Chrome silicon steel (ASTM A401) เป็นโลหะผสมที่สามารถรับแรงได้สูง และมีคุณสมบัติในการรับแรงกระแทกได้ดี ใช้งานได้ที่อุณหภูมิสูงประมาณ 250°C มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.80 mm. จนถึง 12 mm.

Stainless steel (chrome nickel ASTM A313 หรือ AISI 302) เป็นโลหะที่มีราคาแพง รับแรงได้สูง และสามารถทนต่อการกัดกร่อนได้ดีเหมาะสำหรับรับแรงกระแทก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.20 mm. จนถึง 12.50 mm. ในการผลิตจะใช้วิธีรีดเย็นแล้วคลายความเค้นที่อุณหภูมิสูง

2.2.2 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง

ค่าความต้านแรงของวัสดุที่ใช้ทำลวดสปริงจะเปลี่ยนแปลงไปตามขนาดของลวดสปริง ดังนั้นจึงอาจเขียนในรูปสมการที่ใช้หาค่าความต้านแรงของวัสดุลวดสปริงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใดๆ ได้ดังนี้คือ

$$\sigma_u = \frac{A}{d^x} \quad (2.7)$$

$$\tau_n = \frac{B}{d^y} \quad (2.8)$$

โดยที่ σ_u คือความต้านแรงดึงต่ำสุด

τ_d คือความต้านแรงเฉือนทนทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าคงที่โดยประมาณของสมการ (2.7) และสมการ (2.8) แสดงไว้ในตารางที่ 2-1 ค่าความต้านแรง มีหน่วยเป็น N/mm^2

ชนิดของวัสดุ	ขนาดลวด (mm)	x	y	A	B
Hard drawn wire (ASTM A227)	0.50-16.00	0.190	0.340	1780	560
Music wire (ASTM A228)	0.10-6.35	0.154	0.154	2150	565
Oil tempered wire (ASTM A229)	0.50-16.00	0.190	0.340	1855	560
Valve spring steel (ASTM 230)	1.50-6.25	0.190	0.150	1730	515
Cr-V steel (ASTM 231)	0.50-12.50	0.166	0.150	1976	515
Cr-Si steel (ASTM A401)	0.80-12.00	0.107	0.150	1965	515
Stainless steel (ASTM A313)	0.20-12.50	0.140	0.170	1840	360

ตาราง 2-1 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง

สำหรับค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นและโมดูลัสเฉือนของวัสดุในตาราง 3-1 ให้ใช้ค่าประมาณดังนี้ (ยกเว้นเหล็กกล้าไร้สนิม)

$$E = 200 \text{ kN/mm}^2 \quad G = 80 \text{ kN/mm}^2$$

สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิมให้ใช้

$$E = 180 \text{ kN/mm}^2 \quad G = 70 \text{ kN/mm}^2$$

สำหรับค่าความต้านแรงเฉือนครากให้ใช้ค่าประมาณ

$$\begin{aligned} \tau_y &= 0.60\sigma_u && \text{สำหรับวัสดุทั่วไป} \\ \tau_y &= 0.47\sigma_u && \text{สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิม} \end{aligned}$$

2.2.3 ความเค้นในสปริงขดรับแรงกด

พิจารณาสปริงขดซึ่งรับแรงกด F ในแนวแกนของสปริงดังรูปที่ 2-8 (ก) และให้

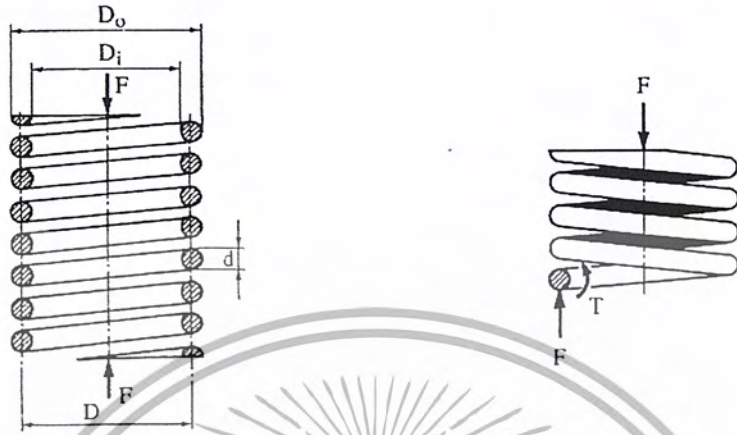
D_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของขดสปริง

D_i คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของขดสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ให้สำหรับใช้เฉพาะในโครงการเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$D = (D_o + D_i)/2$ เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของขดสปริง

d คือเส้นผ่านศูนย์กลางของลวดสปริง



(ก) แรงกดกระทำในแนวแกนของสปริง

(ข) แผนภาพวัตถุอิสระแสดงให้เห็นว่าลวดอยู่ภายใต้แรงเฉือนและโมเมนต์บิด

รูปที่ 2-8 สปริงขด

ให้ตัดส่วนหนึ่งของสปริงออกมาพิจารณาจะเห็นได้ว่า ลวดสปริงอยู่ภายใต้แรงภายใน F และโมเมนต์บิด T ดังรูปที่ 2-8 (ข) ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดที่เกิดขึ้นในลวดสปริงคือ

$$\tau = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} \tag{2.9ก}$$

แต่ $T = \frac{FD}{2}$

และ $\frac{J}{r} = \frac{(\pi d^4 / 32)}{d/2}$

$$= \frac{\pi d^3}{16}$$

และ $A = \frac{\pi d^2}{4}$

ดังนั้นจึงเขียนสมการที่ (2.9 ก) ใหม่ได้เป็น

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \tag{2.9ข}$$

ถ้าให้ $C = D/d$ ซึ่งเรียกว่าดัชนีสปริง (spring index) สมการที่ (2.9 ข) สามารถที่จะจัดรูปใหม่ได้เป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2.9ก)$$

โดยที่ $K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$

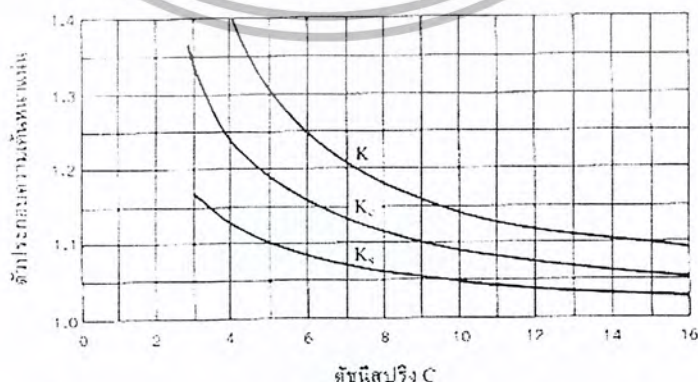
ค่า K_s นี้เรียกว่าตัวประกอบความเค้นเฉือน (shear stress correction factor) ซึ่งเป็นค่าทำให้ความเค้นเฉือนในสปริงเพิ่มขึ้น อันเนื่องมาจากความเค้นเฉือนตรง F/A

ในการคำนวณที่ผ่านมาได้ใช้สูตรความเค้นเฉือนเนื่องจากโมเมนต์บิด Tr/J ซึ่งเป็นสูตรสำหรับการบิดชิ้นส่วนตรง เช่น เพลา แต่ในสปริง เส้นลวดบิดวนไปตามความโค้งของสปริงทำให้เกิดความเค้นหนาแน่นสูงสุดบริเวณด้านในของสปริงชด วาห์ล(Wahl) ได้เสนอให้มีการแก้ไขความเค้นในสมการที่ (2.9ก) โดยเพิ่มตัวประกอบความโค้ง (curvature correction factor) K_c เข้าไปในสมการค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นดังกล่าวนี้สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$K = K_c K_s = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (2.10)$$

ค่า K นี้เรียกว่าตัวประกอบของวาห์ล (Wahl's factor) ซึ่งสามารถหาค่าได้โดยการคำนวณจากสมการที่ (2-10) หรืออ่านค่าได้จากรูปที่ 2-9 ดังนั้นความเค้นเฉือนในสมการที่ (2.9ก) จึงกลายเป็น

$$\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3} = K \frac{8FC}{\pi d^2} \quad (2.11)$$

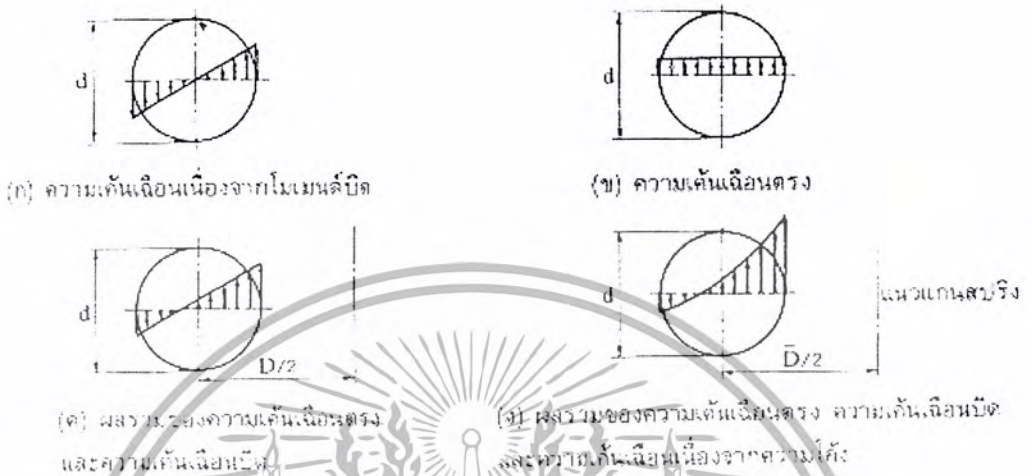


รูปที่ 2-9 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับสปริงชดรับแรงดึงและรับแรงกด

การกระจายความเค้นเฉือนในเส้นลวดสปริงซึ่งเกิดจากโมเมนต์บิด T และแรงเฉือน F จะดูได้

จากรูปที่ 2-10(ก) และรูปที่ 2-10(ข) เมื่อรวมความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นดังรูปที่ 2-10(ก) และรูปที่ 2-10(ข) ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก็จะได้ความเค้นเฉือนดังรูปที่ 2-10(ค) แต่เมื่อรวมความเค้นหนาแน่นอันเนื่องมาจากความโค้งของลวดสปริงเข้าไปด้วยจะได้ดังรูปที่ 2-10(ง) ซึ่งจะเห็นได้ว่าความเค้นเฉือนสูงสุดเกิดขึ้นที่ด้านในของลวดสปริง

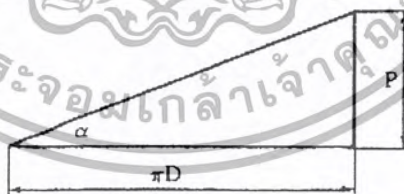


รูปที่ 2-10 การรวมความเค้นในสปริงขด

ถ้าระยะพิชิตซ์ของสปริงยาว P และให้นำสปริงหนึ่งรอบมาคลี่ออก มุมขด α คือ

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi D} \tag{2.12}$$

สำหรับสปริงขดรับแรงกด ถ้ามุมขดของสปริงขณะที่ไม่มีแรงภายนอกมากกระทำเล็กกว่า 12° แล้ว ก็ให้ถือว่าสปริงขดนั้นมีขดถี่ได้



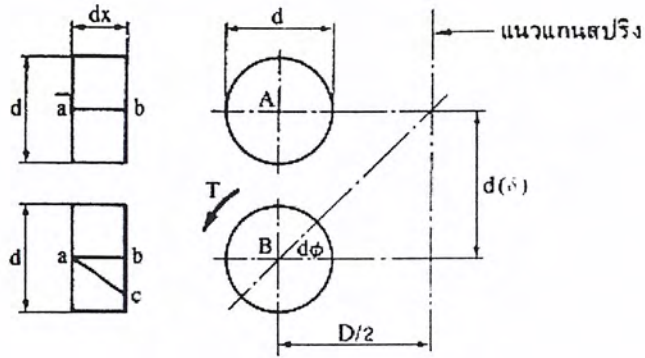
รูปที่ 2-11 มุมขดของสปริง

2.2.4 การยืดหดของสปริงขด

ในการหาการยืดหดของสปริงให้พิจารณาขดสปริง ซึ่งตัดออกมาเป็นชิ้นเล็กๆยาว dx ก่อนมีแรงมากกระทำในแนวตั้ง ส่วนของลวดสปริงนี้จะอยู่ที่ A หลังจากรับแรงภายนอกแล้วลวดสปริงจะเลื่อนมาอยู่ที่ตำแหน่ง B โดยมีการขยุตัว $d\delta$ และมุมบิดเล็กๆของลวดเท่ากับ $d\phi$ นั่นคือเส้น ab จะบิดมาอยู่ที่ตำแหน่ง ac จากสูตรการบิด

$$d\phi = \frac{Tdx}{GJ}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-12 การยืดหดของสวดสปริง

ถ้ามุมบิดบนลวดสปริงชิ้นเล็กๆนี้เล็กมาก (เนื่องจากสปริงมีขดถี่) ระยะยวบตัวคือ

$$d\delta = \frac{D(d\phi)}{2} = \frac{TD(dx)}{2GJ}$$

ถ้าสปริงมีความยาวทั้งหมด L ระยะยวบตัวทั้งหมดคือ

$$\delta = \frac{TD}{2GJ} \int_0^L dx = \frac{TDL}{2GJ} \tag{2.13}$$

ถ้าจำนวนขดทำถาวร (active coils) เท่ากับ n ขด ความยาว L ของสปริง n ขดโดยประมาณเท่ากับ πDn และเมื่อแทนค่า $T = FD/2$ และ $J = (\pi/32)d^4$ ลงในสมการ (2.13) จะได้ว่า

$$\text{ระยะยวบตัว} \quad \delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8FC^3n}{Gd} \tag{2.14}$$

2.2.5 ความแข็งตึงของสปริง

ความแข็งตึงของสปริง (spring stiffness) หมายถึงปริมาณของแรงที่ใช้ในการทำให้สปริงยืดหดหนึ่งหน่วยความยาวในแนวแกนของสปริง ซึ่งยังมีชื่อเรียกอีกหลายชื่อแตกต่างกันไป เช่นค่าคงที่ของสปริง (spring constant) อัตราสปริง (spring rate) โมดูลัสของสปริง และ เกรเดียนของสปริง (spring gradient) เป็นต้น ถ้าให้ δ เป็นระยะยวบตัวของสปริงภายใต้แรงกด F ค่าความแข็งตึงของสปริงคือ

$$k = \frac{F}{\delta} \tag{2.15}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

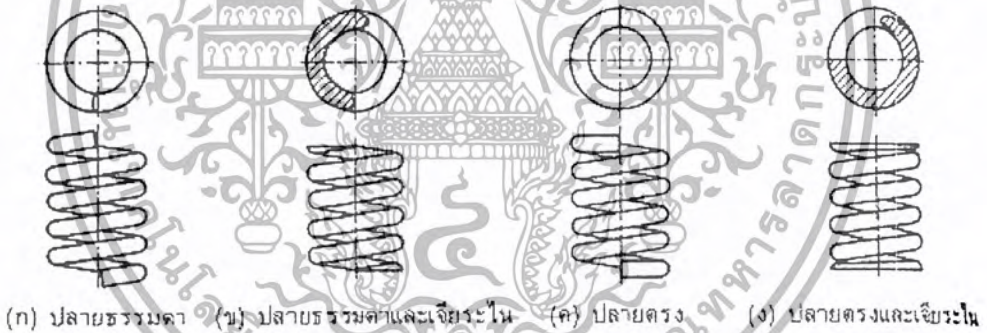
แทนค่าสมการที่ (2.13) ลงในสมการที่ (2.14) จะได้

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{Gd}{8C^3n} \tag{2.16}$$

ค่าความแข็งตึงของสปริงนี้ก็เป็ค่าที่สำคัญ ซึ่งผู้ใช้ต้องเลือกให้ถูกต้องกับชิ้นงานจึงจะทำให้เครื่องจักรกลทำงานได้ตามความมุ่งหมาย

2.2.6 จำนวนขดทำการ

สปริงขดรับแรงกดที่ใช้งานอยู่ทั่วไปจะมีปลายทั้งสองในลักษณะดังรูปที่ 2-13 โดยปกติแล้วต้องการให้ปลายสปริงสัมผัสกับสิ่งที่สปริงกดอยู่ให้มากที่สุด ในบางกรณีสปริงตั้งอยู่ในช่องซึ่งมีพื้นที่กดที่เรียบแบน ดังนั้นจึงนิยมตัดปลายสปริงชนิดนี้ให้เรียบเป็นฐานตั้ง เนื่องจากขดส่วนที่ตัดปลายไปจะสูญเสียผลในการเป็นสปริงไปมาก ฉะนั้นการคำนวณจึงให้หักเอาจำนวนขดเหล่านี้ออก จำนวนขดที่เหลืออยู่ทั้งหมด เรียกว่า ขดทำการ ซึ่งก็เป็นค่าโดยประมาณเท่านั้น ถ้าให้ n_t เป็นจำนวนขดทั้งหมดของสปริงขดก็จะคิดจำนวนขดทำการได้ดังนี้ คือ



รูปที่ 2-13 ปลายสปริงขดรับแรงกด

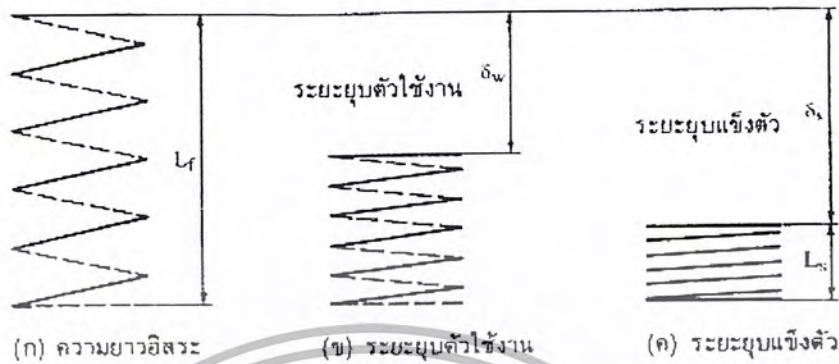
ปลายธรรมดา (Plain ends)	$n = n_t$
ปลายธรรมดาและเจียรระโน (Ground end)	$n = n_t - 1$
ปลายตรง (Square ends)	$n = n_t - 1.5$
ปลายตรงและเจียรระโน	$n = n_t - 2$

2.2.7 ระยะยวบตัวใช้งาน

ความยาวของสปริงขดในขณะที่ยังไม่มีแรงภายนอกกระทำเรียกว่า ความยาวอิสระ L_f ดังรูปที่ 2-14(ก) เมื่อมีแรงภายนอกมากดสปริงขดนี้ให้ทุกขดติดกันพอดีดังรูปที่ 2-14(ค) ความยาวของสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขดขณนี้เรียกว่า ความยาวแข็งตัว (solid height) L_s แรง และความเค้นในขดขณนี้เรียกว่าแรงแข็งตัว (Solid force) และความเค้นแข็งตัว (solid stress) ตามลำดับ



รูปที่ 2-14 ระยะเวลาตัวของสปริงขด

สำหรับการออกแบบสปริงให้รับแรง F สูงสุดขณะใช้งาน โดยที่สปริงจะยุบตัวลงไป δ_w ค่า δ_w นี้จะเรียกว่า ระยะเวลาตัวใช้งาน ดังรูปที่ 2-14(ข) ถ้าให้ระยะเวลาแข็งตัว (solid deflection) δ_s เป็นผลต่างระหว่างความยาวอิสระและความยาวแข็งตัวจะได้ว่า

$$\delta_s = L_f - L_s$$

ก็จะทำให้สามารถเผื่อการยุบตัวของสปริงให้มีการยุบตัวมากกว่าระยะเวลาตัวใช้งานได้อย่างมีหลักเกณฑ์พอสมควร โดยใช้ค่าความเผื่อการกดคด (clash allowance) ซึ่งนิยามว่า

$$\text{ความเผื่อการกดคด} \quad r_c = \frac{\delta_s - \delta_w}{\delta_w} \quad (2.17)$$

ค่าความเผื่อการกดคดนี้เป็นอัตราส่วนที่แสดงถึงเปอร์เซ็นต์ของระยะเวลาตัว ที่อาจจะมิได้เกินกว่าระยะเวลาตัวใช้งาน โดยทำหน้าที่ให้ความปลอดภัยแก่การใช้งานยิ่งขึ้นไปอีก ค่า r_c นี้แนะนำให้ใช้ประมาณ 0.20 ซึ่งก็หมายความว่าสามารถใช้สปริงรับแรงเพิ่มขึ้นมากกว่าแรงที่ใช้อย่างอื่นอีก 20% สปริงทุกขดจึงจะติดกันหมด จึงเป็นการป้องกันมิให้ผิวหน้าของสปริงเสียหายเนื่องจากการสัมผัสและเสียดสีกันระหว่างขดได้ อีกประการหนึ่งถ้าสปริงยุบตัวจนถึงความยาวแข็งตัว สปริงก็จะหมดคุณสมบัติในการใช้งานรับแรงต้านสะเทือนหรืออื่นๆ ตามต้องการไป

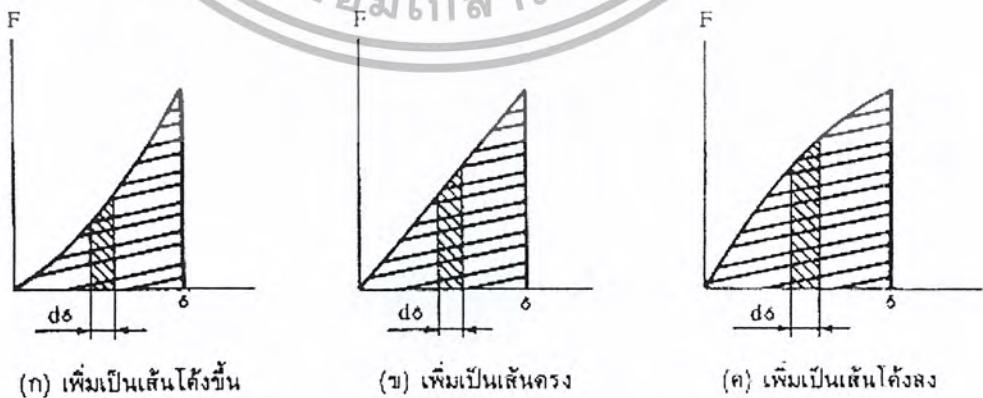
ลักษณะของปลายสปริงชุด	ความยาวอิสระ (L_f)	n_t	ความยาวแข็งตัว (L_s)
ปลายจรมดา	$Pn + d$	n	$d(n + 1)$
ปลายจรมดาและเจียรระใน	$Pn + d$	$n + 1$	$d(n + 1)$
ปลายตรง	$Pn + 2.5d$	$n + 1.5$	$d(n + 2.5)$
ปลายตรงและเจียรระใน	$Pn + 2d$	$n + 2$	$d(n + 2)$

ตาราง 2-2 ค่าประมาณของความยาวอิสระและความยาวแข็งตัว

2.2.8 พลังงานที่เก็บโดยสปริง

สปริงทุกชนิดสามารถเก็บพลังงานเอาไว้ในตัวเองได้ในรูปของพลังงานศักย์ การออกแบบและเลือกสปริงมาใช้กับงานจำนวนมาก จะต้องพิจารณาถึงความสามารถในการเก็บพลังงานของสปริง บางครั้งผู้ออกแบบอาจจะสนใจที่จะเก็บพลังงานไว้ในสปริงให้มากที่สุด โดยใช้เนื้อที่น้อยที่สุด หรืออาจจะสนใจความสามารถในการรับแรงกระแทก เป็นต้น ปริมาณพลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงคำนวณได้โดยพิจารณาคุณลักษณะของสปริงแต่ละประเภท ซึ่งอาจจะแบ่งออกได้เป็นสปริงแบบเส้นตรง (linear) และแบบไม่ใช่เส้นตรง (nonlinear) สปริงแบบเส้นตรงจะมีความสัมพันธ์ระหว่างแรงและการยืดหดของสปริงในลักษณะของเส้นตรงดังรูปที่ 2-15(ข) สำหรับสปริงแบบไม่ใช่เส้นตรงยังแบ่งออกได้เป็นแบบเพิ่มเป็นเส้นโค้งขึ้น (progressive) และเพิ่มเป็นเส้นโค้งลง (degressive) ดังรูปที่ 2-15(ก) และรูปที่ 2-15(ค) พลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงก็คืองานภายใต้พื้นที่แรงๆ ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$U = \int Fd\delta \tag{2.18}$$



รูปที่ 2-15 คุณลักษณะของสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับสปริงที่มีความแข็งคงที่ เช่น สปริงชด พลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงจะเป็นดังรูปที่ 2-15(ข) ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$U = \frac{1}{2} F \delta = \frac{1}{2} k \delta^2 \quad (2.19)$$

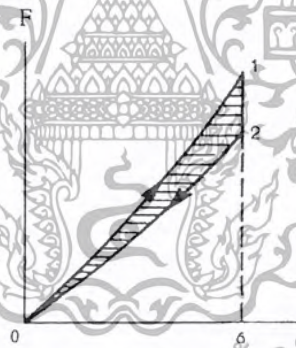
ถ้าปริมาตรของเนื้อสปริงโดยประมาณเท่ากับ

$$V = \left(\frac{\pi}{4} d^2 \right) (\pi d n)$$

แล้วใช้ความสัมพันธ์ของสมการที่ (2.15) และสมการที่ (2.13) ก็จะสามารถจัดรูปสมการที่ (2.18) ใหม่ได้เป็น

$$U = \frac{\tau^2 V}{4K^2 G} \quad (2.20)$$

พลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงบางส่วนจะสูญเสียไปในรูปของพลังงานความร้อน ดังนั้นงานที่จะได้กลับคืนมาจากสปริงก็จะน้อยกว่างานที่ให้กับสปริง ซึ่งเรียกว่าเกิดการดุดซิม (damping) สปริงบางชนิดก็ต้องการทำให้เกิดการดุดซิมเพื่อจัดพลังงานที่สปริงได้รับเข้ามาบางส่วน เช่น สปริงที่ล้อยรถยนต์ เป็นต้น



รูปที่ 2-16 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการดุดซิม

พิจารณารูปที่ 2-16 จะเห็นได้ว่าพื้นที่ใต้เส้นโค้ง 0 ถึง 1 เป็นพลังงานที่สปริงได้รับ แต่สปริงจะให้พลังงานกลับคืนมาเท่ากับพื้นที่ใต้เส้นโค้ง 0 ถึง 2 ดังนั้นพื้นที่ 012 คือพลังงานที่สูญเสียไปเนื่องจากการดุดซิม สำหรับสปริงที่ทำจากโลหะการสูญเสียพลังงานจะมีค่าน้อยมาก ทั้งนี้เพราะการดุดซิมซึ่งเกิดจากความเสียดทานภายในตัวสปริงเองมีค่าน้อย สำหรับสปริงแหวนรถยนต์ซึ่งต้องการใช้ดุดพลังงานจากการกระแทกนั้นมีจำนวนแผ่นติดกันหลายแผ่น ฉะนั้นความเสียดทานภายนอกที่ผิวสัมผัสระหว่างใบของสปริงแหวนแต่ละแผ่น จึงมีค่ามากเพียงพอที่จะให้งานในด้านที่ต้องการให้เกิดการดุดซิมได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.9 การออกแบบสปริงชดโดยคิดให้แรงอยู่นิ่ง

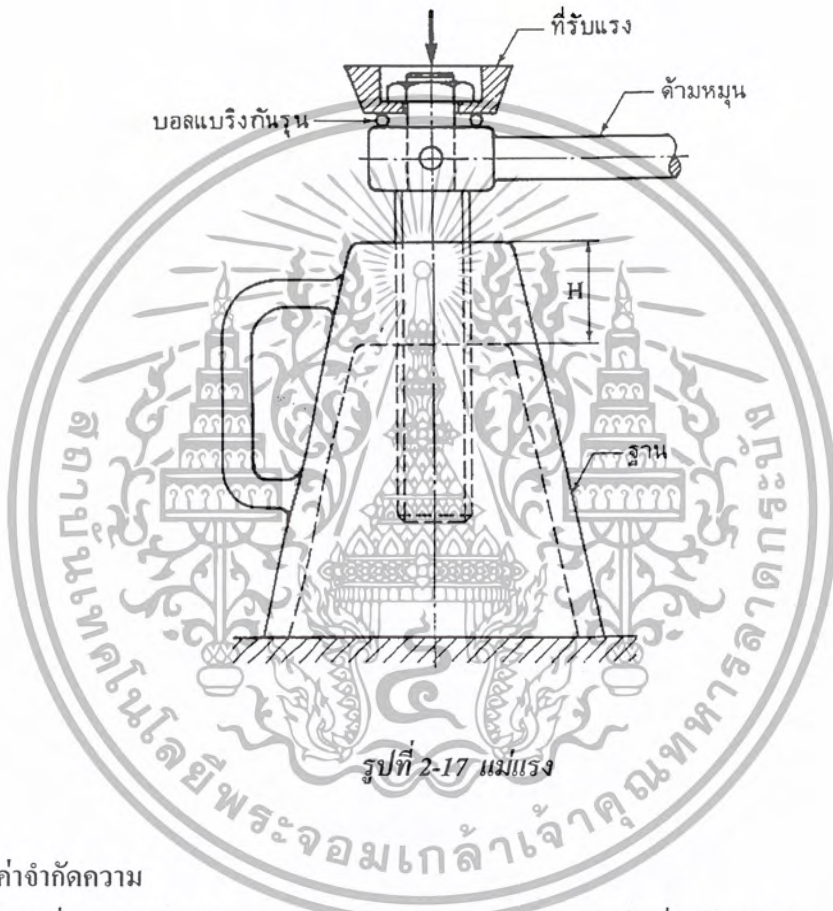
ในการออกแบบสปริงชดโดยคิดให้แรงอยู่นิ่ง ให้ผู้ออกแบบใช้ค่าของความเค้นเฉือนที่แสดงอยู่ในตาราง 2-1 เป็นค่าความเค้นออกแบบ แต่ถ้าสามารถได้ข้อมูลที่แน่นอนจากผู้ผลิตวัสดุสำหรับลวดสปริงได้ก็ควรที่จะใช้ค่านั้นแทน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

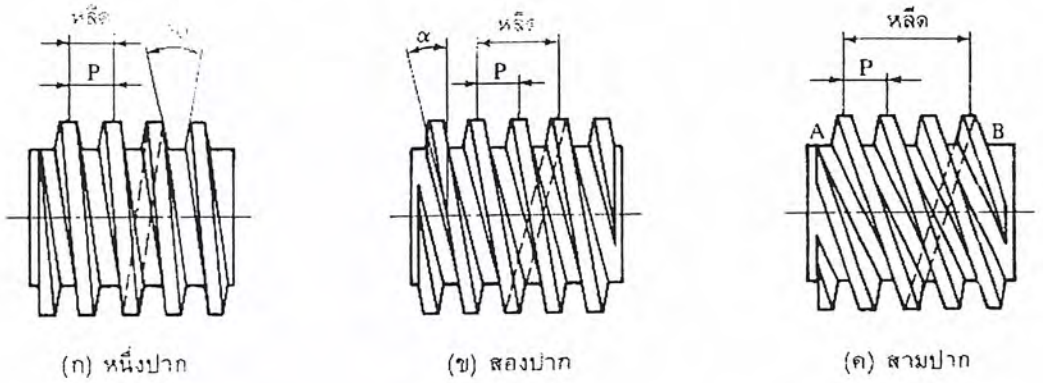
2.3 สกรูส่งกำลัง (Power Screws)

สกรูส่งกำลัง (Power Screws) เป็นชิ้นส่วนที่ใช้ในเครื่องจักรกลมีวัตถุประสงค์หลักๆเพื่อใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเคลื่อนดั่งนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า สกรูเลื่อน (Translation Screws) นอกจากนี้จะใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเคลื่อนแล้ว สกรูส่งกำลังยังใช้ในการยกน้ำหนักที่ตัวสกรูรับอยู่อีกด้วย ตัวอย่างของสกรูส่งกำลังที่ใช้ในเครื่องจักรกลต่างๆ ได้แก่ แม่แรง (Screw Jack) สำหรับยกน้ำหนักดังรูปที่ 2-17



2.3.1 ค่าจำกัดความ

ก่อนที่จะกล่าวถึงชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง จำเป็นที่จะต้องทำความเข้าใจกับค่าจำกัดความบางค่า ซึ่งจะต้องใช้อยู่เสมอ โดยพิจารณาจากรูปที่ 2-18 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2-18 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู

ระยะพิตช์ (Pitch) : P : หมายถึงระยะทางที่วัดตามแนวแกนของสกรูจากจุดหนึ่งบนเกลียวหนึ่งไปยังจุดเดียวกันของเกลียวที่อยู่ถัดไป

หีด (lead) : le : หมายถึงระยะทางที่สกรูเคลื่อนที่ได้ตามแนวแกนของสกรู ในขณะที่สกรูหมุนไปหนึ่งรอบ ถ้าเป็นสกรูหนึ่งปาก (Single Thread) ระยะของหีดมีค่าเท่ากับระยะพิตช์ สำหรับสกรูสองปาก (Double Thread) เกลียวจะมีปากคาบระหว่างเกลียวสองเกลียว ดังรูปที่ 2-18 (ข) ดังนั้นเมื่อสกรูหมุนไปหนึ่งรอบ การเคลื่อนที่ในแนวแกนของสกรูจึงเป็นสองเท่าของระยะพิตช์ ถ้าสกรูเป็นแบบ n ปากระยะของหีดคือ

$$le = n.P \tag{2.21}$$

มุมฮิลิกซ์หรือมุมหีด (Helix or Lead angle) : α : หมายถึงมุมระหว่างระนาบ ที่สัมผัสกับความเอียงของเกลียวและระนาบที่ตั้งฉากกับแกนของสกรู ถ้าให้ d_m เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู และนำส่วนที่สกรูเคลื่อนที่ไปในขณะที่หมุนหนึ่งรอบมาจัดออก ก็จะได้ลักษณะมุมหีดคือ

$$\tan \alpha = le / (\pi.d_m) \tag{2.22}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่ที่สุดของสกรูส่งกำลัง ซึ่งนับรวมถึงความสูงของเกลียวด้วย ขนาดระบุ (Nominal Size) ของสกรูส่งกำลังจะบอกโดยใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เสมอ และเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กที่สุดของสกรู

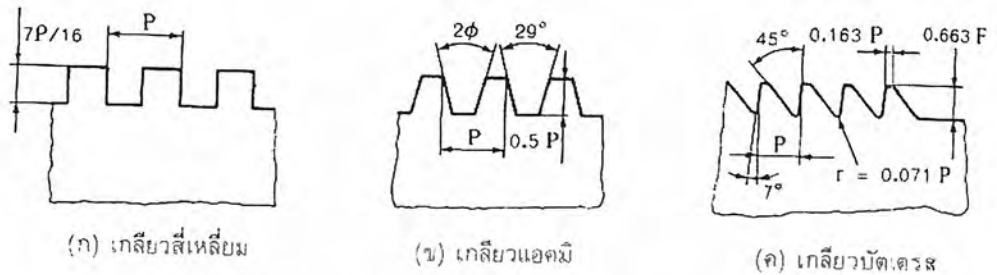
2.3.2 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

สกรูส่งกำลังที่ใช้อยู่ในปัจจุบันนี้ส่วนมากจะมีขนาดตามหน่วยระบบอังกฤษ ส่วนเครื่องจักรที่จะ

ผลิตออกมาในอนาคตจะค่อยๆ เปลี่ยนแปลงไปใช้ในระบบหน่วยเอสไอ ซึ่งสำหรับสกรูส่งกำลังแล้วรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ร่าง และขนาดของเกลียวจะเป็นไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ในที่นี้จะกล่าวถึงเกลียวที่มีใช้กันมาก ในระบบหน่วยอังกฤษและเกลียวที่มีอยู่ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเท่านั้น ซึ่งมีหลักๆ ดังนี้

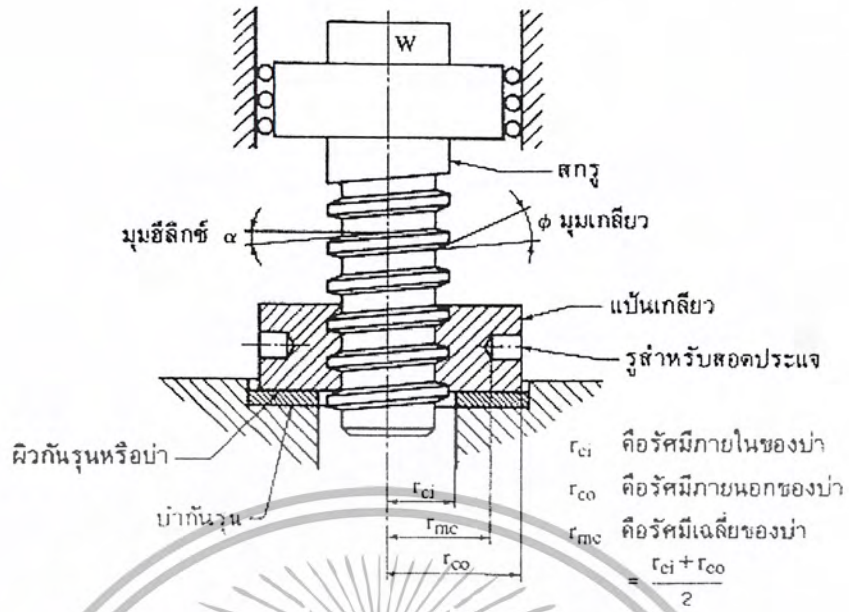


รูปที่ 2-19 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

- เกลียวบัตเตอร์ส (Buttress Thread) เป็นเกลียวที่มีรูปร่างลักษณะเป็นพื้นเหลี่ยมดังรูปที่ 2-19(ค) เกลียวชนิดนี้มีความแข็งแรงมากกว่าเกลียวอีกสองชนิดที่จะกล่าวต่อไป แต่จุดมุ่งหมายก็เพื่อที่จะใช้รับแรงในทิศทางเดียว จึงไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้สำหรับโปรเจกต์ เนื่องจากเกลียวชนิดนี้มีใช้ไม่มากนัก ดังนั้นจึงมิได้มีการกำหนดขนาดเป็นมาตรฐาน
- เกลียวแอกมี (Acme Thread) หรือเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู เป็นเกลียวที่มีการใช้งานมาเป็นเวลานานที่สุด รูปร่างของเกลียวเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู โดยมีมุมของเกลียว (Thread Angle) 2ϕ เท่ากับ 29° ดังในรูปที่ 2-19(ข) ประสิทธิภาพของเกลียวชนิดนี้ น้อยกว่าเกลียวสี่เหลี่ยม
- เกลียวสี่เหลี่ยม (Square Thread) เป็นเกลียวชนิดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในจำพวกเกลียวของสกรูส่งกำลัง ซึ่งเรียกอีกชื่อหนึ่งว่าเกลียวเซลเลอร์ (Seller's Thread) โดยมีลักษณะของเกลียวดังรูปที่ 2-19(ก) แต่เนื่องจากการตัดเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูนี้ทำได้ยากและค่าใช้จ่ายสูงจึงมีการนำมาใช้งานน้อยลง ดังนั้นเกลียวชนิดนี้จึงมิได้มีการทำเป็นมาตรฐานทั่วไป

2.3.3 โหมดบิตสำหรับหมุนสกรูส่งกำลัง

พิจารณาสกรูส่งกำลังดังรูปที่ 2-20 ซึ่งมีมุมฮิลิกซ์ α องศา และมุมเกลียวของสกรู ϕ องศา ในการยกน้ำหนัก W ขึ้นลง ทำได้โดยการหมุนเป็นเกลียวซึ่งตั้งอยู่บนที่รองรับ เรียกว่า บ่า (collar) สมมติให้แรง F ที่ใช้ยกน้ำหนักขึ้นการทำอยู่บนเกลียวที่มีรัศมีเฉลี่ยของสกรู $r_m = (r_o + r_i)/2$ ณ ตำแหน่ง o ดังรูปที่ 2-21 ในขณะที่ยกน้ำหนักขึ้นจะมีแรงเสียดทาน F_f กระทำบนผิวหน้าของเกลียวด้านการเคลื่อนที่ของสกรู



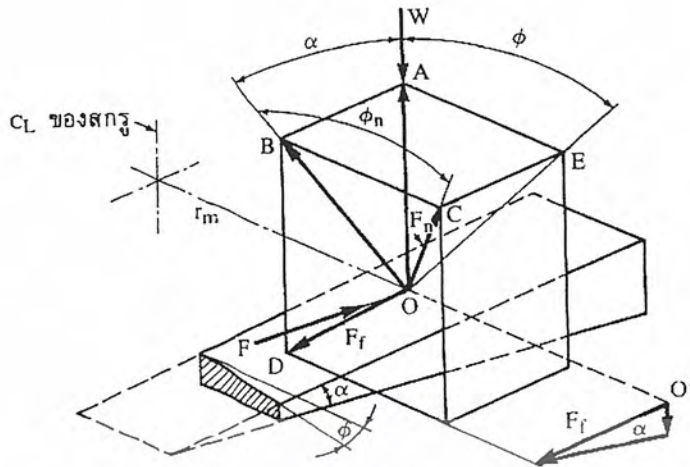
รูปที่ 2-20 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง

- โดยที่ F_n คือแรงปฏิกิริยาซึ่งมีทิศตั้งฉากกับผิวหน้าของเกลียว
 OA คือเวกเตอร์ของแรงที่มีขนาดเท่ากับน้ำหนัก W แต่ทิศทางตรงข้าม
 OB คือเวกเตอร์ของแรงรวมระหว่างแรง F_r และ OA
 F_s คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของเกลียวและแบนเกลียว
 รวมแรงในแนวตั้งจะได้

$$F_n \cos \phi_n \cos \alpha = W + F_r \sin \alpha$$

แต่ $F_r = f_n F_n$ แทนค่าลงในสมการข้างบนนี้จะได้ว่า

$$F_n = \frac{W}{\cos \phi_n \cos \alpha - f_s \sin \alpha} \tag{2-23}$$



รูปที่ 2-21 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W

ในการหาโมเมนต์บิดที่เกิดจากการใช้แรง F เพื่อยกน้ำหนักขึ้น ให้รวมโมเมนต์รอบแกนกลางของสกรู

$$T_R = F \cdot r_m = r_m (F_f \cos \alpha + F_n \cos \phi_n \sin \alpha)$$

$$T_R = r_m (f_s \cdot F_f \cos \alpha + F_n \cos \phi_n \sin \alpha)$$

แทนค่า F_n จากสมการที่ (2-24) ลงในสมการข้างบน และให้ d_m แทนเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนัก (สำหรับสกรูเกลียวตีเหลี่ยมตรงมุม ในภาคผนวกตารางที่ 3 d_m ก็คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ d_2)

$$T_R = \frac{W d_m}{2} \left(\frac{f_s \cos \alpha + \cos \phi_n \sin \alpha}{\cos \phi_n \cos \alpha - f_s \sin \alpha} \right)$$

หรือ

$$T_R = \frac{W d_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos \phi_n \tan \alpha}{\cos \phi_n - f_s \tan \alpha} \right) \quad (2.24)$$

ในการใช้สมการที่ (4-4) จำเป็นที่จะต้องทราบมุม ϕ_n ซึ่งสามารถหาได้โดยพิจารณารูปที่ 2-21 ดังนี้

$$\tan \phi_n = \frac{BC}{OB}$$

แต่ $BC = AE = OA \cdot \tan \phi = OB \cos \alpha \tan \phi$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะฉะนั้น

$$\tan \phi_n = \cos \alpha \tan \phi \quad (2.25)$$

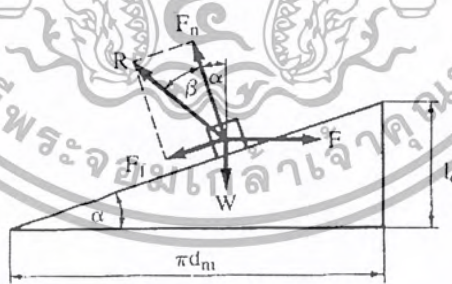
โดยปกติแล้วมุมเสียดสี α จะมีค่าน้อย (ประมาณ 2° ถึง 6°) ดังนั้นค่าของ $\cos \alpha$ จึงเกือบเท่ากับ 1 ฉะนั้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณทั่วไปจึงอนุญาตให้ใช้ $\phi_n = \phi$ ได้ ซึ่งทำให้เขียนสมการที่ (2-24) ใหม่ได้เป็น

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right) \quad (2.26)$$

ในกรณีของสกรูส่งกำลังที่มีเกลียวสี่เหลี่ยม มุม $\phi = 0^\circ$ จากสมการที่ (4-6) จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ยกน้ำหนัก W เท่ากับ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right) \quad (2.28)$$

ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 2-21 จะเห็นได้ว่าในกรณีของเกลียวสี่เหลี่ยม แรง F_n จะเท่ากับ OB ซึ่งถ้าให้นำเกลียวจำนวนหนึ่งรอบมาถลอกแล้วจะได้ระบบของแรงที่เห็นได้ชัดเจนกว่าดังรูปที่ 2-22 โดยที่มุม β เรียกว่า มุมความเสียดทาน ซึ่ง $\tan \beta = f_s$



รูปที่ 2-22 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม

เมื่อรวมแรงในแนวดิ่งและแนวระดับจะได้

$$W = R \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

$$F = R \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$F = W \cdot \tan(\alpha + \beta)$$

หรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น

$$T_R = \frac{Fd_m}{2} = \frac{Wd_m}{2} \tan(\alpha + \beta)$$

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{\tan \beta + \tan \alpha}{1 - \tan \beta \tan \alpha} \right)$$

หรือ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right) = \frac{Wd_m}{2} \tan(\beta + \alpha)$$

ซึ่งเหมือนกับสมการที่ (4-7) ที่ได้หามาแล้ว

ในการหมุนสกรูเพื่อยกน้ำหนักลงแรง F และ F_f ดังรูปที่ 2-21 จะกลับทิศทางการหาสูตรที่ทำได้ในทำนองเดียวกันกับการยกน้ำหนักขึ้น ซึ่งจะได้สมการดังนี้คือ สำหรับสกรูที่มีมุมเกลียว ϕ องศา

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s - \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} \right) \quad (2.28)$$

สำหรับเกลียวตีเหลี่ยม

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s - \tan \alpha}{1 + f_s \tan \alpha} \right) = \frac{Wd_m}{2} \tan(\beta - \alpha) \quad (2.29)$$

นอกจากแรงที่กระทำต่อสกรูส่งกำลังดังที่ได้กล่าวมาแล้ว สกรูในรูปที่ 2-20 ยังมีแรงเสียดทานที่ปารองรับอีกด้วย แรงเสียดทานนี้ทำให้ต้องใช้แรงหรือโมเมนต์บิดในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงมากขึ้น ถ้าให้ f_c แทนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของปารองรับและเป็นเกลียว แรงเสียดทานจะมีค่าเท่ากับ

$$F_c = f_c W$$

ถ้าสมมติให้แรงเสียดทานนี้กระทำที่รัศมีเฉลี่ยของปารองรับ r_{mc} โมเมนต์บิดที่ต้องใช้เพื่อเอาชนะความเสียดทานนี้คือ

$$T_{fc} = r_{mc} f_c W$$

ดังนั้นจากสมการที่ (2.26) ถึงสมการที่ (2.29) โมเมนต์บิดที่ต้องใช้ในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลง สำหรับสกรูส่งกำลังที่มีมุมเกลียว ϕ และ 0 องศา คือ

$$\text{มุมเกลียว } \phi \text{ องศา ; } \quad T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right) + r_{mc} f_c W \quad (2.30)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มุมเกลียว 0 องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม);

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right) + r_{mc} f_c W \quad (2.31)$$

มุมเกลียว ϕ องศา ;

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s - \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} \right) + r_{mc} f_c W \quad (2.32)$$

มุมเกลียว 0 องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม);

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s - \tan \alpha}{1 + f_s \tan \alpha} \right) + r_{mc} f_c W \quad (2.33)$$

ในกรณีใช้แบริ่งลูกปืนกันรุน (ball thrust bearing) รองรับแทนบารองรับ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าน้อยมาก ซึ่งทำให้ไม่ต้องคิดถึงค่า $r_{mc} f_c W$ ในสมการ (2.30) ถึง สมการที่ (2.33) ก็ได้

2.3.4 ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลัง

ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลัง (Power screw efficiency) หมายถึงอัตราส่วนระหว่างโมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักในขณะที่ไม่มีความเสียดทาน กับโมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักในขณะที่มีความเสียดทาน

จากสมการ (2.26) , (2.27) , (2.30) , (2.31) จะเห็นได้ว่าเมื่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน $f_s = f_c = 0$ โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักคือ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \tan \alpha \quad (2.34)$$

ดังนั้นจากสมการที่ (2.30) , (2.31) , (2.34) ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลังเมื่อคิดความเสียดทานที่บารองรับด้วยคือ

สำหรับเกลียวทั่วไป

$$\eta = \frac{d_m \tan \alpha}{d_m \left(\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right) + d_{mc} f_c} \quad (2.35)$$

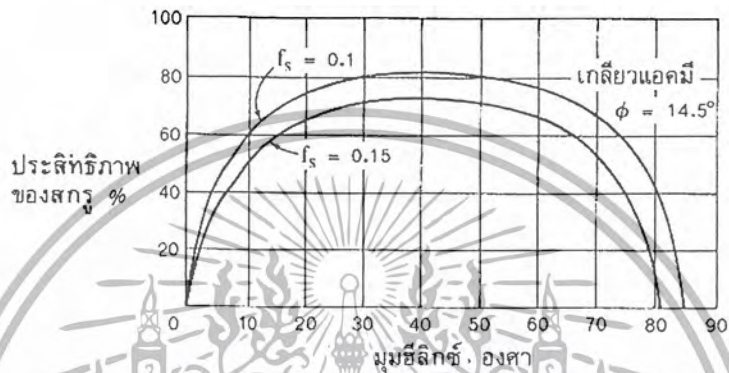
สำหรับเกลียวสี่เหลี่ยม

$$\eta = \frac{d_m \tan \alpha}{d_m \left(\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right) + d_{mc} f_c} \quad (2.36)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ d_{mc} เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของบารองรับ ซึ่งเท่ากับ $2 r_{mc}$

รูปที่ 2-23 แสดงถึงกราฟตัวอย่างประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลังแบบเกลียวแอกมีโดยที่ไม่มี ความเสียดทานที่บารองรับ จะเห็นได้ว่าในระยะแรกประสิทธิภาพของสกรูจะเพิ่มขึ้นเมื่อมุมสติกซ์เพิ่มขึ้น แต่จะเพิ่มมุมสติกซ์ขึ้นไปเรื่อยๆไม่ได้ ทั้งนี้เพราะเมื่อเพิ่มมุมสติกซ์ขึ้นไปจนถึงค่าหนึ่ง สกรูจะไม่เป็น แบบล๊อคด้วยตัวเอง (self - locking)



รูปที่ 2-23 ประสิทธิภาพของเกลียวแอกมี

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับวัสดุต่างๆที่ใช้ทำสกรู ขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายอย่าง เช่น การหล่อลื่น ความเรียบของผิวหน้าเกลียว การกระจายของแรงบนเกลียว ตลอดจนพิกัดความเผื่อและการ ตั้งศูนย์ รูปที่ 2-24 นี้แสดงค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน สำหรับสกรูที่ผลิตด้วยฝีมือที่ดีก็ควรจะใช้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานค่าน้อย แต่ถ้าผลิตด้วยฝีมือไม่ดีก็ควรจะใช้ค่ามาก

วัสดุสกรู	เหล็ก	ทองเหลือง	บรอนซ์	เหล็กหล่อ
เหล็ก (แห้ง)	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
เหล็ก (หล่อลื่น)	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
บรอนซ์	0.08-0.12	0.04-0.60	-	0.06-0.09

รูปที่ 2-24 ตารางแสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน f_s และ f_c

2.3.5 การล๊อคด้วยตัวเอง

การล๊อคด้วยตัวเอง หมายถึงสกรูที่ต้องใช้แรงภายนอกกระทำเพื่อที่จะยกน้ำหนักลง นั่นคือ หลังจากยกน้ำหนักขึ้นแล้วสกรูจะล๊อคตัวเองมิให้น้ำหนักเคลื่อนที่ลงมา แต่ถ้ามีการเพิ่มมุมสติกซ์ α ของ สกรูขึ้นไปเรื่อยๆ จนถึงค่าหนึ่ง น้ำหนักที่ยกขึ้นไว้จะเลื่อนลงมาเองโดยมิต้องใช้โมเมนต์บิดมาหมุนสกรู ซึ่งเรียกว่า โอเวอร์ฮอลลิง (overhauling) ในกรณีเช่นนี้จะต้องออกแรงต้านเอาไว้เพื่อมิให้ตัวสกรูหมุน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สร้างโดยอัตโนมัติจากการใช้งานเพื่อวัตถุประสงค์ในการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำเอกสารนี้ไปเผยแพร่หรือใช้ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กลับเอาน้ำหนักลงมา ซึ่งจะคำนวณหาโมเมนต์บิดที่ต้องการได้จากสมการที่ (2.32) และสมการที่ (2.33) (โมเมนต์ลิดค่าเป็นลบ)

ในกรณีที่จะหาค่าจำกัดของ α เพื่อที่จะให้สกรูลื้อคด้วยตัวเอง กระทำได้โดยให้ค่าโมเมนต์บิดในสมการที่ (2.32) หรือสมการที่ (2.33) เป็นศูนย์ แล้วแต่ว่าเป็นเกลียวชนิดใด ถ้าให้ละทิ้งค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของบารองรับ ($f_c = 0$) จากสมการที่ (4-12) สำหรับสกรูที่มีมุมเกลียว ϕ องศา สกรูจะลื้อคตัวเองได้เมื่อ

$$\frac{f_s - \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} > 0$$

หรือ $f_s - \cos \phi \tan \alpha > 0$

นั่นคือ $\tan \alpha < \frac{f_s}{\cos \phi}$ (2.37)

จากสมการที่ (2.33) สำหรับสกรูเกลียวตีเหลี่ยม สกรูจะลื้อคตัวเองได้เมื่อ (ให้ $f_c = 0$)

$$\frac{f_s - \tan \alpha}{1 + f_s \tan \alpha} > 0$$

หรือ $\tan \alpha < f_s = \tan \beta$ (2.38ก)

นั่นคือ $\alpha < \beta$ (2.38ข)

2.3.6 การออกแบบสกรูส่งกำลัง

การคำนวณหาความเค้นในส่วนต่างๆ ของสกรูส่งกำลังโดยใช้สมการเบื้องต้นดังที่ได้กล่าวมาแล้ว เป็นการประมาณค่าความเค้นที่เกิดขึ้นเท่านั้น ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับระนาบการขบกันระหว่างเกลียวของสกรูและเป็นเกลียว ตลอดจนการกระจายของแรงบนเกลียวว่าจะเข้าใกล้กับสภาพที่ได้สมมติเอาไว้เพียงใด เกลียวที่อยู่ใกล้กับน้ำหนักอาจจะรับแรงมากกว่าเกลียวที่อยู่ห่างออกไป ความหลวมระหว่างสกรูและเป็นเกลียว อาจทำให้แรงกระจายไม่สม่ำเสมอ หรือการโก่งของเกลียวบางเกลียวรับแรงมากเกินไป เป็นต้น แต่สิ่งเหล่านี้เป็นสิ่งที่ไม่อาจจะทราบได้อย่างแน่นอน ดังนั้นการคำนวณความเค้นในสกรูก็ยังถือหลักการเดิมที่ได้ใช้มาแล้วในบทก่อน ในการออกแบบควรจะคิดถึงสิ่งต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. ความเค้นวิกฤต ในการคำนวณหาขนาดของสกรูที่รับแรงกดแต่เพียงอย่างเดียว ถ้าเป็นสกรูสั้น ก็สามารถใช้สมการของความเค้นกด

$$\sigma_c = \frac{W}{A_r} \quad (2.39)$$

เนื่องจากพื้นเกลียวก็จะช่วยรับแรงนี้ด้วย ดังนั้นพื้นที่รับแรง A_r ก็ควรจะมีความใหญ่กว่าพื้นที่ซึ่งคิดที่เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย ซึ่งอาจจะประมาณได้ว่าควรจะเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย และเส้นผ่านศูนย์กลางพิชช เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงขอแนะนำให้ใช้พื้นที่ของเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

2. ความเค้นผสม ถ้าสกรูยาวไม่มากนักก็จะไม่เกิดการโก่งงอขึ้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงกดหรือในบางกรณีสกรูส่งกำลังอาจจะใช้รับแรงดึงก็ได้ นอกจากนี้แล้วก็ยังมีความเค้นเฉือนอันเนื่องมาจากการบิดของสกรูอีกด้วย การคำนวณในกรณีเช่นนี้ต้องใช้ความเค้นผสมซึ่งมีอยู่หลายทฤษฎีดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อน สำหรับทฤษฎีที่ปลอดภัยและใช้ได้ง่ายก็คือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดซึ่งมีสมการเป็น

$$\tau_d = \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.40)$$

โดยที่ τ_d เป็นค่าความเค้นเฉือนใช้งานและ

$$\tau = \frac{T r}{J} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad (2.41)$$

โดยที่ d_r คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

2.4 โรลลิ่งแบร์ริง

โรลลิ่งแบร์ริง (rolling bearings) หมายถึงแบร์ริงชนิดที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบร์ริงที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (rolling contact) แทนที่จะเป็นผิวสัมผัสแบบเลื่อน (sliding contact) เนื่องจากแบร์ริงชนิดนี้มีค่าความเสียดทานน้อยมาก ดังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งที่นิยมใช้กันทั่วไปในวงการอุตสาหกรรมว่า แอนิฟริกชันแบร์ริง (anifriction bearing) ตัวอย่างเช่น บอลแบร์ริง (ball bearing) หรือดัลลูปป็น ดังรูป 2-24 ซึ่งประกอบด้วยวงแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม ลูกกลิ้งเหล่านี้รับแรงมาจากวงแหวนวงหนึ่งแล้วส่งแรงนี้ผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่ง โดยการกลิ้งไปบนวงแหวน



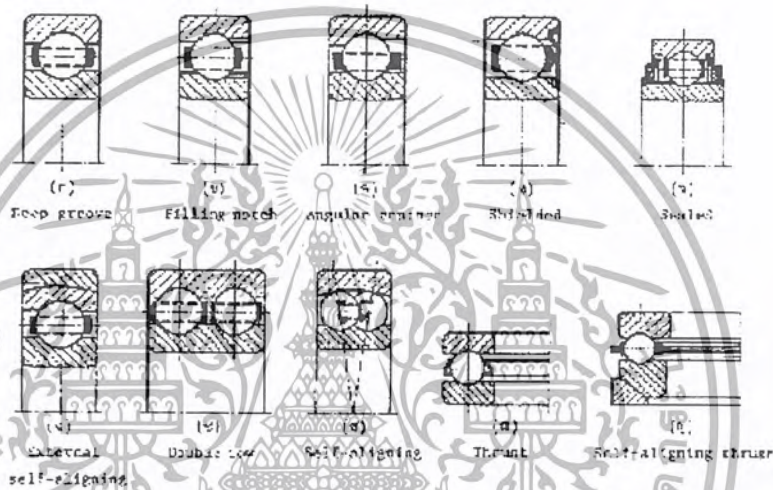
รูปที่ 2-24 ส่วนต่างๆของบอลแบร์ริง

เนื่องจากการใช้โรลลิ่งแบร์ริงกันอย่างแพร่หลายทั่วไป สมาคมผู้ผลิตโรลลิ่งแบร์ริง (AFBMA (1): Anti-Friction Bearing Manufacturers Association) จึงได้วางมาตรฐานการกำหนดขนาดและหลักเกณฑ์ที่จะใช้ในการเลือกแบร์ริงเหล่านี้ขึ้น จากมาตรฐานนี้ทำให้ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลสามารถเลือกแบร์ริงจากแค็ตตาล็อกของผู้ผลิตหนึ่ง และทำการเปลี่ยนแบร์ริงนี้โดยการเลือกจากอีกผู้ผลิตหนึ่งได้ โดยที่แบร์ริงที่เลือกจากผู้ผลิตทั้งสองยังคงมีขนาดเท่ากัน ถึงแม้ว่าสมาคม AFBMA ได้วางมาตรฐานวิธีการเลือกแบร์ริงตามความต้องการของการรับแรงและอายุใช้งานเอาไว้ แต่ก็ยังมีผู้ผลิตที่มีการวางมาตรฐานการเลือกแบร์ริงของตนเองแตกต่างออกไปจากของ AFBMA แต่อย่างไรก็ตามแค็ตตาล็อกของผู้ผลิตก็มีข้อมูลเพียงพอที่จะให้ทำการเปลี่ยนค่ามาเทียบกับค่าของ AFBMA ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.1 ชนิดของแบริ่ง

โดยทั่วไปแล้วโรลลิ่งแบริ่งจะแบ่งออกได้เป็นสองพวกใหญ่ๆ คือ บอลแบริ่งซึ่งมีลูกกลิ้ง (rolling element) เป็นรูปทรงกลม และโรลเลอร์แบริ่ง (roller bearing) ซึ่งมีลูกกลิ้งเป็นรูปทรงกระบอกตรง (straight roller) หรือเป็นรูปทรงกระบอกเรียว (tapered roller) ก็ได้ โดยปกติแล้วแบริ่งเหล่านี้จะรับแรงได้ทั้งแรงในแนวรัศมี และแรงรุนได้ ยกเว้นโรลเลอร์แบริ่งแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรงเท่านั้น แบริ่งทั้งสองพวกนี้ยังแยกออกเป็นชนิดต่างๆ ดังที่ได้แสดงไว้ในรูป 2-24 และ 2-25 ซึ่งจะกล่าวถึงคุณลักษณะของแบริ่งแต่ละชนิดโดยสังเขปดังต่อไปนี้



รูปที่ 2-25 บอลแบริ่งชนิดต่างๆ

บอลแบริ่งชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก (single-row deep-groove) เป็นแบริ่งชนิดที่มีการใช้งานมากที่สุด ประกอบด้วยร่องลูกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม ดังรูป 5-2(ก) สามารถรับแรงได้ทั้งในแนวรัศมีและในแนวแกน (แรงรุน) อัตราส่วนของแรงในแนวแกนต่อแรงในแนวรัศมีที่รับได้ประมาณ 0.70 และสามารถรับการเอียงแนวของเพลลาได้ประมาณ $\pm 0^{\circ}15'$ เมื่อต้องการเพิ่มความสามารถในการรับแรงในแนวรัศมีขึ้นไปอีก ก็อาจทำได้โดยการเพิ่มจำนวนลูกกลิ้งที่บรรจุในรางให้มากขึ้น ซึ่งจำเป็นที่จะต้องตัดผิวหน้าวงแหวนด้านหนึ่งให้มีช่องสำหรับใส่ลูกกลิ้ง (filling notch) เพิ่มขึ้นดังในรูป 2-25(ข) การทำเช่นนี้จะทำให้แบริ่งสามารถรับแรงในแนวรัศมีเพิ่มขึ้นอีกประมาณ 20 ถึง 40% แต่ความสามารถในการรับแรงในแนวแกนจะลดลง ทั้งนี้เนื่องมาจากพื้นที่สำหรับรับแรงในแนวนี้ลดลงนั่นเอง

สำหรับแบริ่งชนิดนี้และแบริ่งชนิดที่จะได้กล่าวต่อไปก็ยังมีการใช้แผ่นโลหะปิด (shield) ไว้ระหว่างช่องว่างของวงแหวน เพื่อป้องกันสิ่งสกปรกรวมทั้งช่วยรักษาปริมาณของไขมันมิให้รั่วไหลออก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มาจากแบริ่ง ดังในรูป 2-25(ง) ส่วนในรูป 2-25(จ) ก็เป็นการใช้แผ่นโลหะปิดเพื่อจุดประสงค์เดียวกันแต่เป็นการปิดแบบตายตัว (sealed)

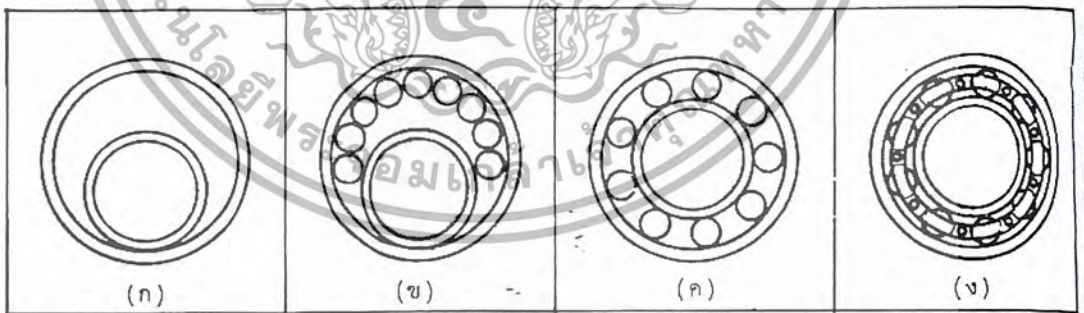
บอลแบริ่งชนิด angular contact ดังรูป 2-25(ค) เป็นแบริ่งที่ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกนซึ่งมีค่าสูง โดยมีมุมสัมผัส (contact angle) ต่างๆกัน เมื่อมุมสัมผัสเพิ่มขึ้น แบริ่งก็สามารถที่จะรับแรงในแนวแกนเพิ่มขึ้นด้วย แต่จะรับแรงในแนวรัศมีได้น้อยลง ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงในแนวแกนสองทิศทางก็ให้ใช้แบบมีลูกกลิ้งสองแถว (double row) ดังรูป 2-25(ข) หรือใช้แบริ่งสองอันหันหน้าเข้าหากัน

บอลแบริ่งชนิดปรับแนวได้เอง (self-aligning) ออกแบบสำหรับใช้ในกรณีที่เพลลาอาจจะมีการเอียงแนวเป็นมุมที่ค่อนข้างมาก ดังแสดงในรูป 2-25(ฉ) และ 2-25(ช) แบริ่งในรูป 2-25(ช) เป็นแบบปรับแนวได้เองภายใน ซึ่งอาศัยผิวทรงกลมของวงแหวนนอกในการช่วยปรับมุมได้ถึงประมาณ $\pm 2^{\circ}30'$ ส่วนแบริ่งในรูป 2-25(ฉ) เป็นแบบปรับแนวได้เองภายนอก สามารถปรับมุมได้สูงมากโดยการเอียงระนาบผิวด้านนอกของวงแหวนนอกให้รับกับผิวหน้าของตัวรับแบริ่ง (bearing housing)

บอลแบริ่งกันรุน (thrust ball bearing) ดังรูป 2-25(ฉ) ออกแบบสำหรับรับแรงในแนวแกนโดยเฉพาะ ถ้ามีแรงในแนวรัศมีอยู่ด้วยแล้วจะต้องใช้แบริ่งชนิดอื่นช่วยรับแรงนี้ ดังนั้นในกรณีที่มีแรงทั้งสองชนิดอยู่พร้อมกันแล้วก็ควรที่จะเลือกใช้บอลแบริ่งชนิด angular contact

บอลแบริ่งกันรุนปรับแนวได้เอง (self-aligning thrust) ดังรูป 2-25(ญ) ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกน ในกรณีที่เพลลาอาจจะมีการเอียงแนวเกิดขึ้น

2.4.2 การบรรจุลูกกลิ้ง



รูปที่ 2.26 ขั้นตอนในการประกอบบอลแบริ่งชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถว่องลิก

การบรรจุลูกกลิ้งลงในรางของวงแหวนทำได้ 4 ขั้นตอนดังรูป 2.26 โดยเริ่มต้นจากการใส่วงแหวนในลงไปในวงแหวนนอก ดังรูป 2.26(ก) จากนั้นจึงใส่ลูกกลิ้งลงในช่องว่างดังรูป 2.26(ข) แล้วจึงเลื่อนวงแหวนในให้อยู่ในตำแหน่งดังรูป 2.26(ค) สุดท้ายจึงใส่โลหะคั่นลงไปในช่วงว่างระหว่างวงแหวนค่อมลูกกลิ้งทุกลูกไว้ เพื่อให้ตำแหน่งของลูกกลิ้งอยู่ห่างกันสม่ำเสมอ ดังรูป 2.26(ง) แต่เมื่อต้องการจะให้บอล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เบริงรับแรงได้มากขึ้น ก็จำเป็นจะต้องเพิ่มจำนวนลูกกลิ้งให้ได้มากกว่าเดิม ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องตัดผิวหน้าของวงแหวนด้านหนึ่งให้เป็นช่องเพื่อใส่ลูกกลิ้งเพิ่มขึ้นอีก ดังในรูป 2.26(ข)

2.4.3 มิติมาตรฐานของโรลลิงเบริง

การกำหนดมาตรฐานของเบริง ทำให้ผู้ผลิตสามารถที่จะผลิตเบริงได้ราคาถูกลงทำให้ผู้ออกแบบสามารถเลือกใช้ได้สะดวก และทำให้การดูแลรักษาตลอดจนการเก็บเบริงสำรองกระทำได้ง่ายขึ้น ด้วยเหตุนี้เอง สมาคม AFBMA ซึ่งเป็นผู้รับผิดชอบในการจัดพิมพ์มาตรฐานของเบริงชนิดต่างๆ จึงร่วมกับสมาคมเกี่ยวกับโรลลิงเบริงอื่นๆ จัดทำมาตรฐานให้เข้ากับขององค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) มาตรฐานนี้จะบอกถึงมิติภายนอกของเบริงคือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก-ภายในและความหนา ส่วนมิติภายในเบริงให้เป็นไปตามที่ผู้ผลิตจะออกแบบ



รูปที่ 2-27 ขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมมิติของเบริงต่างๆ

มาตรฐานดังกล่าวนี้จะเห็นได้จากรูป 2-27 ซึ่งประกอบด้วยอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง (diameter series) เรียงเบอร์จาก 8 9 0 1 2 3 และ 4 โดยที่อนุกรม 8 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุด และอนุกรม 4 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกว้างที่สุด ส่วนความหนาบอกได้ด้วยอนุกรมความหนา (width series) เรียงเบอร์จาก 8 0 1 2 3 4 5 6 โดยที่อนุกรม 8 บางที่สุด และอนุกรม 6 หนาที่สุด ดังนั้นมาตรฐานของเบริงจึงบอกได้โดยรวมเบอร์ของอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง ด้ับอนุกรมความหนาเข้าด้วยกัน เรียกว่าอนุกรมมิติ (dimension series) โดยที่เลขตัวแรกแทนอนุกรมความหนา และเลขตัวที่สองแทนอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง เช่นเบริงที่อยู่ในอนุกรมมิติ 03 หมายถึง เบริงที่มีอนุกรมความหนา 0 และอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 เป็นต้น จากรูป 2.27 จะเห็นได้ว่าผู้ออกแบบเครื่องจักรกลสามารถที่จะเลือกใช้เบริงที่มีความหนาดำเนินการได้ โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเปลี่ยนไปเป็นขนาดต่างๆกัน ในทางกลับกัน ถ้ากำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (คือการกำหนดอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง) ก็สามารถที่จะเลือกเบริงที่มีความหนาต่างๆ กันได้

2.4.4 ความเสียดทานของโรลลิงเบริง

ความเสียดทานในโรลลิงเบริงส่วนใหญ่เกิดจากการเสียดสีกันระหว่างลูกกลิ้งและรางบนวงแหวน ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับเบริงบางชนิด ดูได้จากตาราง 2-3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สงวนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของแบริ่ง	ขณะ เริ่มทำงาน		ขณะทำงาน	
	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน
บอลแบริ่ง	0.0025	0.0060	0.0015	0.0040
spherical roller bearing	0.0030	0.1200	0.0018	0.0080
cylindrical roller bearing	0.0020	-	0.0011	-

ตาราง 2-3 ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียหาย

โดยปกติแล้วค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายจะเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น และซีลของแบริ่ง (bearing seal) ดังนั้นในกรณีที่ผู้ออกแบบเห็นว่าความเสียหายในแบริ่งเป็นตัวแปรที่สำคัญสำหรับเครื่องจักรกลที่กำลังออกแบบอยู่ ก็ควรที่จะปรึกษากับผู้ผลิตโดยตรง

ถึงแม้ว่าค่าความเสียหายนี้จะมีความสำคัญน้อยมากสำหรับงานทั่วไป แต่สมการทางทฤษฎีที่ใช้สำหรับคำนวณกำลังงานที่สูญเสียไปเนื่องจากความเสียหาย ซึ่งควรทราบไว้คือ

$$W_p = \frac{2\pi n T}{60} = \frac{\pi f F_r d n}{60} \tag{2.42 ก}$$

หรือ

$$W_p = \frac{\pi f F_a d n}{60} \tag{2.42 ข}$$

โดยที่

- W_p = กำลังงานเป็น W
- T = โมเมนต์บิดเนื่องจากความเสียหายเป็น Nm.
- n = ความเร็วรอบของเพลาคือ rpm
- d = ขนาดรูสวม (bore) ของแบริ่งเป็น m
- F_r = แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวรัศมีเป็น N
- F_a = แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวแกนเป็น N
- f = ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหาย

สำหรับกำลังงานที่มีหน่วยเป็นกำลังม้าซึ่งยังมีการใช้กันอยู่อย่างแพร่หลาย ก็จะคำนวณได้จากสมการ

$$h_p = \frac{T_n}{63,000} = \frac{f F_r d n}{126,000} \tag{2.43}$$

2.4.5 อายุใช้งานของแบร็ง

แบร็งที่ได้รับการติดตั้งและหล่อขึ้นอย่างดี ตลอดจนดูแลรักษาให้ปราศจากฝุ่น หรือผงต่างๆ แล ไม่อยู่ภายใต้แรงกระทำที่มีค่าสูงมากจนเกินความสามารถที่แบร็งจะรับไว้ได้แล้วแบร็งจะเสียหายเนื่องจากความล้าที่เกิดขึ้นในวัสดุแบร็งเท่านั้น ดังจะเห็นได้ว่าแบร็งที่เสียจะมีเศษผงโลหะหลุดออกมา เป็นจำนวนมาก ทั้งนี้เพราะพื้นที่สัมผัสระหว่างลูกกลิ้งและวงแหวนมีค่าน้อย ดังนั้นความเค้นที่เกิดขึ้นในลูกกลิ้งหรือหรือวงแหวนจึงมีค่าสูงเข้าใกล้ความเค้นของเฮิร์ซ ในขณะที่ลูกกลิ้งหมุนไปรอบวงแหวน วัสดุส่วนที่รับแรงของแบร็งจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่มีค่าเปลี่ยนจากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดแล้วกลับลงมาเป็นศูนย์ (repeated stress) อยู่ตลอดเวลา แต่เนื่องจากค่าความเค้นนี้สูงกว่าขีดจำกัดความทนทาน (endurance limit) ของวัสดุแบร็ง ดังนั้นจึงเกิดการเสียหายขึ้นโดยความล้า ซึ่งก็แสดงว่า อายุใช้งานของแบร็งมีระยะเวลาจำกัด ขึ้นอยู่กับค่าของความเค้นที่กระทำซ้ำ จากผลการทดลองของ Lundberg และ Palmgren ซึ่งได้ใช้เป็นพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA พบว่า อายุใช้งาน L แปรผกผันเป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี P (ในกรณีที่มีทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงรุน P จะเป็นแรงในแนวรัศมีสมมูล) นั่นคือ

$$L \propto \frac{1}{P^k} \quad (2.44)$$

โดยที่ค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับบอลแบร็ง
 $k = 10/3 = 3.33$ สำหรับโรลเลอร์แบร็ง

อายุใช้งาน L นี้มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลอาอนหนึ่ง หรือ นับเป็นจำนวนล้านรอบ mr (millions of revolution) จากสมการ (2.44) จะได้ว่า

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^k \quad (2.45)$$

จากสมการ (2.45) จะเห็นได้ว่าถ้าแรงลดลงหนึ่งเท่าแล้ว อายุใช้งานของบอลแบร็งจะเพิ่มขึ้นมีค่าเท่ากับ

$$\frac{L_1}{L_2} = 2^3 = 8 \quad \text{เท่า}$$

สำหรับโรลเลอร์แบร็ง อายุใช้งานจะเพิ่มขึ้นอีก

$$\frac{L_1}{L_2} = 2^{3.33} = 10.06 \quad \text{เท่า}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นผู้เลือกใช้โรลลิ่งบิริงจึงต้องระมัดระวังในการคำนวณหาขนาดของแรงที่กระทำต่อเบริงให้ใกล้เคียงกับความเป็นจริงที่สุด

2.4.6 การประเมินค่าอายุใช้งานและแรง

ถึงแม้ว่าจะมีวิธีการผลิตและควบคุมคุณภาพของโรลเลอร์เบริงอย่างทันสมัย แต่ก็ปรากฏว่าเบริงชนิดเดียวกันที่ผลิตออกมาภายใต้วิธีการและเครื่องมือขึ้นเดียวกัน จะมีอายุใช้งานแตกต่างกันไปมาก ทั้งนี้อาจจะเนื่องมาจากความยากลำบากในการควบคุมความกลมของลูกกลิ้งและความเรียบของผิวหน้าลูกกลิ้ง เป็นต้น ดังนั้นอายุใช้งานที่ทางผู้ผลิตอ้างถึงจึงมีรากฐานมาจากการใช้หลักวิชาการทางด้านสถิติเข้ามาช่วย ทางสมาคม AFBMA จึงได้ตั้งนิยามและจัดตั้งวิธีการเลือกเบริงขึ้น ซึ่งมีดังต่อไปนี้คือ

1 อายุใช้งานของโรลลิ่งเบริงหมายถึงจำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งเบริงหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

2 อายุประเมิน (rating life) ของโรลลิ่งเบริงจำนวนหนึ่ง ซึ่งมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึงจำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งเบริง 90% จากจำนวนนี้สามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องจากความล้า และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{10}

ผู้ผลิตบางบริษัทอาจจะใช้อายุใช้งานเฉลี่ย (median life) เป็นอายุประเมินก็ได้ อายุใช้งานเฉลี่ยนี้หมายถึงจำนวนรอบที่ 50% ของเบริงที่เหมือนกันจำนวนหนึ่งสามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความล้าขึ้น และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{50} ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ L_{10} โดยประมาณคือ

$$L_{50} = 5L_{10} \quad (2.46)$$

3 แรงสถิตย์ประเมิน (basic static load rating) หมายถึงแรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และใช้แทนด้วย C_0 ค่าของ C_0 สำหรับเบริงอนุกรมมิติต่างๆได้จากภาคผนวก ตารางที่ 3, 4, 5 ค่า C_0 นี้ขึ้นกับวัสดุที่ใช้ทำเบริง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในเบริง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้ง และวงแหวน

โดยปกติแล้วแรงสถิตย์ประเมินไม่ค่อยจะมีผลต่อการเลือกเบริงมากนัก แต่ถ้าเบริงรับแรงสูงและอยู่นิ่งเป็นระยะเวลานานก็อาจจะทำให้เกิดการยุบตัวอย่างถาวร ดังนั้นในบางครั้งจึงต้องมีการตรวจสอบว่าแรงที่กระทำมีค่ามากเกินกว่า C_0 หรือไม่

4 แรงพลวัตประเมิน (basic dynamic load rating) บางครั้งอาจจะเรียกว่า สมรรถนะแรงพลวัต (basic dynamic capacity) ของโรลลิ่งเบริง หมายถึงแรงที่กระทำในแนวรัศมี ซึ่งเบริงที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งจะรับได้ โดยมีอายุประเมิน L_{10} เท่ากับหนึ่งล้านรอบเมื่อวงแหวนอันในเป็นตัวหมุนและวงแหวนอันนอกอยู่นิ่ง และใช้แทนด้วย C ซึ่งได้แสดงอยู่ในภาคผนวก ก ตาราง 3, 4, 5

แรงพลวัตประเมิน C นี้ เป็นค่าที่ใช้ในการเลือกขนาดเบริงเพื่อรับแรงและมีอายุใช้งานได้ตาม

ความต้องการ โดยการเปลี่ยนแรงและอายุใช้งานจริงมาเป็นแรงและอายุใช้งานที่แสดงไว้ในแก้ตัวอีก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยและพัฒนาเท่านั้น และขอสงวนสิทธิ์ในการคัดลอกและเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(คือแรงในแนวรัศมีที่ทำให้มีอายุประเมนเท่ากับหนึ่งล้านรอบ) หรือในทางกลับกัน คือเลือกแบร์ริงจากแค็ตตาล็อกแล้วเปลี่ยนให้รับแรงได้เท่าที่ต้องการใช้ทำงานจริง และดูว่าอายุประเมนจะได้ตามอายุใช้งานที่ต้องการหรือไม่ ซึ่งสามารถทำได้โดยใช้สมการ (5.4) ดังนี้

ให้ L_{10} เป็นอายุใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr) และ P เป็นแรงในแนวรัศมีที่แบร์ริงจะต้องรับขณะใช้งานจริง จากสมการ (5.4) จะเห็นว่า

$$\begin{aligned} L_1 &= L_{10} & P_1 &= P_{10} \\ L_2 &= 1 \text{ mr} & P_2 &= C \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad (2.47)$$

จากสมการ (2.47) ทำให้ทราบวันแบร์ริงที่เลือกมาจากอายุประเมนจำนวนหนึ่งล้านรอบนั้น จะสามารถทำงานได้กี่ล้านรอบขณะใช้งานจริง

2.4.7 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริง โรลลิงแบร์ริงอาจจะรับทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ ซึ่งก็แล้วแต่ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล อีกประการหนึ่ง แค็ตตาล็อกของผู้ผลิตจะกำหนดให้เฉพาะอายุประเมนในเทอมของแรงในแนวรัศมีเท่านั้น ดังนั้น จึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริงๆ มาให้เป็นแรงในแนวรัศมีโดยมีวงแหวนในเป็นตัวแทน เรียกว่า แรงสมมูล (equivalent force) เพื่อจะได้ใช้ในการเลือกแบร์ริงจากแค็ตตาล็อกได้ สมาคม AFBMA ได้กำหนดนิยามของแรงสมมูลไว้ดังนี้

แรงสมมูลหมายถึง แรงในแนวรัศมีซึ่งถ้าให้กระทำต่อโรลลิงแบร์ริง โดยที่วงแหวนในหมุนและวงแหวนนอกอยู่นิ่งแล้ว จะทำให้แบร์ริงมีอายุใช้งานเท่ากับอายุใช้งานของแบร์ริงที่รับแรงจริง (ซึ่งอาจจะมีทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกนพร้อมกัน) และให้คำนวณได้จากสมการ

$$P = XVF_r + YF_a \quad (2.48)$$

หรือ
$$P = VF_r \quad (2.49)$$

โดยที่ P = แรงสมมูล
 F_r = แรงในแนวรัศมี
 F_a = แรงในแนวแกนหรือแรงรุน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- V = ตัวประกอบการหมุน (rotation factor) : มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในหมุน และ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุน ถ้าเป็นบอลเบริงชนิด self-aligning ให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ
- X = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (radial load factor)
- Y = ตัวประกอบแรงรุน (thrust load factor)

ค่าแรงสมมูลที่ใช้ในการเลือกขนาดเบริงให้ใช้ค่าที่ได้จากสมการ (2.48) หรือ (2.49) แล้วแต่ค่าค่าไหนจะมากกว่า สำหรับบอลเบริงกันรุนและโรลเลอร์เบริงกันรุน แล้วให้คำนวณค่าแรงสมมูลจากสมการ (5.7) โดยให้ $V = 1$ ส่วน straight roller bearing นั้นจะใช้รับเฉพาะแรงในแนวรัศมีเท่านั้น จึงให้คำนวณแรงสมมูลจากสมการ (2.49) ค่า X และ Y สำหรับเบริงบางชนิดแสดงอยู่ใน ภาคผนวก ก ตารางที่ 6 , 7 , 8

ให้สังเกตว่า ค่า X Y และ e ในตาราง 6 ใช้ได้กับเบริงทุกชนิด ส่วนค่าในตาราง 7 และ 8 จะเปลี่ยนไปตามขนาดเบริงและค่า e กับ Y ในตาราง 6 มีค่าลดลงตามลำดับ จึงทำให้สามารถใช้การประมาณค่าแบบเชิงเส้น ในตารางได้

2.4.8 ตัวประกอบใช้งาน

แรงที่กระทำต่อเบริงจะได้รับการส่งทอดมาจากชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่างๆ ซึ่งอาจมีความสั่นสะเทือนมากน้อยต่างกัน ไปอันอาจจะเป็นเหตุให้เบริงเสียหายได้เร็วขึ้น ดังนั้นในการเลือกเบริง จึงควรที่จะเพิ่มค่าแรงสมมูลโดยการคิดถึงลักษณะของการใช้งาน ด้วยการคูณตัวประกอบเหล่านี้กับแรงสมมูลเสียก่อน ตัวประกอบเหล่านี้ได้มาจากประสบการณ์อันยาวนานของผู้ออกแบบเครื่องจักรกลเป็นจำนวนมาก เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (service factor) และได้แสดงใน ภาคผนวก ก ตาราง 9 และ 10 ซึ่งประกอบด้วยตัวประกอบของการกระแทก (impact factor) ซึ่งรวมเรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน N_s

2.5 ทฤษฎีการทดลอง

2.5.1 ความไม่แน่นอนในการวัด(Uncertainty of measurement)

ในการสอบเทียบเครื่องมือตรวจวัด และทดสอบเพื่อประเมินความถูกต้องเทียบกับมาตรฐาน แม้กระทั่งการตรวจวัดและทดสอบผลิตภัณฑ์ สิ่งหนึ่งที่ไม่อาจหลีกเลี่ยงได้ ซึ่งก็คือ ความผิดพลาดของผลการสอบเทียบ หรือการวัดนั้นๆ ซึ่งแน่นอนย่อมมีเกิดขึ้นบ้าง ไม่มากก็น้อย เพื่อความสมบูรณ์ของการรายงานผลการสอบเทียบ หรือการตรวจวัด จึงควรที่จะหาค่าหรือประมาณค่าความไม่แน่นอนเหล่านี้ แล้วความผิดพลาดนี้มีค่าเท่าใด มีวิธีการประมาณค่าอย่างไร

2.5.2 ความผิดพลาดแบ่งออกเป็น 2 ประเภท

ความผิดพลาดระหว่างการวัด สามารถเกิดจากปัจจัยต่างๆ ได้มากมาย ซึ่งส่งผลต่อการสอบเทียบ หรือการวัดใดๆ เพื่อหาหนทางในการลดความผิดพลาดเหล่านี้ จึงมีความพยายามในการจำแนกความผิดพลาดในการวัดต่างๆ ออกเป็นหมวดหมู่ โดยทั่วไปจะถูกจำแนกออกเป็นประเภทใหญ่ๆ 2 ประเภท คือ ความผิดพลาดระบบ (systematic error) และ ความผิดพลาดตกค้าง (random error)

- ความผิดพลาดระบบ คือ ความผิดพลาดซึ่งเกิดขึ้นโดยมีความสม่ำเสมอ และปริมาณคงเดิม ในการวัดค่าของปริมาณเดียวกันซ้ำๆ กัน ซึ่งอาจเกิดจากสิ่งแวดล้อม เช่น อุณหภูมิ ความชื้น ความดันสะเทือน ความดัน สัญญาณรบกวนที่ปนมากับแรงดันไฟฟ้า เป็นต้น และส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องมือวัด หรือจากตัวเครื่องมือวัดเอง เช่น ความผิดของกลไกการทำงานในเครื่องมือวัดที่มกลไกเป็นส่วนประกอบ ประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์สารกึ่งตัวนำลดลงเนื่องจากการใช้งาน และคุณสมบัติประจำตัวเอง เป็นต้น ความผิดพลาดเหล่านี้ ถึงแม้จะทราบแหล่งที่ก่อให้เกิดอยู่บ้าง แต่การหาปริมาณความผิดพลาดที่แน่นอนจากแต่ละแหล่ง เป็นเรื่องยากมาก ถึงแม้ผลรวมความผิดพลาดทั้งหมดมีความเป็นไปได้ที่มีค่าสม่ำเสมอ แต่ความผิดพลาดแต่ละตัวจะไม่ส่งผลความผิดพลาดอย่างสม่ำเสมอ

- ความผิดพลาดตกค้าง คือ ความผิดพลาดประเภทนี้ไม่สามารถไม่สามารถคาดการณ์ได้ และไม่มีรูปแบบที่แน่นอน และบางครั้งก็มีความผิดพลาดระบบ ซึ่งเกิดเป็นช่วงเวลารวมอยู่ด้วย ตัวอย่างเช่น ความผิดพลาดเนื่องจากวิธีการวัด การเปลี่ยนแปลงของสภาวะแวดล้อมบางขณะซึ่งส่งผลต่อความถูกต้องในการวัด ฯลฯ

2.5.3 การลดความผิดพลาด

ความผิดพลาดไม่ว่าจะเป็นประเภทใด มีค่าต่ำเท่าไร จะทำให้ผลการวัดมีความไม่แน่นอนน้อยเท่านั้น ความผิดพลาดตกค้างสามารถลดลงได้โดยใช้วิธีทางสถิติ เช่น การวัดหลายๆ ครั้งแล้วคำนวณค่าเฉลี่ย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งจะทำให้การประมาณค่าที่เชื่อถือได้มากกว่าการวัดครั้งเดียว ยิ่งถ้าต้องการลดความผิดพลาดตกค้างมากเท่าใด ก็จะต้องเพิ่มจำนวนครั้งของการวัดมากขึ้น

อย่างไรก็ตาม คำแนะนำข้างต้นปัจจุบันสามารถใช้ได้เฉพาะเครื่องมือวัดทั้งกลเท่านั้น เครื่องมือวัดทางด้านไฟฟ้าสมัยใหม่ อาจไม่จำเป็น เนื่องจากว่าวิธีในการวัดค่าจะเป็นลักษณะการสุ่มปริมาณที่ถูกวัดอย่างต่อเนื่อง และหาค่าเฉลี่ยของวงจรไฟฟ้าอยู่แล้ว

การลดความผิดพลาดระบบ ก่อนข้างจะเป็นเรื่องยากเนื่องจากปัจจัยต่างๆ ตั้งแต่การออกแบบแล้ววิธีหนึ่งที่ไม่ใช่การลดความผิดพลาดที่เกิด แต่เป็นการแก้เพื่อแก้ค่าเนื่องจากความผิดพลาดระบบนี้จะมีลักษณะจำเพาะคือ มีปริมาณที่เท่าๆกัน ในทุกครั้งที่ทำการวัด ดังนั้นหารเราทราบค่าความผิดพลาด เราก็สามารถใส่ค่าแก้ (correction value) เข้าไปยังค่าที่วัด ซึ่งค่าแก้ นี้ มักจะพบในรายงานผลการสอบเทียบเครื่องมือมาตรฐาน โดยเฉพาะการสอบเทียบมาตรฐานทางกล

2.5.4 การแปลงค่าความไม่แน่นอนเป็นตัวเลข

เพื่อระบุความผิดพลาดเหล่านี้ เป็นปริมาณที่นำไปอ้างอิงได้ จึงมีความพยายามที่จะเปลี่ยนให้เป็นค่าที่นับได้ ซึ่งองค์การมาตรฐานนานาชาติ (IOS : International Organization for Standardization) ได้กำหนดแนวทางในการหาค่าไว้และเรียกว่า ความไม่แน่นอน โดยเรียบเรียงไว้ใน ISO/TAG4/WG3 : June 1992 โดยแบ่งความไม่แน่นอนออกเป็น 2 ประเภท คือ ปัจจัยความไม่แน่นอนที่สามารถประเมินได้โดยวิธีทางสถิติ (Type A) และปัจจัยความไม่แน่นอนที่สามารถประเมินได้โดยวิธีอื่น (Type B)

ความไม่แน่นอน Type A ; U_A

คำนวณจากผลการวัด หรือผลการสอบเทียบเองด้วยการคำนวณทางสถิติ คำนวณจากค่าเฉลี่ยเลขคณิต (\bar{x}) ของผลการวัด และค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานการกระจาย (σ) การประมาณค่าความไม่แน่นอน Type A (U_A) ดังนี้

- หาค่าเฉลี่ยเลขคณิตจากผลการวัด (\bar{x})

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.50)$$

x_i คือ ผลการวัด

n คือ จำนวนครั้งในการวัด

- ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานการกระจาย (σ)

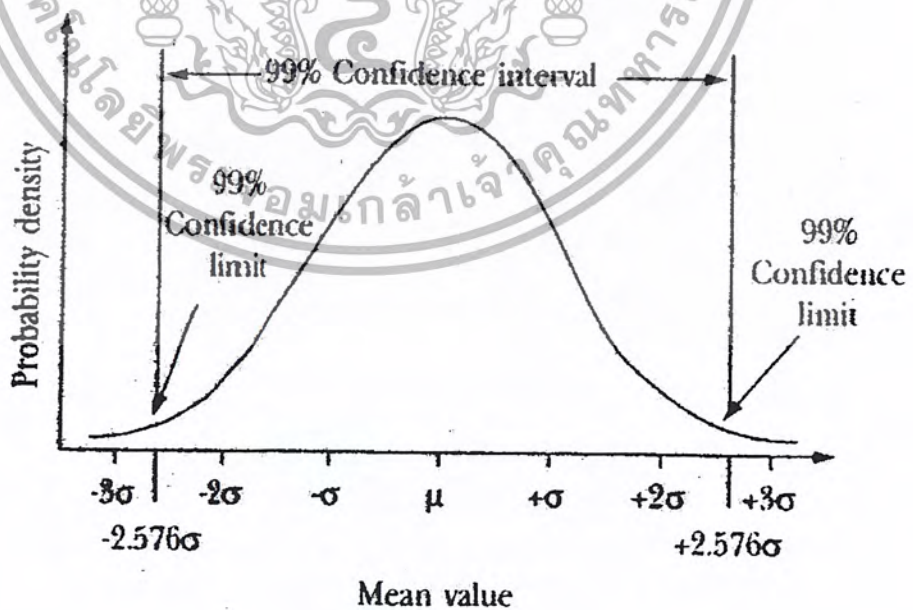
ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานของผลการวัด (S)

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.51)$$

ค่าที่ได้เรียกว่า ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานของผลการวัด โดยทั่วไปแล้วสมมติว่า จำนวนครั้งในการวัด มีค่าเป็นอนันต์ (infinity) และผลของการวัดมีการกระจายภายใต้เส้นโค้งปกติ (normal distribution curve) ดังรูปที่ 2.28 ดังนั้น ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานการกระจายคำนวณจาก

$$(\sigma) = \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (2.52)$$

การประมาณค่าเหล่านี้จะอยู่บนพื้นฐานของแจกแจงปกติ (ทางสถิติ) และดังนั้นมีความน่าจะเป็นที่จำกัดหรือความเสี่ยง ค่าโดยประมาณจะพิจารณาความแตกต่างจากค่าจริงหรือค่ากลาง ที่มีโอกาสผิดหรือคลาดเคลื่อนไป ดังนั้นการตัดสินใจจะทำได้ในระดับของการเสี่ยงเป็นที่ยอมรับได้ เรียกว่า ระดับความเชื่อมั่น (confident level) ถ้าโอกาสของการเกิดความผิดพลาดเป็น 1% นั้นหมายถึงมีระดับความเชื่อมั่น 99% ที่ จะพบข้อมูลกระจายอยู่บน โค้งความถี่



รูปที่ 2.28 เส้นโค้งแสดงการกระจายปกติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการแจกแจงปกติภายใต้เส้นโค้งแสดงการกระจาย

- ที่ระดับความเชื่อมั่นที่ 99.7% สอดคล้องกับพื้นที่ที่อยู่ในเส้นที่ลากจากแนวตั้งลงมา ที่ตำแหน่ง $\pm 3\sigma$ จาก μ
- ระดับความเชื่อมั่น 99% คือที่ตำแหน่ง $\pm 2.576\sigma$ จาก μ
- ระดับความเชื่อมั่น 95% คือที่ตำแหน่ง $\pm 1.96\sigma$
- ระดับความเชื่อมั่น 68.3% คือที่ตำแหน่ง $\pm 1\sigma$

โดยทั่วไปห้องปฏิบัติการสอบเทียบระดับมาตรฐานแห่งชาติมักจะเลือกที่จะแจ้งค่าความไม่แน่นอนที่ระดับความเชื่อมั่นที่ 68.3%

การหาค่าความไม่แน่นอนสำหรับองค์กรทั่วไป การแจ้งค่าความไม่แน่นอนจะถือที่ระดับความเชื่อมั่น 95% - 99%

การคำนวณหาค่าความไม่แน่นอน ที่ระดับความเชื่อมั่นต่างๆ ด้วยการนำค่าสัมประสิทธิ์ t (Student's t distribution) ซึ่งเป็นงานค้นคว้าของ William S. Gosset โดยผลงานของเขาตีพิมพ์ในนามแฝง Student โดยที่ t (เป็นสัมประสิทธิ์ที่แปรค่า) คูณกับค่า σ กำหนดว่าเป็นช่วงความเชื่อมั่นของขนาดตัวอย่างที่น่าได้ ความน่าจะเป็นนี้ขึ้นอยู่กับจำนวนครั้งของการวัด (n) และการกำหนดระดับความมั่นใจ (CL : Confident Level) ดังตารางที่ 2-3

จำนวนครั้งที่วัด (n)	Student's factor					
	CL 50%	CL 68.3%	CL 95%	CL 95.5%	CL 99%	CL 99.7%
2	1	1.83	12.71	15	63.7	-
3	0.817	1.32	4.3	4.6	9.92	21
4	0.765	1.2	3.18	3.4	5.84	9.7
5	0.741	1.14	2.78	2.9	4.6	6.9
6	0.727	1.11	2.57	2.7	4.03	5.7
7	0.718	1.09	2.45	2.5	3.71	5
8	0.711	1.08	2.36	2.4	3.5	4.6
9	0.706	1.07	2.31	2.4	3.36	4.4
10	0.703	1.06	2.26	2.3	3.25	4.2
11	0.7	1.05	2.23	2.3	3.17	4
12	0.698	1.05	2.2	2.3	3.11	3.9
13	0.696	1.04	2.18	2.3	3.05	3.8

14	0.694	1.04	2.16	2.2	3.01	3.7
15	0.692	1.04	2.14	2.2	2.98	3.7
16	0.691	1.03	2.13	2.2	2.95	3.6
17	0.69	1.03	2.12	2.2	2.92	3.6
18	0.689	1.03	2.11	2.2	2.9	3.5
19	0.688	1.03	2.1	2.2	2.88	3.5
20	0.688	1.03	2.09	2.2	2.86	3.5
\square^*	0.675	1	1.96	2	2.58	3

* เป็นค่ากรณีที่ค่า n เป็นจำนวนอนันต์ ซึ่งเรียก ว่า K factor values.

ตารางที่ 2-4 ค่า Student's factor

ดังนั้นค่าความไม่แน่นอน Type A มีค่าประมาณเท่ากับ

$$U_r = \pm t \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (2.53)$$

และ สามารถรวมความไม่แน่นอน Type A รวมทั้งหมดได้จากสูตร

$$U_{r,total} = \sqrt{\sum (U_r)_i^2} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.54)$$

ความไม่แน่นอน Type B ; U_s

โดยทั่วไปความไม่แน่นอน Type B จะประมาณจากความไม่แน่นอนมาตรฐานที่ใช้ สำหรับการสอบเทียบ กรณีมาตรฐานที่นำมาใช้ในการสอบเทียบนั้น ได้รับการสอบเทียบจากสถาบันภายนอก ค่าความไม่แน่นอนของมาตรฐาน ดูได้จากใบรับรองผลการสอบเทียบ (Calibration certificate) ดังรูปที่ 8-2 และ 8-3

- The deviation registered above by Interferometer
- Coefficient of thermal expansion : $(10.9 \pm 1.0) \times 10^{-6} / K$ $\{ (6.1 \pm 0.6) \times 10^{-6} / ^\circ F \}$
- Measurement uncertainty : For a confidence probability of not less than 95%
 Less than 100 mm. $\pm 0.04 \mu m$. Up to
 1000 mm. $\pm (0.02 + L/6000) \mu m$. L : mm.
- * Basis of Test : ISO3650/DIN861/JIS B7506

รูปที่ 2.29 ใบรับรองที่แสดงความไม่แน่นอนที่ระบุช่วงความเชื่อมั่น

In Thai Reference
Measurement Result
Ratio Check (across 10MΩ load)

	Input (KV)	Output (V)
DC	1.0	0.999
	2.0	1.998
	3.0	2.997
	4.0	3.996
	5.0	4.997
AC	1KV/50Hz	1.002
	2KV/50Hz	1.988
	3KV/50Hz	2.986
	4KV/50Hz	3.992
	5KV/50Hz	4.945

The uncertainty of voltage measurement is $\pm 0.1\%$

รูปที่ 2.30 ใบรับรองที่แสดงความไม่แน่นอนที่ไม่ได้ระบุช่วงความเชื่อมั่น

โดยทั่วไปการรายงานค่าความไม่แน่นอนของสถาบันสอบเทียบภายนอก จะระบุช่วงความเชื่อมั่นไว้ให้ทราบด้วย ดังรูปที่ 8-2 ที่ช่วงความเชื่อมั่น เท่ากับ 95% มีบางกรณีที่ได้รับรองผลการสอบเทียบจากบางสถาบันจะไม่ระบุให้ทราบว่า ความไม่แน่นอนนั้น อยู่ในช่วงความเชื่อมั่นเท่าใด ดังรูปที่ 8-3 จะเป็นที่รู้กันว่าค่าความไม่แน่นอนนี้ มีช่วงความเชื่อมั่นที่ 68.3% โดยทั่วไปสถาบันมาตรวิทยาแห่งชาติ หรือนานาชาติจะรายงานวิธีนี้ นัยคว่าแล้วค่าความไม่แน่นอนมีค่าต่ำดี

บางครั้งค่าความไม่แน่นอนที่แจ้งอาจไม่อยู่ในช่วงความเชื่อมั่นที่ต้องการ ดังนั้นจึงต้องทำการปรับให้อยู่ในระดับความเชื่อมั่นที่ต้องการ ซึ่งการแปลงค่าความไม่แน่นอน ที่ระดับความเชื่อมั่นต่างๆ จะใช้ตัวแปร K factor จากตารางที่ 8-1 มาช่วย

2.5.5 การรวมความไม่แน่นอนทั้งหมด

เมื่อประมาณค่าความไม่แน่นอนทั้งหมดแล้ว จะต้องเอาความไม่แน่นอนทั้งหมดมารวมกัน เป็นค่าความไม่แน่นอนรวม (U_{total}) ของการสอบเทียบ หรือการวัดครั้งนั้นๆ โดยวิธีการรวมใช้สูตรดังนี้

$$U_{total} = \sqrt{(U_r)^2 + (U_s)^2} \quad (2.55)$$

ข้อสังเกตในการหาความไม่แน่นอนรวม (U_{total}) คือกรณีที่ความไม่แน่นอนดกค้ำ และความไม่แน่นอนระบบมีค่าแตกต่างกัน 10 เท่าแล้ว สามารถประมาณได้ว่าความไม่แน่นอนรวม มีค่าประมาณความไม่แน่นอนตัวที่มากที่สุด ซึ่งจากตัวอย่างคือ ความไม่แน่นอนดกค้ำนั่นเอง

สิ่งที่ต้องระมัดระวังในการรวมค่าความไม่แน่นอนแต่ละค่าเป็นความไม่แน่นอนรวม คือ

- ระดับความเชื่อมั่นของความไม่แน่นอนแต่ละค่าต้องอยู่ในระดับเดียวกัน
- ความไม่แน่นอนจะต้องเป็นหน่วยเดียวกัน

การประมาณค่าความไม่แน่นอนสำหรับการสอบเทียบที่กล่าวมาข้างต้น เป็นการประมาณเพื่อดูว่าผลการสอบเทียบที่ปรากฏในใบรับรองการสอบเทียบ หรือในรายงานการสอบเทียบนั้น มีโอกาสที่จะผิดพลาดไปเท่าใดซึ่งจัดว่าเป็นขั้นตอนที่ควรกระทำเพื่อทวนสอบถึงระดับความไม่แน่นอนของห้องปฏิบัติการสอบเทียบนั้นๆ รวมไปถึงเพื่อใช้เป็นข้อมูลเปรียบเทียบระหว่างวิธีการสอบเทียบวิธีต่างๆ ที่ใช้อยู่สำหรับการสอบเทียบเครื่องมือชนิดเดียวกัน

เมื่อหาค่าได้แล้ว จะนำผลที่ได้ไปใช้งานอะไรบ้าง นี่คือการถามที่มักได้ยินเสมอ และมีผู้นำไปใช้ผิดเสมอเช่นกัน ค่าที่ได้จากการคำนวณเป็นตัวเลขแสดงให้เห็นว่า ผลการสอบเทียบที่ปรากฏในใบรับรองการสอบเทียบ หรือรายงานการสอบเทียบนั้น มีโอกาสคลาดเคลื่อนมาน้อยเท่าใด

ในทางปฏิบัติ พบว่ามักมีความเข้าใจผิด ในการนำเอาค่าความไม่แน่นอนดังกล่าวไปใช้ในการพิจารณาว่าเครื่องมือที่สอบเทียบออกนอกย่านที่กำหนดหรือไม่ แทนที่จะพิจารณาจากค่าความผิดพลาด (error) ซึ่งผู้ออกใบรับรองระบบคุณภาพหลายแห่ง ก็เข้าใจผิดเช่นเดียวกัน และก็ไปให้สิ่งที่ไม่เป็นไปตามข้อกำหนดว่า ไม่ได้นำเอาค่าความไม่แน่นอนมาประเมินว่าเครื่องมือออกนอกย่านหรือไม่จนตรวจประเมิน

บทที่ 3

หลักการคำนวณและการออกแบบ

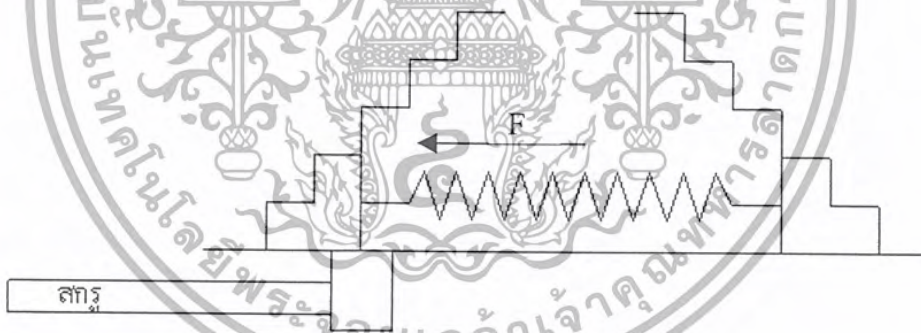
3.1 สปริง

ใช้ระยะห่างรังผึ้งทั้งสองด้าน เพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นเวลาที่รังผึ้งเคลื่อนที่ และเพื่อให้มีแรงต้านเวลาทำการเคลื่อนที่รังผึ้งเข้าหรือออก จะทำให้บังคับการเคลื่อนที่ของรังผึ้งได้ง่าย เราเลือกวัสดุที่จะใช้ทำสปริง โดยใช้ลวด Hard drawn wire (ASTM A227) วัสดุที่เลือกใช้ Hard drawn wire เพราะมีราคาถูก

3.1.1 หลักการออกแบบสปริง

จากที่ได้กล่าวผ่านมาแล้ว ลวดชนิด Hard drawn wire เป็นลวดที่มีราคาถูก และเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm. จนถึง 16 mm. ขดขณะเย็นได้ เราต้องทำการคำนวณหา ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ต้องการใช้ ความยาวของสปริง ระยะยึด

3.1.2 การคำนวณหาขนาดของสปริง



รูปที่ 3-1 การคำนวณสปริง

การออกแบบสปริงแบบดิ่ง จากสูตรที่ (2.7)

$$\sigma_u = \frac{A}{d^x}$$

จากตารางที่ 2-1 ได้ค่า $A = 1780$, $x = 0.19$ แทนค่าลงในสูตรที่ (2.7) ได้

$$\sigma_u = \frac{1780}{d^{0.19}} \quad (1)$$

การใช้งานของสปริงนี้เป็นงานเบา จากตารางที่ 2-1 $\tau_d = 0.344 \sigma_u$ (2)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำสมการที่(1) แทนลงสมการที่(2) ได้

$$\tau_d = \frac{612.32}{d^{0.19}} \quad (3)$$

จากสมการที่ (2.9ค)

$$\tau_d = K \frac{8FC}{\pi d^2}$$

นำสมการที่ (3) กับ สมการที่ (2.9ค) มาเท่ากัน

สมมติให้แรงสูงสุด $F = 1100 \text{ N}$, ค่า K ได้จากรูปที่ 2-9 ซึ่งเลือกค่า $C = 5$ จะได้ค่า $K = 1.3$

$$\frac{612.32}{d^{0.19}} = 1.3 \times \frac{8 \times 1100 \times 5}{\pi d^2}$$

จะคำนวณค่า เส้นผ่านศูนย์กลางสปริง $d = 6.51 \text{ mm}$. เลือกใช้ $d = 7 \text{ mm}$.

ค่าความแข็งดิ่งของสปริงจากสมการ (2.15)

$$k = \frac{F}{\delta}$$

ระยะที่เราจะให้สปริงยืดสูงสุดคือ 40 mm .

$$k = \frac{1100}{40} = 27.5 \text{ N/mm.}$$

หาจำนวนขดของสปริงจากสมการ (2.16)

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{Gd}{8C^3n}$$

จากบทที่ 2 ค่า $G = 80 \text{ kN/mm}^2$

$$27.5 = \frac{80 \times 10^3 \times 7}{8 \times 5^3 \times n}$$

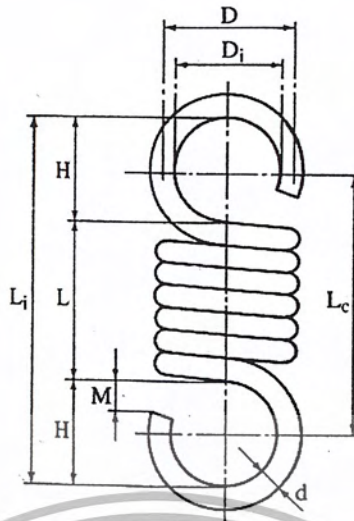
จะหาค่าจำนวนขดได้

$$n = 21 \text{ ขด}$$

หาความยาวของสปริงที่ยังไม่ยืดจากตาราง 2.2

$$L = d(n+1)$$

$$L = 7(21+1) = 154 \text{ mm.}$$



รูปที่ 3-2 ตัวแปรที่ใช้คำนวณสปริง

เส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียว , จากรูป 3-2

$$L_c = L + D_i \quad (3.1)$$

$$L_i = L + 2D_i \quad (3.2)$$

จากดัชนีสปริง

$$C = D/d \quad (3.3)$$

แทนค่า ดัชนีสปริง $C = 5$ และเส้นผ่านศูนย์กลางลวดสปริง $d = 7$ ลงในสมการ (3.3)

จะหาค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียว

$$D = 35 \text{ mm.}$$

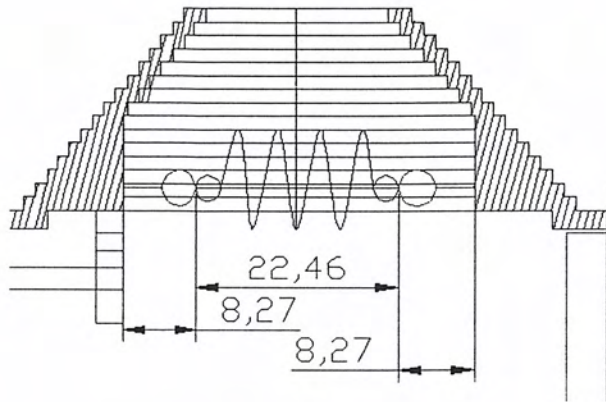
จากรูปที่ 3-2 $D_i = D - C = 35 - 7 = 28$ แทนลงในสมการ (3.1)

$$L_c = 154 - 28 = 182 \text{ mm.}$$

$$L_i = 154 + (28 \times 2) = 210 \text{ mm.}$$

ระยะห่างตะขอที่ไว้เกี่ยว

$$M = D_i / 3 = 24 / 3 = 8 \text{ mm.}$$



รูปที่ 3-3 แสดงระยะของสปริงที่ประกอบเข้าตัวเครื่อง

ก่อนใช้งานสปริงจะยืด 14.66 mm. \therefore ความยาวสปริงก่อนใช้งาน $210 + 14.6 = 224.6$ mm.

ตอนใช้งานยืดสูงสุด 25.4 mm. \therefore ความยาวสปริงสูงสุด $25.4 + 14.6 + 210 = 250$ mm.

ตรวจสอบ

หว่ามุมเกิน 12° หรือไม่ จากตารางที่ 2-2

$$L = Pn + d$$

จากระยะยืดสูงสุด = 250 mm, จำนวนขดสปริง $n = 21$, เส้นผ่านศูนย์กลางลวดสปริง $d = 7$

$$250 = P \cdot 21 + 7$$

$$P = 11.57$$

จากสมการ (2.12)

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi D}$$

$$\tan \alpha = \frac{11.57}{\pi \times 35}$$

$$\alpha = 6.007^\circ$$

ซึ่งมีขนาดเล็กลงว่า 12° เพราะฉะนั้นสปริงนี้ใช้งานได้

3.1.3 การสร้าง

จากการคำนวณข้างต้นเราพบว่า สปริงขณะยังไม่ยืดยาว 154 mm ทำจากวัสดุ Hard drawn wire (ASTM A227) สามารถใช้งานได้ตามที่ต้องการ คือ ให้ยืดออกเป็นระยะ 25.4 mm หรือ 1 นิ้วได้ โดยใช้แรงสูงสุด 1100 N.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 สกรูส่งกำลัง

3.2.1 หลักการออกแบบ

การออกแบบการเคลื่อนที่ของร้งฝั้งนั้น เราสามารถทำได้หลายวิธี ทั้งระบบนิวเมติก และ ใช้มอเตอร์ แต่เนื่องจาก 2 วิธีดังกล่าวนี้ มีปัญหาด้านลมที่โรงงานใช้มีค่าไม่เสถียร และไม่เหมาะสมกับลักษณะงานยากแก่การควบคุมทิศทาง ทางวิศวกรที่บริษัทจึงแนะนำให้ใช้สกรูส่งกำลังในการเคลื่อนที่ร้งฝั้งแทน โดยสกรูส่งกำลังมีหลักการทำงานคือ เปลี่ยนแรงบิดให้เป็รแรงเคลื่อนที่แบบเส้นตรงตามแนวแกนของสกรูส่งกำลัง

3.2.2 การคำนวณ

เลือกใช้เหล็ก AISI 1040 CD $\sigma_y = 88 \times 6.895 = 606.76 \text{ N/mm}^2$

กำหนด Safty factor $N = 3$ $\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N}$ (3.4)

$$\sigma_d = \frac{606.76}{3} = 202.25$$

1. หาขนาดของสกรู โดยมวลของร้งฝั้งมีขนาด $m = 30 \text{ kg}$, สกรูยาว $L = 200 \text{ mm}$.

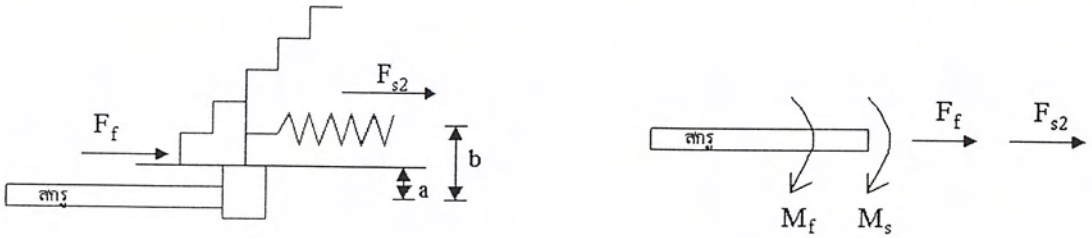
แรงเสียดทาน $F_f = \mu mg$ (3.5)

แทนค่าต่างๆลงสมการ (3.5) $F_f = 0.2 \times 30 \times 9.81 = 58.86 \text{ N}$.

จากบทที่ 3.1 แรงสปริงขณะร้งฝั้งยังไม่เคลื่อนที่ ($x = 0 \text{ mm}$) $F_{s1} = 401.5 \text{ N}$.

แรงสปริงขณะร้งฝั้งเคลื่อนที่สูงสุด ($x = 25.4 \text{ mm}$) $F_{s2} = 1100 \text{ N}$.

คิดที่กรณีดึงออก (x = 25.4 mm.)



รูปที่ 3-3 แสดงแรงในสกรู

เมื่อ a = 50 mm. , b = 100 mm.

- ความเค้นเนื่องจากโมเมนต์คดของแรงเสียดทาน $\sigma_a = \frac{M_f c}{I}$; $M_f = F_f a$

$$\sigma_a = \frac{(58.86)(50)(d/2)}{\frac{\pi d^4}{64}}$$

$$\sigma_a = \frac{29.98 \times 10^3}{d^3} \tag{1}$$

- ความเค้นเนื่องจากโมเมนต์คดของสปริง $\sigma_b = \frac{M_s c}{I}$; $M_s = F_{s1} b$

$$\sigma_b = \frac{(1100)(100)(d/2)}{\frac{\pi d^4}{64}}$$

$$\sigma_b = \frac{1.12 \times 10^6}{d^3} \tag{2}$$

- ความเค้นดึงจาก ; ให้ $Le/k < 40$

$$\sigma_c = \frac{F_{s1} + F_f}{A}$$

$$\sigma_c = \frac{1100 + 58.86}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sigma_c = \frac{1475.51}{d^2} \quad \text{_____} (3)$$

จากสมการ (1), (2), (3)

$$\sigma_d = \sigma_a + \sigma_b + \sigma_c \quad (3.6)$$

แทนค่าลงในสมการ (3.6)

$$202.25 = \frac{29.98 \times 10^3}{d^3} + \frac{1.12 \times 10^6}{d^3} + \frac{1475.51}{d^2}$$

$$d = 18 \quad \text{mm.}$$

จากตารางภาคผนวก ข ตารางที่ 2 เลือกใช้ สกรูเส้นผ่านศูนย์กลาง 18.5 mm.

ตรวจสอบ $L_c = L/2 = 174.6/2 = 87.3$

$$k = d/4 = 18/4 = 4.5$$

$$L_c/k = 87.3/4.5 = 19.5$$

มีค่าน้อยกว่า 40 เพราะฉะนั้น สกรูที่คำนวณนี้จึงใช้ได้

จากตารางภาคผนวก ข ตารางที่ 2 เลือกใช้ สกรู TR 24x5

2. หาแรงในการ

จากสมการ (2.22)

$$\tan \alpha = l_e / (\pi d_m)$$

จากตารางภาคผนวก ข ตารางที่ 2 สกรู TR 24x5 , $l_e = 5$, $d_m = 21.5$ แทนลงในสมการ (2.22)

$$\tan \alpha = \frac{5}{\pi \times 21.5} = 0.074$$

$$\alpha = 4.23$$

คิดที่กรณีเคลื่อนที่ออกสูงสุด ($x = 25.4$ mm.)

จากสมการ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos \phi_n \tan \alpha}{\cos \phi_n - f_s \tan \alpha} \right) \quad (2.24)$$

จากรูปที่ 2-23 และ 2-24 ค่า $f_s = 0.15$, $\phi = 15^\circ$ แทนค่าต่างๆลงในสมการ (2.24)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_R = 2889.66 \text{ N.mm.}$$

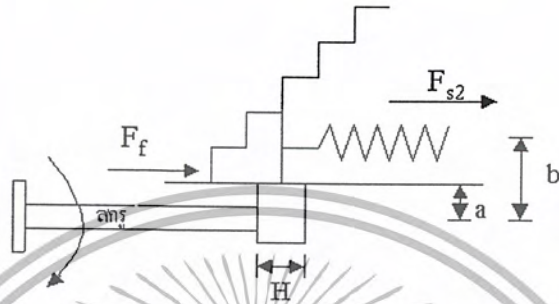
จาก $T_R = F.R$

เมื่อรัศมี $R = 100 \text{ mm.}$

หาแรงที่ใช้ในการหมุนได้

$$F = 28.9 \text{ N.}$$

3. ความสูงของแป้นเกลียว



รูปที่ 3-4 แสดงแรงในสกรู และ สปริง

H คือ ความสูงของแป้นเกลียว

จากสูตรความเค้นอัด

$$\sigma_c = \frac{W}{A_r} \tag{2.39}$$

เมื่อ

$A_r =$ พื้นที่ภาพฉายของเกลียวส่วนที่อัดกันอยู่

$$A_r = \frac{\pi}{4} (d - d_r) n \tag{3.7}$$

$$A_r = \frac{\pi}{4} (24 - 18.5) n$$

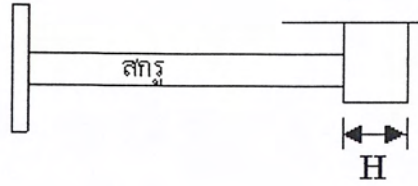
$$A_r = 4.32n$$

แรงสูงสุด $W = F_{s2} + F_f = 1100 + 58.6 = 1158.86 \text{ N.}$

สมมติ $\sigma_c = 19 \text{ N/mm.}$ นำค่า W และ σ_c แทนลงในสมการ (2.39)

$$19 = \frac{1158.86}{4.32n}$$

เอกสารนี้เป็นลิขสิทธิ์ของโรงเรียนการช่างฯ เพื่อใช้ประกอบการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3-5 แสดงความสูงเป็นเกลียว

$$\text{จำนวนเกลียว ต่อ มิลลิเมตร} = n/H = 1/P = 1/5$$

$$\therefore \text{ความสูงเป็นเกลียว } H = 5(14.12) = 70.59 \text{ mm.}$$

4. ความเค้นเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นในสลัก

จากสมการที่ (3.6)

$$\sigma_d = \sigma_a + \sigma_b + \sigma_c$$

$$\sigma_d = \frac{29.98 \times 10^3}{d^3} + \frac{1.12 \times 10^6}{d^3} + \frac{1475.51}{d^2}$$

เมื่อ เส้นผ่านศูนย์กลาง $d = 18.5$

$$\sigma_d = 185.94 \text{ N/mm}^2$$

จากสมการ (4.21)

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_r^3}$$

(2.41)

$$\tau = \frac{16(2889.66)}{\pi(18.5)^3} = 2.32 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{จากบทที่ 2 ทฤษฎีความเค้นเค้นสูงสุด} \quad \tau_d = \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.40)$$

$$\tau_d = \left(\left(\frac{185.94}{2} \right)^2 + 2.32^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

ตรวจสอบ $\tau_y = 0.6 \sigma_y = 0.6(606.76) = 364.056 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{364.056}{3} = 121.352 \text{ N/mm}^2$$

ซึ่งมีค่ามากกว่า 93 N/mm^2 เพราะฉะนั้น สกรูนี้จึงใช้ได้อย่างปลอดภัย

3.2.3 การสร้าง

จากการคำนวณข้างต้นเราพบว่า สกรูส่งกำลังขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 18.5 mm . ที่ทำจากวัสดุ AISI 1040 CD มีความสามารถเพียงพอที่จะทำให้รั้งสิ่งเคลื่อนที่ได้ โดยใช้แรงตามที่ต้องการคือ 1100 N . ได้ โดยที่เกลียวไม่เกิดความเสียหายอย่างรุนแรง



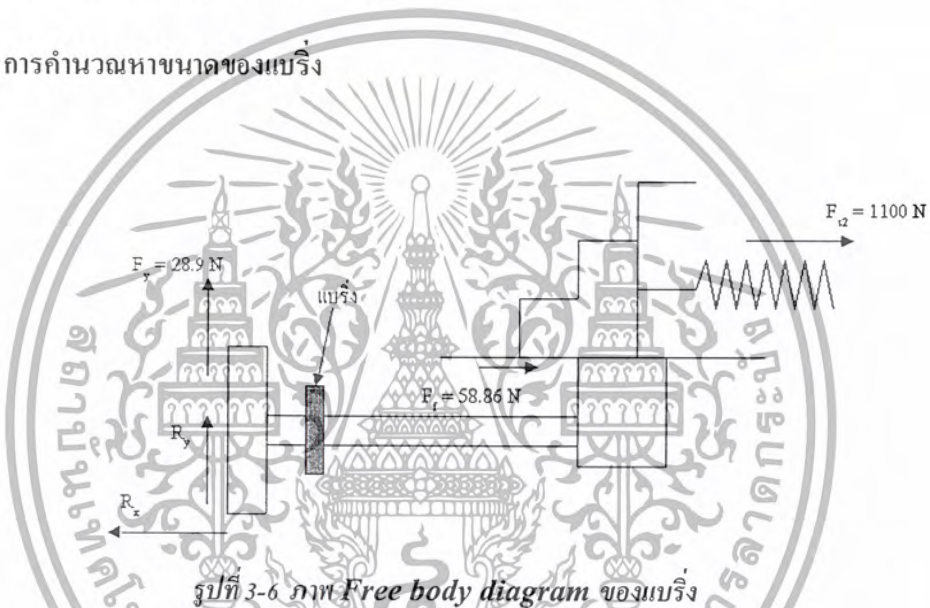
3.3 แบริ่ง

ใช้ในการติดตั้งสกรู เพื่อลดความเสียหายของสกรูที่เลื่อนรั้งฝั่งเดอนเคลื่อนที่ และอยู่หนึ่ง ลดความสึกหรอและความร้อนที่เกิดจากการเสียดสีกัน โดยเลือก Ball bearing รูสวนม 20 mm

3.3.1 หลักการออกแบบแบริ่ง

จากที่กล่าวมาการออกแบบแบริ่งอยู่ที่การเลือกขนาดของแบริ่ง แล้วทำการคำนวณอายุการใช้งาน อายุใช้งานมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr) โดยอายุการใช้งานมาจากหลักการทางสถิติเข้าช่วย เนื่องจากความยากลำบากในการควบคุมความกลมของลูกกลิ้ง และความเรียบของลูกกลิ้ง เป็นต้น

3.3.2 การคำนวณหาขนาดของแบริ่ง



รูปที่ 3-6 ภาพ Free body diagram ของแบริ่ง

ในการออกแบบจำเป็นต้องหาค่า R_x และ R_y มากที่สุด

หา R_x

$$\begin{aligned}\sum R_x &= F_t + F_{s2} \\ \sum R_x &= 1100 + 58.86 \\ \sum R_x &= 1158.86\end{aligned}$$

ซึ่งค่ามากที่สุดมีค่า 1158.86 N

หา R_y

$$\begin{aligned}\sum y &= F_y + mg \\ \sum y &= 28.9 + 53.95 \\ \sum y &= 82.85\end{aligned}$$

ซึ่งค่ามากที่สุดมีค่า 82.85 N

หาแรงสนับสนุนจากสูตรที่ 5.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$P = XVF_r + YF_a \quad (1)$$

$$P = X(1)(1158.86) + (Y)(82.85)$$

พบว่าเราไม่ทราบค่า X กับ Y

หาค่า X และ Y

จากการที่เราเลือก Ball bearing รุสวม 20 mm อนุกรมมิติ 02

$$C_0 = 3.18 \text{ KN}$$

$$C = 7.61 \text{ KN}$$

$$F_a = 33.8 \text{ N}$$

$$F_r = 1158.86 \text{ N}$$

โดยค่า C_0 กับ C หาได้จาก

หาค่า $\frac{iF_a}{C_0}$ กับ $\frac{F_a}{VF_a}$ จากสมการ

$$\frac{iF_a}{C_0} = \frac{1 \times 0.08285}{3.18} = 0.026 \quad (2)$$

ค่า e หาจากตารางที่ 6 ของภาคผนวก โดยเทียบกับค่า $\frac{iF_a}{C_0}$ จะได้ค่า $e = 0.2155$

$$\frac{F_a}{VF_a} = \frac{0.08285}{1 \times 1.15885} = 0.0714 \quad (3)$$

พบว่า

$$\frac{F_a}{VF_a} < e$$

สำหรับ single row bearing เมื่อ $\frac{F_a}{VF_a} < e$ ใช้ $X=1$ และ $Y=0$

แทนค่า X และ Y จากตารางที่ 6 ของภาคผนวก ลงในสมการที่ (1) จะได้

$$P = 1158.86 \text{ N}$$

ให้ N (ตัวประกอบของการกระแทก) มีค่าเป็น 1.5 เนื่องจากแรงกระแทกเล็กน้อยตามตารางที่ 9 ของภาคผนวก

$$P = N \times 1158.86 \quad (4)$$

$$P = 1.73829 \text{ KN}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานานาชาติโดยไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำมาหาอายุการใช้งาน จากสมการ (2.47)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad (5)$$

โดยที่ Ball Bearing ค่า K มีค่าเป็น 3

$$L_{10} = \left(\frac{7.61}{1.732829} \right)^3$$

$$L_{10} = 83.9 \text{ mr}$$

นำไปหาอายุประเมิน

$$L_{10} = \left(\frac{mr \times 10^6}{rph} \right)$$

โดยที่ rph เป็น 30 rpm จะเป็น 1800 rph

$$L_{10} = \left(\frac{83.9 \times 10^6}{1800} \right)$$

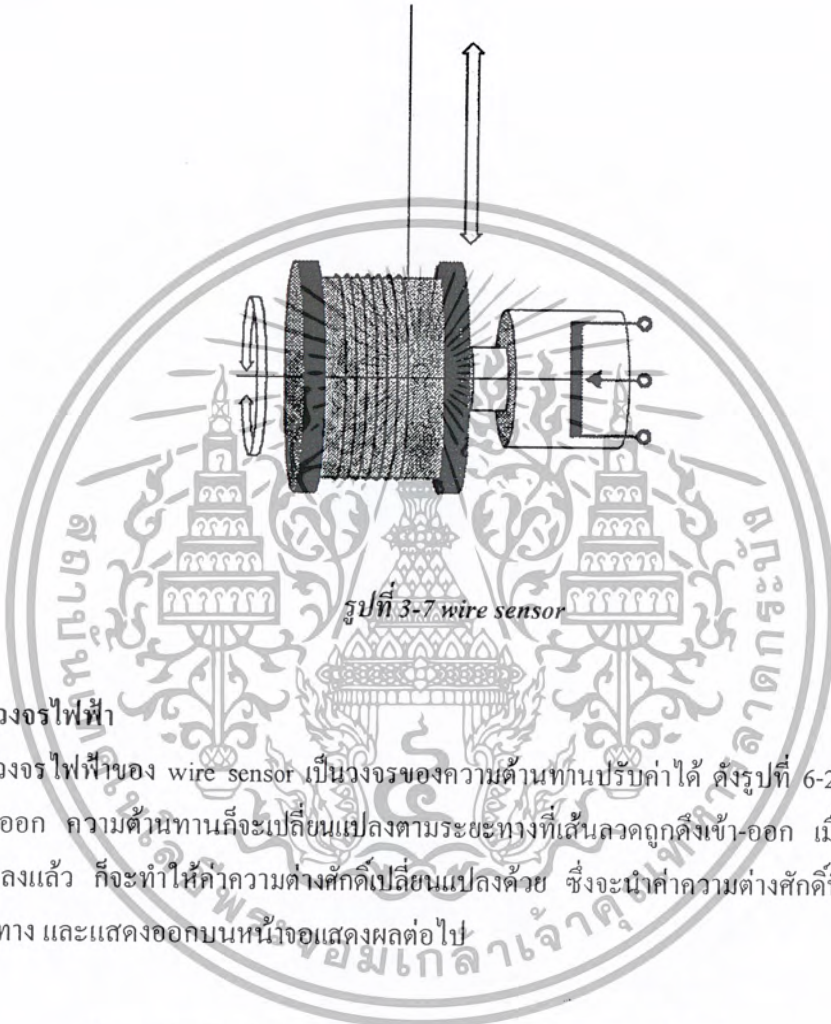
$$L_{10} = 23305.05 \text{ hr}$$

แต่จากตารางที่ 10 ของภาคผนวก เครื่องมือวัดอายุใช้งาน 500 hr แต่ที่หาได้มีค่ามากกว่าจึงสามารถใช้ Ball bearing รูสาม 20 mm อนุกรมมิติ 02

3.4 wire sensor

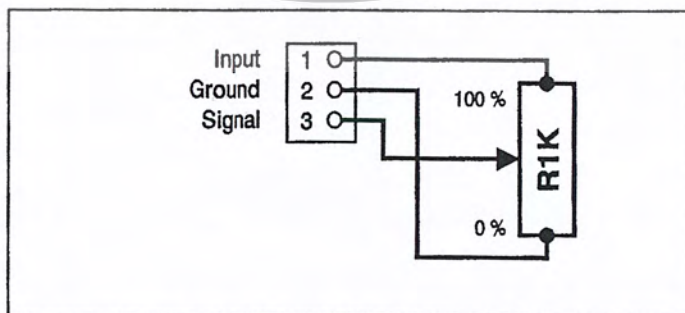
3.4.1 หลักการทำงาน

การเคลื่อนที่ของเส้นลวดในแนวเชิงเส้น ถูกเปลี่ยนเป็นความต้านทาน โดยการเคลื่อนที่แบบหมุน ดังรูปที่ 6-1



3.4.2 วงจรไฟฟ้า

วงจรไฟฟ้าของ wire sensor เป็นวงจรของความต้านทานปรับค่าได้ ดังรูปที่ 6-2 ซึ่งเมื่อเส้นลวด ถูกดึงเข้า-ออก ความต้านทานก็จะเปลี่ยนแปลงตามระยะทางที่เส้นลวดถูกดึงเข้า-ออก เมื่อความต้านทาน เปลี่ยนแปลงแล้ว ก็จะทำให้ค่าความต่างศักย์เปลี่ยนแปลงด้วย ซึ่งจะนำค่าความต่างศักย์นี้มา calibration เป็นระยะทาง และแสดงออกบนหน้าจอแสดงผลต่อไป



รูปที่ 3-8 วงจรความต้านทานปรับค่าได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 การ calibration และ แสดงผลบนหน้าจอแสดงผล

3.5.1 span และ offset

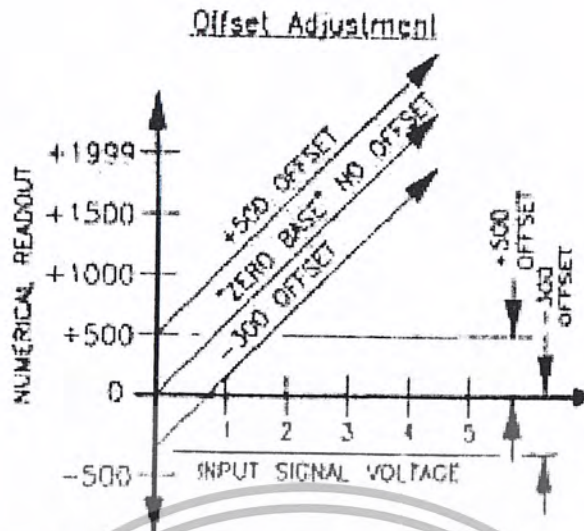
ก่อนการ calibration นั้น ก่อนอื่นต้องทำความเข้าใจกับความหมายของคำว่า span และ offset ก่อน

1. Span คือ ระยะเวลาของตัวเลขที่ต้องการแสดงผลบนหน้าจอแสดงผล โดยไม่สนใจจุดทศนิยม เมื่อสัญญาณแรงดันไฟฟ้าที่นำเข้า(input signal voltage) มีค่าเปลี่ยนแปลงจากค่าต่ำที่สุดไปเป็นค่าที่มากที่สุด



รูปที่ 3.9 span

2. Offset คือ การปรับแกนให้เลื่อนขึ้นหรือลง โดยที่จะขนานกับเส้นกราฟเดิม เพื่อให้หน้าจอแสดงผลตามที่ต้องการเมื่อสัญญาณที่นำเข้าเป็นศูนย์



รูปที่ 3.10 offset

3.5.2 การ calibration

การ calibration นั้นจะมีทั้งหมด 8 ขั้นตอน โดยที่ขั้นตอนที่ 1 และ 2 นั้นเป็นการปรับให้หน้าจอแสดงผลแสดงผลเป็น 0 เมื่อสัญญาณแรงดันไฟฟ้าที่นำเข้ามาเป็น 0 และในขั้นตอนที่ 3, 4 และ 5 นั้น เป็นการปรับระยะ span ขั้นตอนที่ 6 เป็นการปรับระยะ offset ขั้นตอนที่ 7 เป็นการปรับค่ามากที่สุดและน้อยที่สุดให้ได้ตามที่ต้องการ ขั้นตอนที่ 8 เป็นการใส่จุดทศนิยม จากนั้นเป็นอันเสร็จสมบูรณ์ในการปรับแต่งหน้าจอแสดงผล

ก่อนการ calibration จำเป็นต้องพิจารณาค่า Readout span (R_S), Swing voltage (V_S) และ ค่า Span Per Volt (R_S/V_S) ก่อน

- Readout span (R_S) = (max. numerical display) – (min. numerical display) (3.8)

- Swing voltage (V_S) = (voltage @ max. display) – (voltage @ min. display) (3.9)

- Span per Volt (R_S/V_S) = Readout span (R_S) / Swing voltage (V_S) (3.10)

จาก wire sensor สามารถใช้ voltmeter ในการหาค่าความต่างศักย์ที่ระยะทางต่างๆ ได้ ดังนี้

ค่าความต่างศักย์เท่ากับ 0.709 โวลต์ ที่ระยะทาง เท่ากับ 0 นิ้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ค่าความต่างศักย์เท่ากับ 1.966 โวลท์ ที่ระยะทาง เท่ากับ 1.00 นิ้ว

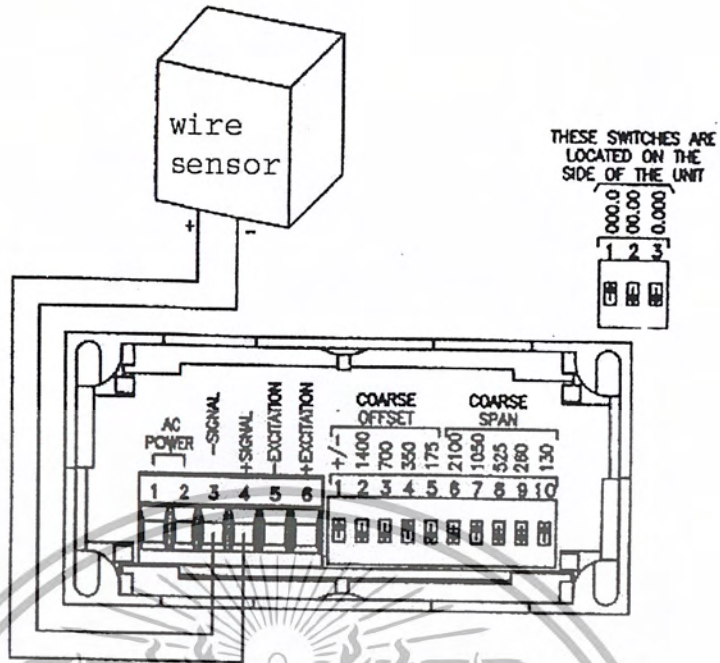
จากนั้น เราสามารถคำนวณหาค่าต่างๆได้ ดังนี้

- Readout span = $100 - 0 = 100$
- Swing voltage = $1.966 - 0.709 = 1.257$
- Span per Volt = $100/1.257 = 79.55$

3.5.3 วิธีการปรับแต่งค่าบนหน้าจอแสดงผล

การปรับแต่งค่าที่แสดงบนหน้าจอแสดงผลมีวิธีการดังต่อไปนี้

1. สวิตช์ปุ่มปรับ span และ offset หยาบ ทั้งหมด (S2 ถึง S10)
2. ใส่สัญญาณแรงดันไฟฟ้าเข้า ให้เป็น 0 แล้วปรับหน้าจอแสดงผลให้แสดงเป็น 0 โดยปุ่มปรับ offset ละเอียด
3. เลือกเปิดสวิตช์ปุ่มปรับ span หยาบ โดยให้มีค่าใกล้เคียงกับค่า Span Per Volt มากที่สุด (ตัว เลขที่ปุ่มปรับ span หยาบจะสอดคล้องกับค่า Span Per Volt)
4. เปลี่ยนค่าสัญญาณแรงดันไฟฟ้าตามค่า Swing voltage แล้วปรับหน้าจอแสดงผลให้ตรงกับค่า Readout span โดยใช้ปุ่มปรับ span ละเอียด
5. กลับไปทำตามขั้นตอนที่ 2 ใหม่ ถ้าค่าที่หน้าจอแสดงผลเปลี่ยนแปลงไปจากค่าที่เท่ากับ 0 จะ ต้องปรับให้เท่ากับ 0 ใหม่โดยใช้ปุ่มปรับ offset ละเอียด จากนั้นจึงกลับมาทำขั้นตอนที่ 4 ใหม่
6. หลังจากการปรับ span แล้ว ปรับสัญญาณแรงดันไฟฟ้าเข้าให้มีค่าต่ำที่สุด จากนั้นปรับ สวิตช์ S1 เพื่อเพิ่มหรือลด offset จากนั้นปรับให้หน้าจอแสดงผลแสดงผลที่ต้องการที่สัญญาณ แรงดันไฟ ฟ้าเข้าที่น้อยที่สุดโดยใช้ปุ่มปรับ offset หยาบ (S2 ถึง S5) และปุ่มปรับ offset ละเอียด
7. ปรับสัญญาณแรงดันไฟฟ้าเข้าให้มีค่ามากที่สุด แล้วดูที่หน้าจอแสดงผลว่า มีค่าตามที่ ต้องการหรือไม่ ถ้าไม่ได้ให้ปรับโดยใช้ปุ่มปรับ span ละเอียด เพื่อให้ได้ค่าที่ต้องการ จากนั้นจึงมาตรวจ สอบค่าที่แสดงผลเมื่อให้สัญญาณแรงดันไฟฟ้าเข้าที่น้อยสุดอีกครั้ง และปรับใหม่โดยใช้ปุ่มปรับ offset ละเอียด ทำดังนี้ไปเรื่อยๆ จนกระทั่งได้ค่าที่ต้องการ ทั้งค่าที่มากที่สุด และค่าที่น้อยสุด
8. ใส่จุดทศนิยมตามที่ต้องการโดยใช้สวิตช์ที่อยู่ด้านข้าง เป็นอันเสร็จเรียบร้อยในการปรับแต่ง หน้าจอแสดงผล



รูปที่ 3-11 สวิตซ์ปรับหน้าจอลดผล



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

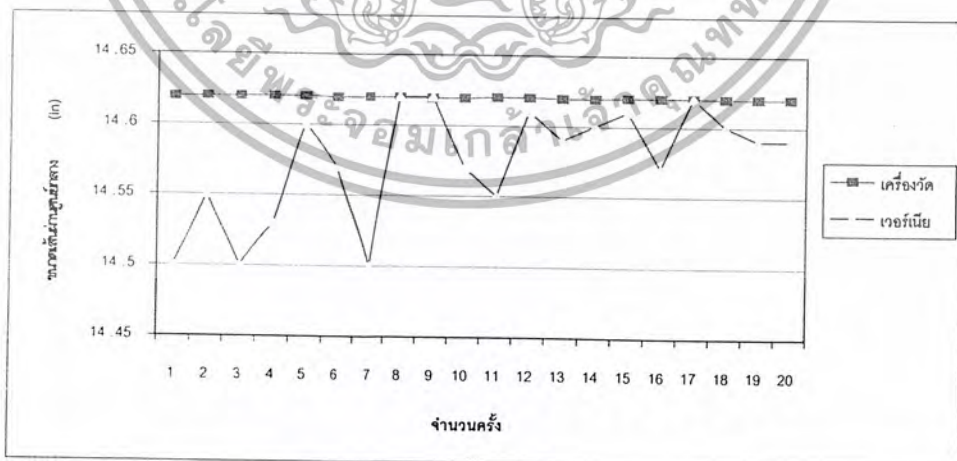
ผลการทดลอง

4.1 วิธีการทดลอง

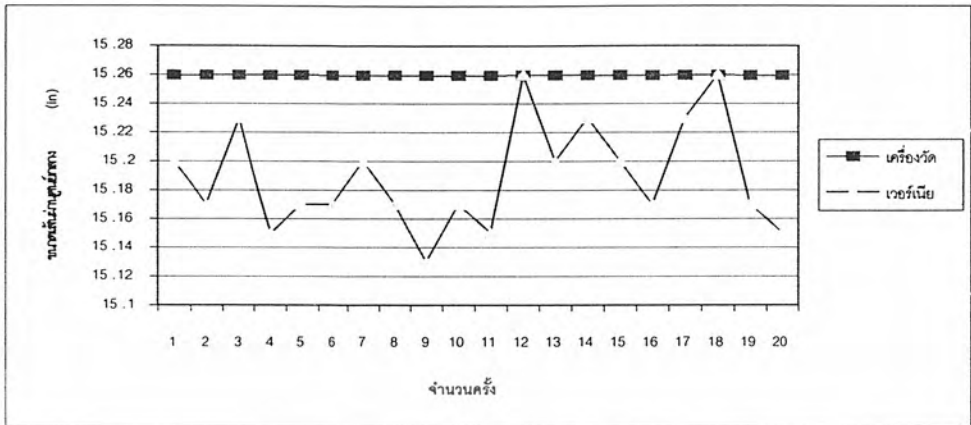
การทดลองนั้น จะวัดผลของความไม่แน่นอนในการวัดผลของเครื่องตรวจสอบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์นี้ โดยเปรียบเทียบกับการวัดแบบเดิม ซึ่งใช้เวอร์เนียในการตรวจสอบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของยางรถยนต์

ซึ่งในการตรวจสอบนั้นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนี้ จะวัดขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์ในขนาดต่างๆกัน เป็นจำนวน 20 ครั้ง ต่อ การวัดในแต่ละขนาด และนำผลที่ได้ไปวาดกราฟแสดงผลเปรียบเทียบกันระหว่างการวัดโดยใช้เครื่องตรวจสอบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกับการใช้เวอร์เนียในการวัด และคำนวณผลหาความไม่แน่นอนในการวัด ซึ่งความไม่แน่นอนส่วนนี้จะเป็นความไม่แน่นอนที่เกิดจากความผิดพลาดตกค้าง (ความผิดพลาดที่เกิดจากตัวบุคคลผู้ทำการวัดเอง) จากนั้นก็ทำการรวมความไม่แน่นอนในการวัด Type A (เกิดจากความผิดพลาดตกค้าง) และ ความไม่แน่นอน Type B (เกิดจากความผิดพลาดของระบบ) จะได้ ความไม่แน่นอนรวมทั้งหมด ซึ่งจะนำความไม่แน่นอนรวมทั้งหมดของการวัดของการใช้เครื่องตรวจสอบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของยางรถยนต์ และของการใช้เวอร์เนียในการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของยางรถยนต์มาเปรียบเทียบกัน เพื่อให้ทราบผลว่าการวัดแบบใดให้ความแม่นยำในการวัดค่ามากกว่ากัน

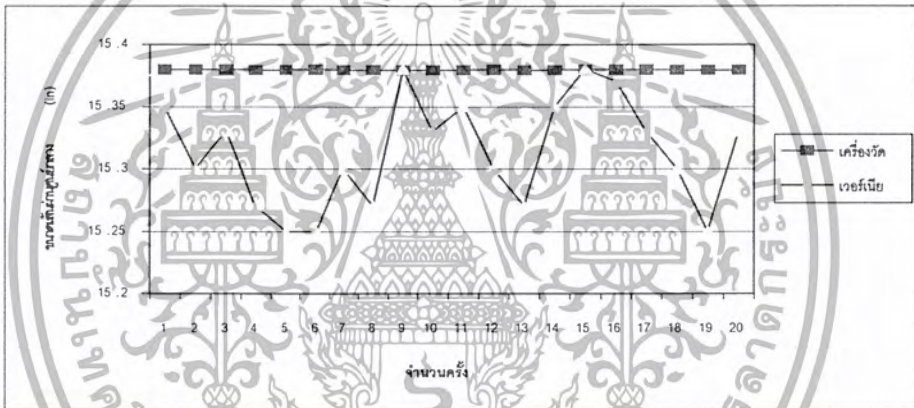
4.2 กราฟแสดงผลการทดลอง



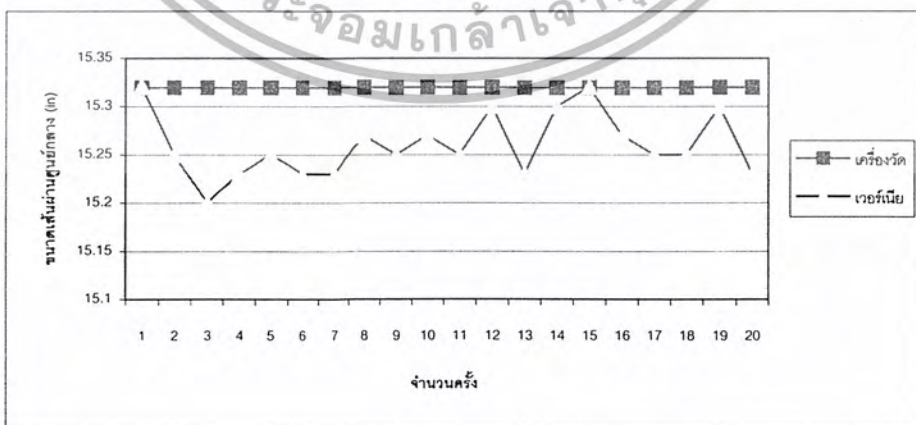
รูปที่ 4-1 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T608 ที่ขนาด 14.62 นิ้ว



รูปที่ 4-2 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T780 ที่ขนาด 15.26 นิ้ว

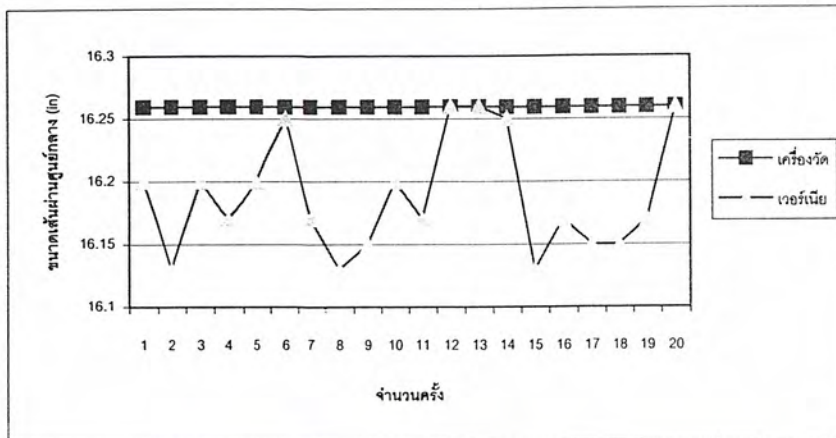


รูปที่ 4-3 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T700 ที่ขนาด 15.38 นิ้ว

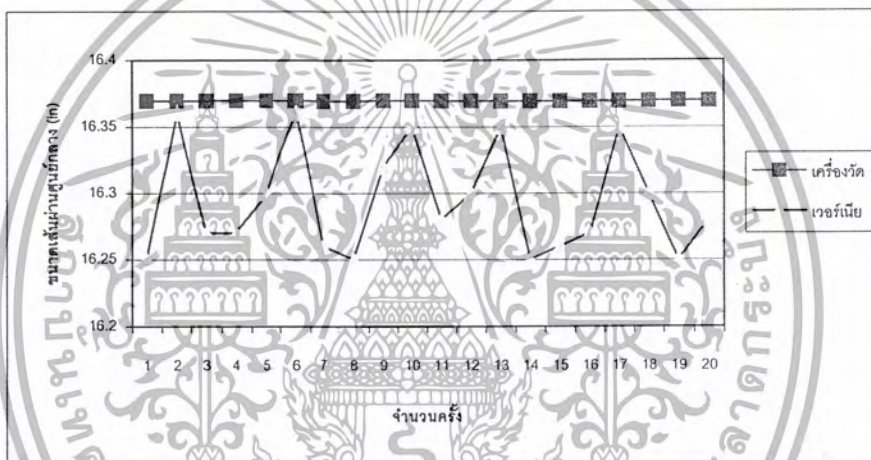


รูปที่ 4-4 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T752 ที่ขนาด 15.32 นิ้ว

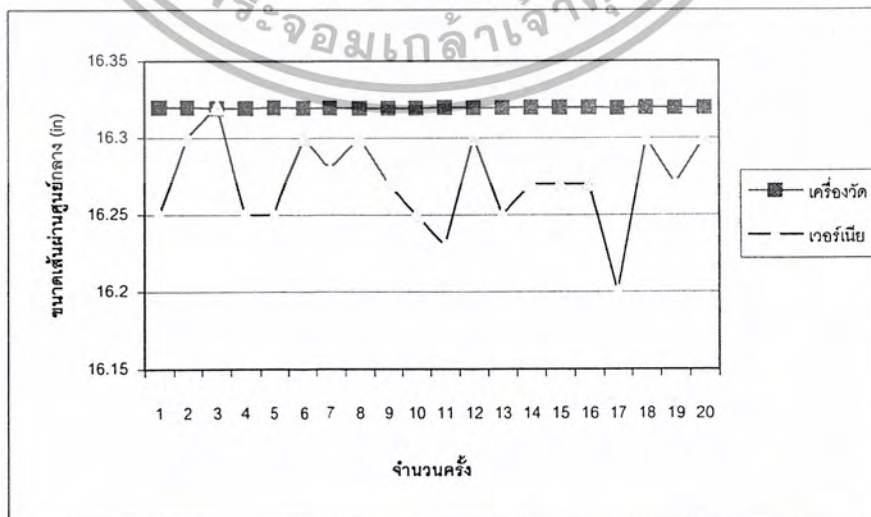
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ที่ 4-5 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T706 ที่ขนาด 16.26 นิ้ว

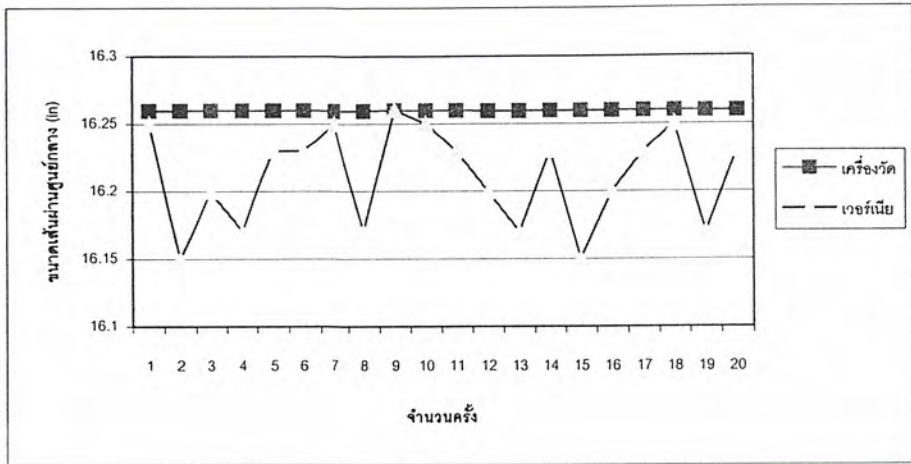


ที่ 4-6 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T710 ที่ขนาด 16.36 นิ้ว

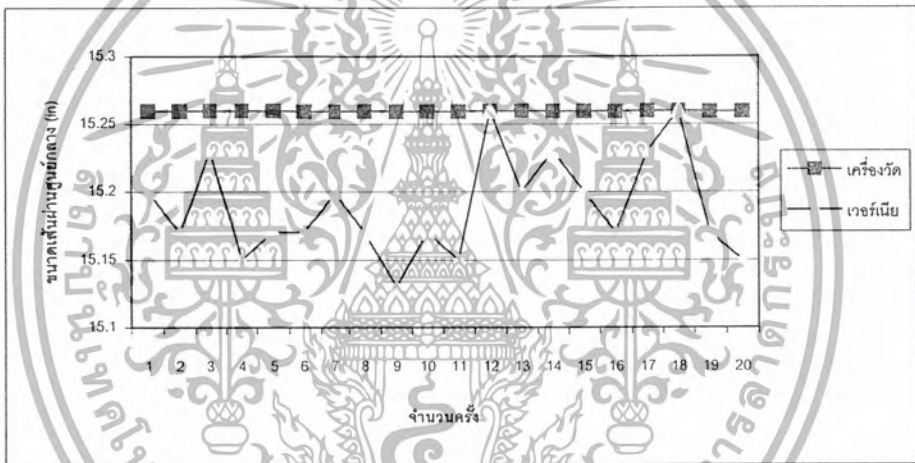


ที่ 4-7 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T762 ที่ขนาด 16.32 นิ้ว

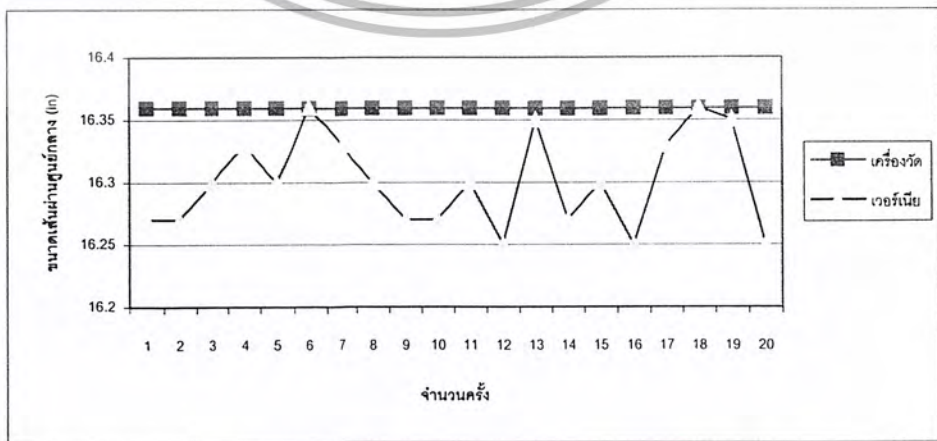
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้ซึ่งผู้จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-8 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T582 ที่ขนาด 16.26 นิ้ว

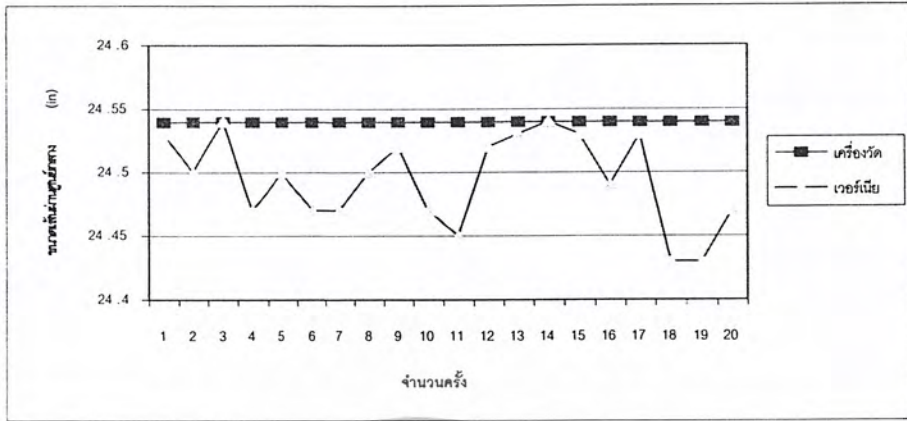


รูปที่ 4-9 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T760 ที่ขนาด 16.32 นิ้ว

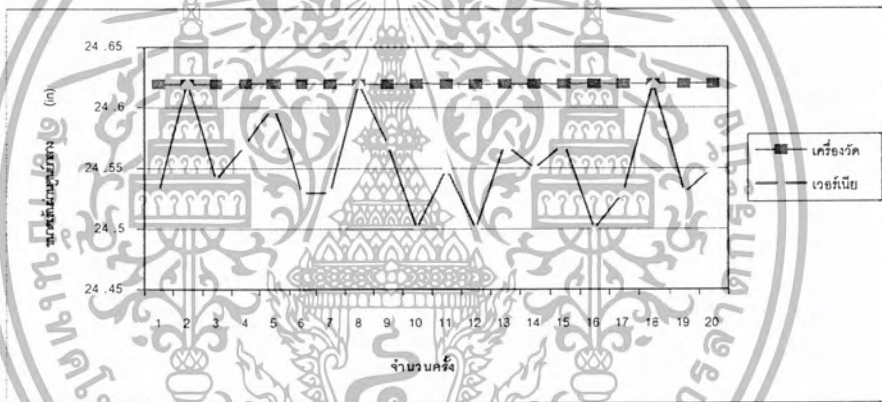


รูปที่ 4-10 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T814 ที่ขนาด 16.36 นิ้ว

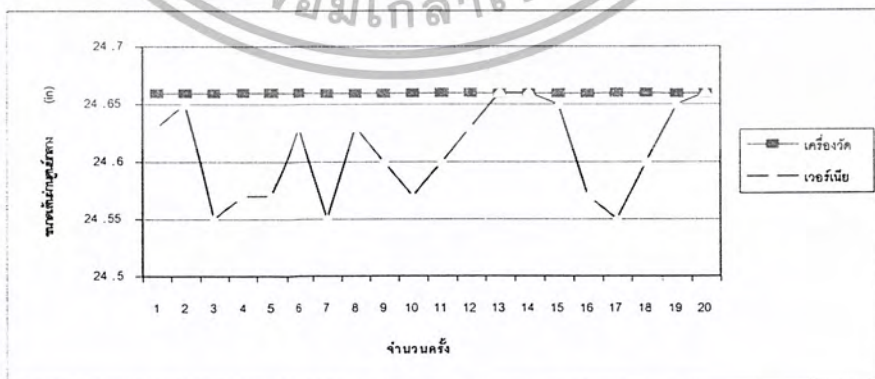
เอกสารนี้เป็นลิขสิทธิ์ของกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ หากมีการนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ ถือว่าผิดกฎหมาย และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-11 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E324 ที่ขนาด 24.54 นิ้ว

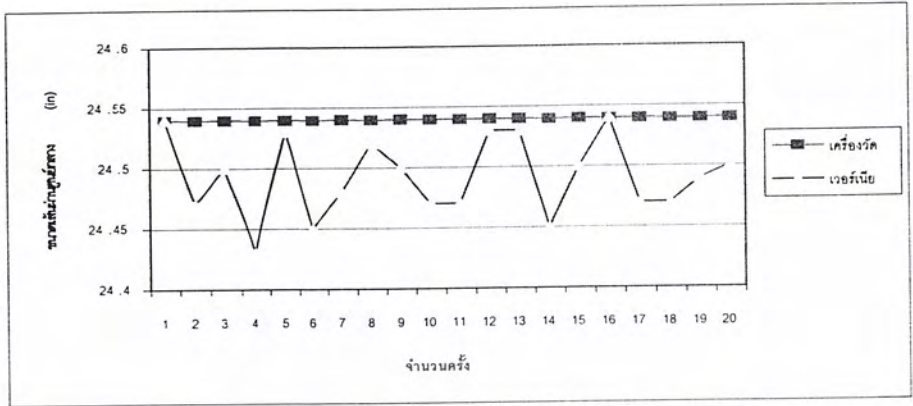


รูปที่ 4-12 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E126 ที่ขนาด 24.62 นิ้ว

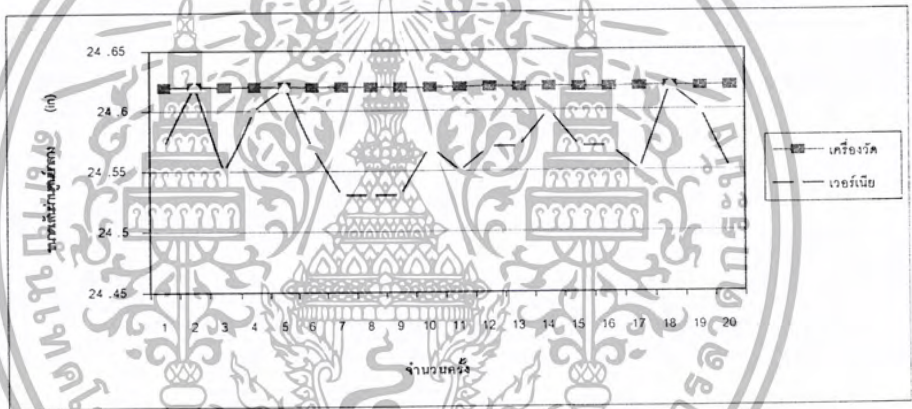


รูปที่ 4-13 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E326 ที่ขนาด 24.66 นิ้ว

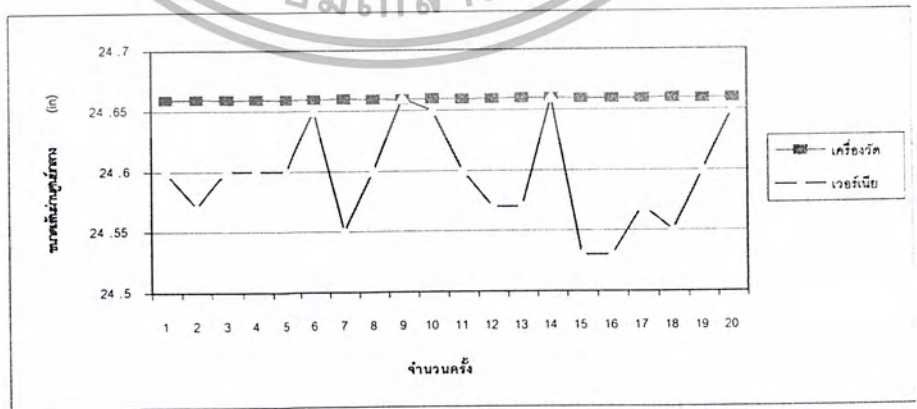
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-14 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E124 ที่ขนาด 24.54 นิ้ว

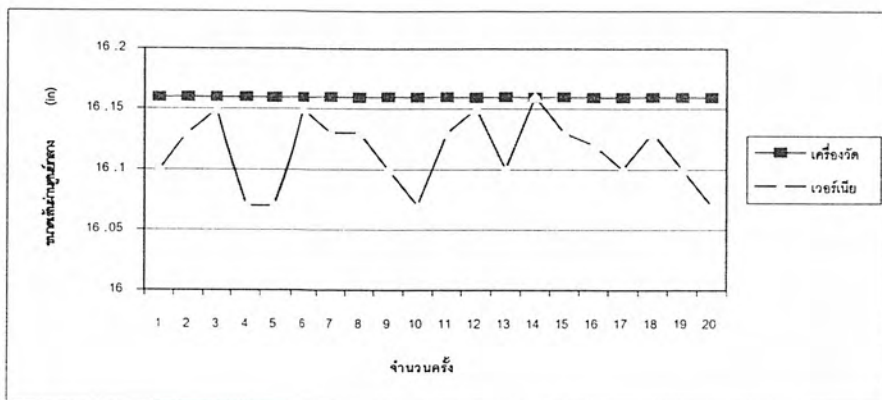


รูปที่ 4-15 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E426 ที่ขนาด 24.62 นิ้ว

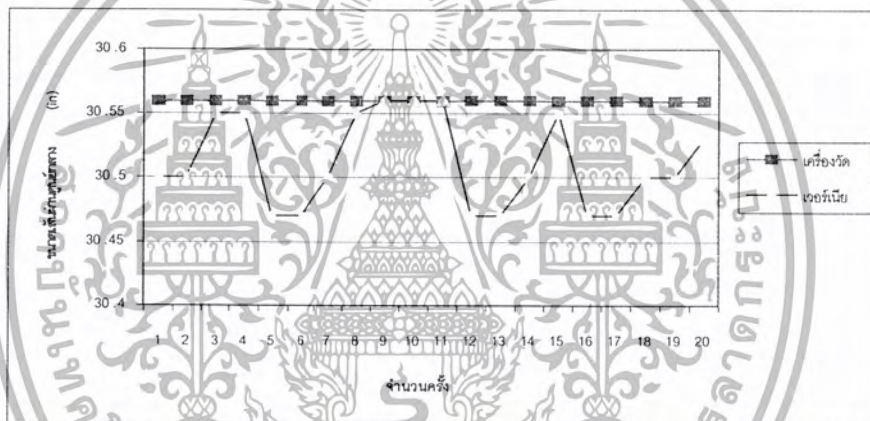


รูปที่ 4-16 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง E626 ที่ขนาด 24.66 นิ้ว

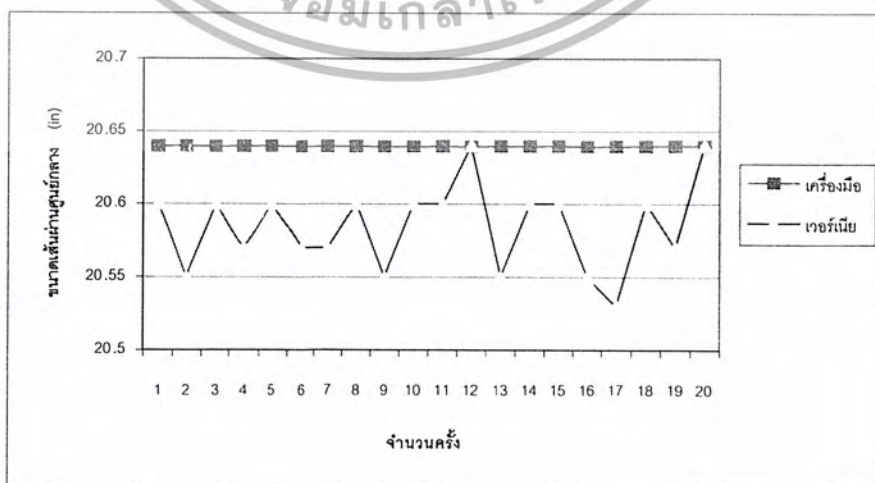
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-17 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง F756 ที่ขนาด 16.16 นิ้ว

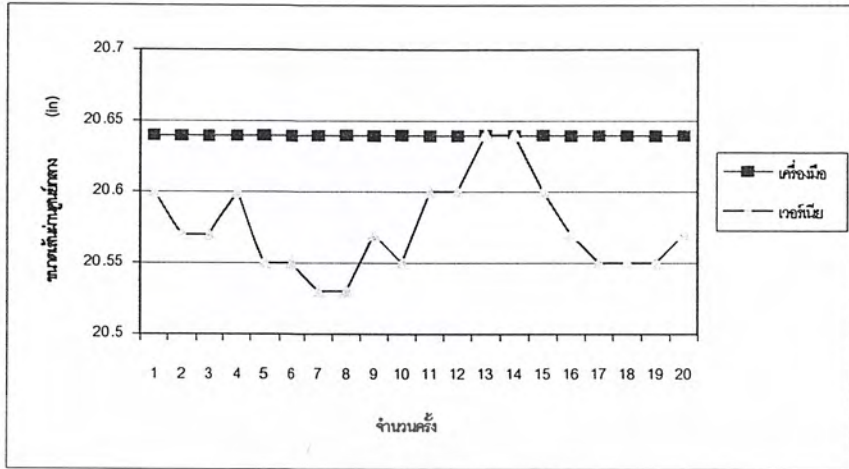


รูปที่ 4-18 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง G141 ที่ขนาด 30.56 นิ้ว

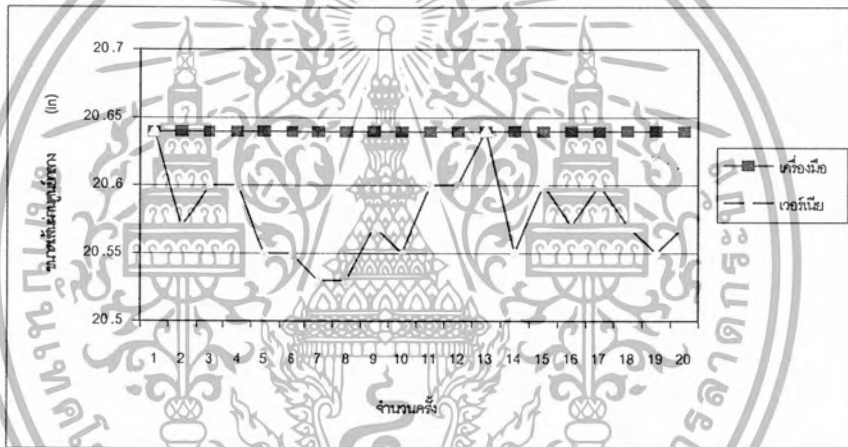


รูปที่ 4-19 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T902 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

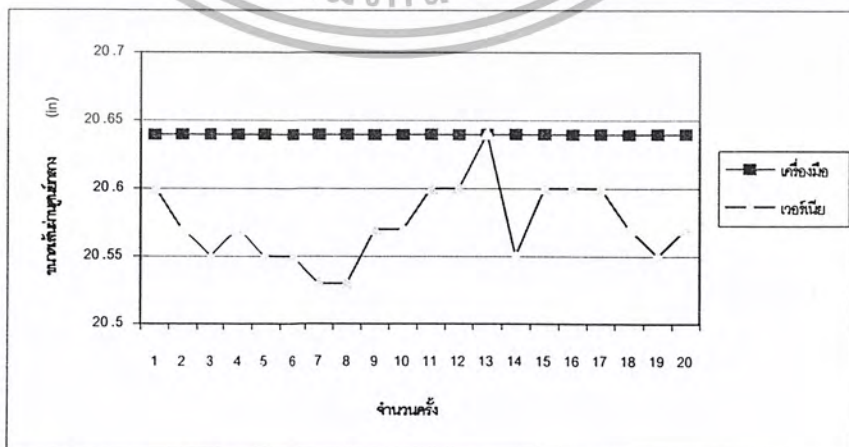
เอกสารนี้เป็นเอกสารตัวอย่างที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-20 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T912 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

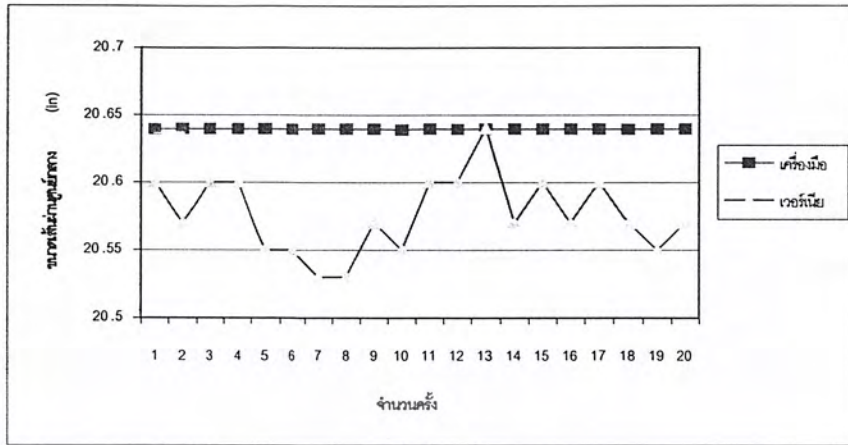


รูปที่ 4-21 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T914 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

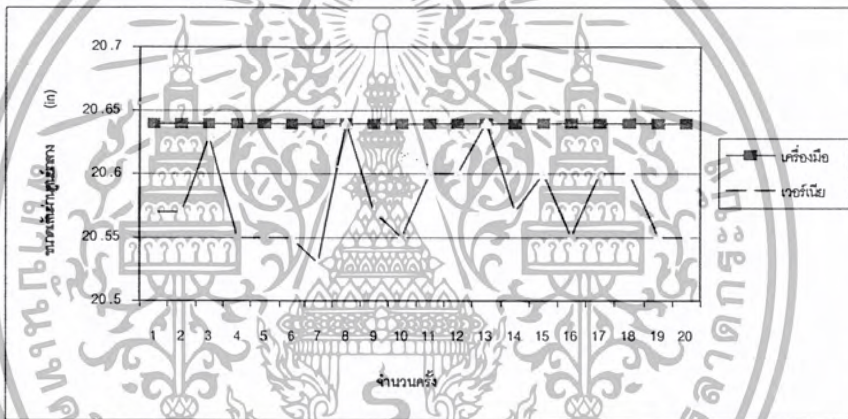


รูปที่ 4-22 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T934 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

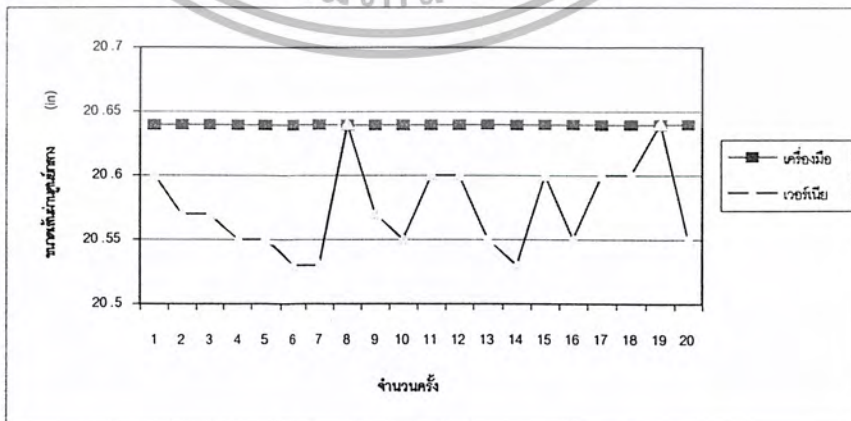
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของบริษัทฯ และห้ามนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-23 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T924 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

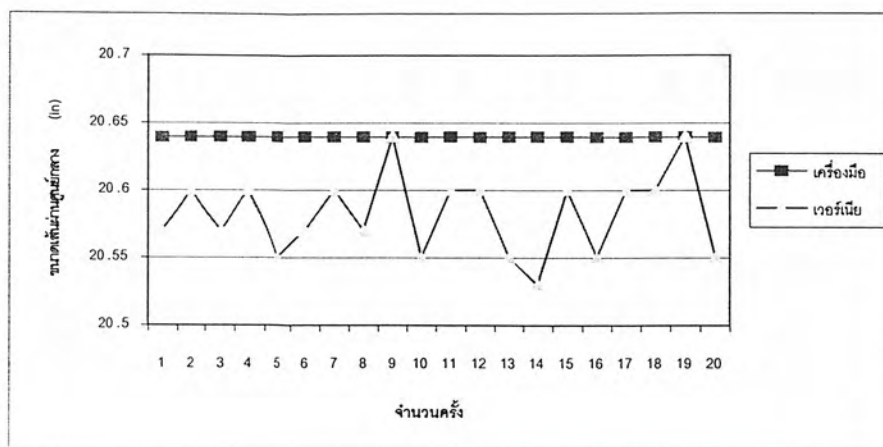


รูปที่ 4-24 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T102 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

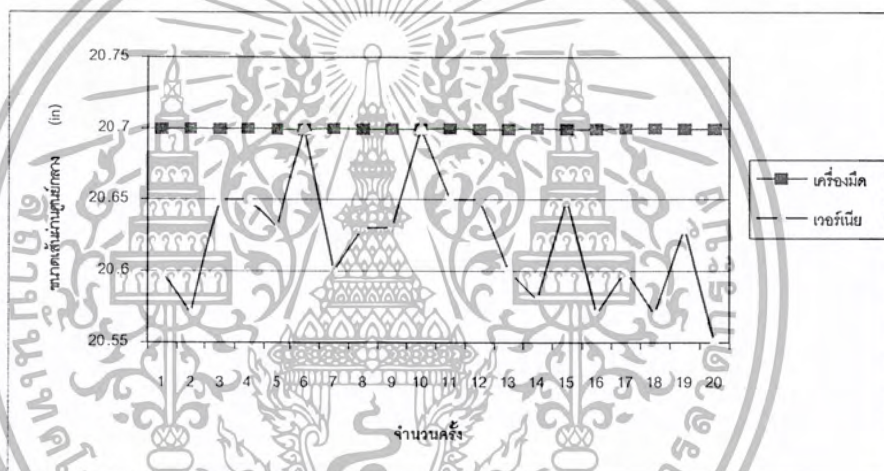


รูปที่ 4-25 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T104 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

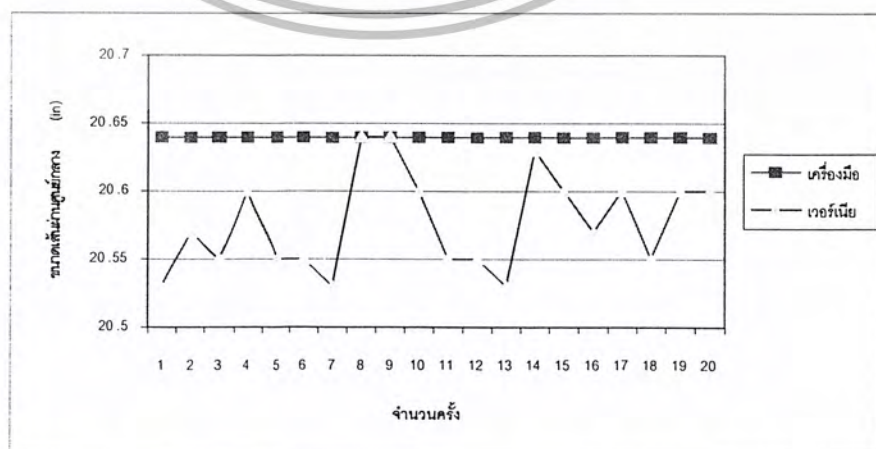
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-26 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T114 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

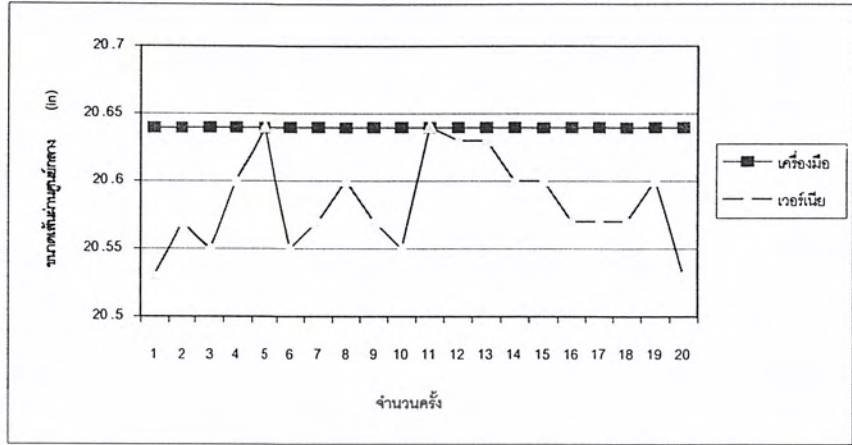


รูปที่ 4-27 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T116 ที่ขนาด 20.7 นิ้ว

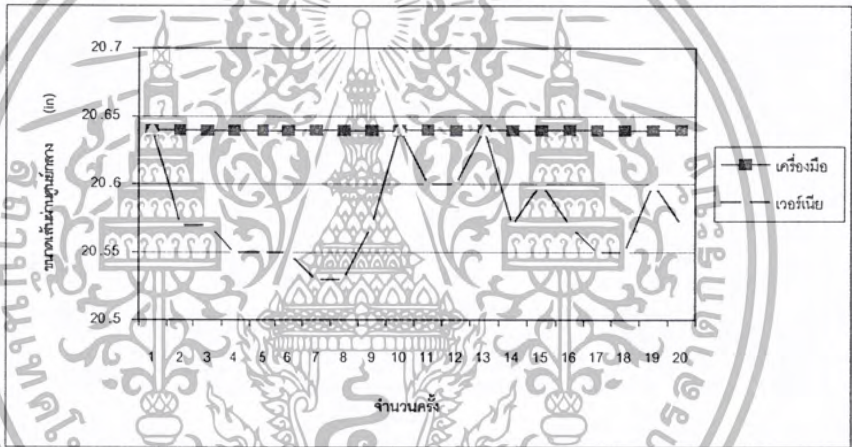


รูปที่ 4-28 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T134 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

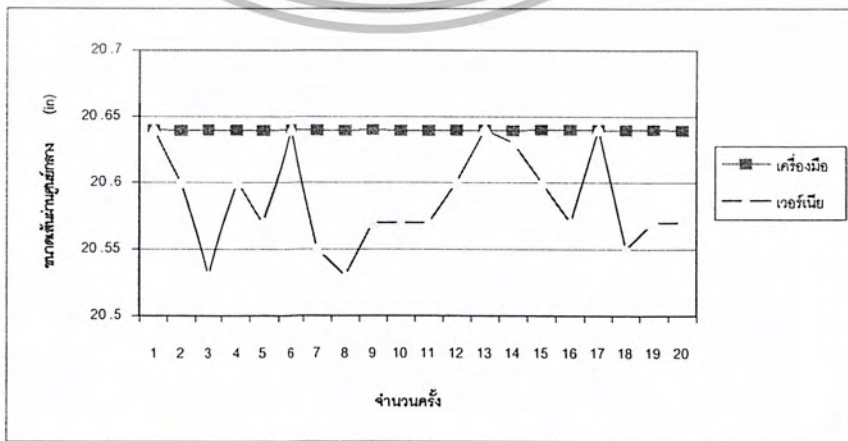
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-29 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T124 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

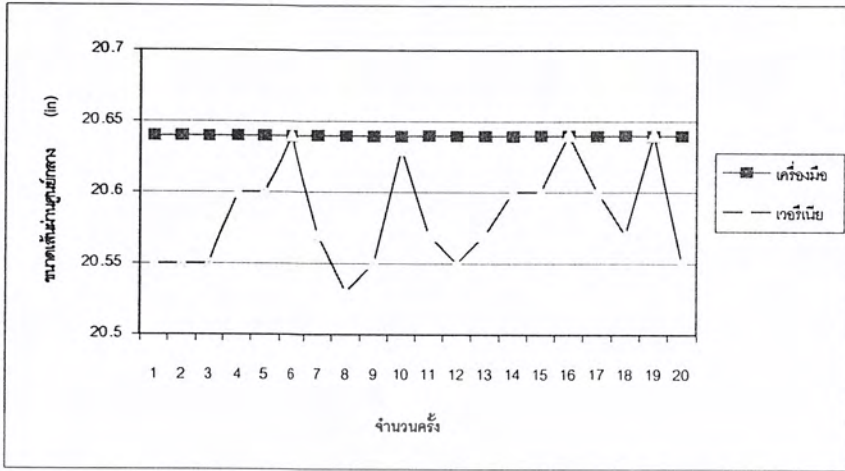


รูปที่ 4-30 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T152 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

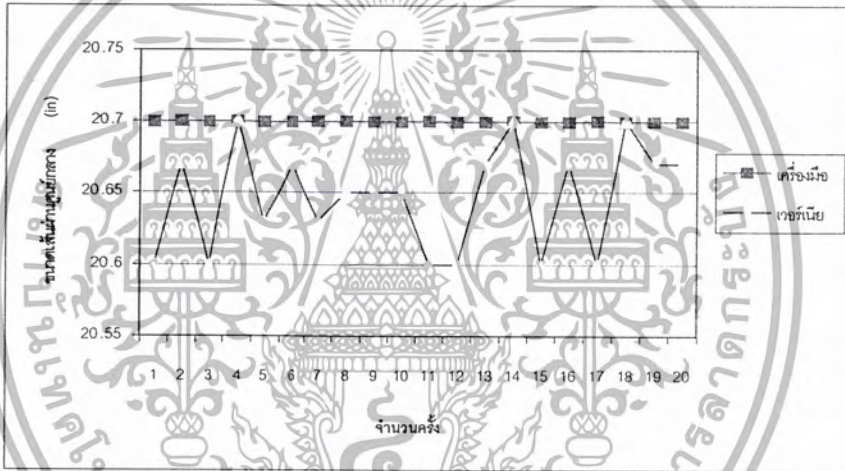


รูปที่ 4-31 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T154 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

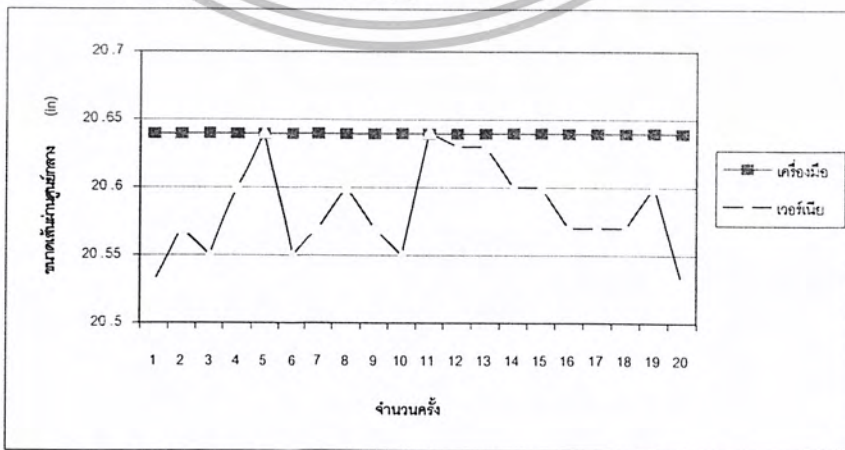
เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง การคัดลอกหรือการนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย การนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย การนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย



รูปที่ 4-32 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T164 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

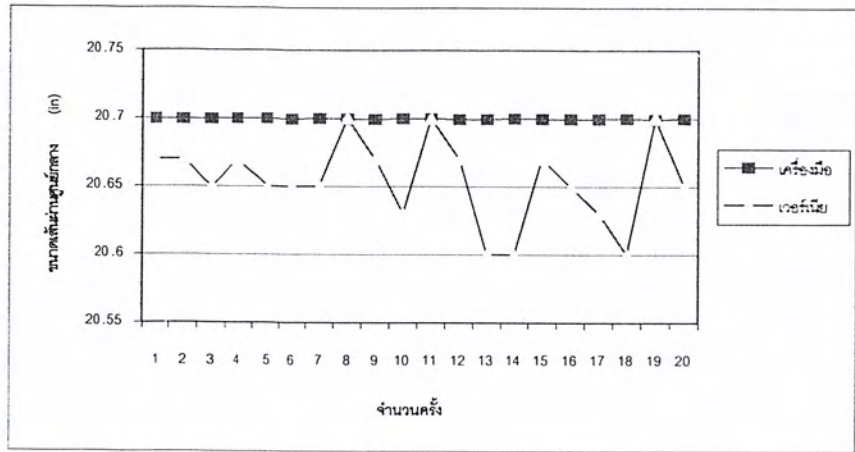


รูปที่ 4-33 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T166 ที่ขนาด 20.7 นิ้ว

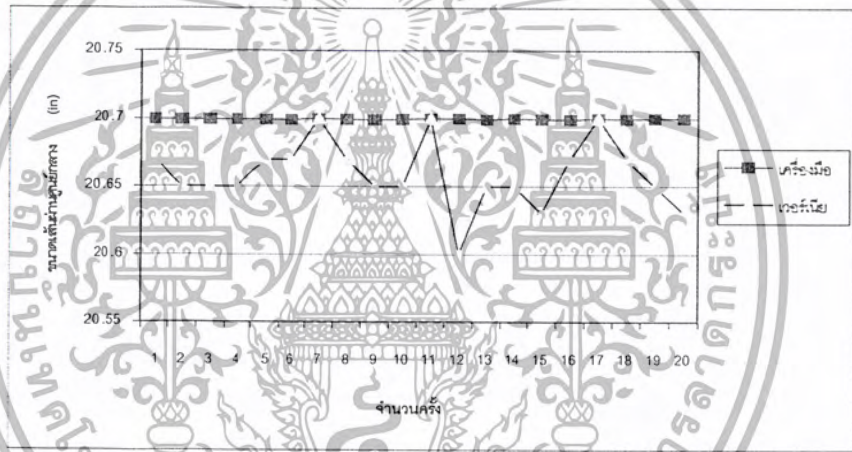


รูปที่ 4-34 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T174 ที่ขนาด 20.64 นิ้ว

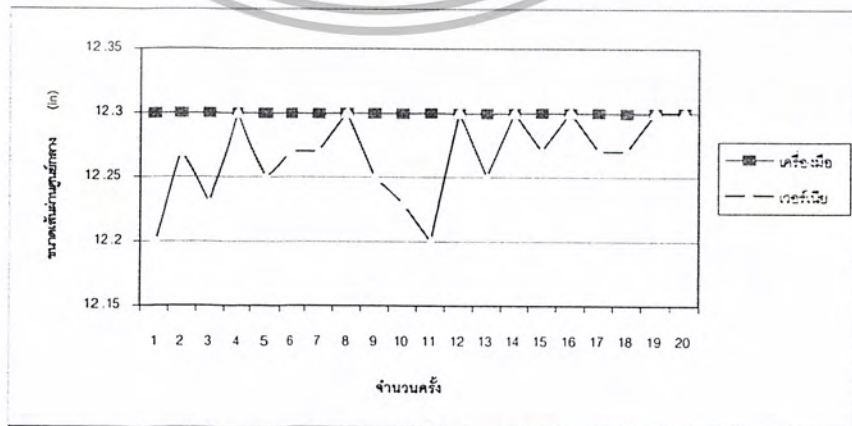
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง การนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ขออนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย



รูปที่ 4-35 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T176 ที่ขนาด 20.7 นิ้ว

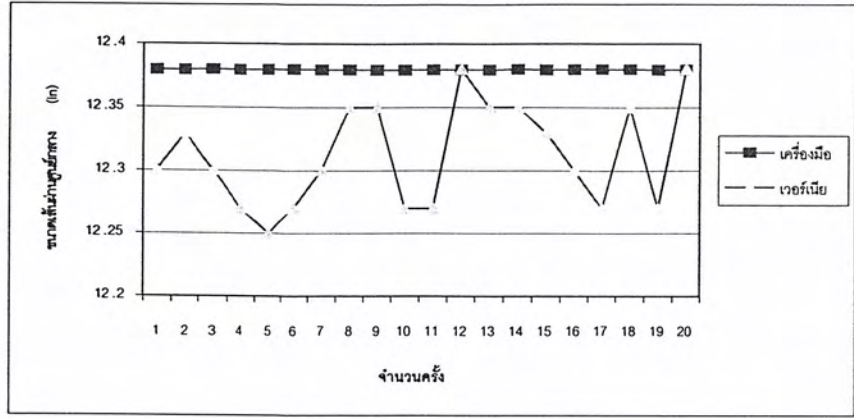


รูปที่ 4-36 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง T126 ที่ขนาด 20.7 นิ้ว

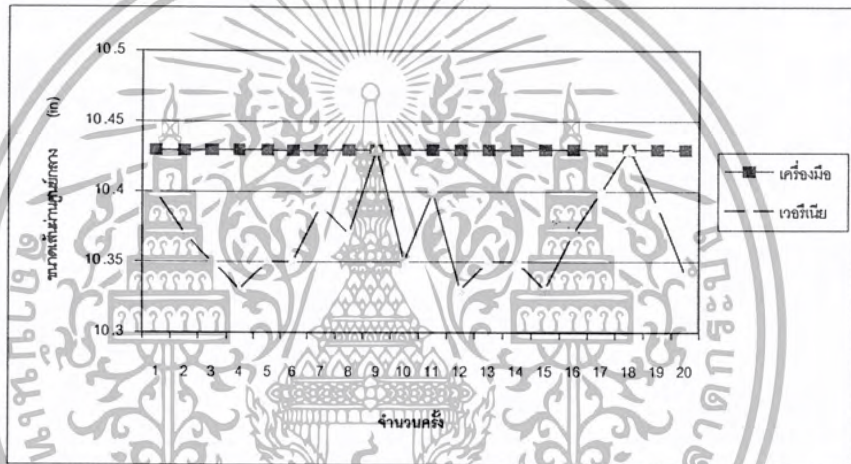


รูปที่ 4-37 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 928 ที่ขนาด 12.3 นิ้ว

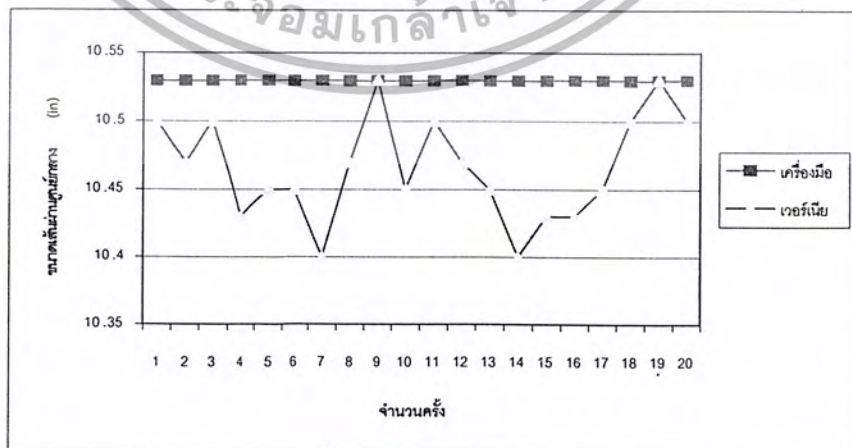
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์หรือที่สงวนสิทธิ์ในบางประการที่บริษัทผู้จัดทำหนังสือฉบับนี้ขอสงวนสิทธิ์ในการคัดลอกหรือการนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากบริษัทฯ หากมีข้อสงสัยหรือต้องการข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อฝ่ายขายของบริษัทฯ



รูปที่ 4-38 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 928 ที่ขนาด 12.38 นิ้ว

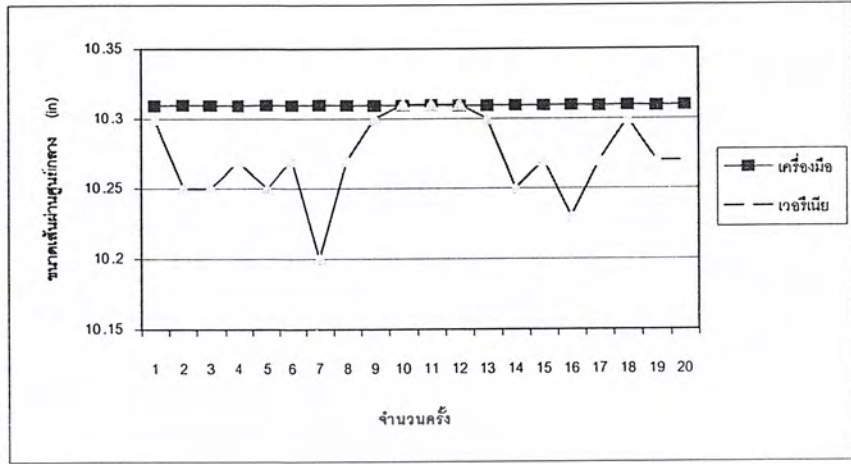


รูปที่ 4-39 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 216 ที่ขนาด 10.43 นิ้ว

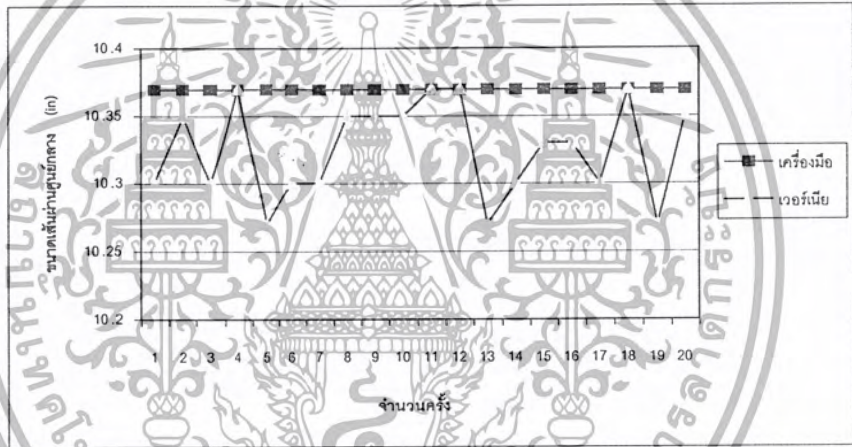


รูปที่ 4-40 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 216 ที่ขนาด 10.53 นิ้ว

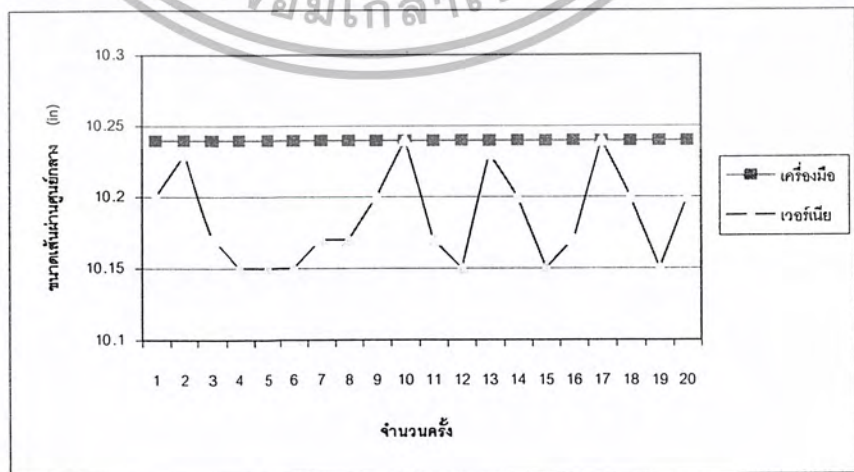
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-41 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 208 ที่ขนาด 10.31 นิ้ว

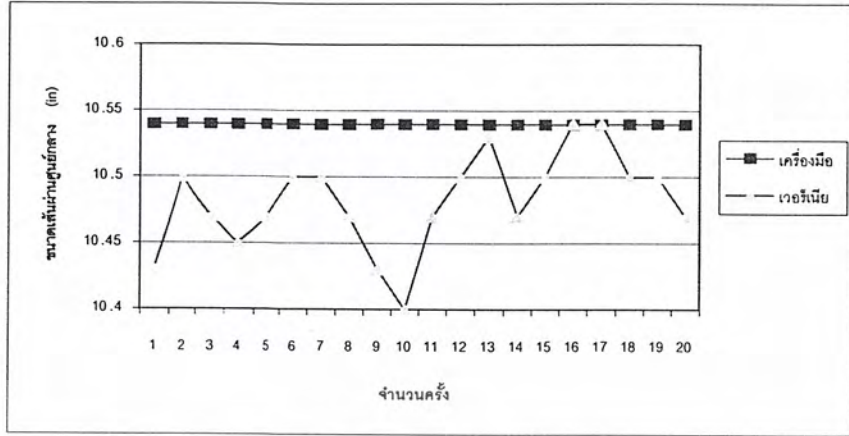


รูปที่ 4-42 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 206 ที่ขนาด 10.37 นิ้ว

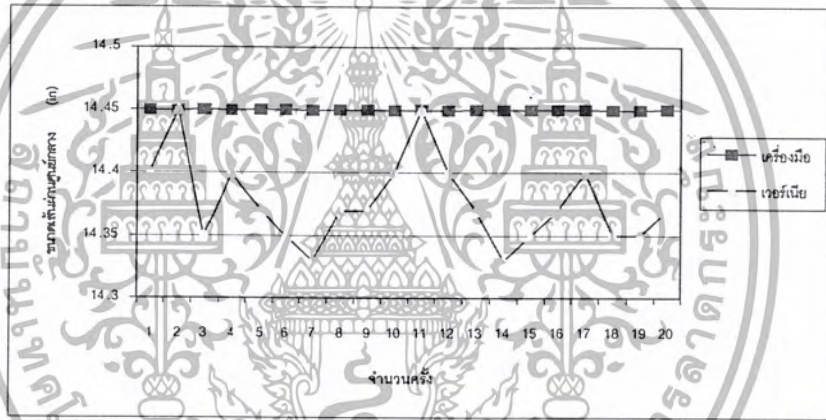


รูปที่ 4-43 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 210 ที่ขนาด 10.24 นิ้ว

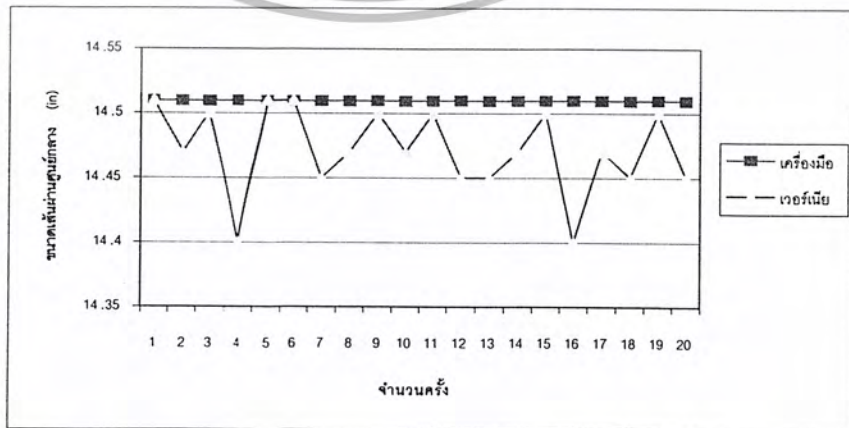
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับใช้เฉพาะที่ซึ่งมีระบุไว้เท่านั้น กรุณาอย่าเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-44 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 210 ที่ขนาด 10.54 นิ้ว

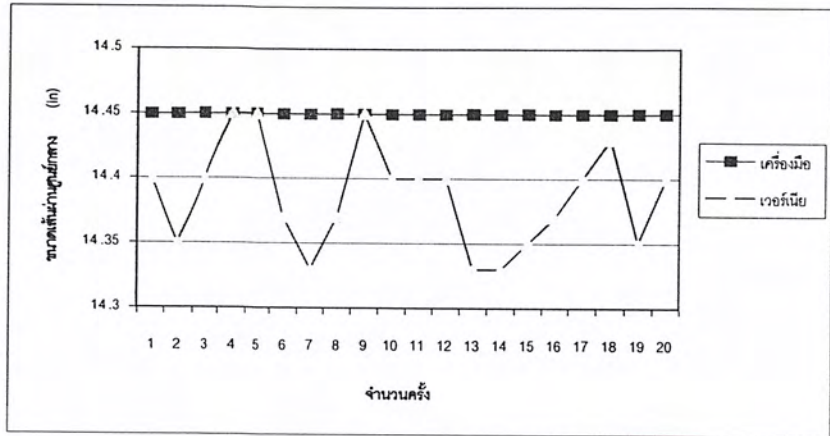


รูปที่ 4-45 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 213 ที่ขนาด 14.45 นิ้ว

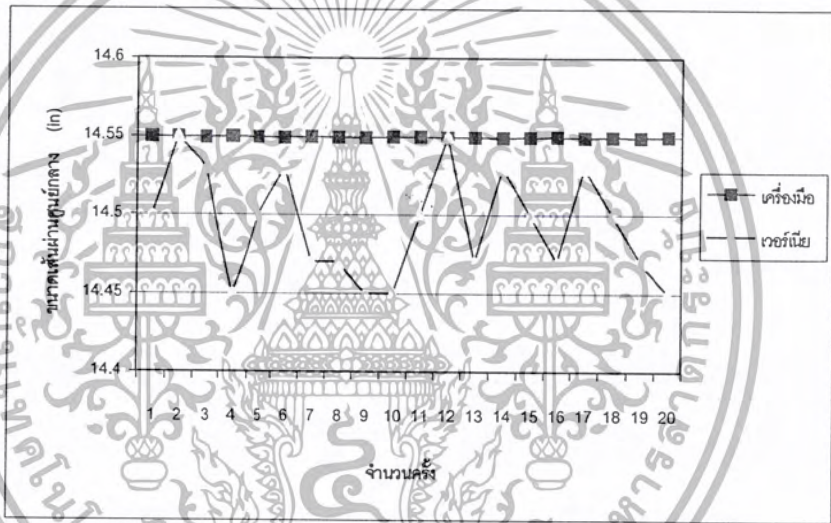


รูปที่ 4-46 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B 213 ที่ขนาด 14.51 นิ้ว

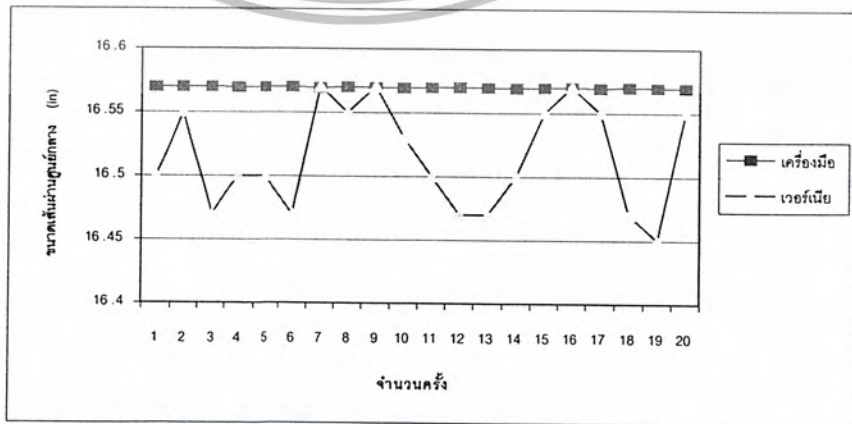
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ห้ามเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-47 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง A312 ที่ขนาด 14.45 นิ้ว

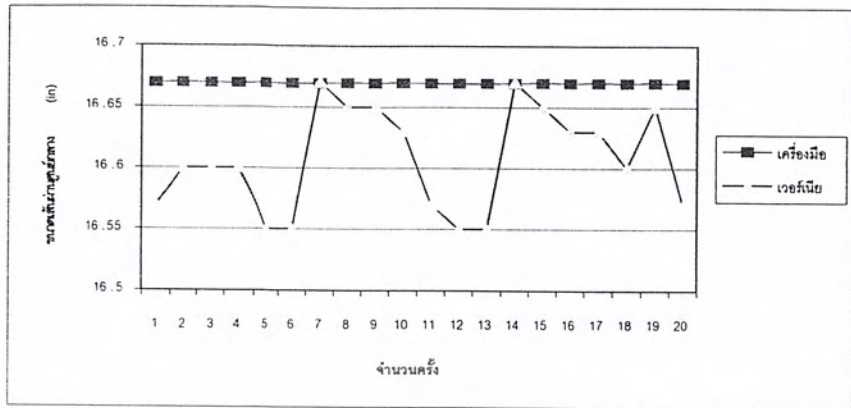


รูปที่ 4-48 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง A312 ที่ขนาด 14.45 นิ้ว

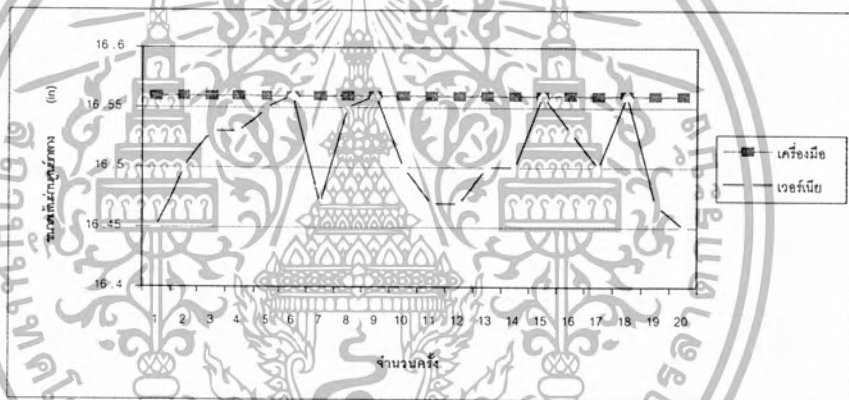


รูปที่ 4-49 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง A312 ที่ขนาด 16.57 นิ้ว

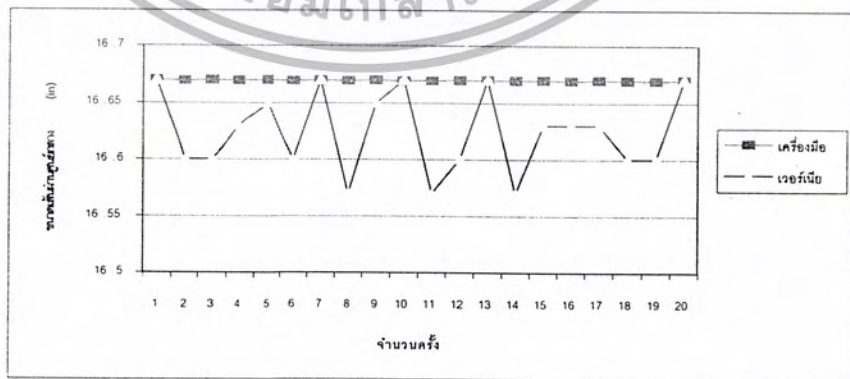
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ ห้ามนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต การคัดลอกหรือการนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย ผู้ที่ฝ่าฝืนจะถูกลงโทษตามกฎหมาย
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-50 กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B312 ที่ขนาด 16.67 นิ้ว

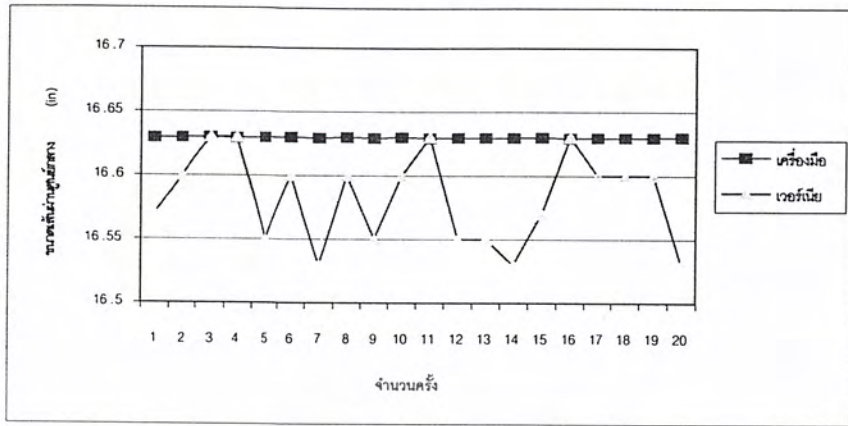


รูปที่ 4-51 กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B314 ที่ขนาด 15.57 นิ้ว

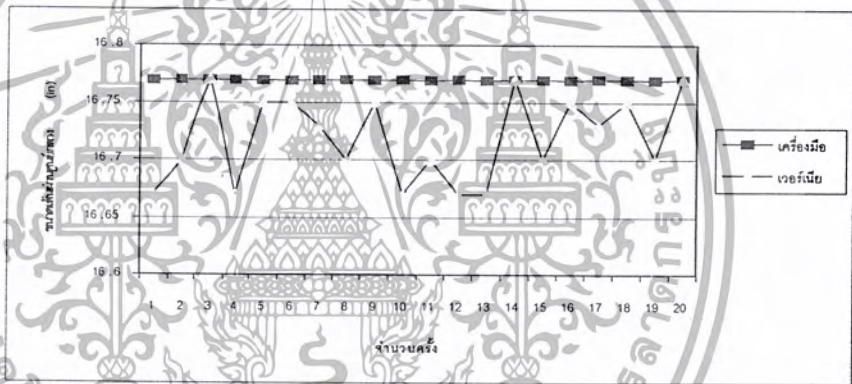


รูปที่ 4-52 กราฟแสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B314 ที่ขนาด 16.67 นิ้ว

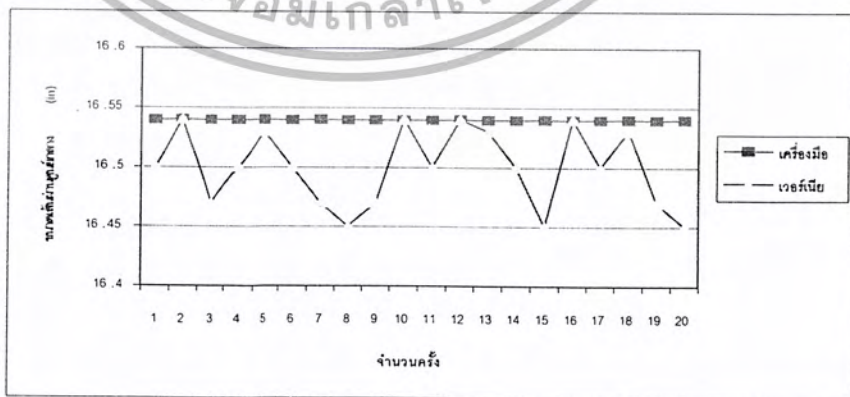
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-53 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B316 ที่ขนาด 16.63 นิ้ว

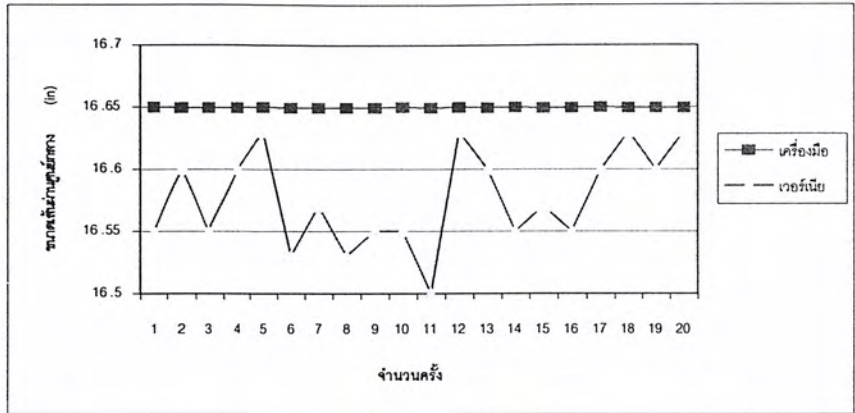


รูปที่ 4-54 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B316 ที่ขนาด 16.77 นิ้ว

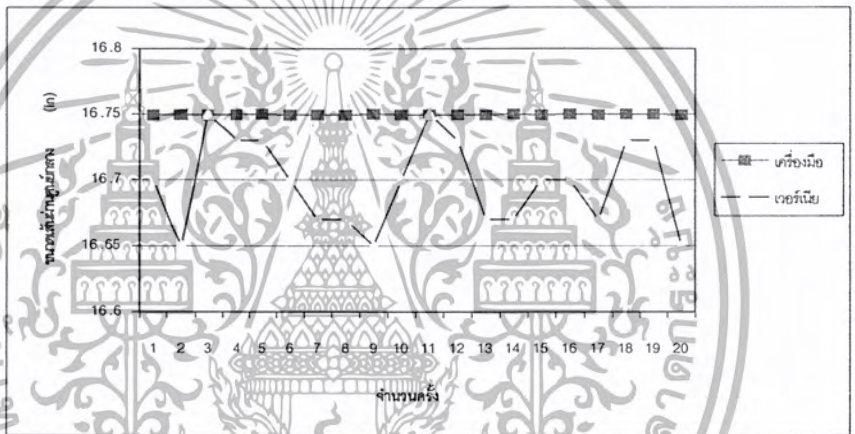


รูปที่ 4-55 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B324 ที่ขนาด 16.54 นิ้ว

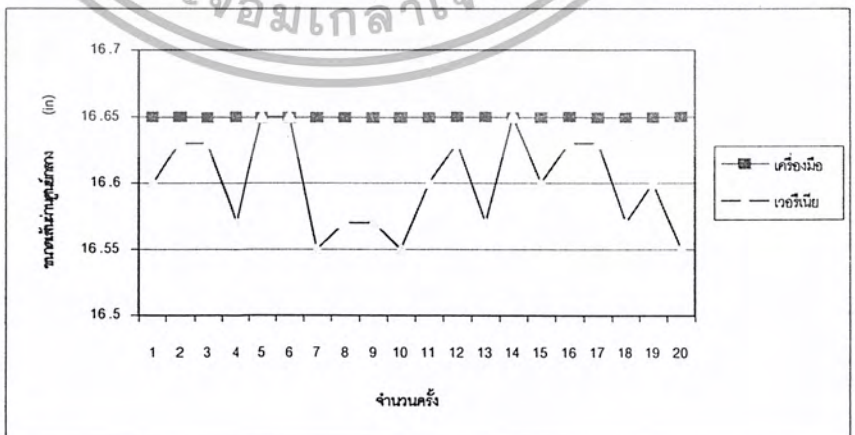
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-56 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B324 ที่ขนาด 16.63 นิ้ว

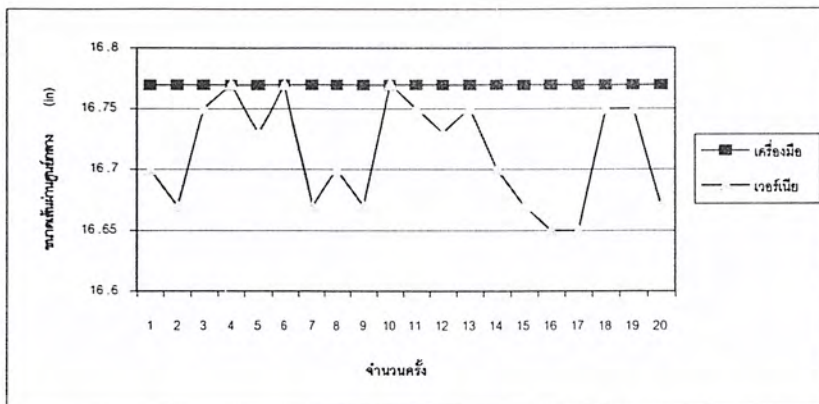


รูปที่ 4-57 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B324 ที่ขนาด 16.75 นิ้ว



รูปที่ 4-58 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนียของยาง B424 ที่ขนาด 16.65 นิ้ว

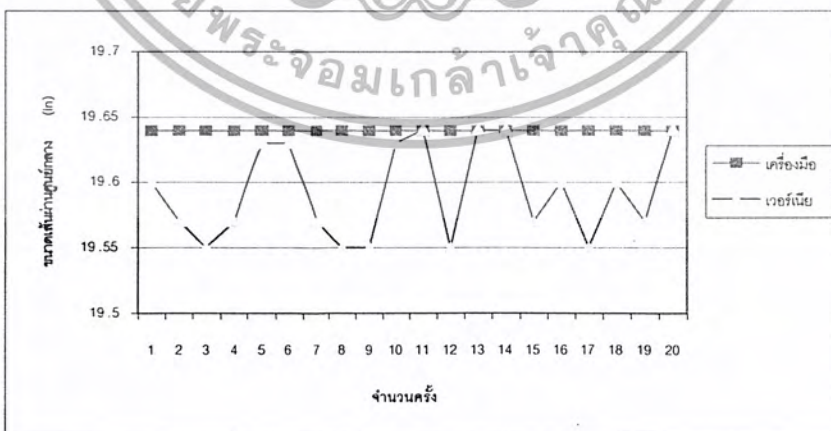
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-59 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B424 ที่ขนาด 16.77 นิ้ว

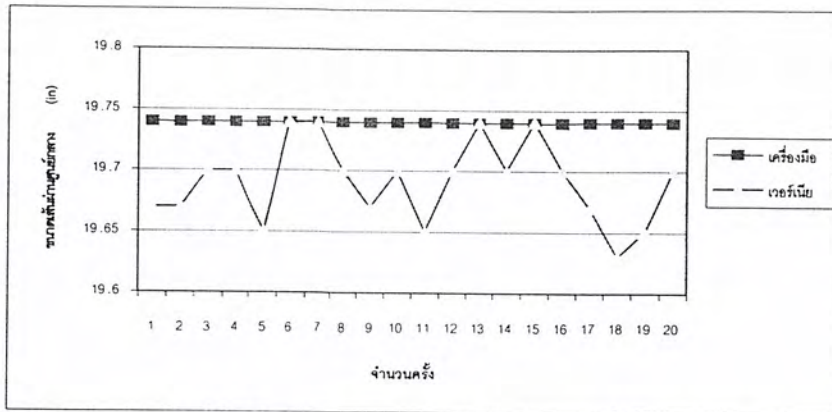


รูปที่ 4-60 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B624 ที่ขนาด 19.64 นิ้ว



รูปที่ 4-61 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B624 ที่ขนาด 19.64 นิ้ว

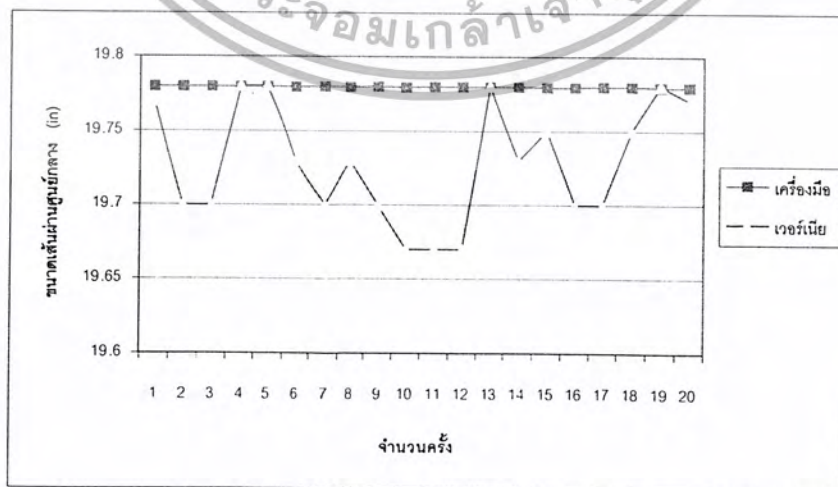
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-62 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B624 ที่ขนาด 19.74 นิ้ว

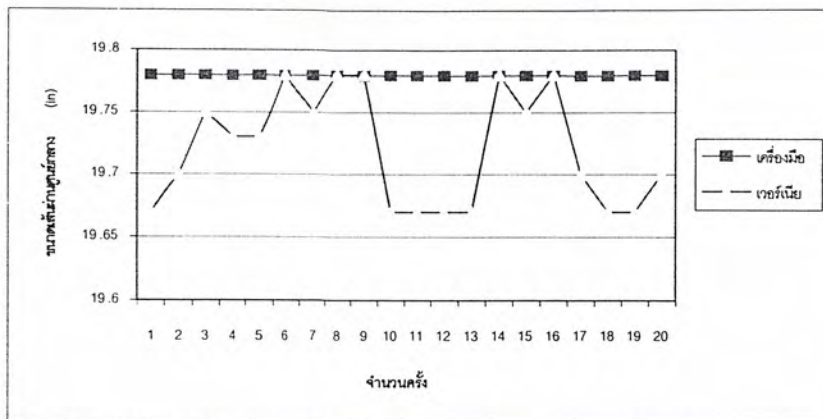


รูปที่ 4-63 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B626 ที่ขนาด 19.66 นิ้ว



รูปที่ 4-64 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B626 ที่ขนาด 19.78 นิ้ว

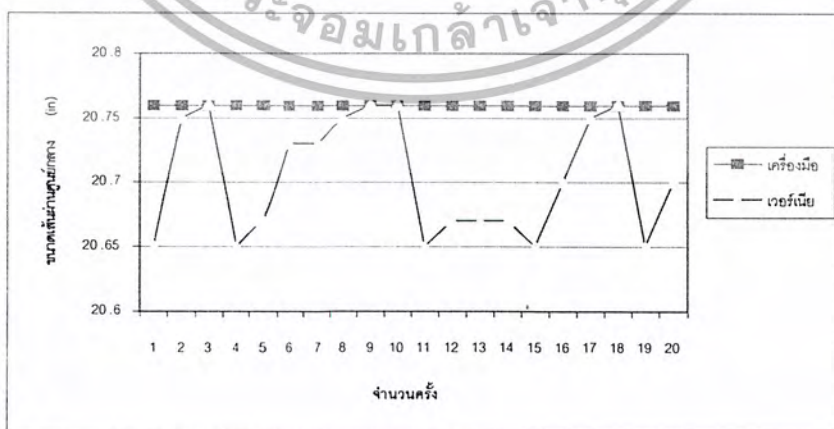
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการวิจัย เท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปยังสาธารณะหรือใช้ในการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-65 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B626 ที่ขนาด 19.78 นิ้ว

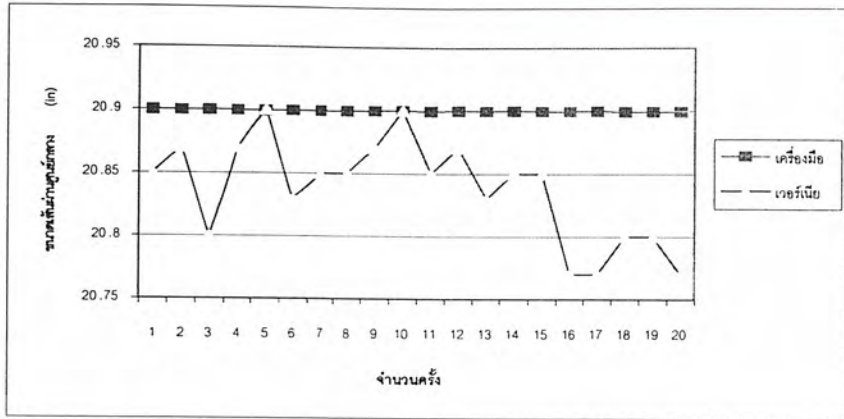


รูปที่ 4-66 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B726 ที่ขนาด 20.6 นิ้ว

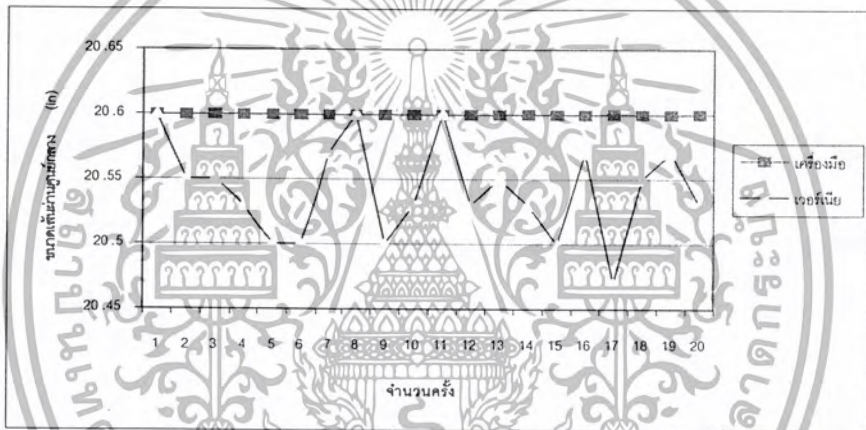


รูปที่ 4-67 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B726 ที่ขนาด 20.76 นิ้ว

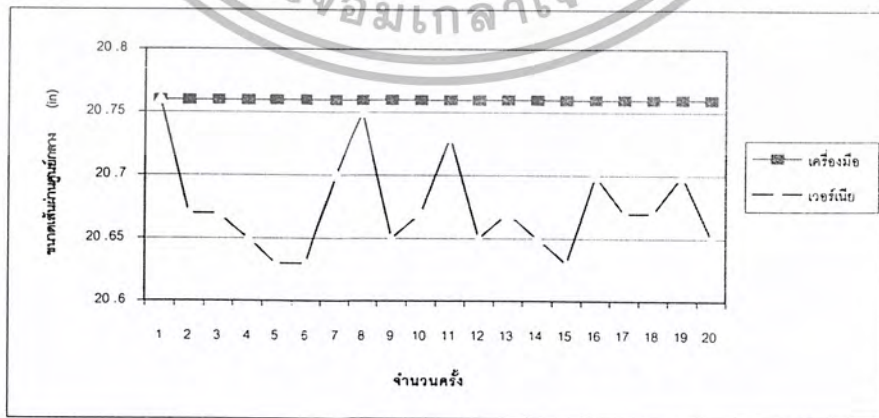
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-68 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องมือวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B726 ที่ขนาด 20.9 นิ้ว

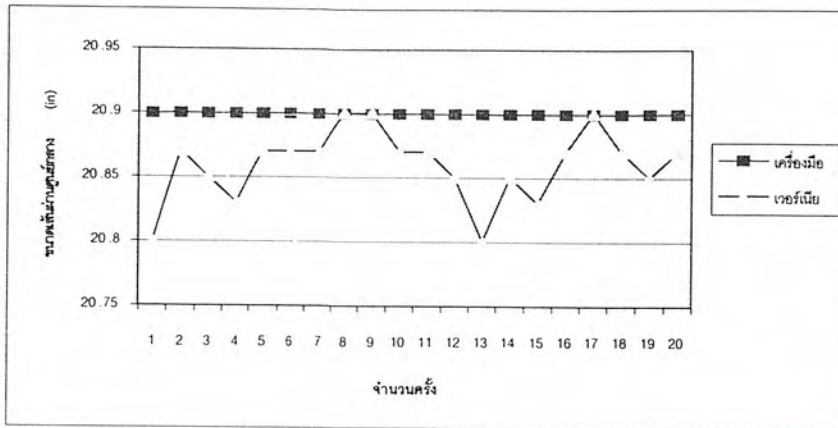


รูปที่ 4-69 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องมือวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B728 ที่ขนาด 20.6 นิ้ว



รูปที่ 4-70 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องมือวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B728 ที่ขนาด 20.76 นิ้ว

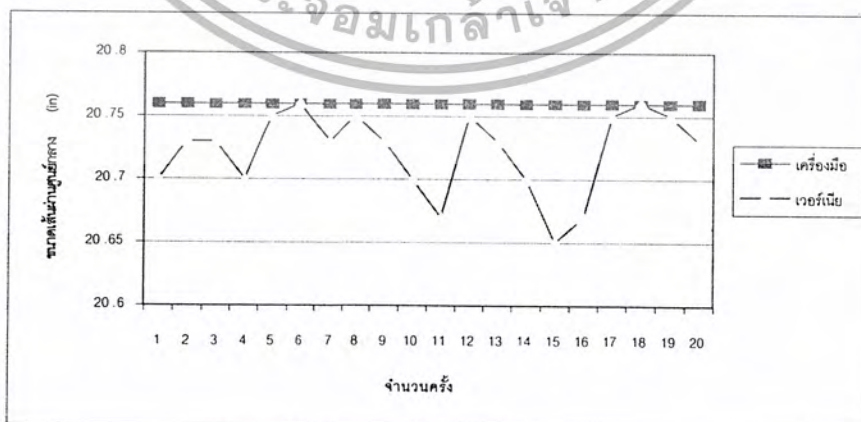
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-71 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B728 ที่ขนาด 20.9 นิ้ว

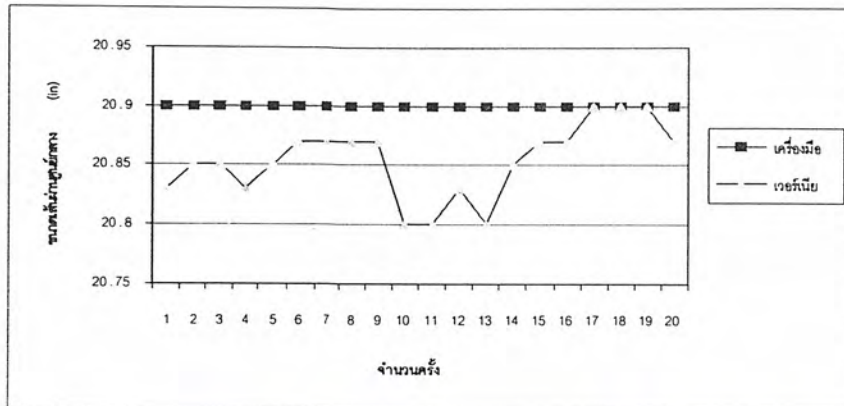


รูปที่ 4-72 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B732 ที่ขนาด 20.6 นิ้ว

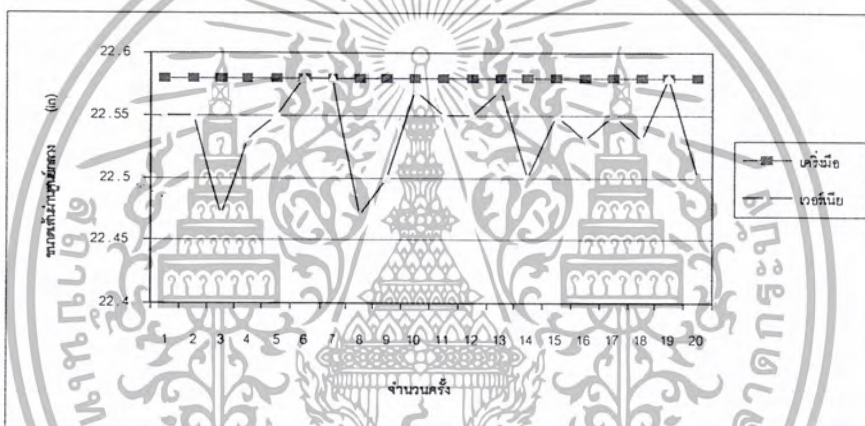


รูปที่ 4-73 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B732 ที่ขนาด 20.76 นิ้ว

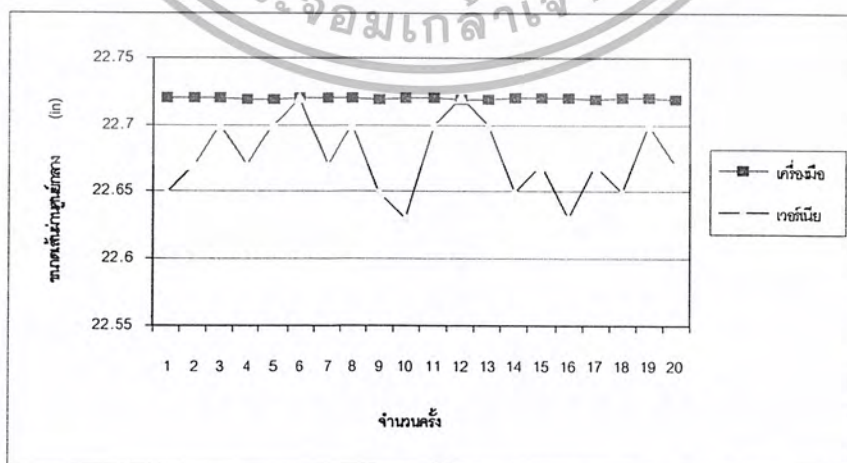
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-74 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B732 ที่ขนาด 20.9 นิ้ว

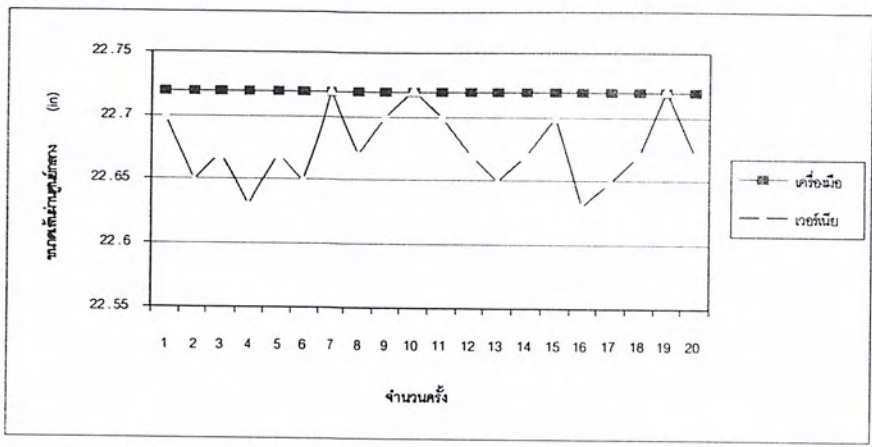


รูปที่ 4-75 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B831 ที่ขนาด 22.58 นิ้ว

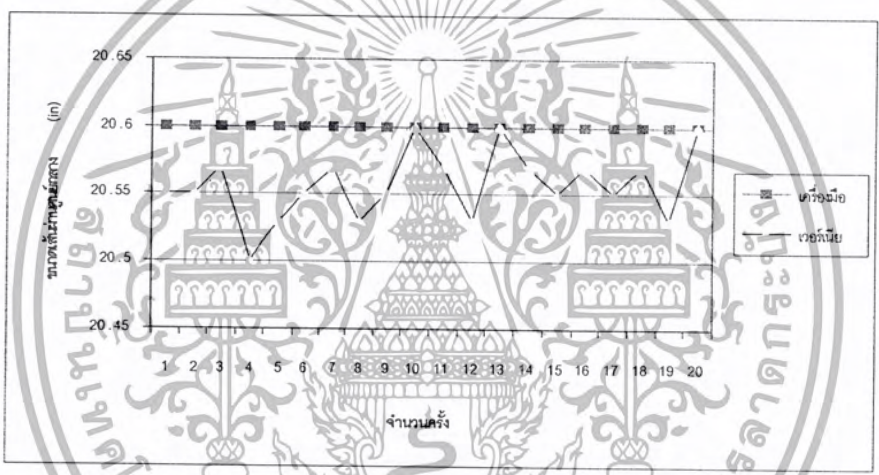


รูปที่ 4-76 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B831 ที่ขนาด 22.72 นิ้ว

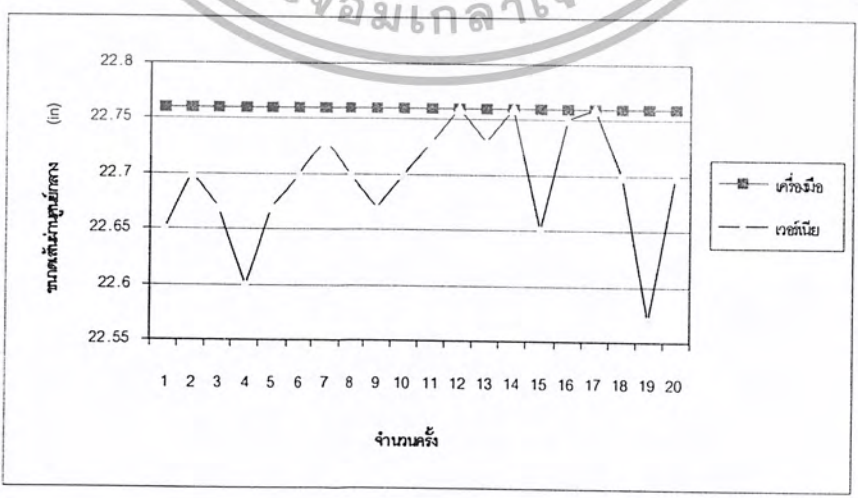
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-77 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B831 ที่ขนาด 22.72 นิ้ว

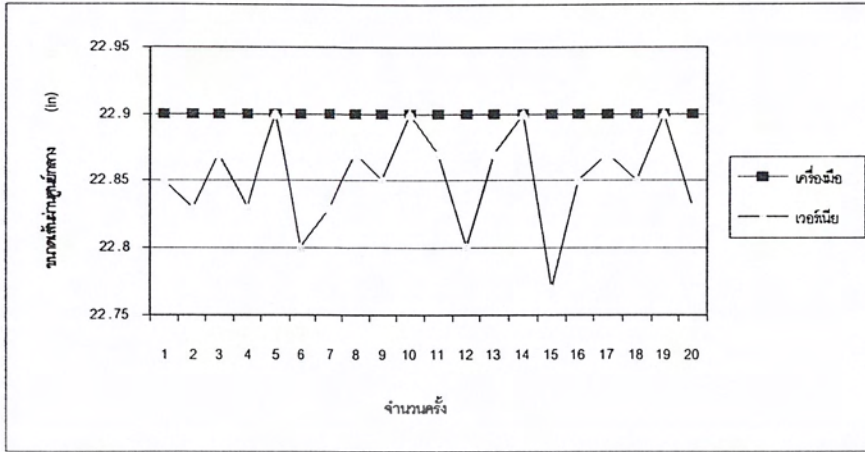


รูปที่ 4-78 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B832 ที่ขนาด 20.6 นิ้ว



รูปที่ 4-79 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B832 ที่ขนาด 22.76 นิ้ว

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง การนำเอกสารนี้ไปใช้ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-80 กราฟ แสดงการวัด Diameter ระหว่างเครื่องวัดกับเวอร์เนีย ของยาง B832 ที่ขนาด 22.9 นิ้ว



บทที่ 5

การวิจารณ์และสรุปผลการทดลอง

5.1 การวิจารณ์ผลการทดลอง

จากการวิเคราะห์ผลการทดลองจะเห็นได้ว่า การใช้เวอร์เนียในการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์นั้น ความไม่แน่นอนในการวัดส่วนใหญ่ นั้น เกิดจากความผิดพลาดในการวัดจากตัวบุคคลซึ่งทำการวัดเอง (random error : U_r) และจะมีความผิดพลาดในการวัดซึ่งเกิดจากเครื่องมือวัด (systematic error : U_s) เพียงเล็กน้อยเท่านั้น เมื่อเปรียบเทียบกับความผิดพลาดในการวัดจากตัวบุคคลซึ่งทำการวัดเอง

ดังนั้นเพื่อลดความผิดพลาดในการวัด จึงควรลดความผิดพลาดในการวัดจากตัวบุคคลซึ่งทำการวัดเอง โดยการกำหนดวิธีการในการวัดที่เป็นมาตรฐาน ที่ทำให้การวัดขนาดในแต่ละครั้งมีค่าใกล้เคียงกับค่ามาตรฐานมากที่สุด ซึ่งในที่นี้ได้ใช้เครื่องตรวจสอบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์ในการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์แทนการใช้เวอร์เนียในการวัด ซึ่งสามารถลดความไม่แน่นอนในการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์ได้

5.2 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลอง การใช้เครื่องตรวจสอบเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์นั้น จะสามารถลดความไม่แน่นอนในการวัดลง เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้เวอร์เนียในการวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขอบยางรถยนต์ เป็น

$$\frac{0.050697}{0.2040475} \times 100 = 24.84568179 \%$$

ภาคผนวก ก

การคำนวณผลการทดลอง

ก.1 ตัวอย่างการคำนวณผลการทดลอง

เช่น การหาความไม่แน่นอน Type A ของจอบยางรถยนต์ Type ULT, Tire code T608, ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 14.62 นิ้ว จะได้ผลการทดลอง ดังตารางที่

- คำนวณหาค่าเฉลี่ยเลขคณิตจากผลการวัด (\bar{x})

จากสูตรที่ (2.50)

$$\bar{x} = \frac{1^n}{n_{i=1}} x_i$$

1. เครื่องตรวจสอบ

$$\bar{x} = (14.6192 + 14.6197 + 14.6197 + 14.62 + 14.62 + 14.6192 + 14.6197 + 14.6197 + 14.6192 + 14.6192 + 14.62 + 14.62 + 14.6195 + 14.6195 + 14.62 + 14.62 + 14.62 + 14.6197 + 14.6197 + 14.6197) / 20 = 14.619685$$

2. เวอร์เนีย

$$\bar{x} = (14.5 + 14.55 + 14.5 + 14.53 + 14.6 + 14.57 + 14.5 + 14.62 + 14.62 + 14.57 + 14.55 + 14.61 + 14.59 + 14.6 + 14.61 + 14.57 + 14.62 + 14.6 + 14.59 + 14.59) / 20 = 14.5745$$

- คำนวณหาค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานของผลการวัด (S)

จากสูตรที่ (2.51)

$$S = \sqrt{\frac{1^n}{n_{i=1}} (x_i - \bar{x})^2}$$

1. เครื่องตรวจสอบ

$$S = \{[(14.6192 - 14.619685)^2 + (14.6197 - 14.619685)^2 + (14.6197 - 14.619685)^2 + (14.62 - 14.619685)^2 + (14.62 - 14.619685)^2 + (14.6192 - 14.619685)^2 + (14.6197 - 14.619685)^2 + (14.6197 - 14.619685)^2 + (14.6192 - 14.619685)^2 + (14.6192 - 14.619685)^2 + (14.62 - 14.619685)^2 + (14.62 - 14.619685)^2 + (14.6195 - 14.619685)^2 + (14.6195 - 14.619685)^2 + (14.62 - 14.619685)^2 + (14.62 - 14.619685)^2]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$+ (14.62 - 14.619685) + (14.6197 - 14.619685)^2 + (14.6197 - 14.619685)^2 + (14.6197 - 14.619685)^2 \} / 20]^{1/2} = 0.000299605$$

2. เวอร์เนีย

$$S = [\{ (14.5 - 14.5745)^2 + (14.55 - 14.5745)^2 + (14.5 - 14.5745)^2 + (14.53 - 14.5745)^2 + (14.6 - 14.5745)^2 + (14.57 - 14.5745)^2 + (14.5 - 14.5745)^2 + (14.62 - 14.5745)^2 + (14.62 - 14.5745)^2 + (14.57 - 14.5745)^2 + (14.55 - 14.5745)^2 + (14.61 - 14.5745)^2 + (14.59 - 14.5745)^2 + (14.6 - 14.5745)^2 + (14.61 - 14.5745)^2 + (14.57 - 14.5745)^2 + (14.62 - 14.5745)^2 + (14.6 - 14.5745)^2 + (14.59 - 14.5745)^2 + (14.59 - 14.5745)^2 \} / 20]^{1/2} = 0.040584545$$

- คำนวณหาค่าความไม่แน่นอน Type A (U_r)

จากสูตรที่ (2.53)
$$U_r = \pm t \frac{S}{\sqrt{n}}$$

โดยกำหนดระดับความมั่นใจที่ 99 % และจากตารางที่ 8-1 จะสามารถหาค่า Student's factor (t) ได้เท่ากับ 2.86

1. เครื่องตรวจสอบ

$$U_r = \pm 2.86 \left[\frac{0.000299605}{\sqrt{20}} \right] = \pm 0.000191602 \text{ in.}$$

2. เวอร์เนีย

$$U_r = \pm 2.86 \left[\frac{0.040584545}{\sqrt{20}} \right] = \pm 0.02595444 \text{ in.}$$

ทำดังเช่นเดิมกับการหาค่าความไม่แน่นอน Type A ของการวัดขอบยางที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆ จะได้ค่า ความไม่แน่นอน Type A ดังตารางต่อไปนี้

TYPE	TIER CODE	DIN	เวอร์เนีย U _r	เครื่องวัด U _r
ULT	T608	14.62	0.025954443	0.000191602
LT	T780	15.26	0.0237388	0.000113455

	T700	15.38	0.02769	0.000109004
	T752	15.32	0.021261	0.00010395
	T706	16.26	0.02929	0.000101647
	T710	16.36	0.025865	0.000105594
	T762	16.32	0.01882	0.000109004
	T758	16.26	0.023281	0.000100582
	T760	16.32	0.019272	0.000105594
	T814	16.36	0.024061	0.000103951
GRANDER	E124	24.54	0.0207071	0.000100797
	E324	24.54	0.022679	0.000105594
	E126	24.62	0.024585	0.000109791
	E326	24.66	0.02599	0.000109791
	E426	24.62	0.018857	0.000106608
	E626	24.66	0.026529	0.000101648
FF	F756	16.16	0.0187284	0.000109004
KF	G141	30.56	0.022943	0.000100796
MCT	T902	20.64	0.0190701	0.000101647
	T912	20.64	0.020485	0.000105594
	T914	20.64	0.0204456	0.000109791
	T934	20.64	0.0181209	8.17E-05
	T924	20.64	0.0181358	0.00011824
	T102	20.64	0.0211875	0.000105594
	T104	20.64	0.0218009	0.000107751
	T114	20.64	0.0195302	9.19E-05
	T116	20.7	0.0267709	0.000105594
MCT	T134	20.64	0.0232069	0.000105594
	T124	20.64	0.0218871	0.000105594
	T152	20.64	0.021946	0.000105594
	T154	20.64	0.0232069	0.000105594
	T164	20.64	0.0224527	0.000106608
	T166	20.7	0.0234078	0.000109791

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปยังสื่อโซเชียลมีเดียหรือช่องทางใดๆ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	T174	20.64	0.0218871	0.000105594
	T176	20.7	0.0196181	0.000109004
	T126	20.7	0.0157881	0.000105594
Aircraft	B928	12.3	0.0208805	0.000109005
		12.38	0.026294	0.00010395
24*7.7 16PR	B216	10.43	0.020106	0.000101647
		10.53	0.024504	0.000109791
24*7.7 8PR	B208	10.31	0.018774	0.000109791
		10.37	0.022776	0.000109791
24.5*8.5	B210	10.24	0.02059	0.000109004
		10.54	0.0233457	0.000101647
26*6.6	B213	14.45	0.02159	0.000109791
		14.51	0.021289	0.000105594
32*10.75-14	A312	14.45	0.025265	0.000105594
		14.55	0.021887	0.000109004
34 12PR	B312	16.57	0.025788	0.000105594
		16.67	0.02714	0.000105594
39*13 14PR	B314	16.56	0.024766	0.000109791
		16.67	0.022861	0.000113455
39*13 16PR	B316	16.63	0.022717	0.000101647
		16.77	0.023953	0.000101647
39*13 24PR	B324	16.54	0.020842	0.000105594
		16.63	0.024846	0.000101647
		16.75	0.02145	0.000105594
40*14 24PR	B424	16.65	0.022729	0.000105594
		16.77	0.027391	0.000105594
H40 24PR	B624	19.64	0.019342	0.000113456
		19.64	0.023186	0.000105594
		19.74	0.021149	0.000109792
H40 26PR	B626	19.66	0.027563	0.000100583
		19.78	0.025463	0.000105595

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น มิใช่ข้อมูลใหม่ที่จะใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

		19.78	0.029196	0.000105594
H46 26PR	B726	20.6	0.018728	0.000109792
		20.76	0.029152	0.000105594
		20.9	0.025821	0.000105594
H46 28PR	B728	20.6	0.0235	9.19E-05
		20.76	0.024152	0.000105594
		20.9	0.018026	0.000105595
H46	B732	20.6	0.018903	0.000105594
		20.76	0.020603	0.000105594
		20.9	0.020052	0.000109792
H49 24PR	B831	22.58	0.021821	0.000101647
		22.72	0.017655	0.000105595
		22.72	0.018145	0.000101648
H49	B832	20.6	0.016741	0.000108807
		22.76	0.032839	0.000105594
		22.9	0.023161	9.71E-05

ตารางที่ ก-1 ค่าความไม่แน่นอน Type A ของขอบข่ายชนิดต่างๆที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแตกต่างกัน

- กำหนดหาค่าความไม่แน่นอน Type A รวมทั้งหมด

จากสูตรที่ (2.54) $U_{r,total} = \sqrt{\sum (U_r)^2}$ $i = 1,2,3,\dots,n$

1. เครื่องตรวจสอบ

$$\begin{aligned}
 U_{r,total} = & (0.000191602^2 + 0.000113455^2 + 0.000109004^2 + \\
 & 0.00010395^2 + 0.000101647^2 + 0.000105594 + 0.000109004^2 + 0.000100582^2 + \\
 & 0.000105594^2 + 0.000103951^2 + 0.000100797^2 + 0.000105594^2 + 0.000109791^2 + \\
 & 0.000109791^2 + 0.000106608^2 + 0.000101648^2 + 0.000109004^2 + 0.000100796^2 + \\
 & 0.000101647^2 + 0.000105594^2 + 0.000109791^2 + 8.17E-05^2 + 0.00011824^2 + \\
 & 0.000105594^2 + 0.000107751^2 + 9.19E-05^2 + 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + \\
 & 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + 0.000106608^2 + 0.000109791^2 + \\
 & 0.000105594^2 + 0.000109004^2 + 0.000105594^2 + 0.000109005^2 + 0.00010395^2 +
 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
& 0.000101647^2 + 0.000109791^2 + 0.000109791^2 + 0.000109791^2 + 0.000109004^2 + \\
& 0.000101647^2 + 0.000109791^2 + 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + 0.000109004^2 + \\
& 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + 0.000109791^2 + 0.000113455^2 + 0.000101647^2 + \\
& 0.000101647^2 + 0.000105594^2 + 0.000101647^2 + 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + \\
& 0.000105594^2 + 0.000113456^2 + 0.000105594^2 + 0.000109792^2 + 0.000100583^2 + \\
& 0.000105595^2 + 0.000105594^2 + 0.000109792^2 + 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + \\
& 9.19E-05^2 + 0.000105594^2 + 0.000105595^2 + 0.000105594^2 + 0.000105594^2 + \\
& 0.000109792^2 + 0.000101647^2 + 0.000105595^2 + 0.000101648^2 + 0.000108807^2 + \\
& 0.000105594^2 + 9.71E-05^2)^{1/2} = 0.000000303 \text{ in.}
\end{aligned}$$

2. เวกอร์เนี่ย

$$\begin{aligned}
U_{r,\text{total}} = & (0.025954443^2 + 0.0237388^2 + 0.02769^2 + 0.021261^2 + \\
& 0.02929^2 + 0.025865^2 + 0.01882^2 + 0.023281^2 + 0.019272^2 + 0.024061^2 + 0.0207071^2 \\
& + 0.022679^2 + 0.024585^2 + 0.02599^2 + 0.018857^2 + 0.026529^2 + 0.0187284^2 + \\
& 0.022943^2 + 0.0190701^2 + 0.020485^2 + 0.0204456^2 + 0.0181209^2 + 0.0181358^2 + \\
& 0.0211875^2 + 0.0218009^2 + 0.0195302^2 + 0.0267709^2 + 0.0232069^2 + 0.0218871^2 + \\
& 0.021946^2 + 0.0232069^2 + 0.0224527^2 + 0.0234078^2 + 0.0218871^2 + 0.0196181^2 + \\
& 0.0157881^2 + 0.0208805^2 + 0.026294^2 + 0.020106^2 + 0.024504^2 + 0.018774^2 + \\
& 0.022776^2 + 0.02059^2 + 0.0233457^2 + 0.02159^2 + 0.021289^2 + 0.025265^2 + 0.021887^2 \\
& + 0.025788^2 + 0.02714^2 + 0.024766^2 + 0.022861^2 + 0.022717^2 + 0.023953^2 + \\
& 0.020842^2 + 0.024846^2 + 0.02145^2 + 0.022729^2 + 0.027391^2 + 0.019342^2 + 0.023186^2 \\
& + 0.021149^2 + 0.027563^2 + 0.025463^2 + 0.029196^2 + 0.018728^2 + 0.029152^2 + \\
& 0.025821^2 + 0.0235^2 + 0.024152^2 + 0.018026^2 + 0.018903^2 + 0.020603^2 + 0.020052^2 + \\
& 0.021821^2 + 0.017655^2 + 0.018145^2 + 0.016741^2 + 0.032839^2 + 0.023161^2)^{1/2} = \\
& 0.204037 \text{ in.}
\end{aligned}$$

หรือสรุปได้ดังตารางที่ ก-2

	เวกอร์เนี่ย	เครื่องวัด
$U_{r,\text{total}}$	0.204037	0.000000303

ตารางที่ ก-2 แสดงค่าความไม่แน่นอน Type A รวมทั้งหมด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- กำหนดหาความไม่แน่นอน Type B จาก ใบรับรองผลการสอบเทียบ

1. เครื่องตรวจสอบ

จะหาความไม่แน่นอน Type B นี้ จาก sensor ซึ่งในใบรับรองผลการสอบเทียบนั้นจะระบุค่า

ที่ระดับความมั่นใจ 68.3% ค่า $U_s = 0.01965$ in.

∴ ที่ระดับความมั่นใจ 99% ค่า $U_s = 0.050697$ in.

2. เวอร์เนีย

จากใบรับรองการสอบเทียบของเวอร์เนียนั้นจะระบุค่า

ที่ระดับความมั่นใจ 95% ค่า $U_s = 0.001574803$ in.

∴ ที่ระดับความมั่นใจ 99% ค่า $U_s = 0.002072955$ in.

- จากนั้นรวมผลความไม่แน่นอนของการวัดทั้งหมด

จากสูตรที่ (2.55)

$$U_{total} = \sqrt{(U_r)^2 + (U_s)^2}$$

1. เครื่องตรวจสอบ

$$U_{total} = \pm \sqrt{(0.000000303)^2 + (0.050697)^2}$$

$$= \pm 0.050697 \text{ in.}$$

2. เวอร์เนีย

$$U_{total} = \pm \sqrt{(0.204037)^2 + (0.002072955)^2}$$

$$= \pm 0.20404753 \text{ in.}$$

ภาคผนวก ข
คุณสมบัติและตารางในการออกแบบ

ขนาด (นิ้ว)	เกลียวสี่เหลี่ยม		เกลียวแอกมี			เกลียวบัตรเดรส (แนะนำให้ใช้)
	เกลียว/นิ้ว	Minor Dia.	เกลียว/นิ้ว	Reg. Minor Dia.	Stub Minor Dia.	เกลียว/นิ้ว
$\frac{1}{4}$	10	0.163	16	0.188	0.213	
$\frac{5}{16}$			14	0.241	0.270	
$\frac{3}{8}$	8	0.266	12	0.292	0.325	
$\frac{7}{16}$			12	0.354	0.388	
$\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	0.366	10	0.400	0.440	20
$\frac{5}{8}$	$5\frac{1}{2}$	0.466	8	0.500	0.550	20
$\frac{3}{4}$	5	0.575	6	0.583	0.650	16
$\frac{7}{8}$	$4\frac{1}{2}$	0.681	6	0.708	0.755	16
1	4	0.781	5	0.800	0.880	12
$1\frac{1}{2}$			5	0.925	1.005	12
$1\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	1.000	5	1.050	1.130	10
$1\frac{3}{8}$			4	1.125	1.225	10
$1\frac{1}{2}$	3	1.208	4	1.250	1.350	8
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{2}$	1.400	4	1.500	1.600	7
2	$2\frac{1}{4}$	1.612	4	1.750	1.850	6
$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1.862	3	1.917	2.050	6
$2\frac{1}{2}$	2	2.063	3	2.167	2.300	5
$2\frac{3}{4}$	2	2.313	3	2.417	2.550	5
3	$1\frac{3}{4}$	2.500	2	2.500	2.700	5
$3\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	2.962	2	3.000	3.200	5
4	$1\frac{1}{2}$	3.418	2	3.500	3.700	4
$4\frac{1}{2}$			2	4.000	4.200	4
5			2	4.500	4.700	4

ตารางที่ ข-1 วัสดุส่วนต่างๆของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

P	a_c	$H_4 = h_3$	H_1	$R_1 \text{ max.}$	$R_2 \text{ max.}$
1.5	0.15	0.9	0.75	0.08	0.15
2	0.25	1.25	1	0.13	0.25
3	0.25	1.75	1.5	0.13	0.25
4	0.25	2.25	2	0.13	0.25
5	0.25	2.75	2.5	0.13	0.25
6	0.5	3.5	3	0.25	0.5
7	0.5	4	3.5	0.25	0.5
8	0.5	4.5	4	0.25	0.5
9	0.5	5	4.5	0.25	0.5
10	0.5	5.5	5	0.25	0.5
12	0.5	6.5	6	0.25	0.5
14	1	8	7	0.5	1
16	1	9	8	0.5	1
18	1	10	9	0.5	1
20	1	11	10	0.5	1
22	1	12	11	0.5	1
24	1	13	12	0.5	1
28	1	15	14	0.5	1
32	1	17	16	0.5	1
36	1	19	18	0.5	1
40	1	21	20	0.5	1
44	1	23	22	0.5	1

ขนาดเป็น mm

ตารางที่ ข 2 มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดครก			จำนวน ฟันตัด P	$d_2 = D_2$	D_1	d_3	D_4
ช่อง 1	ช่อง 2	ช่อง 3					
8			1.5	7.250	8.300	6.200	6.500
	9		1.5 *2	8.250 8.000	9.300 9.500	7.200 6.500	7.500 7.000
10			1.5 *2	9.250 9.000	10.300 10.500	8.200 7.500	8.500 8.000
	11		2 *3	10.000 9.500	11.500 11.500	8.500 7.500	9.000 8.000
12			2 *3	11.000 10.500	12.500 12.500	9.500 8.500	10.000 9.000
	14		2 *3	13.000 12.500	14.500 14.500	11.500 10.500	12.000 11.000
16			2 *4	15.000 14.000	16.500 16.500	13.500 11.500	14.000 12.000
	18		2 *4	17.000 16.000	18.500 18.500	15.500 13.500	16.000 14.000
20			2 *4	19.000 18.000	20.500 20.500	17.500 15.500	18.000 16.000
	22		3 *5 8	20.500 19.500 18.000	22.500 22.500 23.000	18.500 16.500 13.000	19.000 17.000 14.000
24			3 *6 8	22.500 21.500 20.000	24.500 24.500 25.000	20.500 18.500 15.000	21.000 19.000 16.000
	26		3 *5 8	24.500 23.500 22.000	26.500 26.500 27.000	22.500 20.500 17.000	23.000 21.000 18.000
28			3 *5 8	26.500 25.500 24.000	28.500 28.500 29.000	24.500 22.500 19.000	25.000 23.000 20.000
	30		3 *6 10	28.000 27.000 25.000	30.500 31.000 31.000	26.500 23.000 19.000	27.000 24.000 20.000
32			3 *6 10	30.500 29.000 27.000	32.500 33.000 33.000	28.500 25.000 21.000	29.000 26.000 22.000

ขนาดเป็น mm

ตารางที่ ข-2(ต่อ) มิติมาตรฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของวัสดุ	ขนาดของรู		จำนวนรู	d ₂ = D ₂	D ₁	d ₁	D ₂
	ชนิดที่ 1	ชนิดที่ 2					
	34		3 *6 10	32.500 31.000 29.000	34.500 35.000 35.000	30.500 27.000 23.000	31.000 28.000 24.000
36			3 *6 10	34.500 33.000 31.000	36.500 37.000 37.000	32.500 29.000 25.000	33.000 30.000 26.000
	38		3 *7 10	36.500 34.500 33.000	38.500 39.000 39.000	34.500 30.000 27.000	35.000 31.000 28.000
40			3 *7 10	38.500 36.500 35.000	40.500 41.000 41.000	36.500 32.000 29.000	37.000 33.000 30.000
	42		3 *7 10	40.500 38.500 37.000	42.500 43.000 43.000	38.500 34.000 31.000	39.000 35.000 32.000
44			3 *7 12	42.500 40.500 38.000	44.500 45.000 45.000	40.500 36.000 31.000	41.000 37.000 32.000
	46		3 *8 12	44.500 42.000 40.000	46.500 47.000 47.000	42.500 37.000 33.000	43.000 38.000 34.000
48			3 *8 12	46.500 44.000 42.000	48.500 49.000 49.000	44.500 39.000 35.000	45.000 40.000 36.000
	50		3 *8 12	48.500 46.000 44.000	50.500 51.000 51.000	46.500 41.000 37.000	47.000 42.000 38.000
52			3 *8 12	50.500 48.000 46.000	52.500 53.000 53.000	48.500 43.000 39.000	49.000 44.000 40.000
	55		3 *9 14	53.500 50.500 48.000	55.500 55.000 57.000	51.500 45.000 39.000	52.000 46.000 41.000
60			3 *9 14	58.500 55.500 53.000	60.500 61.000 62.000	56.500 50.000 44.000	57.000 51.000 46.000

ขนาดเป็น m

ตารางที่ ข-2 (ต่อ) มิติมาตรฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดระบุ			ระยะ พิทช์ p	$d_2 = D_2$	D_4	d_3	D_1
ช่อง 1	ช่อง 2	ช่อง 3					
	65		4 *10 16	63.000 60.000 57.000	65.500 66.000 67.000	60.500 54.000 47.000	61.000 55.000 49.000
70			4 *10 16	68.000 65.000 62.000	70.500 71.000 72.000	65.500 59.000 52.000	66.000 60.000 54.000
	75		4 *10 16	73.000 70.000 67.000	75.500 76.000 77.000	70.500 64.000 57.000	71.000 65.000 59.000
80			4 *10 16	78.000 75.000 72.000	80.500 81.000 82.000	75.500 69.000 62.000	76.000 70.000 64.000
	85		4 *12 18	83.000 79.000 76.000	85.500 86.000 87.000	80.500 72.000 65.000	81.000 73.000 67.000
90			4 *12 18	88.000 84.000 81.000	90.500 91.000 92.000	85.500 77.000 70.000	86.000 78.000 72.000
	95		4 *12 18	93.000 89.000 86.000	95.500 96.000 97.000	90.500 82.000 75.000	91.000 83.000 77.000
100			4 *12 20	98.000 94.000 90.000	100.500 101.000 102.000	95.500 87.000 78.000	96.000 88.000 80.000
	105		4 *12 20	103.000 99.000 95.000	105.500 106.000 107.000	100.500 92.000 83.000	101.000 93.000 85.000
	110		4 *12 20	108.000 104.000 100.000	110.500 111.000 112.000	105.500 97.000 88.000	106.000 98.000 90.000
		115	6 *14 22	112.000 108.000 104.000	116.000 117.000 117.000	108.000 99.000 91.000	109.000 101.000 93.000
120			6 *14 22	117.000 113.000 109.000	121.000 122.000 122.000	113.000 104.000 96.000	114.000 106.000 98.000

ขนาดเป็น mm

ตารางที่ ข-2 (ต่อ) มิติมาตรฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977(E)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาด D mm	O.D. D mm	ขนาด B mm	ชนิดที่ 02										ชนิดที่ 22		ชนิดที่ 33						
			Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact Ball Bearing		Angular Contact Steep Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		ขนาด B mm	Spherical Roller Bearing		ขนาด B mm	Double-Row Non-Filling Groove Ball Bearing				
			C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C		C ₀	C		C ₀	C			
4	13	5	-	-	0.57	1.19	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
5	16	5	-	-	0.94	1.85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
6	19	6	0.53	1.94	0.94	1.85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
7	22	7	0.84	2.05	1.35	2.51	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
8	-	-	0.66	2.05	1.35	2.51	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
9	24	8	0.93	2.07	1.96	3.49	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
10	30	9	1.34	4.23	1.96	3.58	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
12	32	10	1.48	4.30	3.05	5.25	3.27	5.52	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14.3	3.56	5.52	
15	35	11	2.01	5.74	3.51	5.87	4.09	6.34	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	15.9	6.38	9.03
17	40	12	2.43	8.10	4.45	7.34	5.25	8.19	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	17.5	8.19	11.30
20	47	14	3.18	7.61	6.18	9.83	7.25	11.00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	20.6	11.30	15.17
25	52	15	4.03	9.34	6.94	10.77	8.72	12.55	7.70	11.39	7.21	13.28	-	-	-	-	-	-	20.6	12.73	16.46
30	62	16	5.83	12.06	10.00	14.95	12.55	17.24	11.08	15.80	9.88	17.67	-	-	-	-	-	-	23.8	18.33	22.87
35	72	17	6.68	12.19	13.66	19.76	17.09	22.96	15.08	20.87	15.35	26.25	-	-	-	-	-	-	27.0	24.92	30.97
40	80	18	8.59	14.82	15.66	22.43	21.27	27.41	18.55	24.74	20.74	34.13	23	43.92	60.52	-	-	30.2	28.61	34.17	
45	85	19	9.51	16.82	17.84	23.19	24.21	30.79	21.23	27.72	22.29	35.91	23	50.28	43.19	30.2	32.57	30.2	32.57	38.36	
50	90	20	10.35	17.49	19.80	27.01	26.03	32.31	22.74	28.38	23.80	37.56	23	55.40	65.41	30.2	36.18	30.2	36.18	41.03	
55	100	21	13.40	20.60	25.03	33.38	32.97	39.96	28.79	35.64	29.64	45.84	23	66.75	81.43	33.3	43.83	33.3	43.83	50.75	
60	110	22	15.53	23.14	30.94	40.36	40.72	48.50	35.55	43.16	37.65	56.03	28	83.21	99.23	36.5	56.31	36.5	56.31	61.41	
65	120	23	17.22	23.85	34.13	44.05	44.95	52.51	41.85	48.95	45.38	64.30	31	99.68	116.60	38.1	62.30	38.1	62.30	68.75	
70	125	24	18.78	26.65	37.42	48.06	49.40	57.40	45.04	53.40	45.39	74.76	31	105.91	121.00	39.7	68.53	39.7	68.53	72.53	
75	130	25	21.40	29.84	41.16	50.73	54.51	62.30	48.95	54.73	54.96	81.00	31	111.70	125.50	41.3	75.20	41.3	75.20	77.00	
80	140	26	23.54	30.35	44.50	54.07	62.78	69.06	54.73	61.85	60.96	87.22	33	129.00	143.70	44.4	81.43	44.4	81.43	85.00	
85	150	28	28.43	37.82	53.40	64.08	72.53	78.74	62.74	68.97	70.35	99.68	36	149.50	166.40	49.2	87.77	49.2	87.77	87.66	
90	160	30	31.77	43.79	60.52	72.87	85.44	92.56	78.31	82.32	91.67	127.27	40	179.60	195.80	52.4	98.34	52.4	98.34	100.60	
95	170	32	36.85	48.55	69.47	85.66	91.69	100.00	72.87	87.68	101.44	139.73	43	221.10	235.80	55.6	127.30	55.6	127.30	127.30	

ตารางที่ ข-3 มิติมาตรฐานและแรงประมินของโรลลิงเบริง (C₀, C เป็น kN)

ขนาด D mm	O.C.D. D mm	ขนาด B mm	ชนิดที่ 03										ชนิดที่ 23		ชนิดที่ 33					
			Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing		ขนาด B mm	Spherical Roller Bearing		ขนาด B mm	Double-Row Non-Filling Groove Ball Bearing			
			C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C		C ₀	C		C ₀	C		
4	13	5	-	-	0.57	1.19	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
5	16	5	-	-	0.94	1.85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
6	19	6	0.53	1.94	0.94	1.85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
7	22	7	0.84	2.05	1.35	2.51	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
8	-	-	0.66	2.05	1.35	2.51	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
9	24	8	0.93	2.07	1.96	3.49	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
10	30	9	1.34	4.23	1.96	3.58	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
12	32	10	1.48	4.30	3.05	5.25	3.27	5.52	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
15	35	11	2.01	5.74	3.51	5.87	4.09	6.34	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
17	40	12	2.43	8.10	4.45	7.34	5.25	8.19	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
20	47	14	3.18	7.61	6.18	9.83	7.25	11.00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
25	52	15	4.03	9.34	6.94	10.77	8.72	12.55	7.70	11.39	7.21	13.28	-	-	-	-	-	-	-	
30	62	16	5.83	12.06	10.00	14.95	12.55	17.24	11.08	15.80	9.88	17.67	-	-	-	-	-	-	-	
35	72	17	6.68	12.19	13.66	19.76	17.09	22.96	15.08	20.87	15.35	26.25	-	-	-	-	-	-	-	
40	80	18	8.59	14.82	15.66	22.43	21.27	27.41	18.55	24.74	20.74	34.13	23	43.92	60.52	-	-	30.2	28.61	34.17
45	85	19	9.51	16.82	17.84	23.19	24.21	30.79	21.23	27.72	22.29	35.91	23	50.28	43.19	30.2	32.57	30.2	32.57	38.36
50	90	20	10.35	17.49	19.80	27.01	26.03	32.31	22.74	28.38	23.80	37.56	23	55.40	65.41	30.2	36.18	30.2	36.18	41.03
55	100	21	13.40	20.60	25.03	33.38	32.97	39.96	28.79	35.64	29.64	45.84	28	83.21	99.23	36.5	56.31	36.5	56.31	61.41
60	110	22	15.53	23.14	30.94	40.36	40.72	48.50	35.55	43.16	37.65	56.03	31	99.68	116.60	38.1	62.30	38.1	62.30	68.75
65	120	23	17.22	23.85	34.13	44.05	44.95	52.51	41.85	48.95	45.38	64.30	31	105.91	121.00	39.7	68.53	39.7	68.53	72.53
70	125	24	18.78	26.65	37.42	48.06	49.40	57.40	45.04	53.40	45.39	74.76	31	111.70	125.50	41.3	75.20	41.3	75.20	77.00
75	130	25	21.40	29.84	41.16	50.73	54.51	62.30	48.95	54.73	54.96	81.00	31	117.50	130.00	43.0	81.43	43.0	81.43	81.43
80	140	26	23.54	30.35	44.50	54.07	62.78	69.06	54.73	61.85	60.96	87.22	33	129.00	143.70	44.4	87.77	44.4	87.77	87.66
85	150	28	28.43	37.82	53.40	64.08	72.53	78.74	62.74	68.97	70.35	99.68	36	149.50	166.40	49.2	98.34	49.2	98.34	100.60
90	160	30	31.77	43.79	60.52	72.87	85.44	92.56	78.31	82.32	91.67	127.27	40	179.60	195.80	52.4	116.60	52.4	116.60	116.60
95	170	32	36.85	48.55	69.47	85.66	91.69	100.00	72.87	87.68	101.44	139.73	43	221.10	235.80	55.6	143.70	55.6	143.70	143.70

ตารางที่ ข-4 มิติมาตรฐานและแรงประมินของโรลลิงเบริง (C₀, C เป็น kN)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาด d mm	ขนาด 10										ขนาด 30				ขนาด 31			
	O.D. D mm	ขนาด รูกลุ่ mm	ความหนา B mm	Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact Small-Angle Ball Bearing		ความหนา B mm	Double-Row Cylindrical Roller Bearing		Spherical [*] Roller Bearing		O.D. D mm	ขนาด รูกลุ่ mm	ความหนา B mm	Spherical Roller Bearing		
				C ₀	C	C ₀	C		C ₀	C	C ₀	C				C ₀	C	
																		C ₀
4																		
5																		
6																		
7	19	0.30	6	-	1.51													
8	22	0.30	7	-	2.51													
9	24	0.30	7	-	2.60													
10	26	0.30	8	1.96	3.51													
12	28	0.30	8	2.22	3.92													
15	32	0.30	9	2.51	4.29													
17	35	0.30	10	2.78	4.63													
20	42	0.60	12	4.45	7.21													
25	47	0.60	12	4.94	7.74	-	-	16	10.86	16.42								
30	55	1	13	6.90	10.19	-	-	19	14.06	20.51								
35	62	1	14	8.50	12.28	10.90	14.46	20	19.62	27.01								
40	68	1	15	9.30	12.90	12.37	15.53	21	24.07	32.31								
45	75	1	16	12.15	16.15	14.95	18.42	23	28.97	37.96								
50	80	1	16	13.08	16.78	16.73	19.62	23	31.86	40.27								
55	90	1	18	17.00	21.76	22.12	25.81	26	42.45	52.51								
60	95	1	18	18.29	22.65	23.36	26.43	26	46.28	55.62								
65	100	1	18	19.62	23.50	25.81	27.99	26	50.28	58.74								
70	110	1	20	24.39	29.28	31.06	34.18	30	66.75	75.65								
75	115	1	20	26.12	30.39	34.35	36.22	30	66.75	75.20								
80	125	1	22	31.28	36.87	42.01	44.28	34	82.77	92.56								
85	130	1	22	33.55	38.09	44.10	45.39	34	89.44	97.01								
90	140	1.50	24	39.11	44.50	52.51	54.29	37	103.68	113.03								
95	145	1.50	24	41.87	46.72	55.18	55.62	37	111.25	118.81								
100	150	1.50	24	41.87	46.28	57.85	56.96	37	119.26	124.15								

* แบบรับแบบ spherical roller สำหรับขนาด 30 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 120 mm
 † แบบรับแบบ spherical roller สำหรับขนาด 31 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 110 mm
 ‡ มุมสัมผัส α น้อยกว่า 20° ให้ใช้ค่าแบบ small angle

ตารางที่ ข-5 มิติมาตรฐานและแรงประเมินของโรลลิงแบร์ริง (C₀, C เป็น kN)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Contact Angle α , deg	$\frac{fF_a^1}{C_o}$	Single-Row Bearing ²		Double-Row Bearing ³				e
		$Fa/VF_r > e$		$Fa/VF_r \leq e$		$Fa/VF_r > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing ⁴								
	0.014		2.30				2.30	0.19
	0.028		1.99				1.99	0.22
	0.056		1.71				1.71	0.26
	0.084		1.55				1.55	0.28
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45	0.30
	0.17		1.31				1.31	0.34
	0.28		1.15				1.15	0.38
	0.42		1.04				1.04	0.42
	0.56		1.00				1.00	0.44
Angular-Contact groove ball bearing ⁴								
	0.014		Use X, Y and e values applicable to single-row deep groove bearings		2.78		3.74	0.23
	0.028				2.40		3.23	0.26
	0.056				2.07		2.78	0.30
	0.085				1.87		2.52	0.34
5	0.11	0.56		1.0	1.75	0.78	2.36	0.36
	0.17				1.58		2.13	0.40
	0.28				1.39		1.87	0.45
	0.42				1.26		1.69	0.50
	0.56				1.21		1.63	0.52
	0.014		1.88		2.18		3.06	0.29
	0.029		1.71		1.98		2.78	0.32
	0.057		1.52		1.76		2.47	0.36
10	0.086	0.46	1.41	1.0	1.63	0.75	2.29	0.38
	0.11		1.34		1.55		2.18	0.40
	0.17		1.23		1.42		2.00	0.44
	0.29		1.10		1.27		1.79	0.49
	0.43		1.01		1.17		1.64	0.54
	0.57		1.00		1.16		1.63	0.54

ตารางที่ ข-6 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Contact Angle α , deg	$\frac{iF_a^1}{C_o}$	Single-Row Bearing ² $F_a/VF_r > e$		Double-Row Bearing ³				e
				$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Angular-Contact groove ball bearing ⁴								
15	0.015		1.47		1.65		2.39	0.38
	0.029		1.40		1.57		2.28	0.40
	0.058		1.30		1.46		2.11	0.43
	0.087		1.23		1.38		2.00	0.46
	0.12	0.44	1.19	1.0	1.34	0.72	1.93	0.47
	0.17		1.12		1.26		1.82	0.50
	0.29		1.02		1.14		1.66	0.55
	0.44		1.00		1.12		1.63	0.56
0.58		1.00		1.12		1.63	0.56	
20		0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57
25		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68
30		0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80
35		0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95
40		0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14
Self-aligning ball bearings								
		0.40	0.4 $\cot \alpha$	1.0	0.42 $\cot \alpha$	0.65	0.65 $\cot \alpha$	1.5 $\tan \alpha$
Roller-bearings, self-aligning, tapered ⁵								
$\alpha \neq 90$		0.4	0.4 $\cot \alpha$	1.0	0.45 $\cot \alpha$	0.67	0.67 $\cot \alpha$	1.5 $\tan \alpha$

ที่มา : Frank W. Wilson : Tool Engineers Handbook, 2nd, ed. McGraw-Hill Book Co.

ตารางที่ ข-6 (ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง

รูสาม mm	O.D. mm	ความหนา mm	e	$\frac{F_a}{VF_r} > e^*$		C _o kN	C kN
				X	Y		
25	60	19	0.51	0.40	1.17	20	27
30	67	21	0.48		1.25	25	32
35	72	17	0.44		1.37	28	34
40	80	21	0.47		1.27	33	41
45	85	21	0.45		1.34	38	47
50	90	20	0.40		1.49	43	49
50	100	21	0.45		1.34	60	70
50	110	27	0.48		1.24	75	85
55	100	21	0.40		1.49	57	61
60	110	22	0.38		1.60	69	73
65	113	24	0.37		1.61	79	83
65	127	28	0.42		1.44	90	101

ตารางที่ ข-7 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง

รูสาม mm	O.D. mm	ความหนา mm	e	$\frac{F_a}{VF_r} > e^*$		C _o kN	C kN
				X	Y		
70	150	30	0.40	0.40	1.49	116	133
75	130	27	0.38		1.59	92	97
80	150	28	0.38		1.57	115	117
85	150	28	0.38		1.57	115	117
90	190	36	0.38		1.60	225	214
95	180	34	0.36		1.67	177	181
100	180	38	0.36		1.67	177	181
105	190	36	0.38		1.60	225	214
120	215	44	0.37		1.63	274	265

* สำหรับ $F_a/VF_r \leq e$, X = 1 และ Y = 0

ตารางที่ ข-7(ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รวม mm	อนุกรมมิติ 22			อนุกรมมิติ 23			อนุกรมมิติ 30			อนุกรมมิติ 31			อนุกรมมิติ 32		
	e	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	e	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	e	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	e	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	e	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$
		Y	Y		Y	Y		Y	Y		Y	Y		Y	Y
40	-	-	-	0.40	1.70	2.53									
45	0.28	2.39	3.56	0.39	1.74	2.59									
50	0.26	2.57	3.83	0.39	1.73	2.57									
55	0.26	2.64	3.93	0.38	1.76	2.62									
60	0.26	2.58	3.84	0.38	1.79	2.66									
65	0.26	2.55	3.80	0.37	1.84	2.74									
70	0.25	2.69	4.00	0.36	1.86	2.77									
75	0.24	2.82	4.20	0.38	1.79	2.67									
80	0.24	2.84	4.24	0.36	1.86	2.76									
85	0.24	2.80	4.17	0.36	1.86	2.77									
90	0.25	2.69	4.00	0.36	1.89	2.82									
95	0.26	2.57	3.83	0.36	1.86	2.77									
100	0.27	2.54	3.79	0.37	1.83	2.72									
110	0.27	2.46	3.66	0.36	1.90	2.82	-	-	-	0.31	2.15	3.20	0.34	1.98	2.95
120	0.27	2.50	3.72	0.35	1.92	2.85	0.24	2.80	4.16	0.31	2.16	3.22	0.35	1.91	2.84

ตารางที่ ข-8 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง

mm	e	$\frac{a}{VF_r} \leq e$		$\frac{a}{VF_r} > e$		$\frac{a}{VF_r} \leq e$		$\frac{a}{VF_r} > e$		$\frac{a}{VF_r} \leq e$		$\frac{a}{VF_r} > e$		$\frac{a}{VF_r} \leq e$		$\frac{a}{VF_r} > e$	
		Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	
		130	0.28	2.44	3.63	0.35	1.91	2.84	0.25	2.76	4.11	0.30	2.25	3.35	0.36	1.89	2.81
140	0.27	2.48	3.69	0.36	1.87	2.79	0.24	2.82	4.20	0.30	2.28	3.40	0.35	1.93	2.87		
150	0.27	2.48	3.71	0.36	1.89	2.81	0.24	2.86	4.26	0.32	2.13	3.17	0.36	1.90	2.83		
160	0.28	2.44	3.63	0.35	1.90	2.83	0.24	2.84	4.22	0.32	2.14	3.19	0.36	1.89	2.81		
170	0.28	2.42	3.60	0.35	1.93	2.87	0.25	2.75	4.09	0.31	2.19	3.26	0.36	1.89	2.81		
180	0.27	2.51	3.73	0.35	1.95	2.91	0.25	2.66	3.96	0.31	2.15	3.20	0.36	1.88	2.80		
190	0.27	2.48	3.70	0.34	1.96	2.91	0.25	2.74	4.08	0.32	2.10	3.13	0.35	1.92	2.85		
200	0.27	2.46	3.67	0.35	1.95	2.90	0.25	2.67	3.98	0.32	2.11	3.14	0.36	1.90	2.83		
220	0.27	2.48	3.70	0.33	2.03	3.02	0.25	2.67	3.97	0.32	2.13	3.17	0.36	1.88	2.80		
240	0.27	2.47	3.68	-	-	-	0.24	2.78	4.13	0.31	2.17	3.24					
260							0.25	2.74	4.08								
280							0.24	2.81	4.17								
300							0.24	2.79	4.15								

* สำหรับอนุกรมมิติทั้งหมด $F_a/VF_r \leq e$, X - 1.00 และ $F_a/VF_r > e$, X - 0.67

ที่มา : Bearing Technical Journal, FMC Corp., Link-Belt Bearing Division, Indianapolis, Ind., 1970.

ตารางที่ ข-8(ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของแรง	N _s		
	บอลแบร์ริง	โรลเลอร์แบร์ริง	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1.0	1.0	มอเตอร์ไฟฟ้า เครื่องอัดอากาศ
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.5	1.0	เครื่องตัดโลหะ บันจัน
แรงกระแทกอย่างหนัก	2.0-3.0	1.3-2.0	เครื่องบดแร่ เครื่องเขย่า

ตารางที่ ข-9 ตัวประกอบแรงสำหรับบอลและโรลเลอร์แบร์ริง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของเครื่องจักรกล	อายุเป็นชั่วโมงทำงาน
เครื่องมือวัดและเครื่องมือที่ใช้ไม่บ่อยนัก ตัวอย่างเช่น เครื่องมือสำหรับห้องทดลอง อุปกรณ์สำหรับประตูเลื่อน	500
เครื่องยนต์ เครื่องบิน	500-2,000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานช่วงเวลาดสั้น ๆ หรือทำงานเป็นพัก ๆ ตัวอย่างเช่น เครื่องมือต่าง ๆ รอกยกของในโรงงาน เครื่องจักรที่ทำงานโดยใช้มือจับ เครื่องจักรกล เจาะเพชร บินจันที่ใช้ในงานประกอบ เครื่องขนถ่าย บินจันที่ใช้ในงานหล่อ เครื่องจักรกลที่ใช้ในบ้าน	4000-8000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานเป็นพัก ๆ แต่มีความสำคัญต่องานที่ทำมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรสร้างของโรงต้นกำลัง อุปกรณ์ลำเลียงในสายงานผลิต ลิฟท์ บินจันยกสินค้าทั่วไป เครื่องมือกลที่ใช้ไม่บ่อยนัก	8000-12 000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ไม่ได้ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ไฟฟ้า ชุดเฟืองทดสำหรับงานทั่วไป	12 000-20 000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรกลในงานอุตสาหกรรมทั่วไป บินจันที่ใช้ยกของตลอดเวลา เครื่องเป่าลม เพลาส่งกำลัง	20 000-30 000
เครื่องจักรที่ใช้งานต่อเนื่อง (ทำงาน 24 ชั่วโมง) ตัวอย่างเช่น เครื่องแยกของ เครื่องอัดอากาศ บิน เพลาส่งกำลัง ลูกกลิ้งของสายพานลำเลียง รอกในเหมืองแร่ มอเตอร์ไฟฟ้า	40 000-60 000
เครื่องจักรที่ใช้งานตลอด ชั่วโมง ละการทำงานมีความสำคัญมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรที่ใช้ในการผลิตกระดาษและเยื่อกระดาษ โรงไฟฟ้า บินในเหมืองแร่ สถานีส่งน้ำประปา เครื่องจักรในเรือเดินสมุทร	100 000-200 000

ที่มา : แค็ตตาล็อกและข้อมูลทางวิศวกรรมทั่วไปของ SKF Industries, Phila., Pa.

ตารางที่ ข-10 อายุการใช้งานแบ่งตามชนิดของเครื่องจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

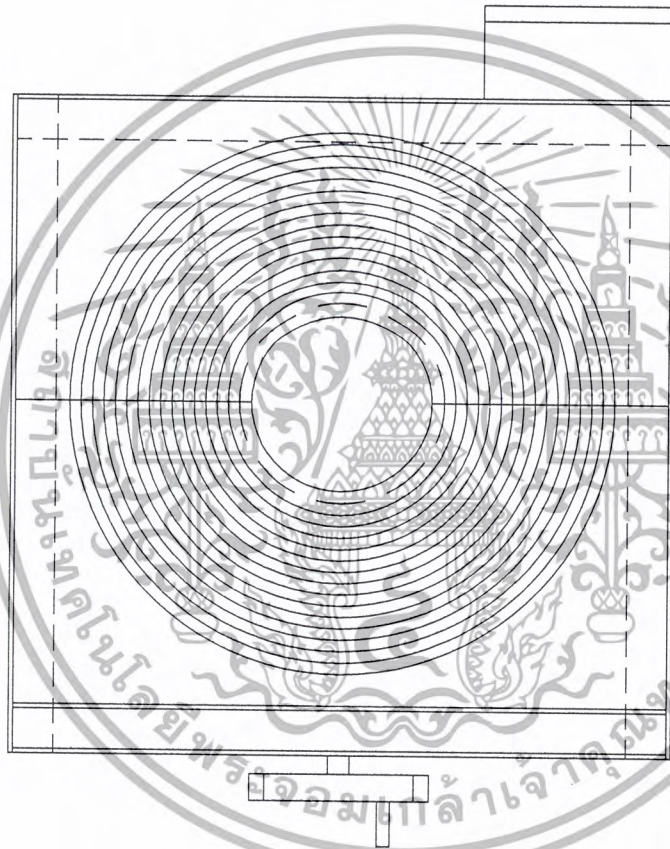
Drawing





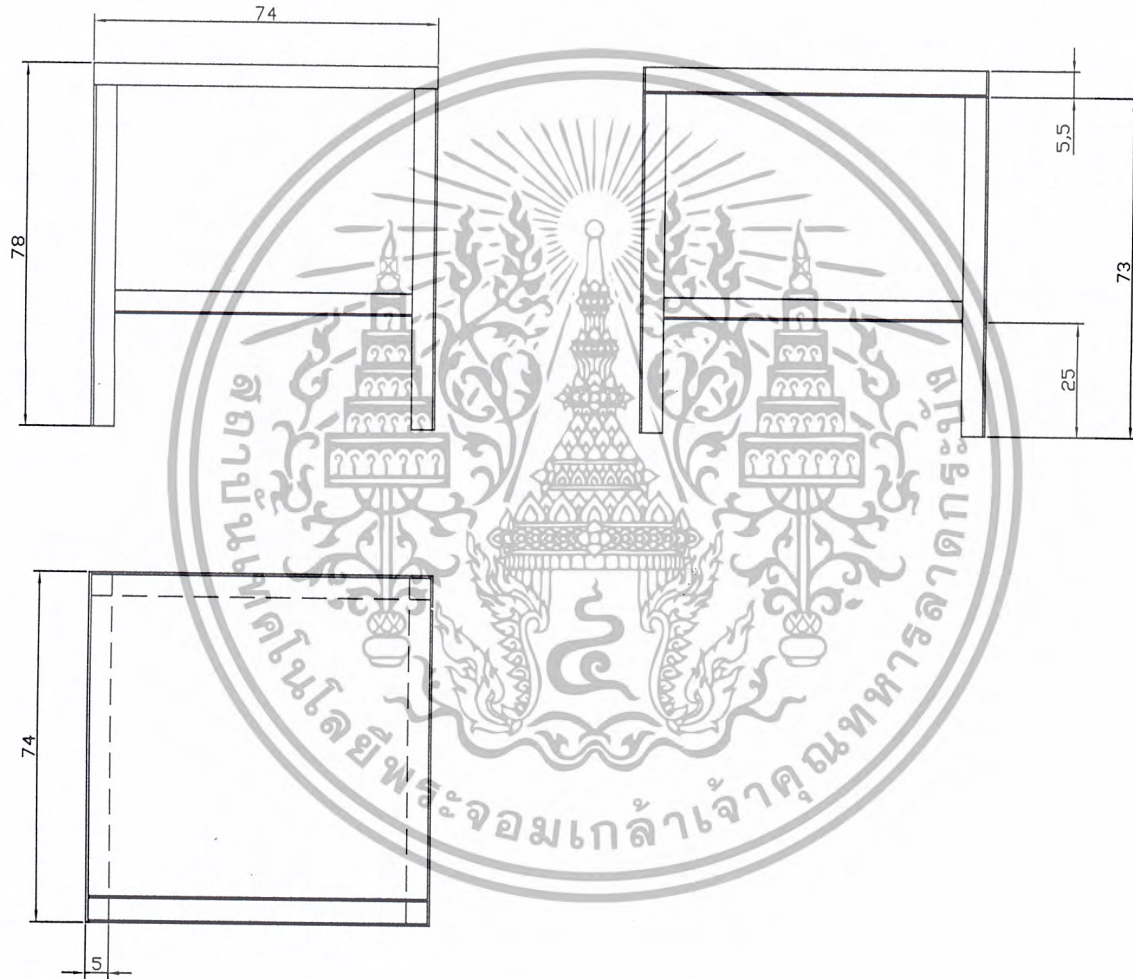
ภาพด้านข้างของเครื่องวัด

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang				Table(side)	
Faculty	Engineering			Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering			Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement			Drawing No.	1-1
		Name	ID. Number	Date	20/4/2003



ภาพด้านบนของเครื่อง

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang				Table(top)	
Faculty	Engineering			Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering			Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement			Date	20/4/2003
		Name	ID. Number	Drawing No.	1-1

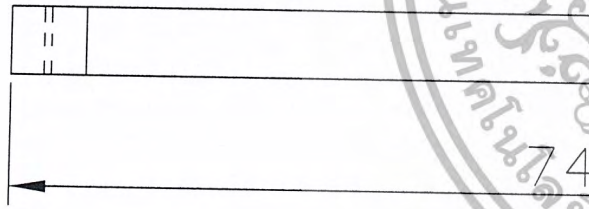
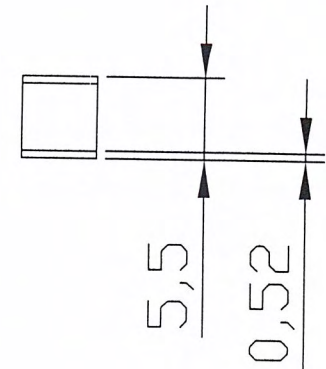


โต๊ะ

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang			Table	
Faculty	Engineering		Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering		Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement		Drawing No.	1-1
	Name		ID. Number	Date
				20/4/2003

2,22

27,96



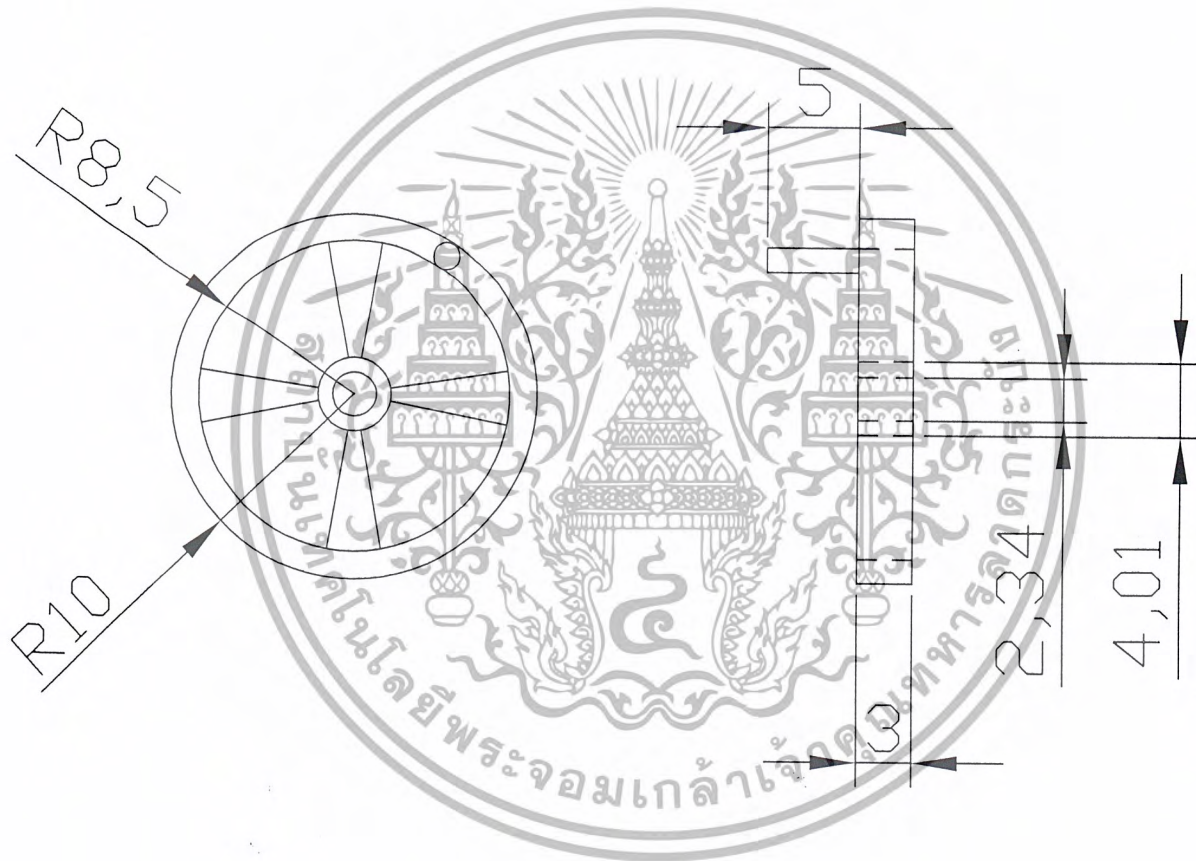
แท่นวาง sensor

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang				Stand for sensor	
Faculty	Engineering			Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering			Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement			Drawing No.	1-1
		Name	ID. Number	Date	20/4/2003



ศกรู

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang			Screw	
Faculty	Engineering		Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering		Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement		Drawing No.	1-1
	Name	ID. Number	Date	20/4/2003



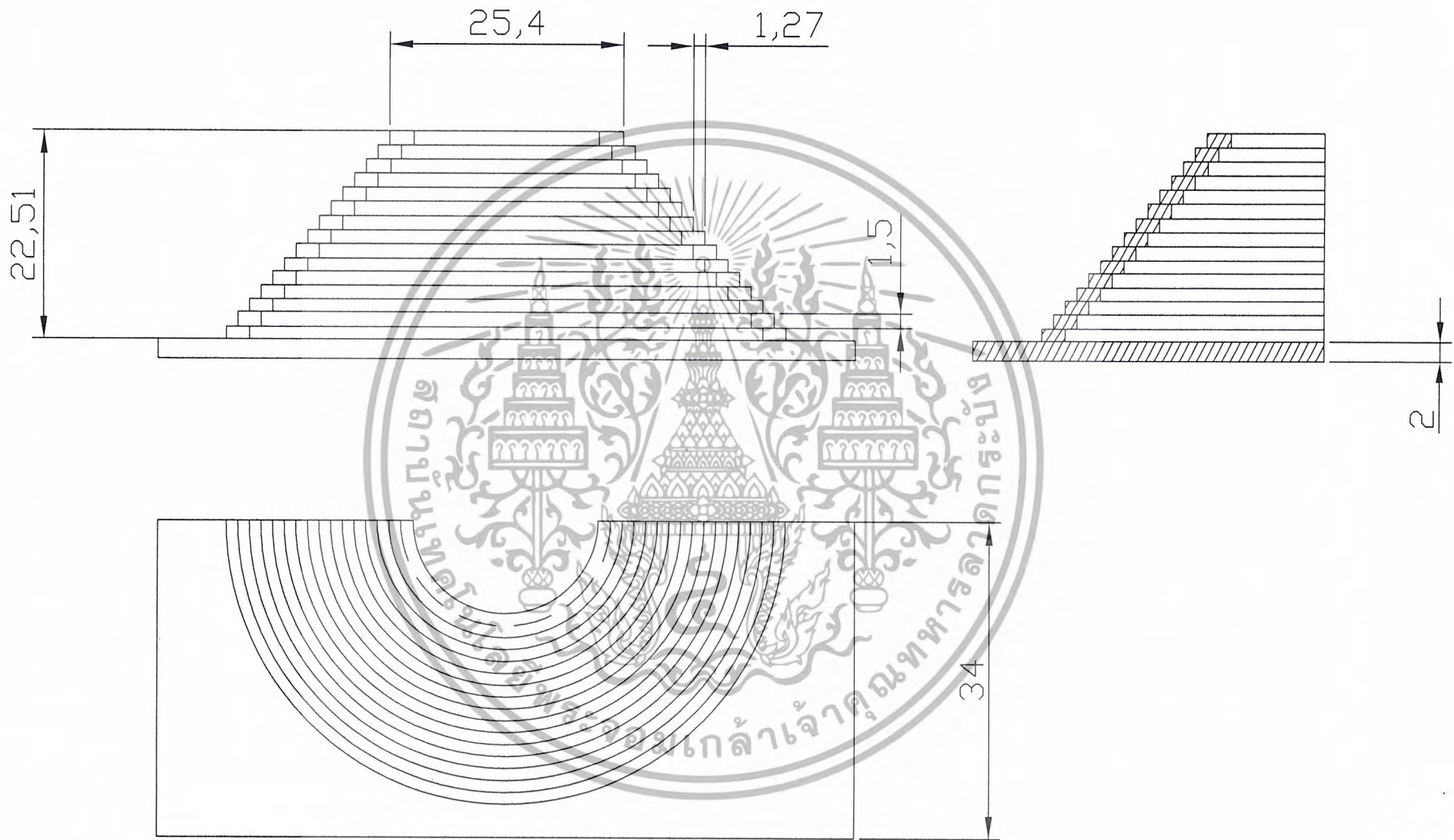
มื่อหมุน

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang			Handle	
Faculty	Engineering		Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering		Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement	Name	ID. Number	20/4/2003
			Date	20/4/2003
			Drawing No.	1-1



ภาพด้านหน้าของเครื่องวัด

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang		Table(Front)	
Faculty	Engineering	Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering	Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement	Drawing No.	1-1
	Name	ID. Number	Date
			20/4/2003



นางหญิง

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang			Beeheave	
Faculty	Engineering		Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering		Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement	Name	Drawing No.	1-1
		ID. Number	Date	20/4/2003



กล่องควบคุม

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang		Switch Box	
Faculty	Engineering	Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering	Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement	Date	20/4/2003
Name		ID. Number	Drawing No.



แบบร่าง

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang				Bearing	
Faculty	Engineering			Scale	1:1
Department	Mechanical Engineering			Unit	cm
Project	Tire Bead Diameter Measurement	Name	ID. Number	Date	20/4/2003
				Drawing No.	1-1