

เครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก



นายณรงค์ เจริญยิ่ง
นายรณาดล น้อยทอง
นายวสันต์ รัตมี

26
54211
2547

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... **61436**
วัน,เดือน,ปี..... **17 ก.ค. 2549**

b..... **41596296**
i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

INTERNAL CYLINDRICAL GRINDING MACHINE



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL RULFILLMENT
OF THE REWUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN INDUSTRIAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
ACAEMIC YEAR 2004**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองปริญญาโท

หัวข้อปริญญาโท

เครื่องเจียรในภายในทรงกระบอก
INTERNAL CYLINDRICAL GRINDING MACHINE

นักศึกษา


นายณรงค์ เจริญยิ่ง	รหัสประจำตัว	44010687
นายธนาคล เนือยทอง	รหัสประจำตัว	44010724
นายวสันต์ รัศมี	รหัสประจำตัว	44010822

หลักสูตร

วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมอุตสาหกรรม

อาจารย์ผู้ควบคุมปริญญาโท


(รศ.พรศักดิ์ อรรณวนิช)


(อาจารย์พลชัย โชติปรายนกุล)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อปริญญานิพนธ์
นักศึกษา

เครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก
นายณรงค์ เจริญยิ่ง

นาชนาคล เนือบทอง

นายวสันต์ รัศมี

หลักสูตร

วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมอุตสาหกรรม

ปีการศึกษา

2547

อาจารย์ผู้ควบคุมปริญญานิพนธ์

รศ.พรศักดิ์ อรรถวานิช

อาจารย์พลชัย โชติปราชญกุล

บทคัดย่อ

ปริญญานิพนธ์เป็นการศึกษาเพื่อออกแบบและสร้างเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก มีจุดประสงค์หลักคือสร้างเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอกที่มีความละเอียด 1 ไมโครเมตร ระยะการเจียรไน เส้นผ่านศูนย์กลางรูใน 65 มิลลิเมตร การดำเนินงานเริ่มจากการรวบรวมข้อมูลเกี่ยวกับเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก หลักการทำงานรวมถึงลักษณะส่วนประกอบต่าง ๆ ที่จำเป็นในเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก สำหรับใช้ในการออกแบบสร้างเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก จากผลการดำเนินงานในการออกแบบ ได้นำแบบตามการคำนวณความแข็งแรงและกำลังในการเจียรไน ผลการดำเนินงานที่ได้จัดสร้างเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก ได้เครื่องเจียรไนที่มีผลการทำงานตามความต้องการ รวมทั้งการเจียรไนทดสอบได้ผิวเรียบตามที่ต้องการ

Thesis Title	Internal Cylindrical Grinding Machine
Student	Mr.Narong Jareamyng Mr.Thanadon Nuaytong Mr.Wasan Radsamee
Degree	Bachelor If Engineering in Industrial Engineering King Monkut's Institute of Technology Ladkrabang
Academic Year	2004
Thesis Advisor	Asst. Prof.Pornsak Attawanish Mr.Pholchai Chotiprayanakul

ABTRACT

This thesis is subject about design and build internal cylindrical grinding machine. The purpose of this thesis is building internal cylindrical grinding machine which have accuracy 1 micrometer, internal diameter of the test piece is 65 millimeter. The research start form collected information of internal cylindrical grinding machine, concept of process reach to part which essential in internal cylindrical grinding machine for use to design it. The process of design use values from computes of strength and power which use to grinding. The result of this thesis is building the internal cylindrical grinding machine which have function that correct to the design and the surface of the test pieces is smooth in unit of micrometer

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์เรื่อง เครื่องเจียรระในภายในทรงกระบอก สามารถเสร็จลุล่วงไปได้ดี กลุ่มผู้วิจัยขอกราบ
ขอบพระคุณบุคคลทุกคนที่มีส่วนเกี่ยวข้องส่งผลให้ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์

รศ.พรศักดิ์ อรรถวานิช หัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการและอาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ กลุ่ม
ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงสำหรับการให้โอกาสในการทำปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ คำแนะนำ ความเอาใจใส่
และทุกสิ่งทุกอย่างตลอดการศึกษาระดับปริญญาตรี ในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมอุตสาหการ

อาจารย์พลชัย โชติปราชญ์กุล อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ กลุ่มผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง
สำหรับการให้โอกาสในการจัดทำปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ คำแนะนำ ความช่วยเหลือและความเอาใจใส่ในทุก ๆ ด้าน
ตลอดเวลาที่ผ่านไป

ผศ.ดร.สรรพสิทธิ์ สิมบรรณรัตน์ กลุ่มผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับคำแนะนำ กำลังใจใน
การทำงาน ความเอาใจใส่ ความช่วยเหลือทุก ๆ ด้านและทุกสิ่งทุกอย่างตลอดการศึกษาระดับปริญญาตรี ในหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมอุตสาหการ

ดร.สิทธิพร พิมพ์สกุล กลุ่มผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับความรู้ คำแนะนำและความ
ช่วยเหลือทุก ๆ ด้าน

ดร.กรรณชัย กรรณสูตร กลุ่มผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับความรู้ คำแนะนำและความ
ช่วยเหลือทุก ๆ ด้าน

อาจารย์เชาวลิต หามนตรี กลุ่มผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับความรู้ คำแนะนำ กำลังใจ
ในการทำงานและความช่วยเหลือทุก ๆ ด้าน

ขอกราบขอบพระคุณพ่อคุณแม่ ที่คอยเอาใจใส่ ดูแล และให้กำลังใจตลอดมา

ขอบคุณพี่น้องที่คอยให้กำลังใจตลอดมา

ขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ น้อง ๆ ในคณะทุกคนสำหรับความช่วยเหลือจนทำให้ปริญญาานิพนธ์สำเร็จลุล่วง และ
คอยเป็นกำลังใจที่คิดตลอดมา

นายณรงค์ เจริญยิ่ง

นายชนาดล เนือยทอง

นายวสันต์ รัมย์

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญรูป.....	ณ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญของโครงการ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ.....	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ.....	1
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	1
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 การออกแบบเวลา.....	2
2.2 การออกแบบห้อง.....	10
2.3 การออกแบบสกรูส่งกำลัง.....	34
2.4 การยึดสลักเกลียว.....	54
2.5 การออกแบบสายพานและล้อสายพาน.....	83
2.6 การออกแบบเฟืองตัวหนอน.....	130
บทที่ 3 การออกแบบและวิธีการดำเนินงาน	
3.1 แผนการดำเนินงาน.....	143
3.2 การดำเนินงานด้านการออกแบบ.....	144
3.3 การดำเนินงานด้านการจัดสร้าง.....	150
3.4 การทดสอบ.....	152
บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน	
4.1 ส่วนประกอบและชิ้นส่วนทั้งหมดของเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอก.....	153
4.2 ผลการทดสอบเครื่อง.....	164

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 สรุปและวิเคราะห์ผลการดำเนินงาน	
5.1 สรุปผลการดำเนินงาน.....	165
5.2 ปัญหาและแนวทางแก้ไข.....	165
5.3 แนวทางการพัฒนาโครงการ.....	165
หนังสืออ้างอิง.....	166
ภาคผนวก.....	ผ1



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 ขนาดระบุของเพลาคามาตราฐาน ISO/R 775 – 1969.....	3
ตารางที่ 2.2 ค่าตัวประกอบความถี่.....	6
ตารางที่ 2.3 ขนาดเพื่องมาตรฐาน.....	13
ตารางที่ 2.4 มาตรฐานของฟันเฟือง.....	15
ตารางที่ 2.5 ตัวประกอบรูปแบบของลูอิส.....	23
ตารางที่ 2.6 ค่าความเค้นสถิตใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส.....	24
ตารางที่ 2.7 ตัวประกอบใช้งาน.....	28
ตารางที่ 2.8 ตัวประกอบแรงตีก่อน K และขีดจำกัดความทนทานผิวหน้า σ_c	32
ตารางที่ 2.9 สัดส่วนตัวต่าง ๆ ของเกลิยวสำหรับสกรูตึงกำลัง.....	39
ตารางที่ 2.10 มิติมาตรฐานของเกลิยวตีเหล็กขมก้างหมุดตามมาตรฐาน ISO2901 – 1977 (E).....	41
ตารางที่ 2.11 มิติมาตรฐานของเกลิยวตีเหล็กขมก้างหมุดตามมาตรฐาน ISO2901 – 1977 (E).....	42
ตารางที่ 2.12 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน f_s และ f_c	51
ตารางที่ 2.13 เกลิยวมคริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ เกลิยวธรรมดา.....	57
ตารางที่ 2.14 เกลิยวมคริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ - เกลิยวละเอียด.....	58
ตารางที่ 2.15 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลิยว หนุดเกลิยว และสลัด.....	65
ตารางที่ 2.16 ความเค้นพิสูจน์ของแป้นเกลิยว.....	66
ตารางที่ 2.17 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุด และ โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันสลักเกลิยวปกติ และแบบลอค (n) สลักเกลิยวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ – เกลิยวธรรมดา.....	69
ตารางที่ 2.18 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับเกลิยว K_f	78
ตารางที่ 2.19 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยประมาณ.....	81
ตารางที่ 2.20 ความยาวของเกลิยวในชิ้นงาน, l	82
ตารางที่ 2.21 ความกว้างของสายพานแบบส่งกำลังและความกว้างล้อสายพานที่สอดคล้องกัน ตามมาตรฐาน ISO 22 – 1975 (E).....	93
ตารางที่ 2.22 ความยาวสายพานแบบส่งกำลัง ตามมาตรฐาน ISO 63 – 1975 (E).....	93
ตารางที่ 2.23 สัดส่วนของสายพานแบบส่งกำลังที่เหมาะสม.....	94
ตารางที่ 2.24 ประสิทธิภาพของรายต่อสายพาน.....	97
ตารางที่ 2.25 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานแบบตามมาตรฐาน ISO 99 – 1975 (E).....	99
ตารางที่ 2.26 ผิวโค้งบนหน้าล้อสายพานแบบตามมาตรฐาน ISO 100 – 1975 (E).....	100
ตารางที่ 2.27 ผิวโค้งบนหน้าล้อสายพานแบบตามมาตรฐาน ISO 100 – 1975 (E).....	100
ตารางที่ 2.28 ความเร็วขอบของล้อสายพานแบบ.....	101
ตารางที่ 2.29 ตำแหน่งของล้อช่วย.....	103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง (ต่อ)

	หน้า
ตารางที่ 2.30 น้ำหนักและความหนาของสายพาน.....	107
ตารางที่ 2.31 ขนาดล้อยสายพานเล็กที่สุดสำหรับใช้กับสายพาน.....	107
ตารางที่ 2.32 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพาน kW / 25 mm สำหรับส่วนโค้งสัมผัส 180°.....	108
ตารางที่ 2.33 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_x สำหรับสายพานแบน.....	110
ตารางที่ 2.34 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_x	111
ตารางที่ 2.35 ตัวประกอบใช้งาน N_x สำหรับสายพานแบน.....	111
ตารางที่ 2.36 ขนาดสายพานลิ้มและล้อสายพานลิ้ม ตามมาตรฐาน ISO/R 52 – 1957 (E) และ ISO/R 256 – 1962.....	114
ตารางที่ 2.37 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิชช์ d_p ของล้อสายพานลิ้มตามมาตรฐาน ISO/R 52 – 1957 (E) และ ISO/R 253 – 1962 (E).....	115
ตารางที่ 2.38 ตัวประกอบใช้งาน.....	118
ตารางที่ 2.39 ค่าตัวประกอบ k_2	118
ตารางที่ 2.40 ตัวประกอบใช้งาน N_x สำหรับสายพานลิ้ม.....	120
ตารางที่ 2.41 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_x สำหรับสายพานลิ้ม.....	122
ตารางที่ 2.42 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด “Y” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 319$ mm และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$	123
ตารางที่ 2.43 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด “Z” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 824$ mm และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$	124
ตารางที่ 2.44 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด “A” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 1732$ mm และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$	125
ตารางที่ 2.45 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด “B” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 2282$ mm และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$	126
ตารางที่ 2.46 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด “C” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 3811$ mm และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$	127
ตารางที่ 2.47 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด “D” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 6380$ mm และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$	128
ตารางที่ 2.48 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด “E” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 7184$ mm และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$	129
ตารางที่ 2.49 ขนาดของเกลียวตัวหนอนที่แนะนำให้ใช้.....	137
ตารางที่ 2.50 จำนวนปากที่เหมาะสมกับอัตราทด.....	138
ตารางที่ 2.51 ค่าคงที่ K_w , N/mm^2	139

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบการเลื่อนในแนวแกน x.....	หน้า 164
---	-------------



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2.1 เพลาอยู่ภายใต้แรงต่าง ๆ.....	5
รูปที่ 2.2 เพลาโค้งเนื่องจากน้ำหนัก.....	9
รูปที่ 2.3 การเรียกชื่อส่วนของพื้นเฟือง.....	11
รูปที่ 2.4 ผลของค่าไดอะมีตรัลพิตช์ต่อขนาดของพื้นเฟือง.....	13
รูปที่ 2.5 การทำงานของพื้นเฟืองที่ขบกัน.....	15
รูปที่ 2.6 ระยะเวลาขบของเฟืองสองอัน การสัมผัสเริ่มขึ้นเมื่อแฟล็งค์ของเฟืองขับ สัมผัสกับปลายพื้นเฟืองตามและสิ้นสุดลงเมื่อปลายพื้นเฟืองขับสัมผัสกับแฟล็งค์ของเฟืองตาม.....	16
รูปที่ 2.7 เมื่อจุดสัมผัสของเฟืองสองอันที่ขบกันอยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานจะเกิดการ nonconjugate เป็นผลให้เกิดสภาวะที่เรียกว่า การขัดกัน ในรูปนี้การขัดกันจะเกิดขึ้นถ้าจุดสัมผัสอยู่นอกจุด A และ B เนื่องจากเฟืองทั้งสองสัมผัสกันที่จุด C และ D จึงทำให้เกิดการขัดกันขึ้น.....	18
รูปที่ 2.8 การตัดเฟืองด้วยเร็คคัตเตอร์.....	20
รูปที่ 2.9 คิวประกอบเลขาคณิตที่ใช้หาคิวประกอบรูปเบบของลูอิส.....	21
รูปที่ 2.10 ทรงกระบอกสองอันสัมผัสกันแบบโรลลิง.....	29
รูปที่ 2.11 ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีความโค้งของพื้นเฟืองกับรัศมีวงกลมพิตช์.....	30
รูปที่ 2.12 แม่แรง.....	34
รูปที่ 2.13 สกรูเพรส.....	35
รูปที่ 2.14 สกรูเพรส.....	35
รูปที่ 2.15 ซีแคลมป์.....	36
รูปที่ 2.16 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู.....	36
รูปที่ 2.17 มุมหัด.....	37
รูปที่ 2.18 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง.....	38
รูปที่ 2.19 ขนาดต่าง ๆ ของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู.....	40
รูปที่ 2.20 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง.....	47
รูปที่ 2.21 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W.....	47
รูปที่ 2.22 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม.....	48
รูปที่ 2.23 ประสิทธิภาพของเกลียวแอกมี.....	51
รูปที่ 2.24 แบบรากฐานของเกลียว.....	55
รูปที่ 2.25 สลักเกลียวและเป็นเกลียว.....	60
รูปที่ 2.26 หมุดเกลียว.....	61
รูปที่ 2.27 สลักเกลียวสตัด.....	61
รูปที่ 2.28 หมุดเกลียวจักรกล.....	62

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.29 หมุดเกลียวปรับ.....	63
รูปที่ 2.30 อุปกรณ์ล๊อคโดยอาศัยความเสียดทาน.....	64
รูปที่ 2.31 อุปกรณ์ล๊อคการเคลื่อนที่โดยตรง.....	64
รูปที่ 2.32 ขอเกี่ยว.....	67
รูปที่ 2.33 รอยต่อของคุมคาน.....	68
รูปที่ 2.34 สลักเกลียวและเป็นเกลียวขณะกดชิ้นงาน.....	68
รูปที่ 2.35	72
รูปที่ 2.36 การกระจายความเค้นบนชิ้นงาน.....	73
รูปที่ 2.37 รอยต่อด้วยสลักเกลียว.....	74
รูปที่ 2.38 แรงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว.....	75
รูปที่ 2.39 สลักเกลียวแบบคอคด ใช้รับแรงเปลี่ยนแปลง.....	77
รูปที่ 2.40 การเพิ่มความแข็งแรงให้กับสลักเกลียว.....	77
รูปที่ 2.41 แรงเปลี่ยนแปลงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว.....	78
รูปที่ 2.42 รอยต่อด้วยสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเฉือน.....	80
รูปที่ 2.43 วิธีลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว.....	81
รูปที่ 2.44 ขนาดต่าง ๆ ของรอยต่อด้วยเกลียว.....	83
รูปที่ 2.45 ลักษณะการขันด้วยสายพาน (ก) โอพินโครว์ (ข) ครอสโครว์ (ค) ควอดเรอร์เทอนโครว์ (ง) มิวล์โครว์ (จ) แสดงการขันโดยใช้ล้อช่วย (ฉ) ริเวอลโครว์.....	86
รูปที่ 2.46 การขันด้วยสายพาน (ก) โอพินโครว์ (ข) ครอสโครว์.....	87
รูปที่ 2.47 แรงในสายพานแบบ.....	88
รูปที่ 2.48 ความเค้นในสายพาน.....	92
รูปที่ 2.49 การต่อด้วยกาว.....	94
รูปที่ 2.50 การต่อด้วยลวดถัก.....	95
รูปที่ 2.51 การต่อด้วยห่วงเหล็กกล้า.....	95
รูปที่ 2.52 การต่อด้วยห่วงเหล็กกล้า.....	96
รูปที่ 2.53 การต่อด้วยแผ่นเหล็ก.....	96
รูปที่ 2.54 การต่อด้วยแผ่นเหล็ก.....	97
รูปที่ 2.55 ล้อสายพาน.....	98
รูปที่ 2.56 การทำให้สายพานตึงโดยใช้ล้อช่วย.....	102
รูปที่ 2.57 การหาแรงบนล้อช่วย.....	103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.58 การทำให้สายพานตึงโดยใช้ยางเลื่อน.....	104
รูปที่ 2.59 ระยะทางที่เลื่อนมอเตอร์ เพื่อให้มีแรงตึงเพียงพอขณะเริ่มต้นขับ.....	104
รูปที่ 2.60 การทำให้สายพานตึงเองโดยไฟวอล์มมอเตอร์.....	105
รูปที่ 2.61 ฐานยึดไฟวอล์มมอเตอร์ (ก) ติดพื้น (ข) ติดเพดาน (ค) ติดฝาผนัง.....	105
รูปที่ 2.62 หน้าตัดสายพานลิ่มและล้อสายพาน.....	113
รูปที่ 2.63 แรงบนสายพานลิ่ม.....	115
รูปที่ 2.64 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดของสายพานลิ่ม.....	120
รูปที่ 2.65 ชุดเฟืองหนอน.....	130
รูปที่ 2.66 เกลียวตัวหนอนแบบตรง (ก) หนึ่งปาก (ข) สองปาก (ค) การคลี่เกลียวออก.....	131
รูปที่ 2.67 ขอบเฟืองหนอนชนิดต่าง ๆ.....	132
รูปที่ 2.68 ชุดเฟืองหนอนฟันโอบหนึ่งค้ำ.....	133
รูปที่ 2.69 เกลียวตัวหนอนแบบลำตัวโค้ง.....	133
รูปที่ 2.70 ชุดเฟืองหนอนฟันโอบสองค้ำ.....	134
รูปที่ 2.71 กราฟประสิทธิภาพ - มุมหัด.....	135
รูปที่ 2.72 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของชุดเฟืองหนอนที่มีการหล่อลื่นอย่างดี กราฟ A ใช้กับวัสดุที่มีความเสียดทาน เช่น เหล็กหล่อ กราฟ B ใช้กับวัสดุที่มีคุณภาพดี เช่น เกลียวตัวหนอนชุบแข็ง กับเฟืองหนอนที่ทำจากฟอสเฟอไรบรอนซ์.....	136
รูปที่ 2.73 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....	141
รูปที่ 2.74 เกลียวตัวหนอนแบบสวมติดเพลลา.....	142
รูปที่ 3.1 แผนการดำเนินงาน.....	143
รูปที่ 3.2 ชั้นส่วนประกอบของกล่องใส่เฟือง.....	144
รูปที่ 3.3 เฟืองหนอน.....	144
รูปที่ 3.4 ตัวประกอบสกรูส่งกำลัง.....	144
รูปที่ 3.5 สคอปเปอร์.....	145
รูปที่ 3.6 ชุดมือหมุนแกน X.....	145
รูปที่ 3.7 ชุดมือหมุนแกน Z.....	145
รูปที่ 3.8 เป็นยึดหัวจับชิ้นงานและเพลลา.....	146
รูปที่ 3.9 ฐานรองรับเลื่อนตัวล่าง.....	146
รูปที่ 3.10 ฐานรองเลื่อนตัวบน.....	147
รูปที่ 3.11 เป็นยึดมอเตอร์.....	147

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 3.12 ชุดประกอบเพลลาของหัวจับหินเจียรไน.....	148
รูปที่ 3.13 ชุดประกอบเพลลาหัวจับชิ้นงาน.....	148
รูปที่ 3.14 เป็นยึดกลองไนเฟือง.....	149
รูปที่ 3.15 ฐานรองเครื่อง.....	149
รูปที่ 3.16 ชุดหัวจับหินเจียรไนและฐานรอง.....	150
รูปที่ 3.17 ชุดหัวจับชิ้นงานและฐานรอง.....	150
รูปที่ 3.18 รางเลื่อนและฐานรองไนแต่ละแนวแกน.....	151
รูปที่ 3.19 มือหมุนไนแนวแกน Z.....	151
รูปที่ 3.20 มือหมุนไนแนวแกน X.....	152
รูปที่ 4.1 ส่วนประกอบของเครื่องเจียรไน.....	153
รูปที่ 4.2 ส่วนประกอบชุดหัวเจียรไน.....	154
รูปที่ 4.3	155
รูปที่ 4.4 ชิ้นส่วนของชุดสายพานและล้อสายพาน.....	157
รูปที่ 4.5	158
รูปที่ 4.6	160
รูปที่ 4.7	162

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

คำนำ

1.1 ความสำคัญของโครงการ

เนื่องจากเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอก เป็นประโยชน์ในงานสวมที่ต้องการความละเอียดสูง อีกทั้งการสร้างเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอกนี้ ต้องใช้ความรู้ทั้งทางภาคทฤษฎีและปฏิบัติ จึงเหมาะสมในการนำมาทำปริญญานิพนธ์

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- เพื่อศึกษาและเรียนรู้หลักการการทำงานของเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอก
- เพื่อประยุกต์ความรู้ที่ศึกษามาไปออกแบบเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอก
- เพื่อสร้างเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอกที่มีความละเอียดสูงสุด 1 ไมโครเมตร

1.3 ขอบเขตของโครงการ

ศึกษา ออกแบบ และทำตัวเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอกแบบ Manual ที่ให้ความละเอียดสูงสุดในแนวแกน x 1 ไมโครเมตร มีค่าความคลาดเคลื่อนในการเคลื่อนที่ไปกลับไม่เกิน 1 ไมโครเมตร สามารถเจียรในชิ้นงานที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 6.5 เซนติเมตร ขาวไม่เกิน 6.5 เซนติเมตร

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- สามารถเจียรในชิ้นงานที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 6.5 เซนติเมตร ขาวไม่เกิน 6.5 เซนติเมตร
- สามารถเจียรในชิ้นงานที่ต้องการความละเอียดสูงสุด 1 ไมโครเมตร

บทที่ 2

ทฤษฎี

2.1 การออกแบบเพลลา

เครื่องเจียรระโนภายในทรงกระบอกที่ทำการออกแบบนี้ ได้มีการนำเพลามาใช้คู่สองชิ้นด้วยกัน เพื่อให้เพลาสารับแรงที่เกิดขึ้นจริงขณะใช้งานเครื่องจักรเครื่องจักร โดยไม่เกิดการ โกงตัว งอตัว จึงนำทฤษฎีการออกแบบเพลามาใช้ในการคำนวณ ซึ่งทฤษฎีการออกแบบเพลามีดังนี้

2.1.1 บทนำ

แม้ว่าจะได้กล่าวถึงทฤษฎีในการออกแบบเพลามาแล้วในบทความค้นผสม แต่เนื่องจากว่าเพลาคือชิ้นส่วนที่มีใช้อยู่ในเครื่องจักรกลเกือบทุกชนิด ดังนั้นสมควรที่จะได้พิจารณาถึงการออกแบบเพลลาโดยเฉพาะ เพลลาอาจจะมีการเรียกแตกต่างกันไปตามลักษณะของการใช้งานดังต่อไปนี้คือ

เพลลา (shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลัง

แกน (axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกับเพลลาแต่ไม่หมุน ส่วนมากเป็นตัวยึดรับชิ้นส่วนที่หมุน เช่น ล้อ ส้อมสายพาน เป็นต้น อย่างไรก็ตามทั้งเพลลาและแกนก็นิยมเรียกรวมกันว่าเพลลาไม่ว่าชิ้นส่วนนั้นจะหมุนหรือไม่

สปินเดิล (spindle) เป็นเพลลาขนาดสั้นที่ไม่หมุน เช่น เพลลาที่หัวแท่นกลึง (head-stock spindle) เป็นต้น สตับชาฟต์ (stub shaft) หรือบางครั้งเรียกเฮดชาฟต์ (head shaft) เป็นเพลลาที่ติดเป็นชิ้นส่วนต่อเนื่องกับเครื่องยนต์ มอเตอร์ หรือเครื่องอื่น ๆ มีขนาด รูปร่าง และส่วนยื่นออกมาสำหรับใช้ต่อกับเพลลาอื่น ๆ

เพลลาแนว (line shaft) หรือเพลลาส่งกำลัง (power transmission shaft) หรือเพลลาเมน (main shaft) เป็นเพลลาซึ่งต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง และใช้ในการส่งกำลังไปยังเครื่องจักรกลอื่น ๆ โดยเฉพาะ

แจ็กชาฟต์ (jackshaft) หรือเคาน์เตอร์ชาฟต์ (counter shaft) เป็นเพลลาขนาดสั้นที่ต่อระหว่างเครื่องต้นกำลังกับเพลลาเมนหรือเครื่องจักรกล

เพลลาอ่อน (flexible shaft) เป็นเพลลาที่สามารถอ่อนตัวหรืองอโค้งได้ เพลลาประเภทนี้ทำด้วยสายลวดใหญ่ (cable) ลวดสปริงหรือลวดเกลียว (wire rope) ใช้ในการส่งกำลังในลักษณะที่แกนหมุนทำมุมกันได้ แต่ส่งกำลังได้น้อย

เพลลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด หรือแรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมีเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลลาเสียหายเพราะความถี่ได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับบิดภายในเพลลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่เหมาะสม ระยะโก่ง (deflection) ของเพลาก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลามีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤต (critical speed) ของเพลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลามีการสั่นอย่างรุนแรงใน

ขณะที่ความเร็วของเพลาลูกเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลาลูก เช่น บอลแบร์ริง (ball bearing) ก็ต้องมีการเอียงแนว (misalignment) ในการใช้งานที่พอเหมาะกับเพลาลูก

2.1.2 วัสดุเพลาลูก

วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลาลูกทั่วไปคือเหล็กกล้าละมุน (mild steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลาลูก เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น เพลาลูกที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่า 90 มิลลิเมตร มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อนอย่างไ้รก็ตามเพื่อให้เพลาลูกมีราคาถูกลงที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่น

2.1.3 ขนาดของเพลาลูก

เพื่อให้เพลาลูกมีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลาลูก ซึ่งเป็นขนาดระบุ (nominal size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบร์ริงที่ใช้รองรับเพลาลูกด้วยขนาดระบุของเพลาลูกได้จากตารางที่ 2.1 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.1 ขนาดระบุของเพลาลูกตามมาตรฐาน ISO/R 775-1969

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็นมิลลิเมตร				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
13	50	95	180	340
14	55	100	190	360
18	60	110	200	380
20	65	120	220	

2.1.4 การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณหาขนาดของเพลาลูกที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ในบางครั้งการหาขนาดเพลาลูกเพื่อให้เพลาลูกทนต่อแรงที่มากกระทำอย่างเฉียวไม่เป็นการเพียงพอ เช่น ในกรณีของเพลาลูกกบฏ (cam shaft) ในเครื่องยนต์สันดาปภายในต้องการให้มีตำแหน่งเที่ยงตรง ดังนั้นมุมบิดของเพลาลูกที่เกิดขึ้นในขณะที่ใช้งานจะต้องมีค่าไม่มากกว่าที่กำหนดไว้ เป็นต้น นั่นคือเพลาลูกจะต้องมีความแข็งแรงอยู่ภายในพิสัยที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้วยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือนซึ่งมีผลทำให้เฟืองและแบร์ริงที่รองรับเพลาลูกเกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้น

ถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลาวีเก้คัม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลาน เครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3° ต่อความยาวเพลา 1 ม.[1] สำหรับเพลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มุมบิดได้ถึง 1° ต่อความยาวเพลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้วจะให้มุมบิดได้ไม่เกิน 0.5° ตลอดความยาวของเพลา

ความแข็งแรงที่สำคัญอย่างหนึ่งก็คือ ความแข็งแรงทางด้านระยะโคง เพราะจะต้องใช้ระยะโคงของเพลาที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นค่าสำคัญในการกำหนดระยะเบียด (clearance) ระหว่างล้อสายพาน เพื่อ โครงของเครื่องจักร ตลอดจนการเลือกชนิดของแบร็งสำหรับรองรับเพลาให้เหมาะสม ถ้าเพลามีระยะโคงมากเกินไปจะทำให้ความยาวของฟันเฟืองส่วนที่สัมผัสหรือขบกันลดลงเป็นผลทำให้อัตราส่วนการขบ (contact ratio) ของเฟืองลดลงด้วย ทำให้การส่งกำลังของเฟืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควรการเลือกแบร็งการรองรับเพลาก็เช่นกันจำเป็นจะต้องเลือกแบร็งชนิดที่อนุญาตให้มีการเอียงแนวสำหรับการใช้งานได้พอเหมาะกะบระยะโคงของเพลาที่จะเกิดขึ้น ซึ่งอาจจะเป็นแบร็งแบบธรรมดาหรือแบร็งแบบปรับแนวได้เอง (self-aligning bearing) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่าระยะโคงเป็นสำคัญ

ระยะโคงดังกล่าวมานี้ก็ไม่มีมาตรฐานกำหนดเป็นแนวทางไว้ โดยทั่ว ๆ ไปแล้วผู้ออกแบบอาจจะถือค่าต่อไปนี้เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งแรงทางด้านระยะโคงได้ดังนี้คือ

สำหรับเพลามีเฟืองตรง (spur gear) คุณภาพคืออยู่ด้วย ระยะโคง ϕ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.125 มิลลิเมตร และความลาดเอียงของเพลา ψ ตำแหน่งนี้ควรจะน้อยกว่า 0.0286°

สำหรับเพลามีเฟืองคอกจอก (bevel gear) คุณภาพคืออยู่ ระยะโคง ϕ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.075 มิลลิเมตร

จากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นว่าขนาดของเพลาจะหามาได้โดยใช้ความแข็งแรงที่ต้องการแทนที่จะเป็นความแข็งแรงในการรับแรงภายนอกได้ การหาระยะโคงของเพลามีขนาดเท่ากันตลอดอาจทำได้โดยใช้วิธีได้เรียนรู้มาแล้วในวิชาทศศาสตรวิธี เช่น วิธีการอินทิเกรตสองครั้ง (double integration) วิธีพื้นที่ของโมเมนต์คัต (moment area) เป็นต้น และจะไม่กล่าวถึงในที่นี้

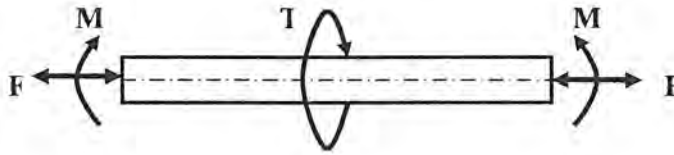
สำหรับเพลามีขนาดไม่เท่ากันตลอด (stepped shaft) การใช้วิธีดังกล่าวมาแล้วอาจจะล่าช้าและเสียเวลา โดยเฉพาะวิธีการอินทิเกรตสองครั้งเพราะต้องใช้สภาพของขอบเขต (boundary condition) ใหม่ทุกครั้งที่เพลามีขนาด วิธีที่นิยมใช้กัน (แต่ก็ยังไม่เร็ว) คือวิธี graphical integration และ numerical integration สำหรับวิธีแรกนี้ผู้อ่านอาจจะหาได้จากเอกสารอ่านประกอบหมายเลข 4 ส่วนวิธีหลังนี้เหมาะกับการใช้เครื่องคำนวณไฟฟ้าช่วยในการคำนวณ ซึ่งก็จะไม่กล่าวถึง ในที่นี้อีกเช่นกัน สำหรับผู้อ่านที่สนใจอาจหาได้จากเอกสารอ่านประกอบหมายเลข 5 หรือ 6 ซึ่งได้แสดงขั้นตอนสำหรับการคำนวณไว้แล้วอย่างละเอียด

2.1.5 การออกแบบเพลาดามโด้คอง

ก่อนปี พ.ศ. 2495 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณขนาดของเพลาส่งกำลังซึ่งกำหนดเป็นโด้ค (code) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา (ASME) ถึงแม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้วก็ตาม วิธีการออกแบบเพลาดามโด้คของ ASME ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งจะได้อีกดังต่อไปนี้

วิธีการดังกล่าวนี้ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพลง ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ (static design method) ในการหาสมการสำหรับการออกแบบเพลาให้พิจารณาเพลาในรูปที่ 2.1 (ชายู ณันงาน, วรวิทย์ อิงการณ, 2545, เล่ม 1) ให้เพลาเป็นแบบกลมและกลวง

โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับ ความเค้นต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นบนเพลามีดังต่อไปนี้คือ



รูปที่ 2.1 เพลที่อยู่ภายใต้แรงต่าง ๆ

ความเค้นดึงหรืออัด
$$\sigma_a = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.1)$$

ความเค้นคด
$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.2)$$

ความเค้นเฉือน
$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.3)$$

ในกรณีที่เป็นแรงกด อาจมีผลจากการโก่งงอ (buckling) ได้ ดังนั้นสมการที่ 2.1 จะกลายเป็น

$$\sigma_a = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.4)$$

เพลาส່วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพลามันอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาอีกด้วย ดังนั้นเพลาก็เกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิติศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (fatigue factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าใช้ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการคด

C_t = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ดังนั้นสมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.1 จึงกลายเป็น

$$\sigma_b = \frac{32C_m Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.5)$$

และ
$$\tau_{xy} = \frac{16C_t Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.6)$$

ความเค้นกดหรือความเค้นดึงรวมคือ

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_y \quad (2.7)$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau = \left(\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 \right)^{1/2}$$

แทนค่าสมการที่ 2.4, (2.5), (2.6) และสมการที่ 2.7 ลงในสมการข้างบนนี้แล้วจัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-k^4)} \left((C_t T)^2 + \left(\frac{\alpha F d (1+k^2)}{8} + C_m M \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.8)$$

โดยที่ $K = d_i/d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการที่ 2.8 จะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-d^4)} \left((C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right)^{1/2} \quad (2.9)$$

หรือในกรณีของเพลาดัน $K = d_i/d = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการที่ 2.9 ก็จะได้สมการที่มีรูปคล้ายกับในหนังสือกลศาสตร์วัสดุทั่วไปคือ

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau} \left((C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right)^{1/2} \quad (2.10)$$

ค่าตัวประกอบความถ่วงสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งหาได้จากตารางที่ 2.2 (ชาญณรงค์งาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.2 ค่าตัวประกอบความถ่วง

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลายูนิ่ง		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5–2.0	1.5–2.0
เพลามูน		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา ๆ	1.5–2.0	1.0–1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0–3.0	1.5–3.0

สำหรับตัวประกอบของการโก่งของ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

$$\alpha = 1 \text{ เมื่อ } F \text{ เป็นแรงดึง} \quad (2.11)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044(L/k)} \text{ เมื่อ } \frac{L}{k} \leq 115 \quad (2.12)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y(L/k)^2}{\pi^2 n E} \text{ เมื่อ } \frac{L}{k} > 115 \quad (2.13)$$

โดยที่ $n = 1.00$ เมื่อปลายเป็นแบบ SS

$N = 2.25$ เมื่อปลายเป็นแบบ CC

$N = 1.60$ เมื่อปลายเพลาถูกขยับเป็นบางส่วน (partially restrained)

$L =$ ความยาวจริงของเพลา

จะเห็นได้ว่าสมการที่ 2.12 เป็นสมการของสูตรเส้นตรง (straight line formula) และสมการที่ 2.13 เป็นสมการของออยเลอร์ ซึ่งแก้ไขค่าคงที่ใหม่

นอกจากนี้โดยโค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลาซึ่งมีโซ่อยู่ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$\tau_d = 55$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร สำหรับเพลาที่ไม่มีร่องลิ้น

$\tau_d = 41$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร สำหรับเพลาที่มีร่องลิ้น

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะ ให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการที่ (1.14) โดยเลือกใช้นิยามมาคำนวณคือ

$$\tau_d = 0.3\sigma_y \text{ หรือ } \tau_d = 0.18\sigma_u \quad (2.14)$$

และถ้าเพลาที่มีร่องลิ้นให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของค่าในสมการที่ 2.14

2.1.6 ความแข็งแรงทางด้านการบิด

สำหรับเพลาที่มีขนาดสม่ำเสมอ มุมบิดเป็น เรเดียน จะหาค่าได้จากสมการ

$$\sigma = \frac{TL}{GJ} \quad (2.15)$$

สำหรับเพลากลมตัน $J = \frac{\pi}{32} d^4$ ดังนั้นจึงหาค่ามุมบิดเป็นองศาได้จากสมการ

$$\sigma = \frac{584TL}{Gd^4} \quad (2.16)$$

ถ้าเป็นเพลาทรงแท่ง

$$\sigma = \frac{584TL}{(1-k^4)Gd^4} \quad (2.17)$$

ฉะนั้นถ้าต้องการให้เพลามีความแข็งแรงตามลักษณะการใช้งานแล้ว ก็ควรที่จะใช้สมการที่ 2.17 นี้ ตรวจสอบคุณสมบัติให้อยู่ในค่าที่ต้องการ

2.1.7 การออกแบบเพลากายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

การออกแบบเพลาคิดถึงแรงที่เปลี่ยนแปลงขนาดเป็นวัฏจักร ก็สามารถกระทำได้ตามวิธีการออกแบบ สำหรับความถี่ที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อนคือ

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_n} \right)^2 \right)^{1/2}$$

แทนค่า σ_{eq} และ τ_{eq} จากค่าจำกัดความเค้นตึงในสมการข้างบนนี้ จะได้ว่า

$$\frac{1}{N} = \left(\left(\frac{\sigma_m + K_r \frac{\sigma_a}{\sigma_n}}{\sigma_y} \right)^2 + \left(\frac{\tau_m + K_{fs} \frac{\tau_a}{\tau_n}}{\tau_n} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.18)$$

ในกรณีที่ใช้ทฤษฎีความเค้นเค้นสูงสุด $\tau = \tau_y/N = \sigma_y/2N$ ฉะนั้นคูณด้วย τ_y ในสมการที่ 2.18 จะได้สมการสำหรับออกแบบอีกรูปหนึ่งคือ

$$\tau = \left(\frac{1}{4} \left(\sigma_m + K_r \frac{\sigma_y \sigma_a}{\sigma_n} \right)^2 + \left(\tau_m + K_{fs} \frac{\tau_y \tau_a}{\tau_n} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.19)$$

ถ้าไม่มีแรงดึงหรือกด F กระทำต่อเพลากลวง จากสมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 จะได้

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3 (1-k^4)}, \quad \sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3 (1-k^4)} \quad (2.20)$$

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3 (1-k^4)}, \quad \tau_a = \frac{16T_a}{\pi d^3 (1-k^4)} \quad (2.21)$$

แทนค่าสมการที่ 2.20 และสมการที่ 2.21 ลงในสมการที่ 2.19 แล้วจัดรูปใหม่จะได้

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3 (1-k^4)} \left(\left(M_m + K_r \frac{\sigma_y}{\sigma_n} M_a \right)^2 + \left(T_m + K_{fs} \frac{\tau_y}{\tau_n} T_a \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.22)$$

สมการที่ 2.22 นี้ก็เป็นสมการสำหรับใช้ออกแบบเพลากายใต้แรงเปลี่ยนแปลงในอีกรูปแบบหนึ่ง โดยอาศัยทฤษฎีความเค้นเค้นสูงสุด

ถ้าหากว่ามีความต้องการใช้ทฤษฎีความเค้นเค้นออกตะฮิลล์ซึ่ง

$$\tau = \frac{\tau_y}{N} = \frac{0.577\sigma_y}{N} = \frac{\sigma_y}{N\sqrt{3}}$$

ก็สามารถที่จะหารูปสมการทำนองเดียวกันกับสมการที่ 2.22 ได้โดยเริ่มแทนค่าลงในสมการที่ 2.18 แล้วรวมพจน์ในทำนองเดียวกัน ซึ่งจะได้ว่า (ผู้อ่านควรทดลองทำเอง)

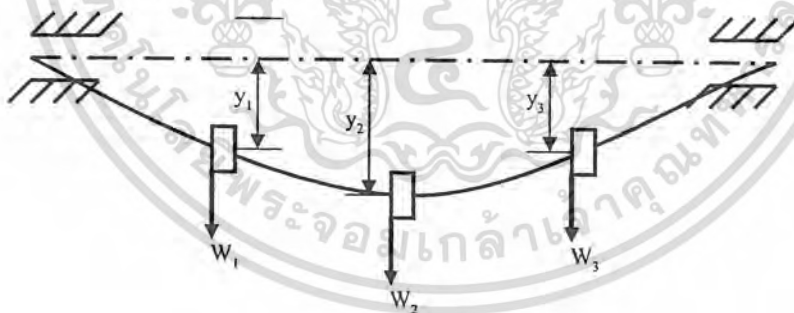
$$\tau = \frac{16}{\pi d^3(1-k^4)} \left(\frac{4}{3} \left(M_m + K_r \frac{\sigma_y}{\sigma_n} M_a \right)^2 + \left(T_m + K_{ts} \frac{\tau_y}{\tau_n} T_a \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.23)$$

ซึ่งเป็นสมการที่สามารถใช้ในการออกแบบได้ อย่างไรก็ตามการที่จะถือทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด หรือทฤษฎีความเค้นเฉือนออกคดะฮิตรัลเป็นหลักในการออกแบบ ก็อาจใช้สมการที่ 2.18 เพียงสมการเดียวได้ โดยที่จะต้องเลือกใช้ค่า τ_y และ τ_u ให้ถูกต้องกับทฤษฎีเท่านั้น

2.1.8 ความเร็ววิกฤติของเพลลา

ในทางปฏิบัติแล้ว จุดศูนย์กลางถ่วงของมวลของเพลลาจะอยู่เยื้องไปจากแกนศูนย์กลางการหมุนของเพลลา ทั้งเนื่องมาจาก

ในการผลิตเพลลา มวลมิได้กระจายออกไปรอบแกนหมุนอย่างสม่ำเสมอ น้ำหนักของเพลลา เฟือง ก้อนสายพาน และอื่นๆ ทำให้เกิดระยะโง่งในขณะที่ยังไม่หมุน เมื่อเพลลาเริ่มหมุนเร็วขึ้น พลังงานจลน์ของมวลจะมีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งมีค่าเท่ากับพลังงานศักย์ของเพลลาที่ทำให้เกิดระยะโง่งของเพลลาในขณะที่อยู่นิ่ง ซึ่งจะเป็นผลให้เพลลาเกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรง ความเร็วของเพลลาในขณะที่เกิดปรากฏการณ์เช่นนี้ เรียกว่า ความเร็ววิกฤติ (critical speed)



รูปที่ 2.2 เพลลาโง่งเนื่องจากน้ำหนัก

พิจารณาเพลลาดังรูปที่ 2.2 (ชาฮู ดนังงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ซึ่งประกอบด้วยน้ำหนัก W_1 , W_2 และ W_3 ซึ่งทำให้เกิดระยะโง่ง y_1 , y_2 และ y_3 ณ ตำแหน่งของน้ำหนักตามลำดับ ความเร็ววิกฤติของเพลลาซึ่งรองรับอย่างธรรมดา สามารถหาได้จากสมการในเอกสารอ่านประกอบหมายเลข 4 คือ

$$n_c = 945 \left(\frac{W_1 y_1 + W_2 y_2 + W_3 y_3}{W_1 y_1^2 + W_2 y_2^2 + W_3 y_3^2} \right)^{1/2} \quad (2.24)$$

ถ้าเพลามีน้ำหนักคิดอยู่เป็นจำนวน m ก้อน สมการข้างต้นก็สามารถเขียนได้เป็น

$$n_c = 945 \left(\frac{\sum Wy}{\sum Wy^2} \right)^{1/2} \quad (2.25)$$

- โดยที่ E แทนผลรวมจำนวน m พจน์
- W ถือน้ำหนัก มีหน่วยเป็น N
- y ถือระยะโก่ง มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร
- n_c คือความเร็ววิกฤติ มีหน่วยเป็น รอบต่อนาที

ค่าระยะโก่งอาจจะหาได้จากวิธีการต่าง ๆ ที่ได้เรียนมาจากกลศาสตร์วัสดุ ค่าความเร็ววิกฤตทางทฤษฎีนี้จะสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลองเล็กน้อย ทั้งนี้เนื่องมาจากการหน่วงตัวเอง (self damping) ของวัสดุเพลลา และในขณะที่เดียวกันน้ำหนักของเฟืองหรืออื่น ๆ ที่ติดอยู่ จะทำให้ความแข็งแรงของเพลลาเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลให้ค่าทางทฤษฎีต่ำกว่าค่าจากการทดลองเล็กน้อย ดังนั้นความผิดพลาดทางทฤษฎีจากเหตุผลทั้งสองนี้จึงช่วยหักลบกันไป (ถึงแม้ว่าจะไม่หมดก็ตาม) ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบให้เพลลาทำงานที่ความเร็วสูงหรือต่ำกว่าความเร็ววิกฤตอย่างน้อย 25% ทั้งนี้เพื่อหลีกเลี่ยงการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรงของเพลลา ซึ่งจะทำให้ชิ้นส่วนอื่น ๆ ในระบบ เช่น แบร้งเสียหายได้ง่ายขึ้น

2.2 การออกแบบเฟืองตรง

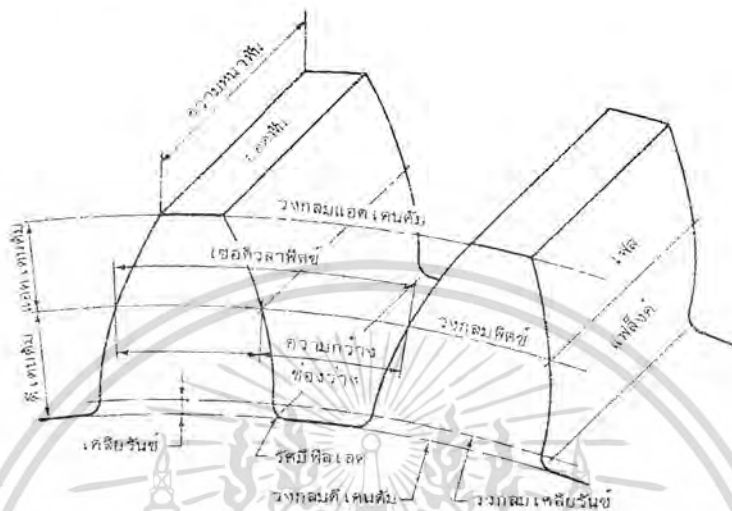
ในการทำเครื่องเจียรระโนภายในทรงกระบอกครั้งนี้มีการนำเฟืองตรงมาใช้ในการทดรอบในชุดมือหมุนละเอียด เพื่อให้ชุดมือหมุนละเอียดสามารถเลื่อนแทนเลื่อนที่ความละเอียดสูงที่สุดหนึ่ง ไมโครเมตรได้ จึงนำทฤษฎีการออกแบบเฟืองตรงมาใช้คำนวณหาแรงที่เฟืองตรงสามารถรับได้ว่าน้อยกว่าแรงที่เกิดขึ้นจริงหรือไม่ ซึ่งทฤษฎีการออกแบบเฟืองตรงมีดังนี้

2.2.1 บทนำ

เฟืองตรง (spur gear) เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลลาหนึ่งไปยังอีกเพลลาหนึ่งที่ขนานกันส่วนมากเพียงพอด (driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (driven gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พินเนียน (pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเพียงขับก็ได้ เนื่องจากว่าเฟืองที่ผลิตและใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ยังคงใช้ระบบหน่วยอังกฤษอยู่เป็นส่วนใหญ่ ซึ่งก็จำเป็นต่อการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลที่ชำรุดเสียหาย ฉะนั้นเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษก็ยังคงจะต้องผลิตออกมาอีกเป็นเวลานาน ดังนั้นในบทนี้จึงจะกล่าวถึงการออกแบบหรือการเลือกขนาดเฟืองทั้งในระบบหน่วยอังกฤษ และในระบบหน่วยเอสไอ (SI) ควบกันไป

2.2.2 คำจำกัดความ

ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่าง ๆ ของเฟือง ให้พิจารณารูปที่ 2.3 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.3 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

วงกลมพิทช์ (pitch circle) เป็นมีติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ (pitch diameter) ในทางทฤษฎีแล้วเฟืองคู่ที่ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิทช์

เซอร์คิวลาร์พิทช์ (circular pitch) p เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิทช์ จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป จากรูป 2.3 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) จะเห็นได้ว่าระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน

โมดูล (module) m เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์กับจำนวนฟันบนเฟือง หน่วยที่ใช้วัดโมดูลคือมิลลิเมตร โมดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยเอสไอ

ไดอะมิทริคัลพิทช์ (diametral pitch) P เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดูล ไดอะมิทริคัลพิทช์นี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับกาเปลี่ยนแปลงให้เป็นระบบหน่วยเอสไออยู่ ดังนั้นความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์จึงใช้บอกเป็นนิ้ว

แอดเดนด์ (addendum) a หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างยอดฟัน (bottom land) ถึงวงกลมพิทช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d

เคลียร์นซ์ (clearance) c ในการที่เฟืองสองอันขบกัน ดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมีค่ามากกว่าแอดเดนด์ของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนด์นี้เรียกว่าเคลียร์นซ์ c รูปที่ 2.3 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ประกอบ

แบ็คแลช (backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ขบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิทช์ ฉะนั้นในการขับด้วยเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองขับจะสามารถ

หมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองจะหมุนไปแบ็คแล้วนี่จำเป็นคือมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับ น้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเนื้อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของเฟือง

ความหนาของฟัน (face width) b คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่าความหนาเฟือง

แฟลตต์ (flank) คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลพิศช่วงกลมดีเคนดัม

อัตราทด (vel องศาเซลเซียส ratio) m_ω คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ "1" และ "2" แทนเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_\omega = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.26)$$

โดยที่ ω = ความเร็วเชิงมุม, เรเดียนต่อวินาที

N = ความเร็วรอบ, รอบต่อนาที

D = เส้นผ่านศูนย์กลางพิศ, มิลลิเมตร หรือ นิ้ว

N = จำนวนฟัน

อัตราส่วนเฟือง (gear ratio) m_g คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองขับต่อจำนวนฟันของเฟืองตาม ถ้าเฟืองเป็นค้ำขับแล้ว

$$m_g = m_\omega = \frac{N_2}{N_1}$$

2.2.3 มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน

ตามที่ได้กล่าวมาแล้วว่า คำนี้นี้สำหรับบอกขนาดของฟันเฟือง อาจจะบอกเป็นพิศในระบบหน่วยอังกฤษ หรือบอกเป็นโมดูลในระบบหน่วยเอสไอ จากคำจำกัดความที่ผ่านมาจะได้ว่า

โคเอมิทริคพิศ
$$p = \frac{N}{d} \quad (2.27)$$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น in.

โมดูล
$$m = \frac{d}{N} \quad (2.28)$$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร

และเซอคิวลาพิศ
$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (2.29)$$

ดังนั้น

$$P_p = \pi$$

(2.30)

สำหรับเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการหล่อ ควรจะใช้ค่าเซอคิวลาพิตซ์ ทั้งนี้เพราะจะทำให้สามารถทำแบบหล่อได้สะดวก ส่วนเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการตัดกลึง (machined) มักจะเรียกเป็นอะมีทรัลพิตซ์หรือโมดูล เพราะมีอุปกรณ์ในการตัดฟันเฟืองเป็นมาตรฐานอยู่แล้ว ในการเลือกใช้เฟือง ควรจะเลือกให้ตรงกับอุปกรณ์ตัดฟันมาตรฐานที่มีอยู่แล้ว ดังในตารางที่ 2.3 (ชาลยู ถนังงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ไคอะมีทรัลพิตซ์โคซัน ความหนาฟันเฟืองจะลดลงดังรูป 2.4 (ชาลยู ถนังงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)



รูปที่ 2.4 ผลของค่าไคอะมีทรัลพิตซ์ต่อขนาดของฟันเฟือง

ตารางที่ 2.3 ขนาดเฟืองมาตรฐาน

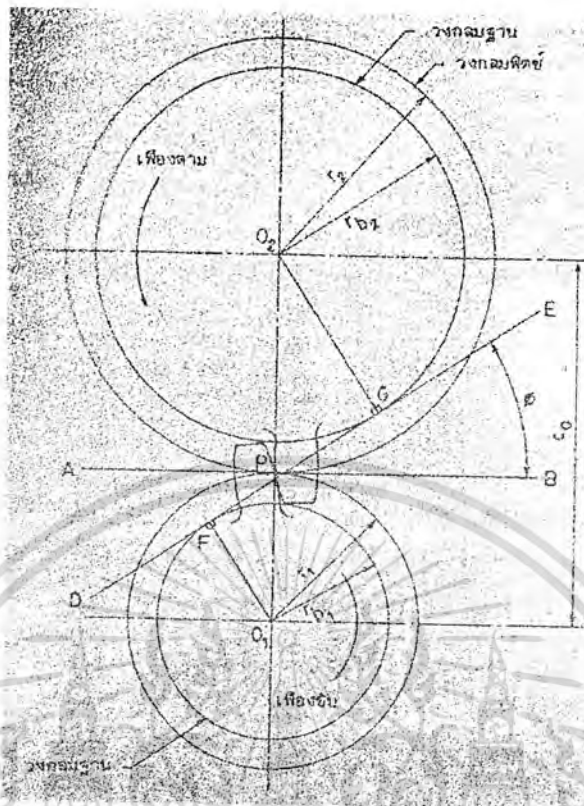
โมดูล	โมดูล	โมดูล	ไคอะมีทรัลพิตซ์	ไคอะมีทรัลพิตซ์	ไคอะมีทรัลพิตซ์
m, มิลลิเมตร	m, มิลลิเมตร	m, มิลลิเมตร	P, in. ⁻¹	P, in. ⁻¹	P, in. ⁻¹
1	4	16	20	5	1.25
1.25	5	20	16	4	1
1.5	6	25	12	3	0.75
2	8	32	10	2.5	0.625

ตารางที่ 2.3 (ต่อ) ขนาดเพื่องมาตรฐาน

โมดูล	โมดูล	โมดูล	ไดอะมิทรีลพิตช์	ไดอะมิทรีลพิตช์	ไดอะมิทรีลพิตช์
m, มิลลิเมตร	m, มิลลิเมตร	m, มิลลิเมตร	P, in. ⁻¹	P, in. ⁻¹	P, in. ⁻¹
2.5	10	40	8	2	0.50
3	12	50	6	1.5	

2.2.4 กฎการขับของเฟืองและการทำงานของฟันเฟือง

เฟืองสองอันที่ขั้วกันให้อัตราทดคงที่ก็ต่อเมื่อเฟืองคู่หนึ่งเป็นไปตามกฎการขับของเฟือง ซึ่งกล่าวได้ว่า รูปร่างของฟันเฟืองจะต้องทำให้เส้นตั้งฉากร่วม (common normal) ที่ลาก ณ จุดสัมผัสระหว่างฟันทั้งสอง ผ่านจุดคลงที่จุดหนึ่ง ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสองและจุดนี้เรียกว่า จุดพิตช์ (pitch point) ในการทำความเข้าใจกับข้อความนี้ให้พิจารณารูปที่ 2.5 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2541, เล่ม 2) จุดคลงที่ดังกล่าวนี้คือจุด P ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลาง O_1 และ O_2 ของเฟืองทั้งสอง รูปร่างของฟันเฟืองที่เป็นไปตามกฎการขับนี้เรียกว่า คอนจูเกตเคิร์ฟ (conjugate curves) และที่นิยมใช้กันมากก็คืออินโวลูตเคิร์ฟ (involute curves) โดยเริ่มคั่นจากวงกลมที่เรียกว่าวงกลมฐาน (base circle) (รายละเอียดการสร้างจะดูได้จากหนังสือเขียนแบบวิศวกรรมทั่วไป) เส้นตั้งฉากกับอินโวลูตเคิร์ฟ DE ในรูปที่ 2.5 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2541, เล่ม 2) เป็นแนวเส้นที่แรงปฏิกิริยาที่ฟันเฟืองกระทำเรียกว่า แนวของการกระทำ (line of action) และมุม ϕ ในรูปเรียกว่ามุมกด (pressure angle) เฟืองที่ผลิตขึ้นใช้กับเครื่องจักรกลในปัจจุบันนี้มุมกด 20 และ 25 องศา เป็นส่วนมากสำหรับเฟืองที่มีมุมกดเท่ากับ $14\frac{1}{2}$ องศา ก็ยังคงมีผลิตออกมาใช้บางทั้งนี้ก็เพื่อใช้สำหรับการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลเก่าที่ยังคงมีใช้อยู่ ตารางที่ 2.4 แสดงมาตรฐานของฟันเฟืองที่เป็นอินโวลูตเคิร์ฟ สำหรับมุมกด $14\frac{1}{2}^{\circ}$ และ 25° ซึ่งบอกทั้งในเทอมของไดอะมิทรีลพิตช์และโมดูล ในกรณีที่จะป้องกันมิให้เกิดการขัดกัน (จะได้อีกต่อไป) ขึ้น ผู้ผลิตก็อาจจะไม่ใช้ความยาวของฟันทั้งสองหมดตามมาตรฐาน full depth (FD) แต่จะตัดความสูงของฟันออกเล็กน้อยและเรียกมาตรฐานนี้ว่า stub teeth



รูปที่ 2.5 การทำงานของฟันเฟืองที่ขบกัน

ตารางที่ 2.4 มาตรฐานของฟันเฟือง

รายละเอียด	14 1/2° FD	20° FD พิทช์หยาบ*	20° FD พิทช์ละเอียด*	20° stub	25° FD
แอกเคนคัม	m	m	m	0.8m	m
ดีเคนคัม	1.157m	1.25m	1.2m + 0.5	m	1.25m
เคลียร์รันช์	0.157m	0.25m	0.2m + 0.05	0.2m	0.25m
ความสูงใช้งาน	2m	2m	2m	1.6m	2m
ความสูงทั้งหมด	2.157m	2.25m	2.2m + 0.05	1.8m	2.25m
แอกเคนคัม	1/P	1/P	1/P	0.8/P	1/P
ดีเคนคัม	1.157/P	1.25/P	1.2/P + 0.002	1/P	1.25/P
เคลียร์รันช์	0.157/P	0.25/P	0.2/P + 0.002	0.2/P	0.25/P
ความสูงใช้งาน	2/P	2/P	2/P	1.6/P	2/P
ความสูงทั้งหมด	2.157/P	2.25/P	2.2/P + 0.002	1.8/P	2.25/P

*พิทช์ละเอียด ให้นำคัมตั้งแต่ขนาด 20P (โมดูล 1.25 ลงมา) ขึ้นไป นอกนั้นให้ถือว่าเป็นพิทช์หยาบ

จากการพิจารณารูปสามเหลี่ยม O_1FP และ O_2GP ในรูปที่ 2.5 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) จะพบว่ารัศมีของวงกลมฐาน คือ

$$r_{b1} = r_1 \cos \phi$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \phi$$

หรือเขียนในรูปทั่วไป

$$r_b = r \cos \phi \quad (2.31)$$

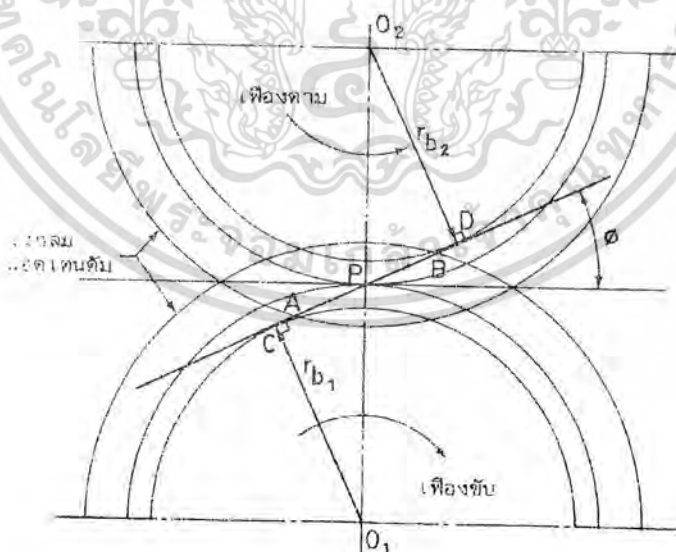
ระยะทางที่วัดบนวงกลมฐานจากจุดหนึ่งบนพื้นเฟืองหนึ่งไปยังจุดเดียวกันบนพื้นเฟืองถัดไปเรียกว่า พิตช์ฐาน (base pitch) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับเชอควิลลาพิตช์ คือ

$$p_b = p \cos \phi \quad (2.32)$$

2.2.5 ระยะการขบและอัตราส่วนการขบ

เมื่อเฟืองอันหนึ่งขับเฟืองอีกอันหนึ่ง จุดสัมผัสระหว่างพื้นเฟืองเริ่มขึ้นเมื่อผิวด้านข้างของพื้นเฟืองขับสัมผัสกับปลายพื้นเฟืองของเฟืองตาม และการสัมผัสจะสิ้นสุดลงเมื่อปลายพื้นเฟืองของเฟืองขับสัมผัสกับผิวด้านข้างของพื้นเฟืองตาม

เนื่องจากปลายพื้นเฟืองอยู่บนวงกลมแอดเคนดัม การสัมผัสระหว่างพื้นเฟืองเริ่มขึ้นเมื่อ วงกลมแอดเคนดัมของเฟืองตามตัดกับแนวแรงกด และการสัมผัสสิ้นสุดลงเมื่อวงกลมแอดเคนดัมของเฟืองขับตัดกับแนวแรงกดอีกครั้งหนึ่ง ดังจุด A และ B ที่แสดงอยู่ในรูปที่ 2.6 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ระยะ AB นี้เรียกว่า ระยะการขบซึ่งมีค่าเท่ากับ



รูปที่ 2.6 ระยะการขบของเฟืองสองอัน การสัมผัสเริ่มขึ้นเมื่อแฟล็งค์ของเฟืองขับสัมผัสกับปลายพื้นเฟืองตาม และสิ้นสุดลงเมื่อปลายพื้นเฟืองขับสัมผัสกับแฟล็งค์ของเฟืองตาม

$$AB = \sqrt{(r_2 + a_2)^2 - (r_2 \cos \phi)^2} - r_2 \sin \phi + \sqrt{(r_1 + a_1)^2 - (r_1 \cos \phi)^2} - r_1 \sin \phi \quad (2.33)$$

โดยที่ r เป็นรัศมีของวงกลมพิศซ์ และ a เป็นแอดเคนคัม

ในขณะที่เฟืองจับกันควรจะมีฟันอย่างน้อยหนึ่งคู่ที่จับกันอยู่ตลอดเวลา โดยปกติแล้วการจับกันมักจะมีมากกว่าหนึ่งคู่ วิธีการบอกจำนวนฟันที่จับกันจะบอกเป็นอัตราส่วนการจับ (contact ratio) ซึ่งมีนิยามว่า เป็นอัตราส่วนระหว่างระยะการจับ และพิศซ์ฐานนั่นคือ อัตราส่วนของการจับ

$$m_c = \frac{AB}{P_b} \quad (2.34)$$

เพื่อให้เฟืองทำงานได้อย่างราบรื่นดี อัตราส่วนการจับควรมีค่าอยู่ระหว่าง 1.2 ถึง 1.5 การที่เฟืองคู่ใดมีอัตราส่วนการจับน้อยกว่าหนึ่ง หมายความว่าฟันของเฟืองคู่หนึ่งจะจากกันก่อนที่จะฟันอีกคู่หนึ่งจะเข้ามาจับกัน ในกรณีเช่นนี้จะทำให้การให้การทำงานของเฟืองไม่ราบรื่นทั้งนี้เพราะจะมีแรงเนื่องจากการกระทบ (impact) เกิดขึ้นมาก

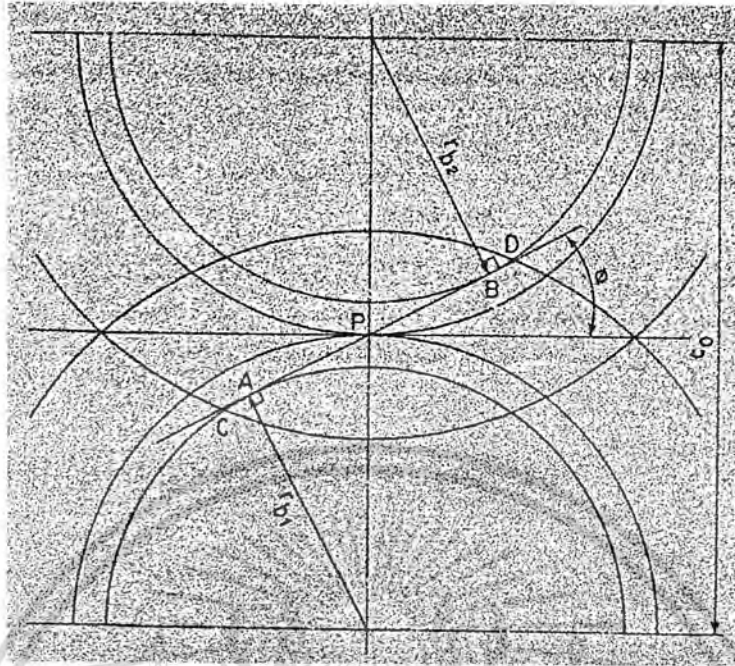
2.2.6 การขัดกัน

ในการสร้างฟันเฟืองอินโวลูตเคอฟ จะเริ่มจากวงกลมฐาน ฉะนั้นส่วนของฟันเฟืองที่อยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานจึงไม่เป็นอินโวลูตเคอฟ นั่นคือจะใช้กฎการจับของเฟืองกับฟันเฟืองส่วนนี้ไม่ได้ ดังนั้นถ้ามีการขบระหว่างฟันเฟืองที่ระยะต่ำกว่าวงกลมฐาน ก็อาจจะทำให้เกิดการขัดกัน (interference) ได้ เฟืองดังรูปที่ 2.7 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) เป็นเฟืองที่มีการขัดกัน จุด A และจุด B เรียกว่าจุดขัดกัน (interference point) ถ้ามีการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองนอกจากนี้ (ถ้าวงกลมแอดเคนคัม คัดแนวแรงกดนอกจุดนี้) ก็จะเกิดการขัดกันขึ้น เฟืองในรูปที่ 2.7 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) มีการขัดกันเพราะว่าจุด C และ D อยู่นอกจุด A และ B

การจะรู้ว่าเฟืองคู่หนึ่งมีการขัดกันหรือไม่ ให้คำนวณหาระยะรัศมีของวงกลมแอดเคนคัม r_c ของเฟืองในรูปที่ 2.7 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งจะได้ว่า

$$\begin{aligned} r_c &= \sqrt{(r \cos \phi)^2 + (c_o \sin \phi)^2} \\ &= \sqrt{r_b^2 + (c_o \sin \phi)^2} \end{aligned} \quad (2.35)$$

โดยที่ r = รัศมีวงกลมพิศซ์
 r_b = รัศมีของวงกลมแอดเคนคัม
 c_o = ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง



รูปที่ 2.7 เมื่อจุดสัมผัสของเฟืองสองอันที่ขบกันอยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานจะเกิดการ nonconjugate เป็นผลให้เกิดสภาวะที่เรียกว่า การขัดกัน ในรูปนี้การขัดกันจะเกิดขึ้นถ้าจุดสัมผัสอยู่นอกจุด A และ B เนื่องจากเฟืองทั้งสองสัมผัสกันที่จุด C และ D จึงทำให้เกิดการขัดกันขึ้น

ถ้ารัศมีของวงกลมแอดเดนดัมที่หาได้จากการใช้ตารางที่ 2.4 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) มีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณได้จากสมการที่ 2.35 แสดงว่ามีการขัดกันเกิดขึ้น ถ้าการขัดกันนี้จะลดลง เมื่อขนาดของเฟืองทั้งสองแตกต่างกันน้อยลง

วิธีการที่จะป้องกันมิให้เกิดการขัดกันขึ้น ทำได้หลายวิธีดังต่อไปนี้คือ

ใช้วัสดุเนื้อโลหะที่อยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานออกบ้าง (undercutting) ทั้งนี้เพื่อมิให้มีการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองในบริเวณนี้ ข้อเสียในการทำเช่นนี้คือ ทำให้อัตราส่วนการขบลดลง และทำให้ฟันเฟืองบอบบางลง

ใช้วิธีตัดปลายฟันเฟืองให้สั้นลง (stubby teeth) ข้อเสียที่ตามมาคือทำให้อัตราส่วนการขบลดลง

การเพิ่มมุมกด ϕ จะลดขนาดของวงกลมฐาน วิธีนี้ทำให้ส่วนที่เป็นอินโวลูตเคฟของฟันเฟืองเพิ่มขึ้น จึงสามารถกำจัดกรขัดกันได้ แต่การเพิ่มมุม ϕ จะทำให้แรงปฏิกิริยา ณ ฟันเฟืองในแนวรัศมีของเฟือง (separating force) เพิ่มขึ้น ทำให้การขบกันระหว่างฟันเฟืองมีความราบเรียบน้อยลง

การใช้เฟืองที่ไม่เป็นมาตรฐาน (non-interchangeable) กล่าวคือให้เฟืองอันเล็กมีแอดเดนดัมเพิ่มขึ้น (โดยลดดิเอนดัม ตามส่วนที่เพิ่มขึ้น) และให้เฟืองอันใหญ่มีแอดเดนดัมลดลง ซึ่งก็ทำให้ราคาเฟืองแพงขึ้น และไม่สามารถใช้ขับเฟืองอื่นๆ ที่เป็นมาตรฐานได้

กล่าวโดยสรุปแล้ว การขจัดกรขัดกันเป็นสิ่งที่จำเป็นจะต้องทำ แต่จะทำโดยวิธีใดนั้นขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้เลือกใช้เฟือง ตลอดจนการนำไปใช้งานแต่ละชนิด

2.2.7 วิธีการตัดเฟือง

การผลิตเฟืองนอกจากใช้การหล่อโดยวิธีต่าง ๆ เช่น หล่อด้วยแบบทราย เซลล์โมลดิ้ง (shell moulding) คายคาสติง (die casting) แล้ว ยังมีวิธีการผลิตเฟืองที่ใช้กันมากคือ การตัดฟันเฟืองด้วยวิธีต่าง ๆ กัน ดังต่อไปนี้คือ มิลลิ่งคัตเตอร์ (milling cutter) ในวิธีนี้ตัวตัดฟันเฟืองมีชื่อเรียกว่า มิลลิ่งคัตเตอร์ ซึ่งเป็นเฟืองชนิดหนึ่งที่มีฟันเป็นรูปตามลักษณะของช่องว่างระหว่างฟันเฟืองที่จะตัด วิธีการก็คือให้คัตเตอร์หมุนเพื่อตัดโลหะซึ่งจะเป็นช่องว่างระหว่างฟันเฟืองออก หลังจากเสร็จหนึ่งช่องแล้วก็ให้เฟืองหมุนไปอีกหนึ่งช่องแล้วคัตเตอร์ก็จะตัดโลหะออกหนึ่งช่องเรื่อยไป อุปกรณ์ที่ใช้หมุนเฟืองไปครั้งละหนึ่งช่องเรียกว่า จานแบ่ง (indexing) ซึ่งปรับระยะในการหมุนให้สอดคล้องกับจำนวนฟันบนเฟืองได้ตามต้องการ ข้อเสียของการตัดฟันเปลี่ยนไปก็คือต้องใช้คัตเตอร์ได้เฉพาะจำนวนฟันและพิชซ์ที่ถือการเท่านั้น ถ้าจำนวนฟันเปลี่ยนไปก็ต้องใช้คัตเตอร์อันใหม่ ทำให้ค่าใช้จ่ายในการตัดเฟืองสูง ในทางปฏิบัติจะไม่มีการเปลี่ยนคัตเตอร์ทุกครั้งที่มีจำนวนฟันเฟืองที่ต้องการตัดเปลี่ยนไป แต่จะใช้คัตเตอร์อันเดียวกันสำหรับตัดเฟืองที่มีจำนวนฟันแตกต่างกันประมาณ 8 ฟัน โดยพิชซ์เท่ากัน ดังนั้นเฟืองที่ตัดโดยวิธีนี้จึงได้เพียงแค่ว่ารูปร่างของฟันโดยประมาณเท่านั้น ทั้งนี้เพราะในจำนวนเพียง 8 อันที่มีพิชซ์เท่ากัน แต่จำนวนฟันแตกต่างกันไปนี้ จะมีเพียงเฟืองเดียวที่รูปร่างของฟันเฟืองตัดได้อย่างถูกต้อง ในกรณีที่ต้องการใช้งานด้วยความแม่นยำมาก ก็จำเป็นต้องใช้คัตเตอร์ที่ถูกต้องในการตัดฟันเฟืองที่ต้องการจริง ๆ

แร็คคัตเตอร์ (rack cutter) ในวิธีนี้ตัวตัดฟันเฟืองเป็นแร็คหรือเฟืองซึ่งไม่มีความโค้งนั่นเอง (อาจเรียกว่าเฟืองสะพานหรือเฟืองบันทึล) ดังรูปที่ 2.8 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงการกรณ, 2541, เล่ม 2) ในการทำงานคัตเตอร์จะเลื่อนไปกลับ (reciprocating) เพื่อค่อย ๆ ตัดเนื้อโลหะออกจากเฟืองเปล่า (gear blank) ซึ่งก็คือเฟืองที่ไม่มีฟัน จนกระทั่งวงกลมพิชซ์ของเฟือง และคัตเตอร์สัมผัสกัน (วงกลมพิชซ์ของแร็คเป็นเส้นตรง) จากนั้นเฟืองเปล่าก็เลื่อนไปสู่ตำแหน่งถัดไปของฟัน และวิธีการตัดก็กระทำซ้ำเช่นเดิม วิธีการนี้จะได้ฟันเฟืองที่เข้าใกล้รูปร่างที่ต้องการมาก ข้อเสียก็คือ ต้องใช้เวลาในการตัดเฟืองมาก เฟืองอันใหญ่่มักจะนิยมใช้ตัดด้วยแร็คคัตเตอร์ ทั้งนี้เพราะมีประสิทธิภาพสูงกว่าการตัดด้วยวิธีอื่น ๆ



รูปที่ 2.8 การตัดเฟืองด้วยเร็คคัตเตอร์

พินเนียนคัตเตอร์ (pinion cutter) วิธีการก็เช่นเดียวกับเร็คคัตเตอร์ แต่คัตเตอร์ที่ใช้เป็นเฟืองอีกอันหนึ่งแทนที่จะเป็นเร็ค ดังในรูปที่ 2.8 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) วิธีการตัดเฟืองนี้จะให้เฟืองเปล่าๆ หมุนไป ในขณะที่ตัวคัตเตอร์ก็จะเลื่อนไปกลับเพื่อตัดโลหะออกจากเฟืองเปล่าในวิธีนี้จะตัดฟันเฟืองออกเท่ากันเมื่อเฟืองหมุนครบหนึ่งรอบ และเป็นวิธีที่นิยมใช้กันมากที่สุดวิธีหนึ่ง

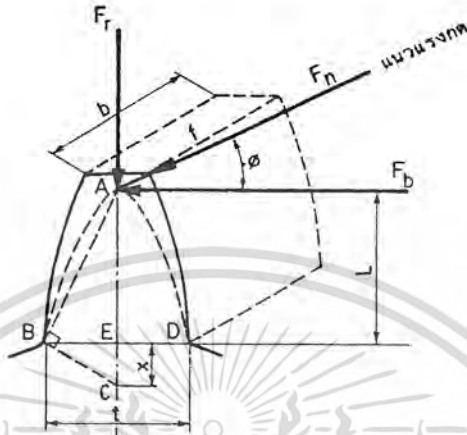
ฮ็อบบิง (hobbing) วิธีการตัดฟันเฟืองที่เรียกว่าฮ็อบบิงมีลักษณะคล้ายคลึงกับวิธีเร็คคัตเตอร์ ในรูปที่ 2.8 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ข้อแตกต่างก็คือ การใช้ฮ็อบซึ่งมีลักษณะเหมือนเฟืองตัวหนอน (worm gear) เป็นตัวตัดแทนเร็คเฟืองเปล่าและฮ็อบจะหมุนไปพร้อมกันรอบแกนหมุนของตัวเองอย่างเป็นจังหวะเพื่อให้ตรงกับซี่ฟันที่ต้องการตัดพอดี ข้อดีของวิธีนี้คือ หลังจากการตั้งจังหวะให้เฟืองและฮ็อบหมุนได้ที่แล้ว จะไม่ต้องตั้งฮ็อบใหม่อีก

2.2.8 ความเค้นในฟันของเฟืองตรง

การออกแบบเฟืองเป็นปัญหาที่ค่อนข้างยาก ทั้งนี้เพราะการออกแบบขั้นต้นต้องกระทำแบบใช้การทดลองดูการออกแบบขนาดของฟันเฟืองมีอยู่หลายวิธี ที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็ถือการใช้สมการของลูอิส (Lewis)

ลูอิสได้หาสมการสำหรับการคำนวณขนาดของฟันเฟือง โดยสมมติให้ฟันเฟืองมีลักษณะเป็นคานยื่น (cantilever beam) และรับแรงดัดในรูปที่ 2.9 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ถ้าคิดให้แรงกระทำที่

ปลายพืน แรง F_n จะตั้งฉากกับผิวของพืนไปตามแรงกด ซึ่งสามารถแยกออกเป็นสองแรงตั้งฉากกันคือ F_b และ F_r สมมติให้แรงนี้กระจายออกไปสม่ำเสมอตลอดความหมายของพืน b และให้คำนวณหาความแข็งแรงของพืน โดยที่ไม่คิดแรงกดในแนวรัศมี F_r



รูปที่ 2.9 ค้วประกอบเลขาคณิตที่ใช้หาคว้ประกอบรูปแบบของลูอิส

จากสมการความเค้นในคาน

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{(F_b L)(t/2)}{bt^3/12}$$

$$= \frac{6F_b L}{bt^2}$$

หรือ

$$F_b = \frac{\sigma b t^2}{6L} \quad (2.36)$$

ในการออกแบบคานที่ดี ความเค้นควรจะเท่ากันตลอดทุกหน้าตัดของคาน ถ้าให้พืนเฟืองในรูปที่ 2.9 มีความเค้นคงที่ ($\sigma =$ ค่าคงที่) และเนื่องจากความหนาของเฟือง b เท่ากันตลอด ดังนั้นสมการที่ 2.36 จะเขียนได้เป็น

$$L = (\text{ค่าคงที่}) (t^2) \quad (2.37)$$

จากสมการที่ 2.37 จะเห็นได้ว่า พืนเฟืองจะต้องมีรูปร่างเป็นพาราโบลา ค้งเส้นประในรูปที่ 2.9 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) แต่ในเฟืองอินโวลูตเนื้อโลหะจะเพิ่มขึ้นจากรูปพาราโบลาตั้งในรูป ดังนั้นในพืนเฟืองที่ใช้งานอยู่จริง ความเค้นสูงจุดจะเกิดขึ้นที่หน้าตัด BED

จากรูปสามเหลี่ยมคล้าย ABE และ BCE จะได้ว่า

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \quad \text{หรือ} \quad L = \frac{t^2}{4x}$$

เมื่อแทนค่า L นี้ลงในสมการที่ 2.36 จะได้ว่า

$$F_b = \sigma b \left(\frac{2x}{3p} \right) p$$

โดยที่ p เป็นเซอคิวลารีตี้ และค่า $\frac{2x}{3p}$ เรียกว่า คิวประกอบรูปแบบของลูอิส (Lewis form factor) ใช้แทนด้วย y จึงทำให้เขียนสมการได้เป็น

$$F_b = \sigma b y p \quad (2.38)$$

เนื่องจากเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษใช้บอกด้วยไดอะมิเทรลพิทช์ P ซึ่ง $p = \pi / P$ ดังนั้นสมการที่ 2.38 จึงเขียนได้เป็น

$$F_b = \frac{\sigma b Y}{P} \quad (2.39)$$

โดยที่ $Y = \pi y$ เป็นคิวประกอบรูปแบบของลูอิสเช่นกัน

สำหรับในระบบหน่วยเอสไอ ใช้บอกขนาดของเฟืองด้วยโมดูล ดังนั้น

$$F_b = \sigma b Y_m \quad (2.40)$$

ค่า y และ Y นี้สามารถหาได้โดยการคำนวณจากรูปร่างของฟันเฟือง และหาค่าได้จากตารางที่ 2.5 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

เนื่องจากแรงที่กระทำกับฟันเฟืองเป็นแบบกระทำซ้ำกันและมีความเร็วของเฟือง ดังนั้นเฟืองจึงแตกหักโดยผลจากความล้า (fatigue) เสียส่วนใหญ่ เพราะฉะนั้นค่าความเค้นใช้งาน σ ในสมการที่ 2.38 2.39 และ 2.40 จึงต้องเป็นความต้านแรงทนทาน (endurance strength) ดังในตารางที่ 2.6 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งแสดงค่าความเค้นใช้งานสำหรับวัสดุชนิดต่าง ๆ ที่ใช้ทำเฟือง

ตารางที่ 2.5 ตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จำนวน ฟัน	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้ศูนย์กลาง			
	14½°FD		20°FD		20°Stub		25°		14½°FD		20°FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083						
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092						
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.242	0.077	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.258	0.082	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.270	0.086	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.286	0.091	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.298	0.095	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.311	0.099	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.324	0.103	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.336	0.107	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.349	0.111	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.365	0.116	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.377	0.120	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.403	0.128	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.415	0.132	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.428	0.136	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.438	0.133	0.528	0.166	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.409	0.130	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.412	0.131	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.418	0.133	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.421	0.134	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.428	0.136	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.430	0.137	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.434	0.138	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.437	0.139	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.443	0.141	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.446	0.142	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.450	0.143	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.144	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.460	0.146	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.463	0.147	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.469	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.478	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.485	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.490	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.502	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.508	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.510	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240

ตารางที่ 2.5 (ต่อ) ตัวประกอบรูปร่างของลูอิส

จำนวน ฟัน	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้ใจกลาง				
	142°FB		20°FB		20°SLch		25°		142°EB		20°FB		
	Y	γ	Y	γ	Y	γ	Y	γ	Y	γ	Y	γ	
150	0.175	0.119	0.333	0.146	0.316	0.164	0.3±1	0.169	0.331	0.331	0.252	0.778	0.297
200	0.176	0.120	0.463	0.147	0.324	0.167	0.318	0.171	0.340	0.253	0.253	0.777	0.250
300	0.362	0.122	0.471	0.150	0.334	0.170	0.350	0.172	0.350	0.207	0.207	0.801	0.255
無限	0.350	0.124	0.480	0.154	0.350	0.175	0.358	0.180	0.360	0.211	0.211	0.823	0.262

ตารางที่ 2.6 ค่าความเค้นสถิตใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

วัสดุ	σ		HB
	ksi	N/mm ²	
เหล็กหล่อสีเทา			
ASTM 25	8	55	174
ASTM 35	12	82	212
ASTM 50	15	103	223
เหล็กกล้าหล่อ (คาร์บอนต่ำ)			
0.2% C ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
0.2% C WQT	25	172	250
เหล็กกล้าคาร์บอนดีไซด์ (forged)			
SAE 1020 case hardened และ WQT	18	124	156
SAE 1030 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
SAE 1035 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	23	159	190
SAE 1040 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	25	172	202
SAE 1045 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	30	207	215
SAE 1045 ชุบแข็งโดย WQT	32	220	205
SAE 1050 ชุบแข็งโดย OQT	35	241	223
เหล็กกล้าผสม			
SAE 2320 case hardened และ WQT	50	345	225
SAE 2345 ชุบแข็งโดย OQT	50	345	475
SAE 3115 case hardened และ OQT	37	255	212
SAE 3145 ชุบแข็งโดย OQT	53	365	475
SAE 3245 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4340 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4640 ชุบแข็งโดย OQT	55	379	475

ตารางที่ 2.6 (ต่อ) ค่าความเค้นสถิตใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

วัสดุ	σ		HB
	ksi	N/mm ²	
SAE 6145 ชุบแข็งโดย QQT	67.5	465	475
วัสดุที่มีทองแดงเป็นส่วนผสม			
SAE 43 (ASTM B 147-52.8 A) (แมงกานีสบรอนซ์)	20	138	100
SAE 62 (ASTM B 143-52.1 A) (gun metal)	10	69	80
SAE 65 (ASTM B 144-52.3 C) (ฟอสเฟอร์บรอนซ์)	12	82	100
SAE 68 (ASTM B 148-52.98) (อลูมิเนียมบรอนซ์ ผ่านกรรมวิธี ทางความร้อน)	22	152	180
อีโพลี			
Bakelite, Micarta, Celeron	8	55	

หมายเหตุ WQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำแล้วเทมเปอร์ (temper)

QQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำมันแล้วเทมเปอร์

ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบเพื่อให้มีอัตราส่วนการชบอยู่ระหว่าง 1.2 ถึง 1.6 ดังนั้นในขณะที่แรงกระทำอยู่ที่ปลายฟันเพียงหนึ่ง ฟันคู่ถัดไปก็ยังมีสัมผัสกันอยู่ ฉะนั้นแรงทั้งหมดจึงมีได้กระทำที่ปลายฟันเพียงเพราะมีฟันคู่อื่นช่วยรับแรงอยู่ด้วย ในขณะที่เฟืองหมุนไปแรงที่ปลายฟันจะค่อยๆ เคลื่อนลงมาจนถึงกึ่งกลางฟัน ฟันอีกคู่หนึ่งจึงผละออกจากกัน ด้วยเหตุนี้เองแรงทั้งหมดจึงกระทำต่อฟันเพียงใกล้กึ่งกลางฟัน (ยกเว้นในกรณีที่มี $m_c \leq 1$) จากการทำงานของฟันเฟืองดังกล่าวมานี้ทำให้ไม่สามารถที่จะตัดสินลงไปได้ว่า เมื่อใดความเค้นในฟันเฟืองจึงมากที่สุด สำหรับการออกแบบเฟืองเพื่อใช้งานทั่วไปแล้ว มักจะสมมติให้แรงทั้งหมดกระทำที่ปลายฟัน ส่วนชิ้นงานที่ต้องคำนึงถึงขนาดและน้ำหนักเป็นสำคัญแล้ว มักจะใช้การคำนวณโดยคิดให้แรงกระทำใกล้กึ่งกลางฟันเฟือง

ตามทฤษฎีการคำนวณหาขนาดของฟันเฟืองดังกล่าวมาแล้วได้ละทิ้งแรง F_t ในรูปที่ 2.9 (ชาลยู ถนนางาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ที่กดฟันอยู่ แรงนี้จะทำให้เกิดความเค้นดัดเพิ่มขึ้นในฟัน ซึ่งเมื่อรวมกับความเค้นเนื่องจากแรง F_t แล้ว (แรง F_t ทำให้เกิดความเค้นดึงและความเค้นอัดในฟัน) จะเป็นผลให้ความเค้นในด้านหนึ่งของฟันลดลงและความเค้นอัดในอีกด้านหนึ่งของฟันเพิ่มขึ้น เนื่องจากวัสดุส่วนมากที่ใช้ทำเฟืองสามารถรับแรงอัดได้มากกว่าแรงดึง ฉะนั้นแรง F_t ที่ละทิ้งไปนี้ จึงช่วยให้เฟืองสามารถรับแรงได้สูงขึ้นอีก อีกประการหนึ่งก็คือ ความล้าที่เกิดขึ้นมักจะเกิดในฟันด้านที่รับแรงดึง ดังนั้นการลดความเค้นดึงทางด้านนี้จึงทำให้ฟันแข็งแรงขึ้นอีก

ในการคำนวณหาแรง F_t ที่ฟันเฟืองจะสามารถรับได้โดยใช้สมการที่ 2.38 2.39 หรือ 2.40 นั้น ให้สังเกตสิ่งต่อไปนี้ สำหรับเฟืองที่มาขบกันคู่หนึ่งจะมีค่าความหนา b และโมดูลหรือพิตซ์เท่ากัน ดังนั้นเฟืองอื่นที่รับแรงได้น้อยกว่าก็คือ อันที่มีค่า σ_Y น้อยกว่า ถ้าพิเนียนและเฟืองทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกันแล้ว ตารางที่ 2.5 (ชาลยู ถนนางาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) จะเห็นได้ว่า ค่า Y ของพิเนียนจะน้อยกว่าของเฟือง (เฟืองมีจำนวนฟัน

มากกว่า) ดังนั้นพินิชนจะรับแรงได้น้อยกว่าเพียง เมื่อเป็นเช่นนี้ในการคำนวณหาขนาดของพินจึงต้องคำนวณที่พินิชน

2.2.9 ความเค้นหนาแน่น

ตัวประกอบที่สำคัญอีกค่าหนึ่งซึ่งมีผลต่อความแข็งแรงของพินเฟืองมากและมีได้รวมอยู่ในสมการของลูอิส คือ ความเค้นหนาแน่น (stress concentration) ที่โคนพินเฟือง ซึ่งเป็นบริเวณที่เชื่อมต่อกันระหว่างอินโวลูตเคอฟและวงกลมคิเดนคัม และจิมิฟิลเลต (fillet) รัศมี r การหาค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นทางทฤษฎี K_t (theoretical stress concentration factor) สำหรับพินเฟืองเป็นสิ่งที่ทำได้ยากมาก จึงมีเพียงแค่มิผลที่ได้จากการทดลองโดยใช้วัสดุคิเดห์นโปริงแสง (photoelasticity material) ของ Dolan และ Broghamer ซึ่งได้สมการออกมาดังนี้คือ

$$K_t = 0.22 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.2} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.4} \quad \text{สำหรับ } \phi = 14\frac{1}{2}'' \quad (2.41 \text{ ก})$$

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.45} \quad \text{สำหรับ } \phi = 20'' \quad (2.41 \text{ ข})$$

$$K_t = 0.14 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.11} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.5} \quad \text{สำหรับ } \phi = 25'' \quad (2.41 \text{ ค})$$

โดยที่ t เป็นความหนาของพินเฟือง และ L เป็นระยะห่างของแรง F_b กับหน้าตัด BED ดังรูปที่ 2.9 (ชาญ ถนังงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ในทางปฏิบัติค่า t , L และ r เป็นค่าที่ไม่สามารถจะทราบได้ล่วงหน้าก่อนที่จะออกแบบพินเฟือง นอกจากนี้ยังมีตัวประกอบอย่างอื่นอีก เช่น ความเรียบของผิวหน้า และตัวประกอบความไวของรอยเจาะ q (notch sensitivity factor) มาเกี่ยวข้องในการหาค่าความเค้นหนาแน่นอีกด้วย ดังนั้นในการคำนวณเกี่ยวกับพินเฟืองจึงให้ใช้ค่าประมาณดังนี้ คือ

$$1.2 \leq K_r \leq 1.7 \quad \text{เมื่อให้แรงกระทำที่ปลายพิน}$$

$$1.4 \leq K_r \leq 2.0 \quad \text{เมื่อให้แรงกระทำใกล้กลางพิน}$$

โดยที่ K_r เป็นตัวประกอบความเค้นหนาแน่นจริง (actual stress concentration factor) ดังนั้นสมการที่ 2.38 2.39 และ 2.40 จึงเขียนได้เป็น

$$F_b = \frac{\sigma b p}{K_r} \quad (2.42)$$

$$F_b = \frac{\sigma b Y}{K_r P} \quad (2.43)$$

$$F_b = \frac{\sigma b Y m}{K_r} \quad (2.44)$$

ค่าพิชท์หรือโมดูลที่ใช้ในการคำนวณออกแบบให้ใช้ตามมาตรฐานดังแสดงในตารางที่ 2.5 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

สำหรับการออกแบบเฟืองทั่วไปอาจจะสมมติให้ความหนาของฟันเฟืองมีค่าดังต่อไปนี้

$$\frac{8}{P} < b < \frac{12.5}{P} \quad \text{หรือ} \quad 8m < b < 12.5 \text{ m}$$

ในกรณีที่เนื้อที่ในการติดตั้งเฟืองมีน้อย ก็อาจจะออกแบบให้ความหนาเฟืองน้อยกว่าค่าที่แนะนำเอาไว้นี้ได้ ถ้าความหนาเฟืองน้อยเกินไป จะทำให้เกิดปัญหาในการตั้งศูนย์ (alignment) เฟืองที่ขบกัน แต่ถ้าความหนาเฟืองมากจนเกินไป อาจทำให้เฟืองบิด อันเนื่องมาจากการกระจายแรงไม่สม่ำเสมอตลอดความหนาฟันเฟือง

2.2.10 แรงพลวัต

จากที่ผ่านที่เนื้อที่เป็นการคำนวณหาขนาดของเฟืองโดยคิดให้แรง F_t อยู่หนึ่ง แล้วใช้ความรู้ทางด้านกลศาสตร์วิศวกรรมสำหรับแรงที่ฟันเฟืองควรจะได้รับเอาไว้ได้ ในทางด้านปฏิบัติเฟืองจะหมุนอยู่ในขณะใช้งาน และแรงที่ส่งผ่านมายังฟันเฟืองจะคำนวณได้จากสมการ

$$F_t = \frac{W_p}{V} \quad (2.45)$$

โดยที่ F_t = แรงเป็น N
 W_p = กำลังที่ส่งผ่าน เป็น W
 V = ความเร็วพิชท์ (pitch line speed) เป็น เมตรต่อวินาที

หรือในระบบหน่วยอังกฤษ จะคำนวณหาแรงได้จากสมการ

$$F_t = \frac{33\,000 \text{ hp}}{V} \quad (2.46)$$

โดยที่ F_t = แรงเป็น lb
 V = ความเร็วพิชท์เป็น ฟุตต่อนาที

ตามปกติแล้วแรงที่ส่งผ่านจะมีค่ามากกว่าแรงที่หาค่าได้จากสมการที่ 2.45 หรือ 2.46 ทั้งนี้ก็เนื่องมาจากตัวประกอบต่างๆ เช่น ความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง ค่าเบี่ยงเบนทำให้เกิดการกระแทกขึ้นเป็นคั่น จากการทดสอบพบว่า แรงที่ส่งผ่านมาที่แท้จริงขึ้นอยู่กับความเร็วพิชท์ เรียกว่าตัวประกอบความเร็ว K_v (velocity factor) ดังนั้นแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองในขณะที่ใช้งานควรจะเป็น

$$F_c = K_v F_t \quad (2.47)$$

ค่า F_c นี้เรียกว่าแรงพลวัต (dynamic load) ส่วน K_v สำหรับระบบหน่วยเอสไอจะหาได้จากสมการ

$$K_v = \frac{3+V}{3} \quad \text{สำหรับเฟืองทั่วไป} \quad V \leq 10 \text{ เมตรต่อวินาที}$$

$$K_v = \frac{6 + V}{6} \text{ สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดี } 5 < V < 20 \text{ เมตรต่อวินาที}$$

$$K_v = \frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56} \text{ สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดีมาก } V \geq 20 \text{ เมตรต่อวินาที}$$

ค่า K_v สำหรับระบบหน่วยอังกฤษ จะหาได้จากสมการ

$$K_v = \frac{600 + V}{600} \text{ สำหรับเฟืองทั่วไป } V \leq 2000 \text{ ฟุตต่อนาที}$$

$$K_v = \frac{1200 + V}{1200} \text{ สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดี } 1000 < V < 4000 \text{ ฟุตต่อนาที}$$

$$K_v = \frac{78 + \sqrt{V}}{78} \text{ สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดีมาก } V \geq 4000 \text{ ฟุตต่อนาที}$$

ในการคำนวณขนาดของฟันเฟือง ผู้ออกแบบจะต้องตรวจสอบว่าแรงพลวัตนี้มากกว่าแรงที่ฟันเฟืองจะรับได้หรือไม่ และให้ถือว่าฟันเฟืองแข็งแรงพอเมื่อ $F_b \geq F_d$ โดยที่สมมติว่าแรง F_b กระทำที่ปลายฟัน การที่จะได้ F_b มากกว่า F_d เท่าใดนั้น ขึ้นอยู่กับชนิดของแรงที่มากกระทำ นั่นคือ

$$\frac{F_b}{F_d} = N_s$$

โดยที่ N_s เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (service factor) และให้ใช้ค่าโดยประมาณ ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 2.7 (ชาญถันดงาน, วิธีที่ อิงการณ, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.7 ตัวประกอบใช้งาน

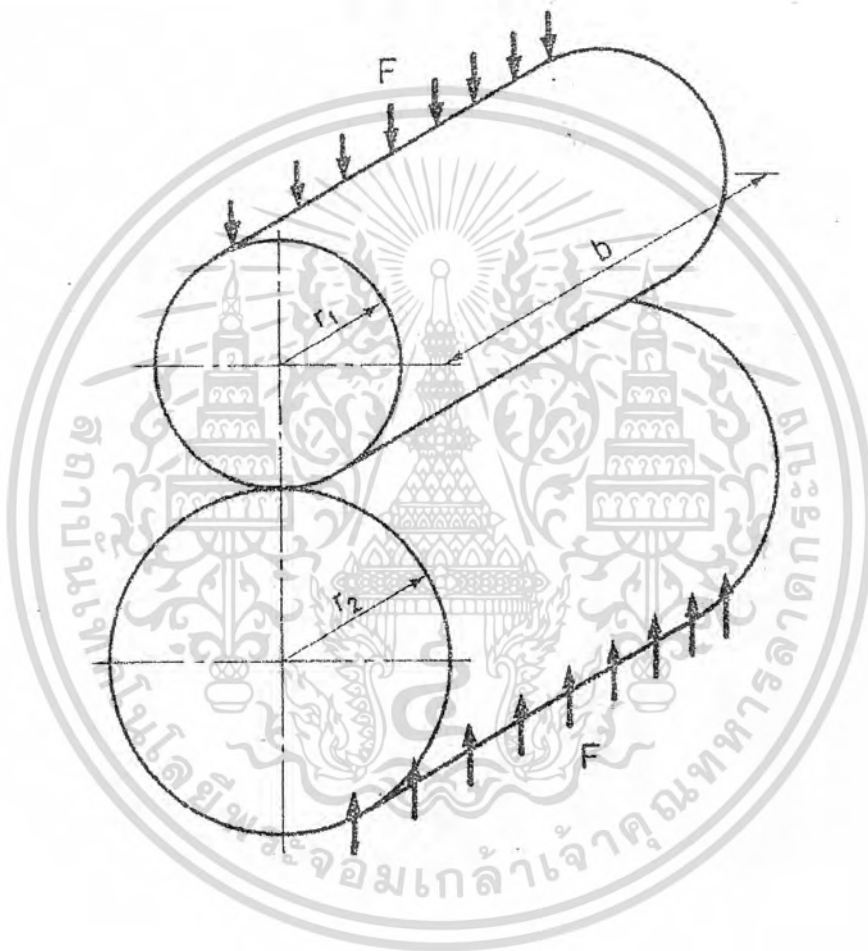
ชนิดของแรง	N_s	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1.00-1.25	พัดลมไฟฟ้า
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.25-1.50	เครื่องเจาะบ่อน้ำบาดาล เครื่องมือลม
แรงกระแทกอย่างหนัก	1.50-2.00	เครื่องบดหิน

2.2.11 ความคงทนของผิวหน้าฟันเฟืองตรง

การเสียหายของฟันเฟือง นอกจากจะเสียหายเนื่องจากการแตกหักแล้ว อาจเกิดการเสียหายเนื่องจากผิวหน้าสึกกร่อนจนใช้งานไม่ได้คือก่อนเกิดการแตกหักขึ้นได้ ทั้งนี้เพราะความเค้นที่ผิวหน้าของฟันเฟืองมีค่าสูงมาก ปรากฏการณ์เช่นนี้เรียกว่า พิตติง (pitting) หรือการเกิดหลุมบนฟันเฟือง ซึ่งเป็นความเสียหายเนื่องจากความล้า เพราะฟันเฟืองอยู่ภายใต้แรงกระทำซ้ำกันเป็นวัฏจักร บัคคิงแฮม (Buckingham) เป็นผู้นำเอาสมการของเฮิร์ตซ์ (Hertz) มาคำนวณหาแรงใช้งานของฟันเฟือง เพื่อไม่ให้เกิดการเสียหายในลักษณะเช่นนี้โดยพิจารณาทรงกระบอกรัศมี r_f

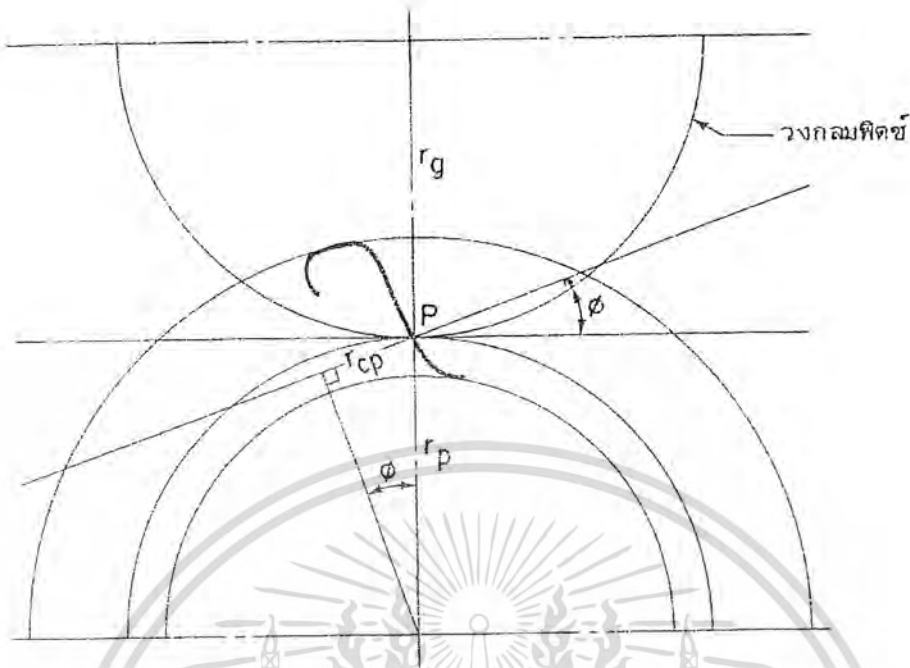
และ r_2 ซึ่งอยู่ภายใต้แรงกด F ดังรูปที่ 2.10 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ความเค้นของเฮิร์ตซ์ (Hertzian stress) คือ

$$\sigma = \sqrt{\frac{F(1/r_1 + 1/r_2)}{\pi b \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.48)$$



รูปที่ 2.10 ทรงกระบอกสองอันสัมผัสกันแบบโรลลิง

- โดยที่
- b = ความยาวของทรงกระบอกที่สัมผัสกัน
 - E = โมดูลัสความยืดหยุ่น
 - ν = อัตราส่วนปัวซอง (Poisson's ratio)
 - σ = ความเค้นที่ผิวหน้า (surface stress)



รูปที่ 2.11 ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีความโค้งของฟันเฟืองกับรัศมีวงกลมพิตช์

ในการนำสมการที่ 2.23 มาใช้กับฟันเฟืองที่ขบกัน ณ จุดพิตช์ ดังรูปที่ 2.11 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ให้แทน r_1 และ r_2 ด้วยรัศมีความโค้งของฟัน ณ จุดสัมผัสของฟันเฟืองและเฟือง คือ r_p และ r_g ตามลำดับ จากรูปที่ 2.11 จะเห็นได้ว่า

$$\begin{aligned} r_1 &= r_{cp} = r_p \sin \phi \\ r_2 &= r_{cg} = r_g \sin \phi \end{aligned} \quad (2.49)$$

นอกจากนี้ยังให้แรง F เป็นแรงสีกกร่อนใช้งาน (allowable wear load) F_w และ σ เป็นความต้านแรงทนทานผิวหน้า (surface endurance strength) σ_c เมื่อแทนค่าในสมการที่ 2.48 จะกลายเป็น

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{F_w \left(\frac{1}{r_p \sin \phi} + \frac{1}{r_g \sin \phi} \right)}{\pi b \left(\frac{(1-\nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1-\nu_g^2)}{E_g} \right)}} \quad (2.50)$$

$$\text{แต่ } \frac{1}{\sin \phi} \left(\frac{1}{r_p} + \frac{1}{r_g} \right) = \frac{1}{\sin \phi} \left(\frac{r_p + r_g}{r_p r_g} \right) = \frac{2(d_p + d_g)}{d_p d_g \sin \phi}$$

และสำหรับเหล็ก V มีค่าประมาณ 0.3 ซึ่งจะได้ว่า

$$\begin{aligned} \pi b \left(\frac{(1-\nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1-\nu_g^2)}{E_g} \right) &= \pi b (1 + (0.3^2)) \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \\ &= 2.86 b \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \end{aligned}$$

ดังนั้นจึงเขียนสมการที่ 2.50 ได้ใหม่เป็น

$$F_w = \frac{\sigma_c^2 b \sin \phi \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right)}{(0.35)(2) \left(\frac{d_p + d_g}{d_p d_g} \right)} \quad (2.51)$$

และถ้าให้

$$K = \frac{\sigma_c^2 \sin \phi \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right)}{1.4}$$

$$Q = \frac{2d_g}{d_p + d_g} = \frac{2N_g}{N_p + N_g} = \frac{2m_w}{1 + m_w}$$

สมการที่ 2.51 จึงเขียนได้ในรูปที่เหมาะสม คือ

$$F_w = d_p b Q K \quad (2.52)$$

ค่า K และ σ_c สำหรับวัสดุบางชนิดที่ใช้การทำเหมือง หาค่าได้จากตารางที่ 2.8 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ส่วนวัสดุเหล็กกล้าที่ไม่อยู่ในตารางที่ 2.8 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ก็อาจจะหาค่าโดยประมาณได้ดังนี้คือ

$$\sigma_c = 2.76 \text{ (HB)} - 68.96 \text{ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร} \quad (2.53 \text{ ก})$$

$$\sigma_c = 400 \text{ (HB)} - 10 \text{ 000 psi} \quad (2.53 \text{ ข})$$

โปรดสังเกตว่า แรง F_w ในที่นี้มีทิศทางตั้งฉากกับส่วนโค้งของพื้นเพียง ณ จุดสัมผัส ถ้าในการคำนวณปรากฏว่า F_w และ F_b มีค่ามากกว่า F_d แล้ว แสดงว่าพื้นเพียงจะไม่เกิดการแตกหักหรือสึกกร่อนมากเกินไปในระยะเวลาอันสมควร ในกรณีของพื้นซึ่งมีได้ทำงานหนักตลอดเวลาที่มีออกแบบให้ F_b มากกว่า F_d แต่เพียงอย่างเดียวก็เป็นการเพียงพอแล้ว จากประสบการณ์ของผู้ชำนาญในการออกแบบพบว่า ควรออกแบบให้ F_w มีค่าน้อยกว่า F_b ทั้งนี้เพื่อให้เพียงเกิดการสึกกร่อนแทนที่จะเกิดการแตกหักเนื่องจากการคัดที่พื้นเพียง ทั้งนี้เพราะเมื่อเกิดการสึกกร่อน เพียงถุนั้นก็จะทำงานด้วยเสียงดังกว่าปกติ ทำให้ทราบได้ล่วงหน้า และเปลี่ยนใหม่ได้ ก่อนที่เพียงจะเกิดการแตกหักขึ้น

ตารางที่ 2.8 ตัวประกอบแรงตึงกร่อน K และขีดจำกัดความทนทานผิวหน้า σ_e

วัสดุของทีเนียนและเฟือง	σ_e		K, psi			K, N/mm ²		
	ksi	N/mm ²	$\phi=14\frac{1}{2}^\circ$	$\phi=20^\circ$	$\phi=25^\circ$	$\phi=14\frac{1}{2}^\circ$	$\phi=20^\circ$	$\phi=25^\circ$
เฟืองทั้งสอง เป็น เหล็กกล้า ซึ่งมีค่าความแข็งบรินเนล (HB) เฉลี่ยของทีเนียนและเฟืองดังนี้								
150	50	345	30	41	51	0.206	0.281	0.347
175	60	414	43	58	72	0.296	0.405	0.500
200	70	483	58	79	98	0.403	0.551	0.680
225	80	552	76	103	127	0.526	0.719	0.889
250	90	621	96	131	162	0.666	0.910	1.125
275	100	690	119	162	200	0.823	1.124	1.389
300	110	759	144	196	242	0.995	1.360	1.680
325	120	828	171	233	288	1.185	1.618	2.000
350	130	897	196	270	333	1.390	1.899	2.347
375	140	966	233	318	384	1.612	2.203	2.722
400	150	1035	268	366	453	1.851	2.528	3.124
เหล็กกล้า (HB 150) กับ เหล็กหล่อ	50	345	44	60	74	0.340	0.465	0.574
เหล็กกล้า (HB 200) กับ เหล็กหล่อ	70	483	87	119	147	0.677	0.911	1.125
เหล็กกล้า (HB 250) กับ เหล็กหล่อ	90	621	144	196	242	1.102	1.505	1.860
เหล็กกล้า (HB 150) กับ ฟอสเฟอโรบรอนซ์	59	407	46	62	77	0.411	0.562	0.695
เหล็กกล้า (HB 200) กับ ฟอสเฟอโรบรอนซ์	65	448	73	100	123	0.498	0.681	0.841
เหล็กกล้า (HB 250) กับ ฟอสเฟอโรบรอนซ์	85	586	135	184	228	0.853	1.165	1.440
เหล็กหล่อกับ เหล็กหล่อ	90	621	193	264	327	1.538	2.100	2.596
เหล็กหล่อกับ ฟอสเฟอโรบรอนซ์	83	572	170	234	288	1.182	1.615	1.996

ในกรณีที่เพิ่ยนขับเพื่องใน (internal gear) ค่า r_p จะเป็นบวก และ r_g จะเป็นลบ (รัศมีความโค้งกลับกัน) เมื่อคิดเครื่องหมายนี้ด้วยแล้ว ค่า Q ของสมการที่ 2.52 จะกลายเป็น

$$Q = \frac{2d_g}{d_g - d_p} = \frac{2N_g}{N_g - N_p} = \frac{2m_\omega}{m_\omega - l}$$

2.2.12 สันทิงทุท

ถ้าเพื่องคู่หนึ่งทีซบกันมีจำนวนฟัน 20 และ 40 ฟัน ตามลำดับ ฟันคู่เดิมจะมาซบกันอีกครั้งหนึ่งเมื่อเพิ่ยนหมุนไปครบสองรอบ เป็นเช่นนี้เรื่อยไป แต่ถ้าทำให้เพื่องมีจำนวนฟันเพิ่มขึ้นเป็น 41 ฟัน เพิ่ยนจะต้องหมุน 41 รอบ และเพื่องหมุน 20 รอบ ฟันคู่เดิมทีซบกันจึงจะกลับมามาซบกันอีกครั้งหนึ่ง จำนวนฟันเพื่องทีใส่เพิ่มเข้าไปนี้ เรียกว่าสันทิงทุท (hunting tooth) ซึ่งมีประโยชน์ในการทำให้การสึกหรอของฟันเพื่องช้าลงและการสึกหรอเป็นไปอย่างทั่วถึง (uniform wear) ทำให้อายุการใช้งานของเพื่องคู่้นั้นยาวนานขึ้น แต่การเพิ่มฟันเพื่องเข้าไปอีกหนึ่งฟัน จะทำให้อัตราทดเปลี่ยนแปลงไปเล็กน้อย ซึ่งถ้าการเปลี่ยนแปลงนี้ไม่มีผลต่อการใช้งานก็สามารถใช้สันทิงทุทได้ แต่ถ้าการใช้งานต้องการให้มีอัตราทดทีแน่นอน ก็ไม่อาจนำวิธีการดังกล่าวนี้มาใช้

2.2.13 วัสดุสำหรับเพื่อง

วัสดุทีใช้ทำเพื่องมีอยู่หลายชนิดทีเป็นโลหะและอโลหะ หลักทั่วไปในการออกแบบชิ้นส่วนใด ๆ ของเครื่องจักรกลก็คือ การเลือกใช้วัสดุทีราคาถูก ผลิตได้ง่าย และสามารถทำงานได้ตามความประสงค์ สำหรับการเลือกใช้วัสดุสำหรับทำเพื่องผู้ออกแบบจะต้องใคร่ครวญว่าจุดประสงค์ใดเป็นสิ่งที่มีความสำคัญทีสุดต่อการใช้งาน เช่นถ้าต้องการให้มีความต้านแรงสูง (high strength) เป็นสิ่งสำคัญ ก็จะต้องเลือกใช้เหล็กกล้า เพราะดีกว่าเหล็กหล่อ แต่ถ้าต้องการให้ทนทานต่อการกัดกร่อนเนื่องจากการเสียดสีได้เป็นอย่างดี ก็ควรเลือกใช้วัสดุทีไม่ใช่เหล็ก เช่น อลูมิเนียมบรอนซ์ (aluminium bronze) หรือถ้าต้องการลดระดับเสียงในขณะใช้งานก็อาจใช้วัสดุทีเป็นอโลหะ เช่น ไนลอน เป็นต้น

วัสดุทีนิยมใช้ทำเพื่องมากที่สุดชนิดหนึ่งก็คือ เหล็กหล่อ ทั้งนี้เพราะมีราคาต่ำ ผลิตได้ง่าย ทนต่อการสึกหรอได้ดีและดูแลง่ายได้มากพอสมควร แต่ข้อเสียของเหล็กหล่อก็คือมีความต้านแรงดึงต่ำ ทำให้ฟันเพื่องหนาмаก ดังนั้นในบางครั้งจึงใช้เหล็กหล่อเหนียวพิเศษ (nodular cast iron) ซึ่งเป็นเหล็กหล่อทีผสมแมกนีเซียมหรือซีเรียม (cerium) เข้าไป ทำให้ได้เหล็กหล่อทีมีความแข็งแรงมากขึ้น แต่ยังคงไว้ซึ่งคุณสมบัติอย่างอื่นทีได้กล่าวมาแล้ว

เหล็กกล้าทีใช้ในการทำเพื่องโดยมากเป็นเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา (plain carbon steel) หรือเหล็กกล้าผสม (alloy steel) ซึ่งมีความต้านแรงดึงสูงกว่าเหล็กหล่อ โดยทีราคาไม่สูงมากนัก แต่เนื่องจากผิวหน้าของเหล็กกล้ามีความแข็งแรงน้อย ดังนั้นจึงต้องมีกระบวนการทำผิวหน้าให้แข็งแรงขึ้น โดยกรรมวิธีทางความร้อน (heat treatment) เพื่อให้ฟันเพื่องทนต่อการสึกหรอได้ดี แต่กรรมวิธีทางความร้อนมักจะทำให้ฟันเพื่องเกิดการบิดเบี้ยวขึ้นเล็กน้อย ดังนั้นแรงทีมากระทำต่อฟันจึงไม่กระจายออกไปอย่างสม่ำเสมอ ซึ่งอาจทำให้ฟันเพื่องเสียดง่าย เนื่องจากการบิดเบี้ยวนี้เกิดในเหล็กกล้าผสมน้อยกว่าเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาออกแบบจึงนิยมใช้เหล็กกล้าผสมมากกว่า

โลหะผสมทีนำมาใช้ทำเพื่องได้แก่ ทองแดง สังกะสี อลูมิเนียม และไทเทเนียม (titanium) ทองแดงผสมทีนิยมใช้ทำเพื่องเป็นอย่างมากก็คือ บรอนซ์ เพราะทนต่อการกัดกร่อน (corrosion) ได้ดี มีความเสียดทานน้อย และทนต่อการสึกหรอ

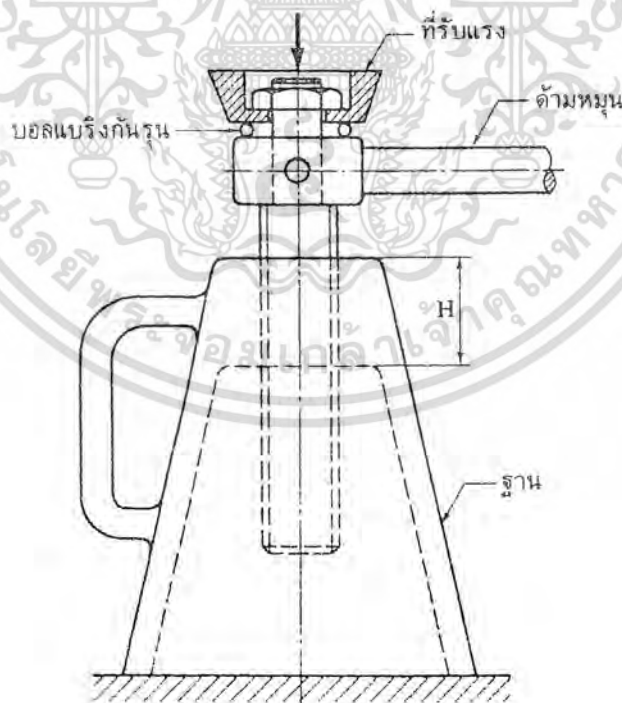
อโลหะที่นิยมใช้ทำเฟืองได้แก่ rawhide nylon และพลาสติกชนิดต่าง ๆ เป็นต้น เฟืองที่ทำด้วยวัสดุเหล่านี้ จะทำงานเงียบมาก มีความเสียดทานน้อย และผลิตได้ง่าย นอกจากนี้แล้ว วัสดุประเภทนี้ยังช่วยดูดซับการสั่นสะเทือนได้เป็นอย่างดี แต่ก็มีข้อเสียคือ เป็นวัสดุที่มีความแข็งแรงน้อย และนำความร้อนได้ไม่ดี ทำให้มีความร้อนสะสมอยู่ในเฟืองขณะใช้งานมาก และอาจจะเป็นผลทำให้ฟันบิดเบี้ยวได้

2.3 การออกแบบสกรูส่งกำลัง

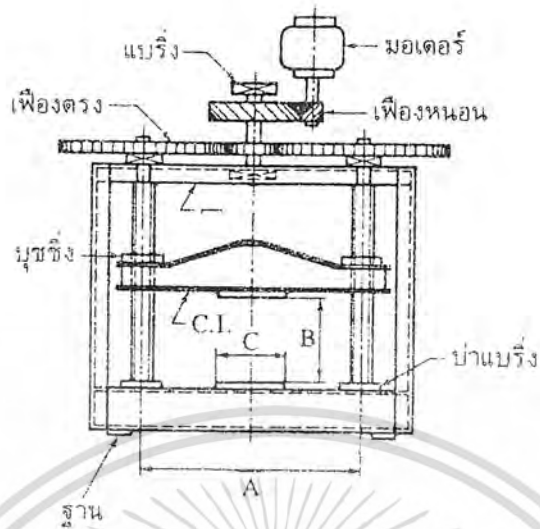
ในการออกแบบเครื่องเยียวระในภายในทรงกระบอกมีการใช้สกรูส่งกำลังสองตัวเพื่อใช้เลื่อนแทนเลื่อนที่ติดกับรางเลื่อน เพื่อให้สกรูส่งกำลังสามารถรับแรงที่เกิดขึ้นโดยไม่มีข้อ เกลียวของสกรูไม่ลื่นและขนาดของสกรูส่งกำลังไม่ใหญ่จนเกินไปจึงนำทฤษฎีการออกแบบสกรูส่งกำลังมาใช้ ซึ่งทฤษฎีของสกรูส่งกำลังมีดังนี้

2.3.1 บทนำ

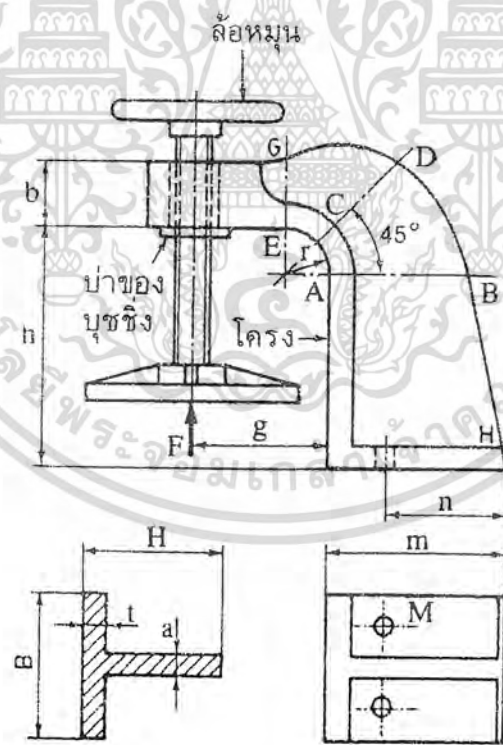
สกรูส่งกำลัง (power screws) เป็นชิ้นส่วนที่ใช้ในเครื่องจักรกลเพื่อเปลี่ยนการหมุนเป็นการเลื่อน คังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า สกรูเลื่อน (translation screws) นอกจากนี้จะใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเลื่อนแล้ว สกรูส่งกำลังยังใช้ในการยกน้ำหนักที่ตัวสกรูรับอยู่อีกด้วย ตัวอย่างของสกรูส่งกำลังที่ใช้เครื่องจักรกลต่าง ๆ ได้แก่ แม่แรง (screw jack) สำหรับยกน้ำหนักคังรูปที่ 2.12 (ชาลย ถนังงาน, วรทธี อังภากรณ์, 2545, เล่ม 1) สกรูเพรส (screw press) สำหรับใช้กดชิ้นงานให้มีรูปร่างตามต้องการ คังรูปที่ 2.13 (ชาลย ถนังงาน, วรทธี อังภากรณ์, 2545, เล่ม 1) และรูปที่ 2.14 (ชาลย ถนังงาน, วรทธี อังภากรณ์, 2545, เล่ม 1)



รูปที่ 2.12 แม่แรง



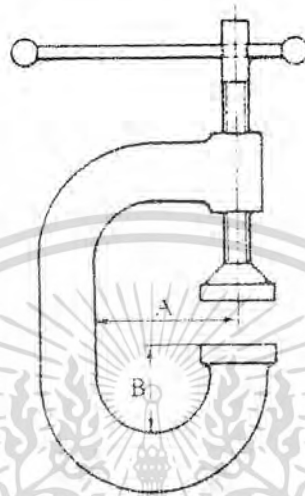
รูปที่ 2.13 สกรูเพรส



หน้าตัด A-B

รูปที่ 2.14 สกรูเพรส

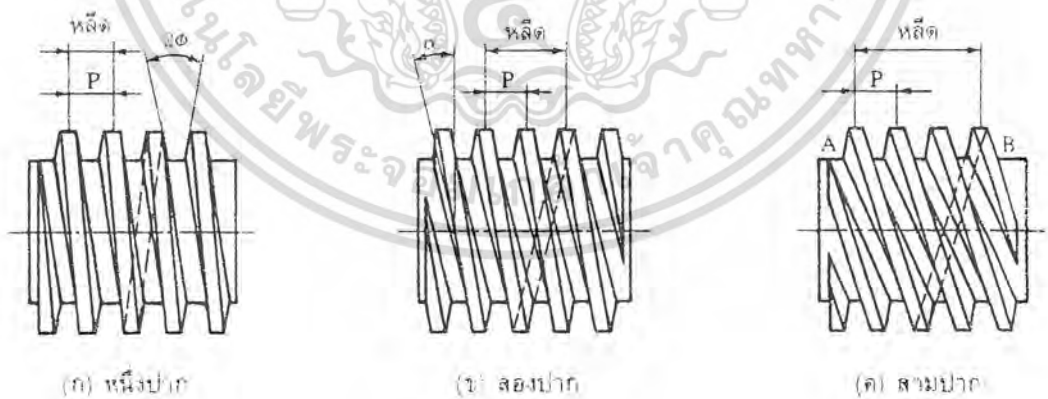
รูปที่ 2.15 (ชาญ อดิงาน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2545, เล่ม 1) แสดงซีแคลมป์ (C-clamp) สำหรับจับยึดชิ้นงานและสกรูพา (lead screw) สำหรับเครื่องกลึง เป็นต้น จากตัวอย่างที่กล่าวมาแล้วจะเห็นได้ว่า การออกแบบหรือเลือกขนาดของสกรูส่งกำลังจะต้องคิดถึงความแข็งแรงของตัวสกรูที่จะรับแรงกดหรือแรงดึง ความสามารถในการรับแรงเฉือนของตัวสกรู ความแข็งแรงและการสึกหรอของเกลียว ตลอดจนกำลังงานที่ต้องการ



รูปที่ 2.15 ซีแคลมป์

2.3.2 คำจำกัดความ

ก่อนที่จะกล่าวชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง จำเป็นที่จะต้องทำความเข้าใจกับคำจำกัดความของคำซึ่งจะต้องใช้อยู่เสมอ โดยพิจารณาจากรูปที่ 2.16 (ชาญ อดิงาน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.16 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู

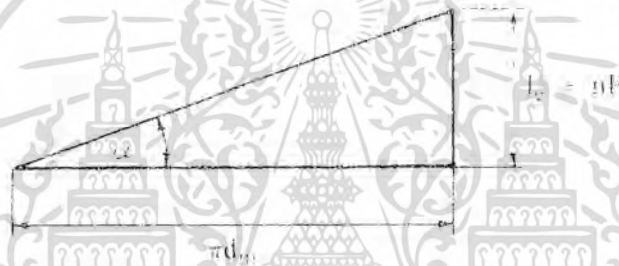
ระยะพิสัย ; P หมายถึงระยะทางที่วัดตามแนวแกนของสกรูจากจุดหนึ่งบนเกลียวหนึ่ง ไปยังจุดเดียวกันของเกลียวที่อยู่ถัดไป

หัตถ์ (lead) ; l_c คือระยะทางที่สกรูเคลื่อนที่ได้ตามแนวแกนของสกรู ในขณะที่สกรูหมุนไปหนึ่งรอบ ถ้าเป็นสกรูหนึ่งปาก (single thread) ระยะของหัตถ์มีค่าเท่ากับระยะพิทช์ สำหรับสกรูสองปาก (double thread) เกลียวจะมีปากคาบระหว่างเกลียวสองเกลียว ดังรูปที่ 2.16(ข) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ดังนั้นเมื่อสกรูหมุนไปหนึ่งรอบ การเคลื่อนที่ในแนวแกนของสกรูจึงเป็นสองเท่าของระยะพิทช์ ในทำนองเดียวกันสำหรับสกรูสามปาก (triple thread) หัตถ์จะมีค่าเป็นสามเท่าของระยะพิทช์ ถ้าสกรูเป็นแบบ n ปาก ระยะของหัตถ์คือ

$$l_c = nP \quad (2.54)$$

มุมฮีลิคัลหรือมุมหัตถ์ (helix or lead angle) ; α หมายถึงมุมระหว่างระนาบที่สัมผัสกับความเอียงของเกลียวและระนาบที่ตั้งฉากกับแกนของสกรู ถ้าให้ d_m เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู และนำส่วนที่สกรูเคลื่อนที่ไปในขณะที่หมุนหนึ่งรอบมาเคลื่อนที่ออก ก็จะได้อัตลักษณ์ดังรูปที่ 2.17 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) และมุมหัตถ์คือ

$$\tan \alpha = \frac{l_c}{\pi d_m} \quad (2.55)$$



รูปที่ 2.17 มุมหัตถ์

เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่ที่สุดของสกรู ซึ่งนับรวมถึงความสูงของเกลียวด้วย ขนาดระบุ (nominal size) ของสกรูส่งกำลังจะบอกโดยใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เสมอ เส้นผ่านศูนย์กลางน้อยเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กที่สุดของสกรู

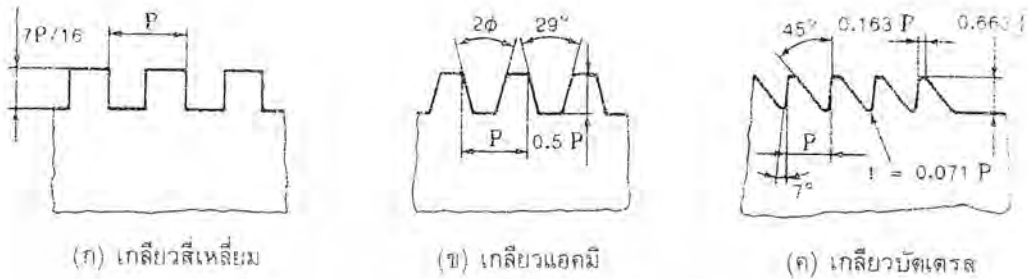
2.3.3 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

สกรูส่งกำลังที่ใช้อยู่ในปัจจุบันนี้ส่วนมากจะมีขนาดตามหน่วยระบบอังกฤษ ส่วนเครื่องจักรที่จะผลิตออกมาในอนาคตจะค่อย ๆ เปลี่ยนแปลงไปใช้ในระบบหน่วยเอสไอ ซึ่งสำหรับสกรูส่งกำลังแล้วรูปร่าง และขนาดของเกลียวจะเป็นไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ในที่นี้จะกล่าวถึงเกลียวที่มีใช้กันมากในระบบหน่วยอังกฤษและเกลียวที่มีอยู่ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเท่านั้น

2.3.4 เกลียวในระบบหน่วยอังกฤษ

เกลียวสี่เหลี่ยม (square thread) เป็นเกลียวชนิดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในจำพวกเกลียวของสกรูส่งกำลัง ซึ่งเรียกกันอีกชื่อหนึ่งว่าเกลียวเซลเลอร์ (Sellers' thread) โดยมีลักษณะเกลียวดังรูปที่ 2.18 แต่เนื่องจากการตัดเกลียวสี่เหลี่ยมนี้ทำได้ยากและค่าใช้จ่ายสูงจึงมีการนำมาใช้งานน้อยลง ดังนั้นเกลียวชนิดนี้จึงมิได้มีการทำเป็นมาตรฐาน

ทั่วไป ตารางที่ 2.9 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) แสดงขนาดของสกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยม ซึ่งอาจจะนำมาประกอบการเลือกใช้ได้



รูปที่ 2.18 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

เกลียวแอกมี (acme thread) หรือเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู เป็นเกลียวชนิดที่มีการใช้งานมากเป็นเวลานานที่สุด รูปร่างของเกลียวเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู โดยมีมุมของเกลียว (thread angle) 2ϕ เท่ากับ 29° ดังในรูปที่ 2.18 (ข) (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) เนื่องจากตัดเกลียวได้ง่ายจึงมีการนำมาใช้งานเรื่อยมา มาตรฐานของเกลียวชนิดนี้แสดงในตารางที่ 2.9 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) และตารางที่ 2.10 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ประสิทธิภาพของเกลียวชนิดนี้จะน้อยกว่าเกลียวสี่เหลี่ยม ถ้าเกิดความสึกหรอหลังจากใช้งานเป็นระยะเวลาหนึ่งที่จะปรับให้เกลียวของสกรูกับเกลียวตัวเมียได้สนิทเหมือนเดิม โดยการขันเกลียวตัวเมียซึ่งเป็น split nut เข้าไปที่กระชับกับเกลียวของตัวสกรูได้

เกลียวบัตเตรส (buttress thread) เป็นเกลียวที่มีรูปร่างเป็นพื้นเอียง จุดมุ่งหมายก็เพื่อที่จะใช้รับแรงในทิศทางเดียว เกลียวชนิดนี้มีความแข็งแรงมากกว่าเกลียวสองชนิดที่ได้กล่าวมาแล้ว เนื่องจากเกลียวชนิดนี้มีใช้ไม่มากนัก ดังนั้นจึงมิได้มีการกำหนดขนาดเป็นมาตรฐาน ค่าในตารางที่ 2.9 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) เป็นแต่เพียงค่าที่แนะนำให้ทดลองใช้เท่านั้น

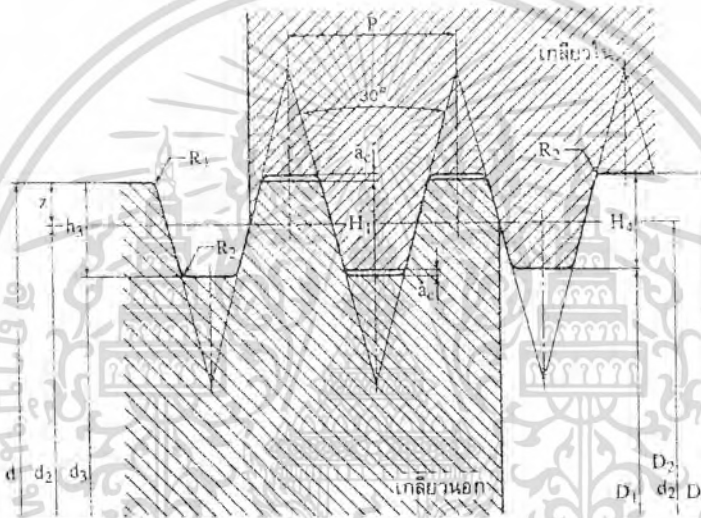
ตารางที่ 2.9 สัปดาห์ต่าง ๆ ของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

ขนาด (นิ้ว)	เกลียวลิเกลียม		เกลียวแอกซ์มี			เกลียวบัคเตอร์ส (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		

2.3.5 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐานไอเอสโอ

ขนาดเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐานไอเอสโอออกมิต่าง ๆ เป็น มิลลิเมตร และมีมุมของเกลียว 2ϕ เท่ากับ 30° ขนาดต่าง ๆ ของสกรูต่างกำลังชนิดนี้คำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$\begin{aligned}
 H_1 &= 0.5P & D_4 &= d + 2a_c \\
 H_4 &= H_1 + a_c = 0.5P + a_c & d_3 &= d - 2h_3 \\
 h_3 &= H_1 + a_c & R_{1\max} &= 0.5a_c \\
 z &= 0.25P = \frac{H_1}{2} & R_{2\max} &= a_c \\
 D_1 &= d - 2H_1 = d - P & d_2 &= D_2 = d - 2z = d - 0.5P
 \end{aligned}$$



รูปที่ 2.19 ขนาดต่าง ๆ ของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู

โดยที่	a_c	คือช่องว่างบนยอดฟัน
	D_4	คือเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ของเกลียวใน
	D_1	คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียวใน
	D_2	คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ของเกลียวใน
	d	คือเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ของเกลียวนอก (เป็นขนาดระบุด้วย)
	d_3	คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียวนอก
	d_2	คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ของเกลียวนอก
	H_1	คือความสูงเหลื่อม (overlapping) ของเกลียว
	H_4	คือความสูงของฟันเกลียวใน
	h_3	คือความสูงของฟันเกลียวนอก
	P	คือระยะพิทช์

ตารางที่ 2.10 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) และตารางที่ 2.11 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) แสดงมิติมูลฐาน ซึ่งได้มาจากการคำนวณโดยใช้สมการชุดข้างบนนี้

ในการเลือกขนาดของสกรูส่งกำลัง ให้เลือกจากขนาดในช่องแรกของตารางที่ 2.11 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ก่อน ถ้ามีความจำเป็นที่จะต้องเลือกขนาดอื่นที่ไม่มีในช่องแรกนี้ก็ให้เลือกขนาดต่อไปในช่องที่สอง เมื่อได้ขนาดของสกรูแล้วก็ให้เลือกพิตช์ในช่องที่สี่ จากตารางที่ 2.11 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) จะเห็นได้ว่าสำหรับสกรูหนึ่งขนาดอาจเลือกระยะพิตช์ได้หลายค่า แต่ค่าที่แนะนำให้ใช้คือค่าที่มีเครื่องหมาย * อยู่ข้างหน้า

ตารางที่ 2.10 มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO2901 - 1977 (E)

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 มิลลิเมตร

ตารางที่ 2.11 มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO2901 – 1977 (E)

ขนาดระบุ			ระยะ พิทช์ p	d ₂ = D ₂	D ₄	d ₃	D ₁
ช่อง 1	ช่อง 2	ช่อง 3					
	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 มม.

ตารางที่ 2.11 (ต่อ) มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO2901 - 1977 (E)

ขนาดระบุ			ระยะ พิตช์ 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 2.11 (ต่อ) มิติพื้นฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO2901 – 1977 (E)

ขนาดระบุ			ระยะ พิตช์ p	d ₂ = D ₂	D ₄	d ₃	D ₁
ช่อง 1	ช่อง 2	ช่อง 3					
		125	6 *14 22	122.000 118.000 114.000	126.000 127.000 127.000	118.000 109.000 101.000	119.000 111.000 103.000
	130		6 *14 22	127.000 123.000 119.000	131.000 132.000 132.000	123.000 114.000 106.000	124.000 116.000 108.000
		135	6 *14 24	132.000 128.000 123.000	136.000 137.000 137.000	128.000 119.000 109.000	129.000 121.000 111.000
140			6 *14 24	137.000 133.000 128.000	141.000 142.000 142.000	133.000 124.000 114.000	134.000 126.000 116.000
		145	6 *14 24	142.000 138.000 133.000	146.000 147.000 147.000	138.000 129.000 119.000	139.000 131.000 121.000
	150		6 *16 24	147.000 142.000 138.000	151.000 152.000 152.000	143.000 132.000 124.000	144.000 134.000 126.000
		155	6 *16 24	152.000 147.000 143.000	156.000 157.000 157.000	148.000 137.000 129.000	149.000 139.000 131.000
160			6 *16 28	157.000 152.000 146.000	161.000 162.000 162.000	153.000 142.000 130.000	154.000 144.000 132.000
		165	6 *16 28	162.000 157.000 151.000	166.000 167.000 167.000	158.000 147.000 135.000	159.000 149.000 137.000
	170		6 *16 28	167.000 162.000 156.000	171.000 172.000 172.000	163.000 152.000 140.000	164.000 154.000 142.000
		175	8 *15 28	171.000 167.000 161.000	176.000 177.000 177.000	166.000 157.000 145.000	167.000 159.000 147.000
180			8 *18 28	176.000 171.000 166.000	181.000 182.000 182.000	171.000 160.000 150.000	172.000 162.000 152.000

ขนาดเป็น มม

ตารางที่ 2.11 (ต่อ) มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO2901 - 1977 (E)

ขนาดระบุ			ระยะ พิทช์ P	d ₂ = D ₂	D ₄	d ₃	D ₁
ช่อง 1	ช่อง 2	ช่อง 3					
	185		8 *18 32	181.000 175.000 169.000	185.000 187.000 187.000	175.000 165.000 151.000	177.000 167.000 153.000
	190		8 *18 32	186.000 181.000 174.000	191.000 192.000 192.000	181.000 170.000 156.000	182.000 172.000 158.000
		195	8 *18 32	191.000 186.000 179.000	196.000 197.000 197.000	186.000 175.000 161.000	187.000 177.000 163.000
200			8 *18 32	196.000 191.000 184.000	201.000 202.000 202.000	191.000 180.000 166.000	192.000 182.000 168.000
	210		8 *20 36	206.000 200.000 192.000	211.000 212.000 212.000	201.000 188.000 172.000	202.000 190.000 174.000
220			8 *20 36	216.000 210.000 202.000	221.000 222.000 222.000	211.000 198.000 182.000	212.000 200.000 184.000
	230		8 *20 36	226.000 220.000 212.000	231.000 232.000 232.000	221.000 208.000 192.000	222.000 210.000 194.000
240			8 *22 36	236.000 229.000 222.000	241.000 242.000 242.000	231.000 216.000 202.000	232.000 218.000 204.000
	250		12 *22 40	244.000 239.000 230.000	251.000 252.000 252.000	237.000 226.000 208.000	238.000 228.000 210.000
260			12 *22 40	254.000 249.000 240.000	261.000 262.000 262.000	247.000 236.000 218.000	248.000 238.000 220.000
	270		12 *24 40	264.000 258.000 250.000	271.000 272.000 272.000	257.000 244.000 228.000	258.000 246.000 230.000
280			12 *24 40	274.000 268.000 260.000	281.000 282.000 282.000	267.000 254.000 238.000	268.000 256.000 240.000

ขนาดเป็น mm

ตารางที่ 2.11 (ต่อ) มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO2901 – 1977 (E)

ขนาดระบุ			ระยะพิตช์ p	$d_2 = D_2$	D_4	d_3	D_1
ช่อง 1	ช่อง 2	ช่อง 3					
	200		12	284.000	291.000	277.000	278.000
			*24	278.000	292.000	264.000	266.000
			44	268.000	292.000	244.000	246.000
300			12	294.000	301.000	287.000	288.000
			*24	288.000	302.000	274.000	276.000
			44	278.000	302.000	254.000	256.000

ขนาดเป็น มม

2.3.6 การให้ชื่อ

การบอกขนาดของสกรูส่งกำลังมาตรฐานระหว่างประเทศ ซึ่งมีเกลียวเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมูทำได้ดังนี้คือ สำหรับเกลียวหนึ่งปาก ให้ใช้อักษร Tr แล้วตามด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่และระยะพิตช์เป็นมิลลิเมตร โดยมีเครื่องหมาย x คั่น ตัวอย่างเช่น

สกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูหนึ่งปาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ 52 มิลลิเมตร ระยะพิตช์ 8 มิลลิเมตร เรียกว่า Tr 52x8

สำหรับสกรูส่งกำลังที่มีมากกว่าหนึ่งปาก ให้ใช้อักษร Tr แล้วตามด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ ความยาวของเกลียว และตามด้วยระยะพิตช์ซึ่งใส่ไว้ในวงเล็บ ตัวอย่างเช่น

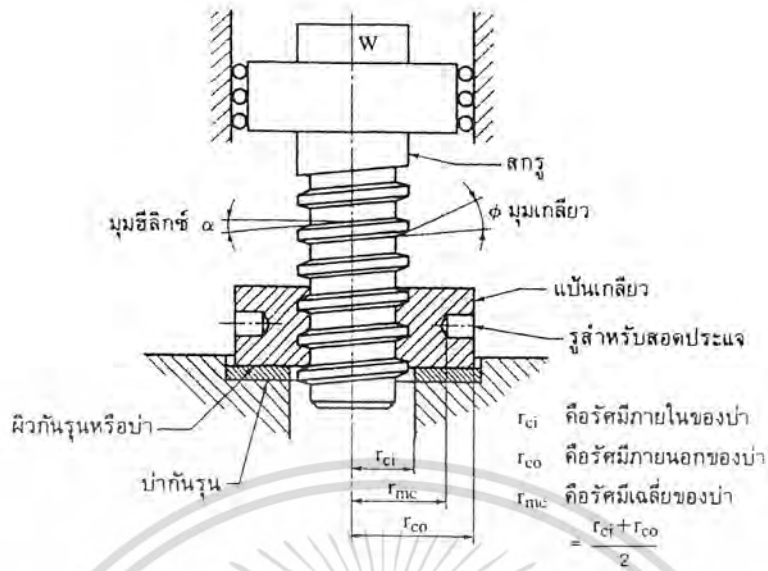
สกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูสองปาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ 52 มิลลิเมตร ความยาวของเกลียว 16 มิลลิเมตร และระยะพิตช์ 8 มิลลิเมตร (จำนวนปาก = $l_e/p = 16/8 = 2X$ เรียกว่า TR 52x16 (p8)

สกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูสามปาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ 52 มิลลิเมตร ความยาวของเกลียว 24 มิลลิเมตร และระยะพิตช์ 8 มิลลิเมตร เรียกว่า Tr 52x24 (p8)

การบอกขนาดของสกรูส่งกำลังดังกล่าวมาแล้วนี้ เป็นการบอกถึงขนาดของเกลียวชนิดเกลียวขวา ซึ่งการหมุนเข้าเป็นไปในทิศตามเข็มนาฬิกา ถ้าต้องการจะบอกถึงเกลียวชนิดเกลียวซ้ายให้เพิ่มอักษร LH ไปที่ตอนท้าย เช่น Tr 52x16 (p8) LH เป็นต้น

2.3.7 โมงเมนต์บิดสำหรับหมุนสกรูส่งกำลัง

พิจารณาสกรูส่งกำลังดังรูปที่ 2.20 (ชาชู ถนนคงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ซึ่งมีมุมอีลิคซ์ α องศา และมุมเกลียวของสกรู ϕ องศา ในการยกน้ำหนัก W ขึ้นลง ทำได้โดยการหมุนแป้นเกลียวซึ่งตั้งอยู่บนที่รองรับ เรียกว่า บ่า (collar) สมมติให้แรง F ที่ใช้ยกน้ำหนักขึ้นกระทำอยู่บนเกลียวที่มีรัศมีเฉลี่ยของสกรู $r_m = (r_o + r_i) / 2$ ณ ตำแหน่ง O ดังรูปที่ 2.21 (ชาชู ถนนคงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ในขณะที่ยกน้ำหนักขึ้นจะมีแรงเสียดทาน F_f กระทำบนผิวหน้าของเกลียวด้านการเคลื่อนที่ของสกรู



รูปที่ 2.20 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง

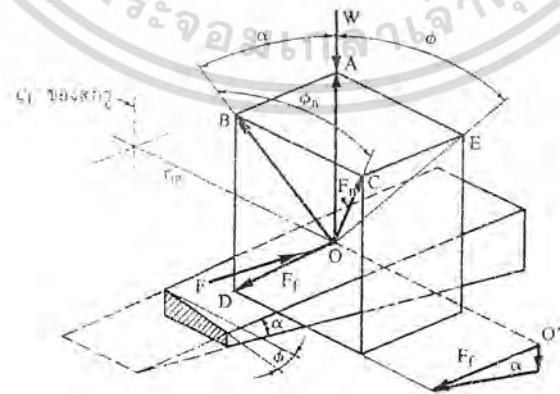
- โดยที่ F_n คือแรงปฏิกิริยาซึ่งมีทิศตั้งฉากกับผิวหน้าของเกลียว
 OA คือเวกเตอร์ของแรงที่มีขนาดเท่ากับน้ำหนัก W แต่ทิศทางตรงข้าม
 OB คือเวกเตอร์ของแรงรวมระหว่าง F_r และ OA
 f_s คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของเกลียวและเป็นเกลียว
 รวมแรงในแนวตั้งจะได้

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

แต่ $F_r = f_s F_n$ แทนค่าลงในสมการข้างบนนี้จะได้ว่า

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

(2.56)



รูปที่ 2.21 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W

ในการหาโมเมนต์บิดที่เกิดจากการใช้แรง F เพื่อยกน้ำหนักขึ้น ให้รวมโมเมนต์รอบแกนกลางของสกรู

$$T_R = Fr_m = r_m [F_r \cos \alpha + F_n \cos \phi_n \sin \alpha]$$

$$T_R = r_m [f_s F_n \cos \alpha + F_n \cos \phi_n \sin \alpha]$$

แทนค่า F_n จากสมการที่ 2.56 ลงในสมการข้างบน และให้ d_m แทนเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนัก สำหรับสกรูเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู ในตารางที่ 2.11 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) d_m ก็คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิทซ์ d_2

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s \cos \alpha + \cos \phi_n \sin \alpha}{\cos \phi_n \cos \alpha - f_s \sin \alpha} \right]$$

หรือ
$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s + \cos \phi_n \tan \alpha}{\cos \phi_n - f_s \tan \alpha} \right] \quad (2.57)$$

ในการใช้สมการที่ 2.57 จำเป็นที่จะต้องทราบมุม ϕ_n ซึ่งสามารถหาได้โดยพิจารณารูปที่ 2.21 ดังนี้

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

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

เพราะฉะนั้น $\tan \phi_n = \cos \alpha \tan \phi \quad (2.58)$

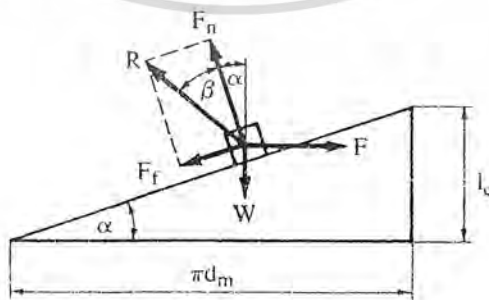
โดยปกติแล้วมุมอีติกซ์ α จะมีค่าน้อย (ประมาณ 2° ถึง 6°) ดังนั้นค่าของ $\cos \alpha$ จึงเกือบเท่ากับ 1 ฉะนั้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณต่างๆ ไปจึงอนุญาตให้ใช้ $\phi_n = \phi$ ได้ ซึ่งทำให้เขียนสมการที่ 2.57 ใหม่ได้เป็น

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} \right] \quad (2.59)$$

ในกรณีของสกรูส่งกำลังที่มีเกลียวสี่เหลี่ยม มุม $\phi = 0^\circ$ จากสมการที่ 2.59 จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ยกน้ำหนัก W เท่ากับ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right] \quad (2.60)$$

ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 2.21 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) จะเห็นได้ว่าในกรณีของเกลียวสี่เหลี่ยม แรง F_n จะเท่ากับ OB ซึ่งถ้าให้น้ำเกลียวจำนวนหนึ่งรอบมาคลี่ออกแล้วจะได้ระบบของแรงที่เห็นได้ชัดเจนกว่า โดยที่มุม β เรียกว่า มุมความเสียดทาน ซึ่ง $\tan \beta = f_s$



รูปที่ 2.22 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม

เมื่อรวมแรงในแนวตั้งและแนวระดับจะได้

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

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

หรือ $F = W \tan (\alpha + \beta)$

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

$$= \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{\tan \beta + \tan \alpha}{1 - \tan \beta \tan \alpha} \right]$$

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 2.60 ที่ได้หามาแล้ว

ในการหมุนสกรูเพื่อยกน้ำหนักลงแรง F และ F_r ดังรูปที่ 2.21 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงการณ, 2545, เล่ม 1) จะกลับทิศทาง การหาสูตรก็ทำได้ในทำนองเดียวกันกับการยกน้ำหนักขึ้น ซึ่งจะได้สมการดังนี้คือ

สำหรับสกรูที่มีมุมเกลียว ϕ องศา

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s - \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} \right] \quad (2.61)$$

สำหรับเกลียวลิ่เหลี่ยม

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \tan (\beta - \alpha) = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s - \tan \alpha}{1 + f_s \tan \alpha} \right] \quad (2.62)$$

นอกจากแรงที่กระทำต่อสกรูส่งกำลังดังที่ได้กล่าวมาแล้ว สกรูยังมีแรงเสียดทานที่บารองรับอีกด้วย แรงเสียดทานนี้ทำให้ต้องใช้แรงหรือโมเมนต์บิดในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงมากขึ้น ถ้าให้ f_c แทนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของบารองรับและเป็นเกลียว แรงเสียดทานจะมีค่าเท่ากับ

$$F_c = f_c W$$

ถ้าสมมติให้แรงเสียดทานนี้กระทำที่รัศมีเฉลี่ยของบารองรับ r_{mc} โมเมนต์บิดที่ต้องใช้เพื่อเอาชนะความเสียดทานนี้คือ

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

ดังนั้นจากสมการที่ 2.59 ถึงสมการที่ 2.62 โมเมนต์บิดที่ต้องใช้ในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงสำหรับสกรูส่งกำลังที่มีมุมเกลียว ϕ และ 0 องศา คือ

มุมเกลียว ϕ องศา ;
$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.63)$$

มุมเกลียว 0 องศา (เกลียวลิ่เหลี่ยม) ;

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.64)$$

มุมเกลียว ϕ องศา ;
$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.65)$$

มุมเกลียว 0 องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม) ;

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{f_s + \tan \alpha}{1 + f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.66)$$

ในกรณีที่ใช้แบบริงลูกปืนกันรุน (ball thrust bearing) ร่องรับแทนบารองรับ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าน้อย ซึ่งทำให้ไม่ต้องคิดถึงค่า $r_{mc} f_c W$ ในสมการที่ 2.63 ถึงสมการที่ 2.66 ก็ได้

2.3.8 ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลัง

ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลัง (power screw efficiency) หมายถึงอัตราส่วนระหว่างโมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักในขณะที่ไม่มีความเสียดทาน กับโมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักในขณะที่มีความเสียดทาน

จากสมการที่ 2.59, 2.60, 2.63 และ 2.64 จะเห็นได้ว่าเมื่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน $f_s = f_c = 0$ โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักคือ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \tan \alpha \quad (2.67)$$

ดังนั้นจากสมการที่ 2.63, 2.64 และ 2.67 ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลังเมื่อคิดความเสียดทานที่บารองรับด้วยคือ

สำหรับเกลียวทั่วไป

$$\eta = \frac{d_m \tan \alpha}{d_m \left[\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right] + d_{mc} f_c} \quad (2.68)$$

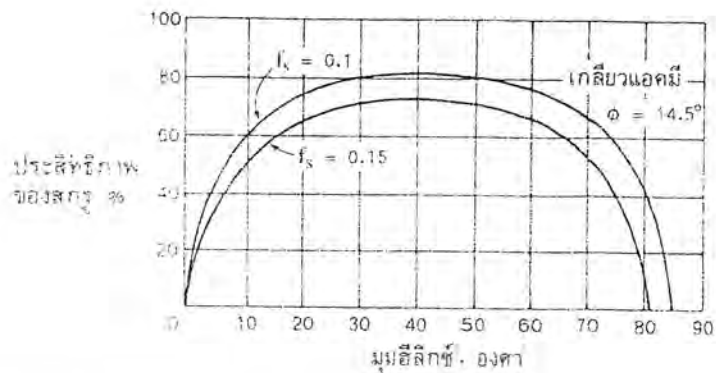
สำหรับเกลียวสี่เหลี่ยม

$$\eta = \frac{d_m \tan \alpha}{d_m \left[\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right] + d_{mc} f_c} \quad (2.69)$$

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

รูปที่ 2.23 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) แสดงถึงกราฟตัวอย่างประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลังแบบเกลียวแอกมีโดยที่ไม่มี ความเสียดทานที่บารองรับ จะเห็นได้ว่าในระยะแรกประสิทธิภาพของสกรูจะเพิ่มขึ้นเมื่อมุมฮิลิกซ์เพิ่มขึ้น แต่จะเพิ่มมุมฮิลิกซ์ขึ้นไปเรื่อย ๆ ไม่ได้ ทั้งนี้เพราะเมื่อเพิ่มมุมฮิลิกซ์ขึ้นไปจนถึงค่าหนึ่ง สกรูจะไม่เป็นแบบลื่นลอคด้วยตัวเองอีกต่อไป

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับวัสดุต่าง ๆ ที่ใช้ทำสกรู ขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายอย่าง เช่น การหล่อลื่น ความเรียบของผิวหน้าเกลียว การกระจายของแรงบนเกลียว ตลอดจนพิสัยความเค้นและการตั้งศูนย์ ตารางที่ 2.12 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) นี้แสดงค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับสกรูที่ผลิตด้วยฝีมือที่ดีก็ควรจะใช้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานค่าน้อย แต่ถ้าผลิตด้วยฝีมือไม่ดีก็ควรจะใช้ค่ามาก



รูปที่ 2.23 ประสิทธิภาพของเก็ลียวแอกมี

ตารางที่ 2.12 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน f_s และ f_c

วัสดุถุกรู	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

2.3.9 การลื้อคด้วยตนเอง

การลื้อคด้วยตัวเอง หมายถึงสกรูที่ต้องใช้แรงภายนอกกระทำเพื่อที่จะยกน้ำหนักลง นั่นคือหลังจากยกน้ำหนักขึ้นแล้วสกรูจะลื้อคตัวเองมิให้น้ำหนักเคลื่อนที่ลงมา แต่ถ้ามีการเพิ่มมุมเสถียรภาพ α ของสกรูขึ้นไปเรื่อยๆ จนถึงค่าหนึ่ง น้ำหนักที่ยกขึ้นไว้จะเลื่อนลงมาเองโดยมิต้องใช้โมเมนต์บิดมาหมุนสกรูซึ่งเรียกว่า โอเวอร์ฮอลด์ลิ่ง (overhauling) ในกรณีเช่นนี้จะต้องออกแรงต้านเอาไว้เพื่อไม่ให้ตัวสกรูหมุนกลับเอาน้ำหนักลงมา ซึ่งจะคำนวณหาโมเมนต์บิดที่ต้องการได้จากสมการที่ 2.65 และสมการที่ 2.66 (โมเมนต์บิดค่าเป็นลบ)

ในการที่จะหาค่าจำกัดของ α เพื่อที่จะให้สกรูลื้อคด้วยตัวเอง กระทำได้โดยให้ค่าโมเมนต์บิดในสมการที่ 2.65 หรือสมการที่ 2.66 เป็นศูนย์ แล้วแต่ว่าเป็นเก็ลียวชนิดใด ถ้าให้ละทิ้งค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของบารองรับ ($f_c = 0$) จากสมการที่ 2.65 สำหรับสกรูที่มีมุมเก็ลียว 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 $\tan \alpha < \frac{f_s}{\cos \phi}$ (2.70)

จากสมการที่ 2.66 สำหรับสกรูเก็ลียวที่เหลี่ยม สกรูจะลื้อคตัวเองได้เมื่อ (ให้ $f_c = 0$)

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

หรือ $\tan \alpha < f_s = \tan \beta$ (4.71 ก)

นั่นคือ $\alpha < \beta$ (4.72 ข)

2.3.10 การออกแบบสกรูส่งกำลัง

การคำนวณหาความเค้นในส่วนต่างๆ ของสกรูส่งกำลังโดยใช้สมการเบื้องต้นดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อนเป็นการประมาณค่าของความเค้นที่เกิดขึ้นเท่านั้น ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความขบขันระหว่างเกลียวของสกรูและเป็นเกลียว ตลอดจนการกระจายของแรงบนเกลียวว่าจะเข้าใกล้กับสภาพที่ได้สมมติเอาไว้เพียงใด เกลียวที่อยู่ใกล้กับน้ำหนักอาจจะรับแรงมากกว่าเกลียวที่อยู่ห่างออกไป ความหลวมระหว่างสกรูแฉกเป็นเกลียวอาจทำให้แรงกระจายไม่สม่ำเสมอ หรือการโค้งของเกลียวอาจทำให้เกลียวบางเกลียวรับแรงมากเกินไป เป็นต้น แต่สิ่งเหล่านี้เป็นสิ่งที่ไม้อาจจะทราบได้อย่างแน่นอน ดังนั้นการคำนวณความเค้นในสกรูก็ยังถือหลักการเดิมที่ได้ใช้มาแล้วในบทก่อน ในการออกแบบควรจะต้องคิดถึงสิ่งต่าง ดังต่อไปนี้

2.3.10.1 ความเค้นวิกฤต (critical or bucking stress)

ความเค้นวิกฤต (critical or bucking stress) ในการคำนวณหาขนาดของสกรูที่รับแรงกดแต่เพียงอย่างเดียว ถ้าเป็นสกรูสั้นก็สามารถที่จะใช้สมการของความเค้นวิกฤต

$$\sigma_c = \frac{W}{A_r} \quad (2.72)$$

เนื่องจากพื้นที่เกลียวก็จะช่วยรับแรงนี้ด้วย ดังนั้นพื้นที่รับแรง A_r ก็ควรจะมีความใหญ่กว่าพื้นที่ซึ่งคิดที่เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย ซึ่งอาจจะประมาณได้ว่าควรจะเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยและเส้นผ่านศูนย์กลางพิชซ์ เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงขอแนะนำให้ใช้พื้นที่ของเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

ถ้าว่าสกรูสั้นในที่นี้หมายถึง สกรูซึ่งมีอัตราส่วนความเพียว $L_c/k < 40$ ถ้าหากสกรูมีอัตราส่วนความเพียวมากกว่านี้ สกรูอาจจะเกิดการโค้งงอขึ้นได้ก่อนที่ความเค้นจะถึงค่าที่กำหนดเอาไว้ก็ได้ ในกรณีเช่นนี้การออกแบบสกรูต้องใช้สูตรของเสาแทนสมการที่ 2.72

สำหรับสกรูที่มีความยาวปานกลางให้ใช้สูตรของจอห์นสัน

$$W = \frac{A_r \sigma_y}{N} \left[1 - \frac{\sigma_y (L_c/k)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad 40 < \frac{L_c}{k} < 110 \quad (2.73)$$

สำหรับสกรูยาวให้ใช้สูตรของออยเลอร์

$$\bar{W} = \frac{\pi^2 EI}{NL_c^2} \quad \frac{L_c}{k} > 110 \quad (2.74)$$

ถ้าวัสดุที่ใช้ทำตัวสกรูไม่ใช่เหล็กกล้า ค่าของความเพียวที่แบ่งระหว่างการใช้สูตรของออยเลอร์และจอห์นสันจะคำนวณได้จากสมการ

$$\frac{L_c}{k} = \left[\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y} \right]^{1/2} \quad (2.75)$$

2.3.10.2 ความเค้นผสม

ถ้าสกรูยาวไม่มากนักก็จะไม่เกิดการโค้งงอขึ้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงกดหรือในบางกรณีสกรูส่งกำลังอาจจะใช้รับแรงดึงก็ได้ นอกจากนี้แล้วก็ยังมีความเค้นเฉือนอันเนื่องมาจากการบิดของสกรูอีกด้วย การคำนวณในกรณีเช่นนี้ต้องใช้ความเค้นผสมซึ่งมีอยู่หลายทฤษฎีตั้งที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อน สำหรับทฤษฎีที่ปลอดภัยและใช้ได้ง่ายก็คือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดซึ่งมีสมการเป็น

$$\tau_d = \left[\left[\frac{\sigma}{2} \right]^2 + \tau^2 \right]^{1/2} \quad (2.76)$$

โดยที่ τ_d เป็นค่าความเค้นเฉือนใช้งาน และ

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

โดยที่ d_r คือเส้นผ่านศูนย์กลางนอຍ

ในการใช้ทฤษฎีนี้กับตัวสกรู ผู้เขียนขอแนะนำให้ใช้ $\tau_y = 0.6\sigma_y$ แทนที่จะใช้ $\tau_y = 0.5\sigma_y$ ดังเช่นที่กล่าวไว้ในทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ทั้งนี้เป็นเพราะเกลียวของสกรูก็จะช่วยในการรับแรงด้วย แต่มิได้นำมาคิดในการหาความเค้นในตัวสกรู

2.3.10.3 ความเค้นอัด

ความเค้นอัดในที่นี้ หมายถึงความเค้นที่เกิดจากการที่ผิวหน้าของฟันเกลียวของตัวสกรูอัดกับผิวหน้าของฟันเกลียวของแป้นเกลียวหรือส่วนที่เป็นเกลียวค้ำเมีย ดังรูปที่ 2.10 (ชาญ ฤกษ์งาน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ในการคำนวณหาความเค้นอัดนี้ให้ใช้พื้นที่ภาพฉายของเกลียวส่วนที่อัดกันอยู่ ถ้าจำนวนเกลียวดังกล่าวนี้เท่ากับ n เกลียวพื้นที่นี้คือ

$$A = \frac{\pi}{4} [d^2 - d_r^2] n$$
$$\text{ดังนั้นความเค้นอัด } \sigma_c = \frac{4W}{\pi [d^2 - d_r^2] n} \quad (2.77)$$

2.3.10.4 ความเค้นเฉือนในฟันเกลียว

นอกจากความเค้นต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาแล้ว ในฟันเกลียวยังเกิดความเค้นดัดและความเค้นเฉือนที่โคนฟันเกลียวอีกด้วย เนื่องจากความสูงของฟันเกลียวมีค่าน้อย ดังนั้นโมเมนต์ดัดที่โคนฟันเกลียวจึงมีค่าน้อยด้วย ฉะนั้นเกลียวส่วนมากจึงทนต่อความเค้นดัดได้ ส่วนความเค้นเฉือนอาจจะมีความมาก จากทฤษฎีกลศาสตร์วัสดุ ความเค้นเฉือนสูงสุดสำหรับพื้นที่หน้าตัดที่รับแรงเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเท่ากับ

$$\tau = \frac{3W}{2A}$$

ให้ b เป็นความหมายของโคนฟันเกลียว ดังนั้นพื้นที่รับแรงเฉือน

$$A = \pi d_r b n$$

เพราะฉะนั้น

$$\tau_d = \frac{3W}{2\pi d_r b n} \quad (2.78)$$

ค่า d_f นี้ต้องเลือกใช้ที่โคนพื้นเกลียวของสกรูหรือเป็นเกลียว แล้วแต่จะตรวจสอบที่ส่วนไหน

2.4 การยึดสลักเกลียว

ในการออกแบบเครื่องจักรภายในทรวงกระบอกมีการใช้สลักเกลียวในการยึดชิ้นงาน ซึ่งขนาดของสลักเกลียวที่ใช้ก็มีขนาดต่าง ๆ กันไป เพื่อให้สลักเกลียวที่ใช้สามารถรับแรงที่เกิดขึ้นในการใช้งานเครื่องจักรและไม่ทำให้ชิ้นงานที่ยึดเกิดการเคลื่อนที่ซึ่งนำทฤษฎีการยึดสลักเกลียวมาใช้ในการคำนวณ ซึ่งทฤษฎีการยึดสลักเกลียวมีดังนี้

2.4.1 บทนำ

เครื่องจักรกลประกอบด้วยชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากที่ยึดอยู่ด้วยกัน วิธีการยึดชิ้นส่วนมีอยู่หลายวิธี แต่ละวิธีก็มีข้อดีข้อเสียต่างกัน ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลบางชิ้นต้องการความระมัดระวังในการถอดประกอบโดยที่ชิ้นส่วนต้องไม่เกิดการเสียหาย ได้แก่ งานประเภทจับยึด ปรับแต่ง ตรวจสอบ ซ่อมแซม เปลี่ยนชิ้นส่วน ผิดหรือประกอบ เป็นต้น งานลักษณะนี้นิยมใช้ยึดด้วยสลักเกลียว บางครั้งยังอาจใช้สลักเกลียวในการปรับอย่างละเอียดของมาตรวัดต่าง ๆ ด้วย การยึดด้วยสลักเกลียวมีความไวใจได้มากในการใช้งาน และสะดวกในการถอดหรือประกอบ และใช้ได้กับงานชนิดต่าง ๆ นอกจากนั้นยังมีราคาถูก หนาใช้ได้ง่าย เนื่องจากมีขนาดเป็นมาตรฐานและมีกระบวนการผลิตที่มีประสิทธิภาพสูง แต่สลักเกลียวมีข้อเสียอยู่อย่างหนึ่งคือ จะมีความเค้นหนาแน่นที่บริเวณยอดเกลียวและโคนเกลียว ซึ่งเป็นจุดอ่อนเมื่อใช้งานภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

การเลือกวิธีการยึดและตำแหน่งยึดมีความสำคัญมาก การยึดจะต้องมีให้อุปกรณ์ยึดอยู่ภายใต้แรงคด แต่ควรให้อุปกรณ์ยึดแรงคดและแรงเฉือนหรือถ้าจำเป็นจะต้องอยู่ภายใต้แรงคดก็จะต้องพยายามทำให้มีแรงคดกระทำน้อยที่สุดโดยใช้อุปกรณ์อย่างอื่นมาช่วย

2.4.2 แบบของเกลียว

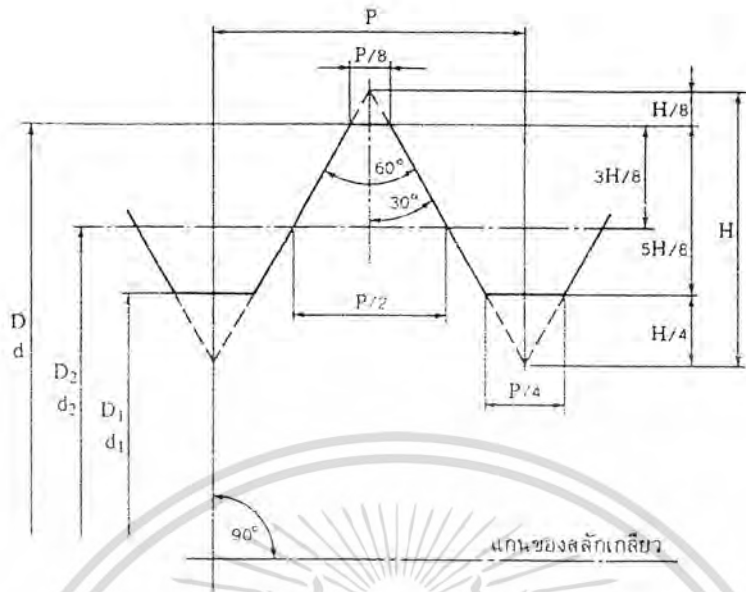
เพื่อความสะดวกในการเปลี่ยนชิ้นส่วนของรอยต่อด้วยสลักเกลียว องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) จึงได้กำหนดมาตรฐานของสลักเกลียวเป็นหน่วยระหว่างประเทศขึ้น ลักษณะเกลียวสำหรับใช้งานทั่วไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศจีน ISO/R 68-1969 (E) มีแบบรากฐานของเกลียว ดังรูปที่ 2.24 (ชาดู ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (D, d) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโคที่ที่สุดของเกลียว การบอกขนาดเกลียวมักจะบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เป็นขนาดระบุ (nominal size) ของเกลียว สัญลักษณ์ที่ใช้อักษรตัวพิมพ์ใหญ่ หมายถึงขนาดของเกลียวใน อักษรตัวพิมพ์เล็กหมายถึงขนาดของเกลียวนอก

เส้นผ่านศูนย์กลางพิชชของเกลียว (D_2, d_2) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่อยู่กึ่งกลางระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่กับเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียว

เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย (D_1, d_1) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุดของเกลียว หรืออาจเรียกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางโคนเกลียว

ระยะพิชช (P) เป็นระยะที่วัดตามแนวแกนของเกลียวจากจุดจุดหนึ่งบนเกลียวหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งที่สมนัยกับบนอีกเกลียวหนึ่ง



รูปที่ 2.24 แบบรากฐานของเกลียว

ความสูงของสามเหลี่ยมมุมฐาน (H) เป็นระยะที่วัดตั้งฉากกับแกนของเกลียวจากโคนเกลียวถึงยอดเกลียว ความสัมพันธ์ระหว่างความสูงของสามเหลี่ยมมุมฐานกับระยะพิคซ์คือ

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} P = 0.866025404P$$

$$\frac{5}{8} H = 0.541265877P$$

$$\frac{3}{8} H = 0.324759526P$$

$$\frac{H}{4} = 0.216506351P$$

$$\frac{H}{8} = 0.108253175P$$

ค่าต่าง ๆ เหล่านี้เป็นสิ่งสำคัญพื้นฐานในการกำหนดขนาด และสัดส่วนของเกลียว

2.4.3 การให้ชื่อ

การบอกขนาดเกลียวตามแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ บอกโดยใช้อักษรย่อแทนชนิดของเกลียวตามด้วยขนาดระบุเป็น มิลลิเมตร ตามด้วยระยะพิคซ์เป็น มิลลิเมตร โดยมีเครื่องหมาย x ตั้งอยู่ ในกรณีที่เป็นเกลียวแบบธรรมดาไม่ต้องแสดงระยะพิคซ์ ตัวอย่างเช่น

เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ แบบเกลียวธรรมดา ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 16 มิลลิเมตร (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่) เรียกว่า M16

เกลียวเมตรริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ แบบเกลียวละเอียด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 20 มิลลิเมตร ระยะพิคซ์ 2 มิลลิเมตร เรียกว่า M20x2

นอกจากนี้ยังมีการบอกลักษณะเกลียวที่เป็นพิเศษอีก เช่น ถ้าเป็นเกลียวซ้ายจะบอกเป็น M30-LH (LH = Left Hand เป็นชื่อย่อมาตรฐานของเกลียวซ้าย)

องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศได้กำหนดมาตรฐานของเกลียว สำหรับใช้งานทั่วไปในมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO/R 261 - 1969 (E) ดังตารางที่ 2.13 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) และตารางที่ 2.14 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) โดยมีคำแนะนำว่า

1. ควรเลือกใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุในช่องที่ 1 ก่อน ถ้ามีความจำเป็นมากจึงเลือกใช้ช่องที่ 2
2. คำว่า “หยาบ” และ “ละเอียด” ที่กำหนดไว้มิได้หมายความถึงคุณภาพของการผลิต แต่หมายถึงระยะพิคซ์ของเกลียว
3. พยายามหลีกเลี่ยงขนาดที่อยู่ในวงเล็บ



ตารางที่ 2.13 เกลียวเมตรกรแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ เกลียวธรรมดา

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง กลางระบุ		ระยะพิตช์ P	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง กลางพิตช์ d_2, D_2	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง กลางน้อย		พื้นที่รับ ความเค้น (A_S) mm^2
ช่องที่ 1	ช่องที่ 2			d_1	D_1	
1.00		0.25	0.538	0.693	0.729	0.456
1.20		0.25	1.038	0.893	0.929	0.730
1.60		0.35	1.373	1.170	1.221	1.270
2.00		0.40	1.740	1.509	1.567	2.070
2.50		0.45	2.208	1.948	2.013	3.390
3.00		0.50	2.675	2.387	2.459	5.030
4.00	3.50	0.60	3.110	2.764	2.850	6.780
	4.50	0.70	3.545	3.141	3.242	8.780
		0.75	4.013	3.580	3.688	11.300
5.00		0.80	4.480	4.019	4.134	14.200
6.00		1.00	5.350	4.773	4.917	20.100
8.00		1.25	7.183	6.466	6.647	36.600
10.00	(9)	1.25	8.188	7.466	7.647	48.100
		1.50	9.026	8.160	8.376	58.000
	(11)	1.50	10.026	9.160	9.376	72.300
12.00		1.75	10.863	9.853	10.106	84.300
14.00		2.00	12.701	11.546	11.835	115.000
16.00		2.00	14.701	13.546	13.835	157.000
20.00	18.00	2.50	16.376	14.933	15.294	192.000
		2.50	18.376	16.933	17.294	245.000
	22.00	2.50	20.376	18.933	19.294	303.000
24.00		3.00	22.051	20.319	20.752	353.000
30.00	27.00	3.00	25.051	23.319	23.752	459.000
		3.50	27.727	25.706	26.211	561.000
36.00	33.00	3.50	30.727	28.706	29.211	694.000
		4.00	33.402	31.093	31.670	817.000
	39.00	4.00	36.402	34.093	34.670	976.000
42.00		4.50	39.077	36.479	37.129	1120.000
48.00	45.00	4.50	42.077	39.479	40.129	1300.000
		5.00	44.752	41.866	42.587	1470.000
56.00	52.00	5.00	48.752	45.866	46.587	1760.000
		5.50	52.428	49.252	50.046	2030.000
	60.00	5.50	56.428	53.252	54.046	2360.000
64.00		6.00	60.103	56.639	57.505	2680.000
	68.00	6.00	64.103	60.639	61.505	3060.000

ตารางที่ 2.14 เกณฑ์มาตรฐานระหว่างประเทศ - เกลียวเลเย็ค

สัญลักษณ์ (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง- กลางระบุ x ระยะพิคซ์ P)	ขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง กลางพิคซ์ d_2	ขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง กลางน้อย d_1	พื้นที่รับความเค้น (A_S) mm^2
M8x1	7.35	6.773	39.2
M10x1	9.35	8.773	64.5
M12x1	11.35	10.773	96.1
M16x1	15.35	14.773	178.0
M20x1	19.35	18.773	285.0
M24x1	23.35	22.773	418.0
M30x1	29.35	28.773	663.0
M12x1.25	11.026	10.16	88.1
M16x1.5	15.026	14.16	167.0
M20x1.5	19.026	18.16	272.0
M24x1.5	23.026	22.16	401.0
M30x1.5	29.026	28.16	642.0
M36x1.5	35.026	34.16	940.0
M42x1.5	41.026	40.16	1290.0
M48x1.5	47.026	46.16	1710.0
M56x1.5	55.026	54.16	2340.0
M64x1.5	63.026	62.16	3080.0
M72x1.5	71.026	70.16	3910.0
M80x1.5	79.026	78.16	4850.0
M20x2	18.701	17.546	258.0
M24x2	22.701	21.546	384.0
M30x2	28.701	27.546	621.0
M36x2	34.701	33.546	915.0
M42x2	40.701	39.546	1260.0
M48x2	46.701	45.546	1670.0
M56x2	54.701	53.546	2300.0
M64x2	62.701	61.546	3030.0
M72x2	70.701	69.546	3860.0
M80x2	78.701	77.546	4790.0
M90x2	88.701	87.546	6100.0
M100x2	98.701	97.546	7560.0
M110x2	108.701	107.546	9180.0
M125x2	123.701	122.546	11900.0

ตารางที่ 2.14 (ต่อ) เกลียวมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ - เกลียวละเอียด

สัญลักษณ์ (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง- กลางระบุ × ระยะพิคซ์ P)	ขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง กลางพิคซ์ d_2	ขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง กลางน้อย d_1	พื้นที่รับความเค้น (A_s) mm^2
M30×3 M36×3 M42×3	28.051 34.051 40.051	26.319 32.319 38.319	581.0 865.0 1210.0
M48×3 M56×3 M64×3	46.051 54.051 62.051	44.319 52.319 60.319	1600.0 2220.0 2940.0
M72×3 M80×3 M100×3	76.051 78.051 96.051	68.319 76.319 96.319	3760.0 4680.0 7420.0
M125×3 M140×3 M160×3	122.051 138.051 156.051	121.319 136.319 156.319	11700.0 14800.0 19400.0
M42×4 M48×4 M56×4	35.402 43.402 51.402	37.093 43.093 51.093	1150.0 1540.0 2140.0
M64×4 M72×4 M80×4	61.402 69.402 77.402	59.093 67.093 75.093	2850.0 3560.0 4570.0
M90×4 M100×4 M125×4	87.402 97.402 122.402	85.093 95.093 120.093	5840.0 7280.0 11500.0
M140×4 M160×4 M180×4	137.402 157.402 177.402	135.093 155.093 175.093	14600.0 19200.0 24400.0
M72×6 M80×6 M90×6	68.103 76.103 86.103	64.639 72.639 82.639	3460.0 4340.0 5590.0
M100×6 M110×6 M125×6	96.103 106.103 121.103	92.639 102.639 117.639	7000.0 8560.0 11200.0
M140×6 M160×6 M180×6	136.103 156.103 176.103	132.639 152.639 172.639	14200.0 18700.0 23900.0

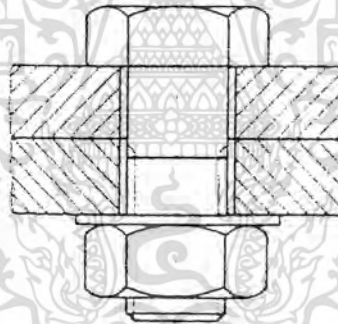
2.4.4 ชนิดของอุปกรณ์ยึดด้วยเกลียว

การแบ่งชนิดของอุปกรณ์ยึดด้วยเกลียวแบ่งตามวิธีการที่ใช้จับยึด มีใช้แบ่งตามลักษณะจำเพาะที่ใช้ใช้งาน และอาจจำแนกได้ดังนี้

1. สลักเกลียวและแป้นเกลียว (bolt and nut)
2. หมุดเกลียว (cap screw)
3. สลักเกลียวสตั๊ด (stud bolt)
4. หมุดเกลียวจักรกล (machine screw)
5. หมุดเกลียวปรับ (set screw)

2.4.4.1 สลักเกลียวและแป้นเกลียว

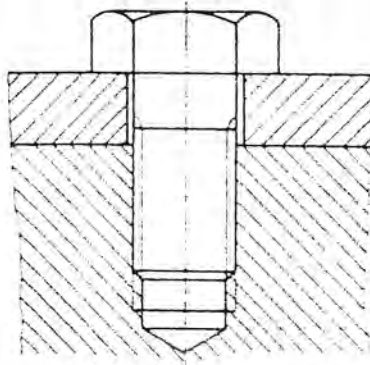
สลักเกลียวเป็นแหงทรงกระบอก ปลายข้างหนึ่งมีเกลียวและอีกข้างหนึ่งมีหัวสี่เหลี่ยมหรือหกเหลี่ยม หัวนี้ มีไว้สำหรับจับเพื่อหมุนสลักเกลียว หรือยึดสลักเกลียวไว้เพื่อหมุนแป้นเกลียวให้ยึดชิ้นงานดังรูปที่ 2.25 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) การยึดด้วยสลักเกลียวและแป้นเกลียวนี้ใช้กับบริเวณที่สามารถหมุนหัวของ สลักเกลียวและแป้นเกลียวได้สะดวก เช่น รอยต่อด้วยหน้าแปลน นิยมใช้ยึดด้วยสลักเกลียวเพราะเมื่อขันแน่นแล้ว ลำตัวของสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงดึงเพียงอย่างเดียวเท่านั้น นอกจากนี้ยังสามารถเปลี่ยนใหม่ได้ง่ายถ้าสลักเกลียวขาด หรือเกลียวขาด



รูปที่ 2.25 สลักเกลียวและแป้นเกลียว

2.4.4.2 หมุดเกลียว

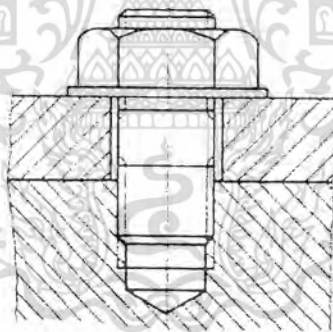
แตกต่างไปจากสลักเกลียวคือ ใช้ขันเข้าไปในชิ้นงานชิ้นหนึ่งที่ต้องการยึดโดยมิต้องใช้เป็นเกลียว ดังรูปที่ 2.26 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ใช้กับงานที่ไม่อาจใช้สลักเกลียวได้ เนื่องจากมีเนื้อที่ไม่พอหรือ ใช้กับรอยต่อที่ไม่มีกรดอคบอยนักรเพราะจะทำให้เกลียวตัวเมียบนชิ้นงานเสียหายได้ การยึดที่แน่นอนโดยใช้หมุดเกลียวจะต้องขันเกลียวเข้าไปในชิ้นงานไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าครึ่งของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ระบุของหมุดเกลียวเมื่อ ชิ้นงานเป็นเหล็กกล้า แต่ถ้าชิ้นงานเป็นเหล็กหล่อก็ใช้เป็นสองเท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของหมุดเกลียว



รูปที่ 2.26 หมุดเกลียว

2.4.4.3 สลักเกลียวสตัด

สลักเกลียวสตัดมักเรียกย่อ ๆ ว่าสตัด เป็นแท่งทรงกระบอก มีเกลียวที่ปลายทั้งสองข้าง การยึดคเวยสตัดทำได้โดยขันสตัดเข้าไปในชิ้นงานชิ้นหนึ่งซึ่งมีเกลียวชิ้นที่ปลายอีกข้างหนึ่ง ดังรูปที่ 2.27 (ชาญ อดินางาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)



รูปที่ 2.27 สลักเกลียวสตัด

การยึดด้วยสตัดใช้แทนการยึดด้วยสลักเกลียว ในงานที่มีลักษณะดังต่อไปนี้
เมื่อไม่สามารถสอดสลักเกลียวผ่านชิ้นงานได้ เนื่องจากชิ้นงานหนาหรือสลักเกลียวจะทะลุผ่านชิ้นงานอื่นที่ไม่ต้องการ

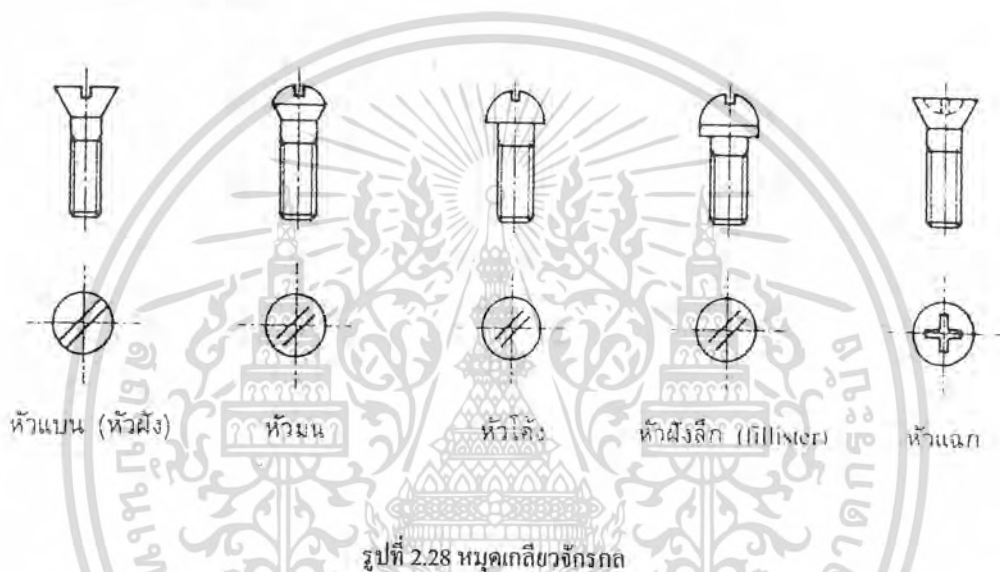
เมื่อรอยค่อนั้นต้องมีการดอบ่อย ๆ และถ้าหมุนเกลียวเข้าออกผ่านชิ้นงานที่ทำด้วยเหล็กหล่อหรือโลหะเบาผสม จะทำให้เกลียวเสียหาย

ต้องการยึดรอยต่อหลาย ๆ จุด เมื่อใช้สตัดจะทำให้ง่ายต่อการประกอบให้ตรงศูนย์ เช่น การยึดฝาสูบ เป็นต้น

โดยปกติถ้าชั้นสลักเข้าไปในเหล็กกล้ามันขันให้ตึกไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระยะของเกลียว แต่ถ้าเป็นเหล็กหล่อก็ให้ใช้ไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าครึ่ง ทั้งนี้เพื่อป้องกันเกลียวขาดและทำให้มีความเสียหายระหว่างผิวสัมผัสเพียงพอขณะหมุนเป็นเกลียวสลัด เหมาะสำหรับการใช้ยึดฝาสูบของเครื่องยนต์ให้ติดกับเสื้อสูบของเครื่องยนต์

2.4.4.4 หมุดเกลียวจักรกล

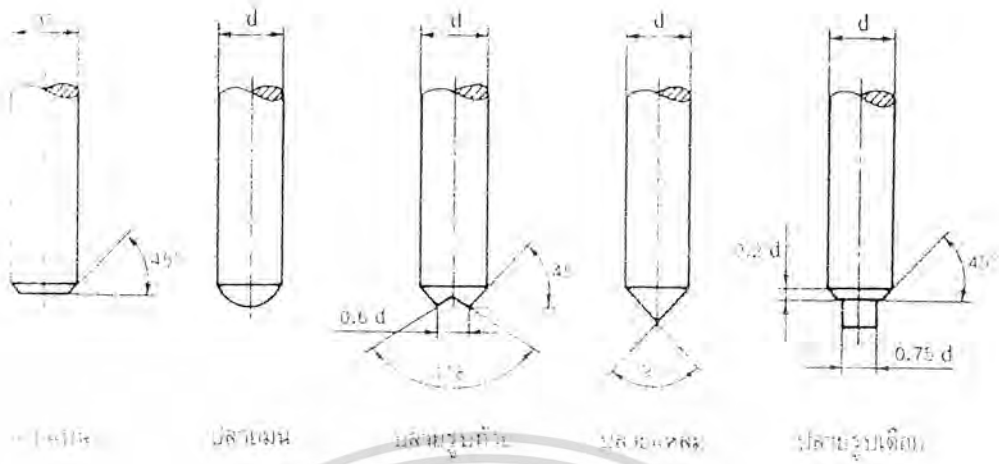
เป็นหมุดเกลียวขนาดเล็กมีรูปร่างต่าง ๆ กัน ส่วนมากที่หัวมักจะมีย่องเพื่อใช้ไขควงขันได้ โดยทั่วไปจะใช้กับงานประกอบชิ้นงานขนาดเล็ก เช่น พิมพ์ดีด หมุดเกลียว จักรกลลักษณะต่าง ๆ ดูได้จากรูปที่ 2.28 (ชาญ อดิงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)



2.4.4.5 หมุดเกลียวปรับ

เป็นหมุดเกลียวชนิดกึ่งยึด ใช้ป้องกันการเกิดการเคลื่อนที่สัมพัทธ์ระหว่างผิวเลื่อนสองผิวที่อยู่ติดกัน โดยใช้ผลจากความเสียดทาน เช่น ยึดปลอกเพลาให้ติดกับเพลา ยึดคูด้อยสายพานให้ติดกับเพลา เป็นต้น หมุดเกลียวปรับมีหัวและปลายต่าง ๆ กัน ดังรูปที่ 2.29 (ชาญ อดิงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ปลายของหมุดเกลียวปรับจะต้องทำให้แข็ง เพื่อป้องกันการสึกหรอและมักใช้กับการส่งแรงน้อย ๆ ขนาดของหมุดเกลียวปรับ d ที่เหมาะสมกับเพลามีขนาด D หาได้จากสมการที่ได้จากประสบการณ์ของผู้ที่ชำนาญการออกแบบคือ

$$d = 0.125D + 8 \text{ มิลลิเมตร}$$



รูปที่ 2.29 หมุกเกลียวปรับ

2.4.5 อุปกรณ์ล็อก

ในการยึดชิ้นงานให้ติดกันด้วยเกลียวทั่วไปจะต้องคิดถึงแรงสองชนิด ซึ่งรอยต่อมีผลตรงข้ามกันคือ

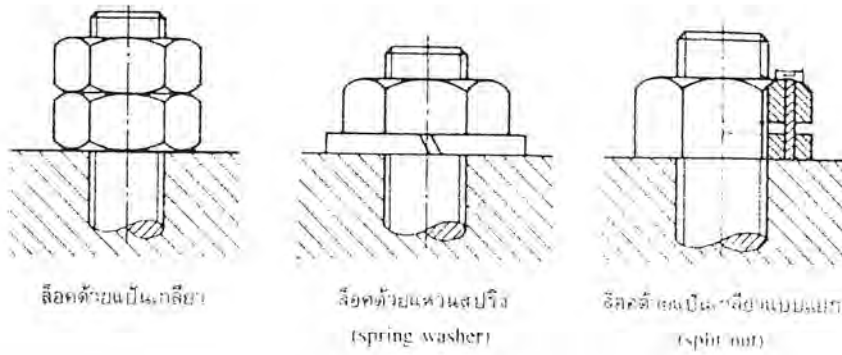
1. แรงที่ทำให้รอยต่อแหวน ซึ่งเกิดจากแรงในแนวแกน พยายามทำให้เกลียวคลายตัวหรือเกิดจากการสั่นสะเทือน
2. แรงที่เกิดจากความเสียดทานซึ่งต้านทานการคลายตัวของเกลียว

การออกแบบรอยต่อด้วยเกลียวจะออกแบบให้มีแรงเสียดทานเพื่อป้องกันเกลียวคลายตัว ปกติรอยต่อจะต้องแน่นเมื่ออยู่ภายใต้แรงนิ่ง แต่อย่างไรก็ตามรอยต่อส่วนมากจะอยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงหรือมีการสั่นสะเทือนซึ่งจะทำให้รอยต่อแหวนได้ ดังนั้นรอยต่อประเภทนี้จึงต้องมีอุปกรณ์เพิ่มเติม เพื่อต่อต้านการคลายตัวแทนที่จะใช้ความเสียดทานจากเกลียวแต่เพียงอย่างเดียว อุปกรณ์ล็อกมีใช้กันอยู่มาก ซึ่งอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดใหญ่ๆ คือ

1. อุปกรณ์ล็อกโดยอาศัยความเสียดทาน
2. อุปกรณ์ล็อกการเคลื่อนที่โดยตรง (positive locked)

2.4.5.1 อุปกรณ์ล็อกโดยอาศัยความเสียดทาน

ใช้ป้องกันการคลายตัวของแป้นเกลียวจากสติกเกลียวหรือคัต โดยเพิ่มความเสียดทานที่เกลียวให้มากขึ้นดังรูปที่ 2.30 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)



รูปที่ 2.30 อุปกรณ์ล๊อคโดยอาศัยความเสียดทาน

2.4.5.2 อุปกรณ์ล๊อคการเคลื่อนที่โดยตรง

ใช้ป้องกันการคลายตัวของแป้นเกลียวโดยใช้สลักพิน (split pin) คอตเตอร์พิน (cotter pin) แหวนสปริง หรืออุปกรณ์ล๊อคอย่างอื่น ๆ ดังรูปที่ 2.31 (ชาญ ตันคงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)



รูปที่ 2.31 อุปกรณ์ล๊อคการเคลื่อนที่โดยตรง

2.4.6 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว

กระทรวงอุตสาหกรรม โดยสำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมได้กำหนดมาตรฐานคุณสมบัติของ สลักเกลียว หมุดเกลียว และสลัด ใน บอ. 171-2519 ตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO/R898/1-4968 (E) ซึ่งทำจากเหล็กกล้าคาร์บอนหรือเหล็กกล้าผสมโลหะอื่น โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของเกลียวจะต้องไม่โตกว่า 39 มิลลิเมตร

การให้ชื่อของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสลัด บอ.โดยใช้ตัวเลขสองตัว ซึ่งมีความหมายดังนี้

- เลขตัวแรกบอค่า 1/100 ของค่าความต้านแรงดึงต่ำสุด มีหน่วยเป็น S/ตารางมิลลิเมตร
- เลขตัวที่สองบอค่าประมาณ 1/10 ของอัตราส่วนที่คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ ระหว่างค่าความต้านแรงดึงครากต่ำสุดกับค่าความต้านแรงดึงต่ำสุด

ค่าความต้านแรงดึงครากโดยประมาณ อาจหาได้จากผลคูณของเลขตัวแรกกับตัวที่สองแล้วคูณด้วยสิบ เช่น

สลักเกลียวมีชั้นคุณสมบัติ 4.6 มีความต้านแรงดึงต่ำสุดคือ $4 \times 100 = 400$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร
 อัตราส่วนระหว่างความต้านแรงดึงครากต่ำสุดกับความต้านแรงดึงต่ำสุดคือ $6 \times 10 = 60\%$

มีความต้านแรงดึงครากโดยประมาณ $4 \times 6 \times 10 = 240$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร คุณสมบัติทางกลของ
 สลักเกลียว หมุดเกลียว และสตัดชั้นคุณสมบัติ (property class) ต่าง ๆ ได้จากตารางที่ 2.15 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์
 อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.15 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตัด

คุณสมบัติ ทางกล	ชั้นคุณสมบัติ											
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
ความต้าน แรงดึง ต่ำสุด (N/mm ²)	340	400		500			600		800	1000	1200	1400
สูงสุด (N/mm ²)	490	550		700			800		1000	1200	1400	1600
ความต้าน แรงดึง ครากต่ำสุด (N/mm ²)	200	240	320	300	400	360	480					
ความเค้น พิสูจน์ 0.2% ต่ำสุด (N/mm ²)								540	640	900	1080	1260
การยืดหลัง จากขาด %	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7

การระบุคุณสมบัติทางกลของแป้นเกลียวทำโดยใช้ตัวเลขหนึ่งตัว ซึ่งความหมายของเลขตัวนี้จะบอกค่า
 1/100 ของความเค้นพิสูจน์ (proof load stress) เป็น นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร

ตัวอย่างเช่น แป้นเกลียวชั้นคุณสมบัติ 4 มีค่าความเค้นพิสูจน์เท่ากับ $4 \times 100 = 400$ นิวตันต่อตาราง
 มิลลิเมตร

ค่าความเค้นพิสูจน์จะสอดคล้องกับค่าความต้านแรงดึงของสลักเกลียวและสตัด ที่ใช้ประกอบกับแป้นเกลียว
 ดังตารางที่ 2.16 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.16 ความเค้นพิสูจน์ของแป้นเกลียว

ชั้นคุณสมบัติ	4	5	6	8	10	12	14
ความเค้นพิสูจน์(นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร)	400	500	600	800	1000	1200	1400

การแสดงผลคุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว สลัก และแป้นเกลียว จะแสดงไว้ที่หัวข้อของสลักเกลียว หมุดเกลียว สลัก และที่คิ้วของแป้นเกลียว โดยบอกตัวเลขตามชั้นคุณสมบัติดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

2.4.7 ความเค้นที่รอยต่อด้วยเกลียว

รอยต่อด้วยเกลียวจะเสียหายได้หลายประการ เช่น สลักเกลียวขาดด้วยแรงเฉือน เกลียวขาด เป็นต้น แต่การเสียหายส่วนมากเกิดขึ้นจากตัวของสลักเกลียวขาด ซึ่งมักจะขาดใกล้บริเวณหัวด้วยเหตุนี้เองการคำนวณออกแบบส่วนใหญ่จึงเป็นการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว

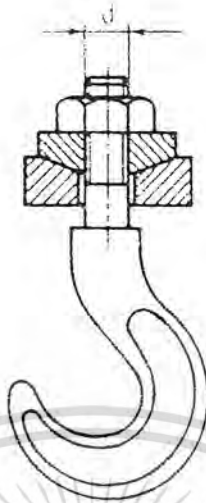
รอยต่อด้วยสลักเกลียวอาจแบ่งตามภาวะการประกอบและการรับแรง ออกเป็น 5 ประเภทใหญ่ ๆ ดังนี้

1. ไม่มีความเครียดหรือไม่มีแรงค้ำก่อนใช้งาน
2. มีความเครียดหรือมีแรงค้ำก่อนใช้งาน โดยไม่มีแรงภายนอกในแนวนอน
3. มีความเครียด รับแรงภายนอกในแนวนอน
4. มีความเครียด รับแรงเฉือนจากภายนอก
5. มีความเครียด รับแรงเยื้องศูนย์กลาง

การคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียวภายใต้ภาวะต่าง ๆ จะแตกต่างกันไปซึ่งจะได้กล่าวต่อไปดังนี้

2.4.7.1 รอยต่อที่ไม่มีมีความเครียดหรือไม่มีแรงค้ำก่อนใช้งาน

ในงานปฏิบัติทางด้านวิศวกรรมเครื่องกลแล้วมักไม่นิยมใช้รอยต่อชนิดนี้ แต่ก็มีชิ้นงานบางอย่างที่ใช้รอยต่อในลักษณะนี้ เช่น เกลียวที่ปลายขอเกี่ยวของเครื่องยก ดังรูปที่ 2.32 (ชาญ อดิงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) เป็นตัวอย่างของรอยต่อที่ไม่มีแรงค้ำในสลักเกลียวก่อนใช้งาน แป้นเกลียวหมุนสวมเข้ากับสลักเกลียวอย่างอิสระแล้วยึดไว้ด้วยสลักเพื่อป้องกันมิให้เกลียวคลายออก เมื่อมีแรงจากภายนอกกระทำในแนวแกนจะทำให้สลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงค้ำ การคำนวณในกรณีนี้ก็เพียงแต่หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของส่วนที่เป็นเกลียวก็เพียงพอแล้ว



รูปที่ 2.32 ขอเกี่ยว

แม้ว่าตามข้อเท็จจริงแล้วรอยต่อชนิดนี้มีชิ้นน้อยมาก แต่สิ่งที่น่าสนใจก็คือในด้านของการปฏิบัติงานมีอยู่หลายกรณีที่มีกจะลดความแน่นนอนลงเพื่อให้คำนวณได้ง่าย แล้วเลือกใช้วิธีการเลือกแรงที่ใช้ในการออกแบบหรือหาค่าความเค้นใช้งานให้เหมาะสมกัน

สนกรคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียวชนิดนี้จะใช้ข้อสมมติฐานดังนี้คือ ให้แรงกระทำในแนวแกนของสลักเกลียวเท่านั้น

ความเค้นที่เกิดขึ้นกระจายอย่างสม่ำเสมอทั่วพื้นที่หน้าตัดของเกลียว

พื้นที่หน้าตัดที่วิกฤตที่สุดของสลักเกลียวอยู่ที่บริเวณเกลียว ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียว แต่ในทางปฏิบัติมักนิยมคิดพื้นที่ที่รับความเค้นจริง ซึ่งเรียกว่าพื้นที่รับความเค้น (stress area) ซึ่งมีค่ามากกว่าพื้นที่ที่หาจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียวเล็กน้อย ทั้งนี้เพราะส่วนของเนื้อเกลียวก็ช่วยในการรับแรงด้วย การหาขนาดของสลักเกลียวในกรณีนี้หาได้จากสมการ

$$\sigma_{st} = \frac{F}{A_s} \quad (2.79)$$

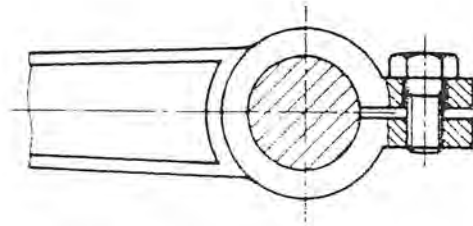
โดยที่ σ_{st} คือค่าความเค้นใช้งาน

A_s คือพื้นที่รับความเค้น

เมื่อรู้ค่า A_s แล้วก็สามารถหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของเกลียวที่ควรจะใช้ จากตารางที่ 2.13 หรือตารางที่ 2.14 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

2.4.7.2 รอยต่อที่มีความเครียดหรือมีแรงค้ำก่อนใช้งาน โดยไม่มีแรงภายนอกในแนวแกน

รอยต่อชนิดนี้ได้แก่ รอยต่อของคุมคาน ซึ่งเป็นสองชั้น ดังรูปที่ 2.33 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) คุมทั้งสองชั้นยึดติดกันได้ด้วยสลักเกลียว เพื่อให้คานบีบแน่นกับเพลลา ความคั่นระหว่างคุมกับเพลลาจะทำให้เกิดความเสียหายป้องกันมิให้คุมคานหมุนหรือเลื่อนไปบนเพลลาได้



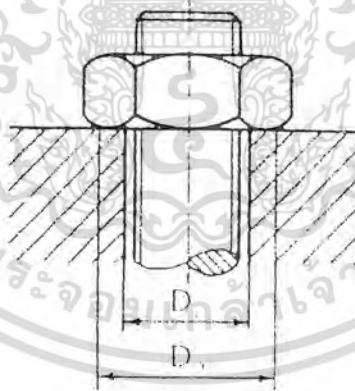
รูปที่ 2.33 รอยต่อของคอกาน

เมื่อขันสลักเกลียวด้วยประแจขันจะทำให้เกิดแรงดึงสลักเกลียวก่อนใช้งาน และในขณะที่เดียวกันมักจะมีแรงบิดหรือโมเมนต์บิด T_1 เนื่องจากความเสียดทานระหว่างเกลียว

นอกจากโมเมนต์บิด T_1 ในเกลียวแล้วยังมีโมเมนต์บิด T_2 เกิดขึ้นที่หัวสลักเกลียวและเป็นเกลียว เนื่องจากความเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างแป้นเกลียวกับชิ้นงานที่ต้องการยึด ขณะที่ขันแป้นเกลียวลงบนสลักเกลียว แป้นเกลียวจะกดทับผิวหน้าของชิ้นงานที่ต้องการยึดหรือกดกับแหวนรองดังรูปที่ 2.34 (ชาญ ถนัดงาน, วัทธิ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) เมื่อขันแป้นเกลียวให้แน่นขึ้นอีก แรงดันระหว่างแป้นเกลียวกับชิ้นงานจะเพิ่มมากขึ้นทำให้เกิดความเสียดทานบนผิวสัมผัสเพิ่มมากขึ้น

ดังนั้นโมเมนต์บิด T ที่ต้องใช้ในการขันแป้นเกลียวด้วยประแจ อย่างน้อยต้องมีค่าเท่ากับผลรวมของโมเมนต์บิดในเกลียว T_1 และโมเมนต์บิดเนื่องจากความเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างแป้นเกลียวกับชิ้นงาน นั่นคือ

$$T = T_1 + T_2 \quad (2.80)$$



รูปที่ 2.34 สลักเกลียวและแป้นเกลียวขณะกดชิ้นงาน

โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันแป้นเกลียวนี้ ทำให้เกิดแรงดึงในแนวแกนของสลักเกลียว เรียกว่าแรงดึงขั้นต้น (initial tension) F_i ถ้าใช้ประแจขันด้วยมือ ความแน่นพอดีของรอยต่อจะขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้ขัน ในกรณีที่ขนาดของแรงดึงมีความสำคัญต่อการทำงานของรอยต่อมาก เช่น ฝาภาชนะความดัน ฝาสูบของเครื่องยนต์ เป็นต้น จะต้องใช้ประแจขันชนิดที่มีอุปกรณ์สำหรับบอกขนาดของโมเมนต์บิดได้คือประแจปอนด์ (torque wrench) การใช้

ประแจลม (pneumatic wrench) ก็เป็นที่นิยมใช้กันมาก เมื่อโมเมนต์บิดถึงค่าที่ต้องการแล้ววาล์วลมก็จะปิดมิให้ลมผ่านมายังประแจที่ใช้ขึ้น

สูตรสำเร็จที่นิยมใช้ในการประมาณค่าโมเมนต์บิดสำหรับการขันสลักเกลียวทั่วไปคือ

$$T = CdF_i \quad (2.81)$$

- โดยที่ C คือสัมประสิทธิ์ของโมเมนต์บิด
 d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว
 F_i คือแรงค้ำขึ้นคั้น

ค่าสัมประสิทธิ์ของโมเมนต์บิดนี้จะเปลี่ยนไปตามลักษณะและคุณภาพของเกลียว ค่าที่แนะนำให้ใช้คือ

$$C = 0.15 \quad \text{เมื่อมีการหล่อลื่น}$$

$$C = 0.20 \quad \text{เมื่อไม่มีการหล่อลื่น}$$

ในการขันสลักเกลียว โมเมนต์บิด T_r จะทำให้เกิดความเค้นเฉือนขึ้นในสลักเกลียว ความเค้นเฉือนนี้จะคงอยู่ในสลักเกลียวถึงแม้ว่าจะขันเสร็จแล้ว ทั้งนี้เนื่องมาจากความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของแป้นเกลียวกับหน้างานที่อัดกันอยู่ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว โมเมนต์บิดส่วนนี้จะประมาณได้จาก

$$T_r = 0.4T \quad (2.82)$$

โดยทั่วไปแล้วค่าความเค้นเฉือนที่เกิดจากโมเมนต์บิด T_r นี้มีค่าไม่มากนัก จึงไม่ต้องนำมาใช้ในการคำนวณขนาดของสลักเกลียว อีกประการหนึ่งความสั่นสะเทือนจากการใช้งานจะช่วยให้โมเมนต์บิดนี้ลดหายไปเกือบหมด

แรงค้ำในชั้นคั้นสูงสุดและโมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันสลักเกลียว สำหรับวัสดุชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ ซึ่งอาจจะใช้เป็นแนวทางในการขันสลักเกลียวได้แสดงอยู่ในตารางที่ 2.17 (ชายุทธ วัฒนางาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.17 แรงค้ำในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุด และโมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันสลักเกลียวปกติและแบบคอค (ก) สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ - เกลียวธรรมดา

เกลียว	แถว	แรงค้ำในแนวแกน F_i เป็น kN ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ						โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ					
		4.6	5.6	6.9	8.8	10.9	12.9	4.6	5.6	6.9	8.8	10.9	12.9
M5	1	2.40	3.0	5.35	6.35	8.95	10.70	2.2	2.8	5.0	6.0	8.5	10.0
	2	-	-	-	3.50	4.95	5.90	-	-	-	3.3	4.6	5.5
	3	-	-	-	6.55	9.20	11.10	-	-	-	5.5	8.0	9.5
M6	1	3.35	4.2	7.55	9.00	12.60	15.10	3.8	4.7	8.5	10.0	14.0	17.0
	2	-	-	-	5.00	7.05	8.45	-	-	-	8.5	8.0	9.5
	3	-	-	-	9.25	13.00	15.60	-	-	-	9.5	13.0	16.0
M8	1	6.20	7.7	13.90	16.50	23.20	27.90	9.3	12.0	21.0	25.0	35.0	41.0
	2	-	-	-	9.70	13.70	16.40	-	-	-	14.0	20.0	24.0
	3	-	-	-	17.00	23.90	28.70	-	-	-	23.0	32.0	39.0
M10	1	9.90	12.3	22.10	26.20	36.90	44.30	18.0	23.0	41.0	49.0	69.0	83.0
	2	-	-	-	15.70	22.10	26.50	-	-	-	29.0	41.0	50.0
	3	-	-	-	27.10	38.00	45.70	-	-	-	46.0	54.0	77.0
M12	1	14.40	18.0	32.40	38.20	54.00	64.50	32.0	40.0	72.0	86.0	120.0	145.0
	2	-	-	-	23.40	33.00	39.50	-	-	-	52.0	74.0	88.0
	3	-	-	-	39.50	55.50	66.70	-	-	-	80.0	110.0	135.0

ตารางที่ 2.17 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุด และโมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันสลักเกลียวปกติและแบบคอค
(ก) - (ต่อ) สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ - เกลียวธรรมดา

เกลียว	แถว	แรงดึงในแนวแกน F_t เป็น kN						โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm					
		ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ						ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ					
		4.6	5.6	6.9	8.8	10.9	12.9	4.6	5.6	6.9	8.8	10.9	12.9
M14	1	19.70	24.61	44.30	52.50	74.00	83.50	51.0	64.0	115.0	135.0	190.0	230.0
	2	-	-	-	32.30	45.50	54.50	-	-	-	84.0	120.0	140.0
	3	-	-	-	54.00	76.00	91.30	-	-	-	125.0	180.0	215.0
M16	1	28.30	34.0	61.50	73.00	102.00	123.00	80.0	100.0	180.0	210.0	295.0	355.0
	2	-	-	-	46.20	65.00	78.00	-	-	-	135.0	190.0	225.0
	3	-	-	-	75.00	105.00	126.00	-	-	-	195.0	275.0	330.0
M18	1	33.00	41.0	74.00	88.00	124.00	142.00	153.0	175.0	245.0	290.0	405.0	485.0
	2	-	-	-	55.00	78.00	93.50	-	-	-	180.0	255.0	305.0
	3	-	-	-	90.50	127.00	153.00	-	-	-	270.0	390.0	455.0
M20	1	42.50	55.0	96.00	114.00	160.00	195.00	109.0	140.0	245.0	310.0	580.0	690.0
	2	-	-	-	73.50	103.00	124.00	-	-	-	265.0	375.0	450.0
	3	-	-	-	117.00	164.00	197.00	-	-	-	385.0	540.0	650.0
M22	1	53.00	66.0	119.00	141.00	199.00	239.00	202.0	260.0	465.0	550.0	780.0	915.0
	2	-	-	-	93.50	132.00	158.00	-	-	-	365.0	520.0	625.0
	3	-	-	-	145.00	205.00	245.00	-	-	-	510.0	720.0	875.0
M24	1	61.00	76.0	138.00	164.00	230.00	276.00	265.0	330.0	600.0	710.0	1000.0	1200.0
	2	-	-	-	106.00	149.00	179.00	-	-	-	460.0	650.0	790.0
	3	-	-	-	169.00	237.00	294.00	-	-	-	660.0	930.0	1100.0

ตารางที่ 2.17 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุด และโมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันสลักเกลียวปกติและแบบคอค
(ข) สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ - เกลียวละเอียด

เกลียว	แถว	แรงดึงในแนวแกน F_t เป็น kN			โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm		
		ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ			ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ		
		8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9
M8x1	1	18.1	25.5	30.6	27	38	45
	2	11.2	15.7	18.9	17	23	28
	3	18.6	26.2	31.5	25	35	42
M10x1.25	1	28.3	39.8	47.7	52	73	88
	2	17.6	24.8	29.8	33	46	55
	3	29.1	40.9	49.1	49	69	82
M12x1.25	1	43.3	61.0	75.0	85	125	160
	2	28.1	39.5	47.4	61	86	105
	3	44.6	62.3	75.0	88	125	150
M12x1.5	1	40.7	57.0	68.5	90	125	150
	2	25.7	36.1	43.4	57	80	96
	3	41.9	59.0	70.5	83	115	140

ตารางที่ 2.17 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุด และโมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันสลักเกลียวปกติและแบบคอด
(ข) - (ต่อ) สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ - เกลียวละเอียด

เกลียว	แถว	แรงดึงในแนวแกน F_t เป็น kN ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ			โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ		
		8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9
M16x1.5	1	79.0	117.0	138.0	275	315	380
	2	53.0	74.0	89.0	150	210	235
	3	81.5	114.0	137.0	210	295	350
M20x1.5	1	130.0	180.0	220.0	460	640	770
	2	90.0	127.0	152.0	315	445	530
	3	134.0	189.0	226.0	425	600	720
M24x2	1	182.0	257.0	309.0	780	1100	1300
	2	125.0	176.0	212.0	530	750	900
	3	188.0	265.0	318.0	720	1000	1200
M30x2	1	300.0	422.0	506.0	1600	2250	2700
	2	212.0	299.0	369.0	1150	1600	1900
	3	308.0	433.0	520.0	1450	2050	2500

แถวที่ 1 : สำหรับสลักเกลียวปกติที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่หรือเล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียว และมีความหนาแน่นของเกลียว

แถวที่ 2 : สำหรับสลักเกลียวแบบคอด ขนาดตามเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่หรือเล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียว และมีการหลอกลืนที่เกลียว

แถวที่ 3 : สำหรับสลักเกลียวปกติแบบแถวที่ 1 แต่เกลียวมีลักษณะเป็นเกลียวเดี่ยว

ในการออกแบบบางครั้งอาจต้องตัดสินใจเลือกค่าความเค้นที่เกิดจากการขันสลักเกลียวก่อนใช้งานหรือความเค้นขั้นต้น (initial stress) σ_i สำหรับงานทางด้านโครงสร้างนิยมขันสลักเกลียวจนมีความเค้นเกิดขึ้นต่ำกว่าหรือเท่ากับความต้านแรงดึงคราก นั่นคือ $\sigma_i \leq \sigma_y$ สำหรับงานทางด้านเครื่องจักรกลจะเลือกใช้ความเค้นขั้นต้นของสลักเกลียวให้มีค่าน้อยกว่า $\sigma_{0.2}$ หรือ σ_y ซึ่งอาจแปรผันอยู่ระหว่าง $0.75\sigma_y$ (สำหรับอุตสาหกรรมการผลิตยนต์บางแห่ง) ถึง $0.9\sigma_y$ หรือมากกว่านี้ สำหรับสลักเกลียวที่รับแรงดึงอาจใช้ค่าดังนี้คือ

$$\sigma_i \approx 0.90\sigma_{0.2} \quad \text{เมื่อมีค่าความเค้นพิสูจน์}$$

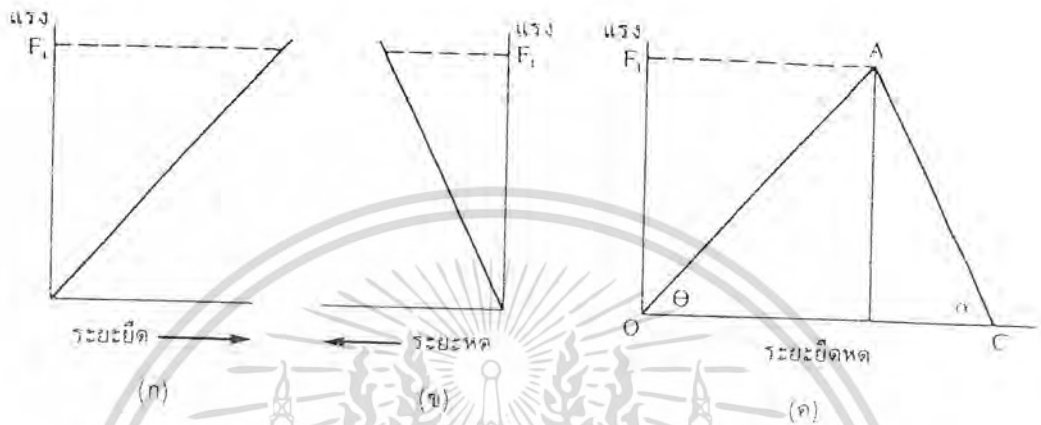
$$\sigma_i \approx 0.85\sigma_y \quad \text{เมื่อมีค่าความต้านแรงดึงคราก}$$

ซึ่งจะได้ผลเป็นที่น่าพอใจโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อไม่มีปะเก็นที่รอยต่อ เมื่อได้ตัดสินใจเลือกใช้ σ_i ที่เหมาะสมแล้ว จึงหาแรงดึงในแนวแกนเนื่องมาจากการขันได้จาก $F_t = \sigma_i A_s$

2.4.7.3 รอยต่อที่มีความเครียดหรือมีแรงดึงก่อนใช้งาน โดยมีแรงภายนอกในแนวแกน

รอยต่อชนิดนี้ใช้กับรอยต่อที่ต้องการความแน่นหนาหรือต้องการกันรั่ว เช่น รอยต่อของฝาปิดภาชนะ ความดัน หน้าแปลน ฝาสูบของเครื่องยนต์ เป็นต้น วิธีการคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียววิธีนี้

นิยามใช้กับการคำนวณรอยต่อด้วยสลักเกลียวเป็นส่วนมาก รอยต่อจะต้องแน่นและไม่เปิดคือไม่แยกออกจากกันจนมีช่องว่างระหว่างชิ้นงานที่ต่อกันในขณะรับแรง ดังนั้นจึงมักจะถือเป็นกฎว่าจะต้องขันสลักเกลียวจนกระทั่งแรงดึงชิ้นต้นมีค่ามากกว่าแรงที่จะทำให้รอยต่อเปิดออกเพื่อให้รอยต่อปลอดภัย เพราะฉะนั้นจึงต้องทำการวิเคราะห์ว่าจะต้องขันเป็นเกลียวให้เกิดแรงดึงในสลักเกลียวเท่าใด รอยต่อจึงจะไม่เปิดในขณะใช้งาน



รูปที่ 2.35

พิจารณาผลของสูลในช่วงยึดหยุ่นของวัสดุ เมื่อขันเป็นเกลียวจะทำให้สลักเกลียวมีแรงดึงเพิ่มขึ้น สลักเกลียวจะยืดออก และในเวลาเดียวกันชิ้นงานที่อยู่ระหว่างหัวของสลักเกลียวกับเป็นเกลียวก็จะหดตัวดังรูปที่ 2.35 (ก) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) และรูปที่ 2.35(ข) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) เส้นที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยืดหดจะเป็นเส้นตรง แต่ความชันของเส้นต่างกัน ถ้าชิ้นงานมีความแข็งดึง (stiffness) มาก เส้นก็ชันมากเนื่องจากต้องใช้แรงในการทำให้ยืดหดมาก โดยปกติแล้วชิ้นงานที่ต้องการต่อมักมีความแข็งดึงมากกว่าสลักเกลียว ฉะนั้นมุม α จึงมากกว่า θ เสมอ ความชันของเส้น AC เป็นลบเนื่องจากการหดตัว

ถ้าให้ k_b และ k_c เป็นค่าความแข็งดึงของสลักเกลียวและชิ้นงานตามลำดับแล้ว จะได้ว่า

$$\text{สำหรับสลักเกลียว } \tan \theta = k_b = \frac{F_i}{\delta_b}$$

$$\text{สำหรับชิ้นงาน } \tan \alpha = k_c = \frac{F_i}{\delta_c}$$

$$\text{แรงดึงชิ้นต้นคือ } F_i = \sigma_1 A = E \epsilon A = E \frac{\delta}{l} A$$

$$\text{ฉะนั้น } F_i = \left[\frac{EA}{l} \right] \delta_b = k_b \delta_b \quad (2.83)$$

ซึ่งเป็นสมการเดียวกันกับการยึดหยุ่นของสปริง ดังนั้นความแข็งดึงคือ

$$k_b = \frac{EA}{l} \quad (2.84)$$

ในกรณีที่ชิ้นงานมีปะเก็นรองรับ (ซึ่งมีความแข็งตั้งไม่เท่ากับของสลักเกลียว) หรือกรณีที่สลักเกลียวมีขนาดหน้าตัดไม่เท่ากัน โดยตลอดแล้ว จะคำนวณหาค่าความแข็งตั้งรวมได้จาก

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots \quad (2.85)$$

$$= \frac{I_1}{E_1 A_1} + \frac{I_2}{E_2 A_2} + \frac{I_3}{E_3 A_3} + \dots$$

โดยที่ E_1, E_2, E_3, \dots เป็นค่าโมดูลัสความยืดหยุ่น

ในกรณีของชิ้นงานจะหาค่าความแข็งตั้ง k_c ได้ยาก เนื่องจากไม่อาจหาตำแหน่งที่ที่กดกันอยู่จริง ๆ ได้ อย่างแน่นอน เพราะค่าความเค้นที่เกิดขึ้นบนชิ้นงานจะแผ่กระจาย ดังรูปที่ 2.36 ดังนั้นโดยทั่วไปมักจะคิดว่าส่วนที่รับแรงเป็นแท่งทรงกระบอกกลวง โดยถือว่าส่วนของชิ้นงานที่อยู่นอกวงกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $D_B \geq 3d_u$ จะไม่มีการยืดหด และถ้าความหนาของชิ้นงานที่นำมายึด $I_c \leq 20d_u$ แล้ว สามารถคำนวณหาพื้นที่หน้าตัดของทรงกระบอกนี้ได้จากสมการ

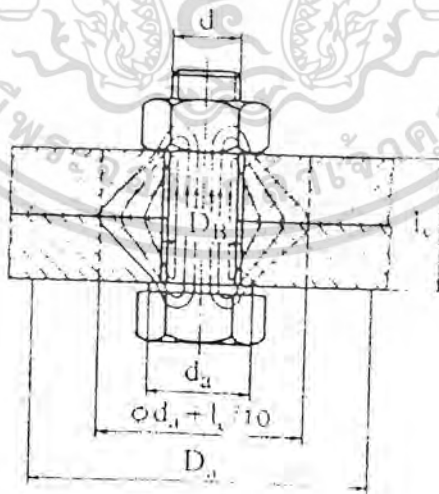
$$A_c \approx \frac{\pi}{4} \left[\left(d_u + \frac{I_c}{10} \right)^2 - D_B^2 \right] \quad (2.86)$$

โดยที่ A_c คือพื้นที่หน้าตัดของทรงกระบอกกลวง

d_u คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตสุดของหัวหรือเป็นเกลียว ถ้าเป็นหัวหกเหลี่ยมก็มีขนาดเท่ากับขนาดของบ่า หรือความกว้างของคานขานของหัว ถ้าเป็นแบบหัวกลมก็ได้ใช้เท่ากับขนาดของหัว แต่โดยทั่วไปอาจใช้ $d_u \approx 1.5d$

I_c คือความหนาของชิ้นงานที่นำมายึด

D_B คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะบนชิ้นงาน โดยทั่วไปมักใช้ $D_B \approx 1.41d$ แต่ถ้าเป็นชิ้นงานที่ผลิตโดยการหล่อจะใช้ $D_B \approx 1.25d$

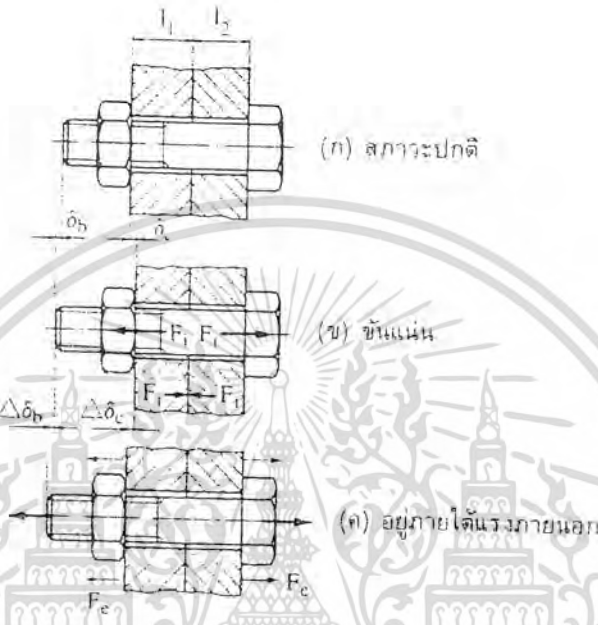


รูปที่ 2.36. การกระจายความเค้นบนชิ้นงาน

ดังนั้นจึงหาค่าความแข็งตึงของชิ้นงานได้จากสมการ

$$k_c = \frac{F_i}{\delta_c} = \frac{A_c E_c}{l_c} \quad (2.87)$$

โดยที่ k_c เป็นค่าความแข็งตึงของชิ้นงาน



รูปที่ 2.37. รอยต่อด้วยสลักเกลียว

ก. แรงและระยะยืดหดเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึงในแนวแกน พิจารณารอยต่อด้วยสลักเกลียวดังรูปที่ 2.37 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) เมื่อขันเป็นเกลียวให้แน่นดังรูปที่ 2.37(ข) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ทำให้เกิดแรงดึงชั้นต้น F_i ทำให้สลักเกลียวยืดออก δ_c และในเวลาเดียวกันชิ้นงานจะหดตัวลง δ_b ซึ่งเขียนรูปแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยืดหดได้ดังรูปที่ 2.38 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) เมื่อมีแรงภายนอก F_e มากระทำกับรอยต่อ สลักเกลียวจะยืดออก $\Delta\delta_c$ ด้วย โดยที่ $\Delta\delta_b = \Delta\delta_c$ (เนื่องจากยึดอยู่ด้วยกัน) ทำให้แรงที่เกิดขึ้นบนสลักเกลียวเพิ่มขึ้น ΔF_b ถ้าใส่แรงเพิ่มขึ้นอีกสลักเกลียวจะยืดออกตามเส้น OM ดังรูปที่ 2.38 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) และชิ้นงานก็จะหดตัวตามเส้น AC รอยต่อจะเปิดเมื่อชิ้นงานมีระยะยืดหดเป็นศูนย์คืออยู่ที่จุด C เพราะถ้าสลักเกลียวยืดออกไปอีก (เลขยก M) ชิ้นงานไม่สามารถยืดออกไปได้อีกแล้ว รอยต่อจึงเปิด และที่จุด C นี้ระยะยืดของสลักเกลียวทั้งหมดคือระยะทาง องศาเซลเซียส และแรงทั้งหมดบนสลักเกลียวคือ $CM = F_0$ ซึ่งเป็นแรงภายนอกสูงสุดที่กระทำที่รอยต่อได้โดยที่รอยต่อจะไม่เปิด และจะใช้เป็นสภาวะวิกฤตในการออกแบบ

จากสามเหลี่ยมคล้าย OGA และ องศาเซลเซียส M

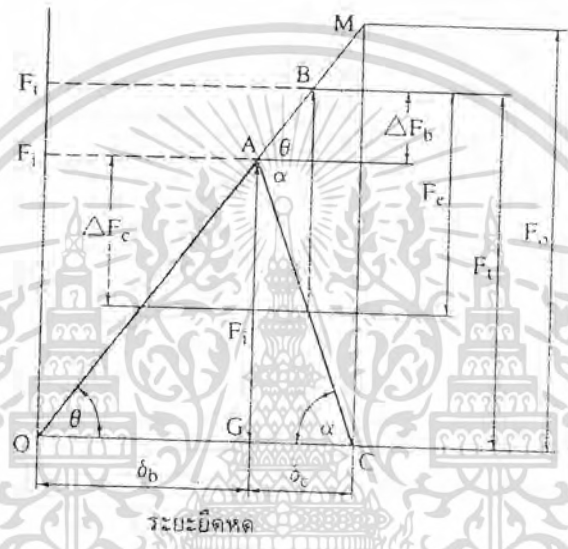
$$\frac{F_0}{F_i} = \frac{\delta_b + \delta_c}{\delta_b}$$

หรือ
$$F_o = F_i \left[\frac{\delta_b + \delta_c}{\delta_b} \right]$$

ซึ่งอาจเขียนในรูปของความแข็งค้ำได้เป็น

$$F_o = F_i \left[\frac{k_b + k_c}{k_c} \right] \quad (2.88)$$

หรือ
$$F_i = F_o \left[\frac{k_c}{k_b + k_c} \right] \quad (2.89)$$



รูปที่ 2.38 แรงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว

จากสมการเหล่านี้ F_o เป็นแรงภายนอกที่จะทำให้รอยต่อเปิดได้ถ้ามีแรงค้ำขึ้นค้ำ F_i หรืออีกนัยหนึ่งถ้ารู้แรงภายนอก F_o ก็สามารถคำนวณได้ว่าจะต้องขึ้นให้มึแรงค้ำขึ้นค้ำ F_i อย่างน้อยที่สุดเท่าใดจึงจะใช้งานได้ ในทางปฏิบัติแล้วนิยมใช้ค่า F_o มากกว่าแรงภายนอก 1.2 ถึง 2 เท่าเมื่อรอยต่อไม่มีปะเก็น นั่นคือให้ $F_o = QF_c$ เมื่อ F_c เป็นแรงภายนอกจริง ๆ ดังนั้น

$$F_i = QF_c \left[\frac{k_c}{k_b + k_c} \right] \quad (2.90)$$

ให้จำไว้เสมอว่า รอยต่อกันรื้ออาจต้องทำการทดสอบด้วยความดันสถิต 1.5 ถึง 2 เท่าของความค้ำใช้งานค่าของ F_i จากสมการที่ 2.90 อาจมีค่าน้อยกว่าหรือมากกว่าแรงภายนอก F_c ได้ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า Q , k_c และ k_b

จากรูปที่ 2.38 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) สมมติว่าชิ้นสลักเกลียวจะมีแรงค้ำขึ้นค้ำ F_i และรอยต่อรับแรง F_c ขณะนี้ชิ้นส่วนต่างๆ ทั้งหมดอยู่ในช่วงยืดหยุ่น สลักเกลียวจะยืดออก $\Delta\delta_b$ และสลักเกลียวรับแรงรวม F_i คืออยู่ที่จุด B แรงนี้เปลี่ยนไปจากเดิม ΔF_b ซึ่งสัมพันธ์กับระยะยืด $\Delta\delta_b$ และชิ้นงานก็จะรับแรงน้อยลง $\Delta F_c = F_c - \Delta F_b$

ระยะยืดของชิ้นงานที่เปลี่ยนแปลง

$$\Delta\delta_c = \frac{\Delta F_c}{k_c} = \frac{F_c - \Delta F_b}{k_c} = \frac{\Delta F_b}{k_c}$$

ถ้าสมการหาค่า ΔF_b จะได้

$$\Delta F_b = F_c \left[\frac{k_b}{k_b + k_c} \right]$$

ดังนั้นแรงรวมที่กระทำกับสลักเกลียว

$$F_t = F_i + \Delta F_b$$

$$F_t = F_i + F_c \left[\frac{k_b}{k_b + k_c} \right] \quad (2.91)$$

ในทำนองเดียวกันแรงรวมที่คอบนชิ้นงาน

$$F_c = F_i - F_c \left[\frac{k_c}{k_b + k_c} \right] \quad (2.92)$$

โดยที่ F_t คือแรงรวมบนสลักเกลียว

F_c คือแรงรวมบนชิ้นงาน

F_i คือแรงค้ำขึ้นต้น

F_c คือแรงภายนอกในแนวแกน

ข. แรงและระยะยืดคอบนชิ้นงานเมื่ออยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงในแนวแกน เมื่อสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงกระทำ เช่น ในกรณีของสลักเกลียวขันฝาสูบของเครื่องยนต์สันดาปภายใน จำเป็นจะต้องพิจารณาถึงความยืดหยุ่นของสลักเกลียวเพื่อป้องกันการแตกหักในบริเวณที่มีความเค้นหนาแน่น รอยต่อสลักเกลียวที่อยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงมักจะเสียหายเนื่องจากความล้า เช่น บริเวณที่เปลี่ยนพื้นที่หน้าตัด ภายใต้หัว ปลายเกลียว ที่โคนเกลียว และภายในบริเวณแป้นเกลียว

วิธีการหลักที่ใช้ทำให้ความต้านแรงททานของสลักเกลียวเพิ่มขึ้น เพื่อลดการเสียหายจากความล้าทำได้โดย

1. ทำไนโตรคิง (nitriding) กับสลักเกลียว ซึ่งในทางปฏิบัติพบว่าทำให้ผลจากความเค้นหนาแน่นบริเวณเกลียวลดลง

2. ทำให้เกิดความเค้นคอบนโคนเกลียวโดยใช้วิธีการขึ้นรูปเกลียวด้วยการรีด (rolled) แทนการตัดเกลียว ทำให้ความเค้นหนาแน่นลดลง

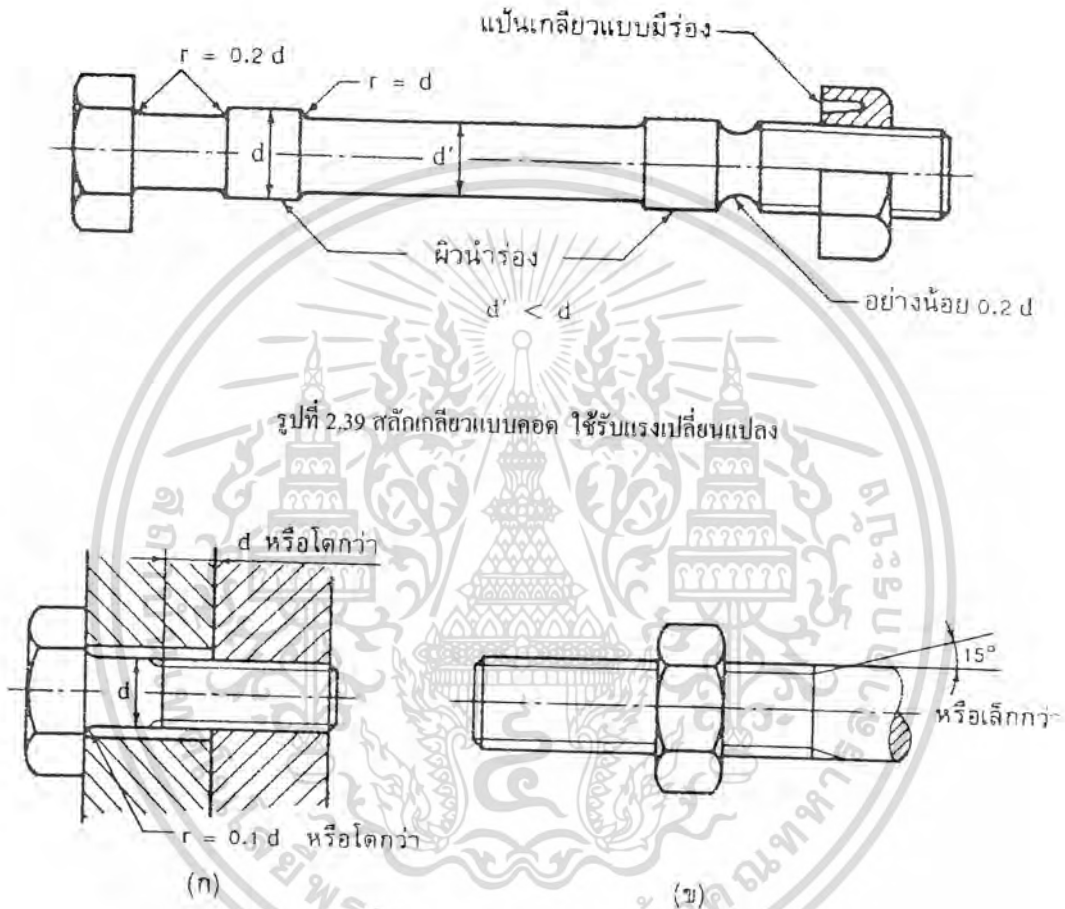
3. ลบมุมต่างๆ ที่มีความคม เช่น ที่รอยต่อระหว่างตัวสลักเกลียวกับหัวตัดเกลียว มุมแหลมที่ยอดเกลียว และโคนเกลียว

4. ความยาวของส่วนที่มีเกลียวของสลักเกลียวเมื่อขันแป้นเกลียวแล้ว ควรยาวไม่น้อยกว่าความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว ดังรูปที่ 2.40(ก) (ชาฮู ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

5. ลดขนาดของลำตัวสลักเกลียวลง ให้เล็กกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโคนเกลียวเล็กน้อย จะช่วยเพิ่มคุณสมบัติในการยึดหยุ่นของสลักเกลียวมากขึ้น ซึ่งทำให้รับแรงกระทำได้ดีขึ้น และโคสลักเกลียวที่มีความแข็งแรงสม่ำเสมอตลอดทั้งตัวสลักเกลียว ดังรูปที่ 2.39 (ชาฮู ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

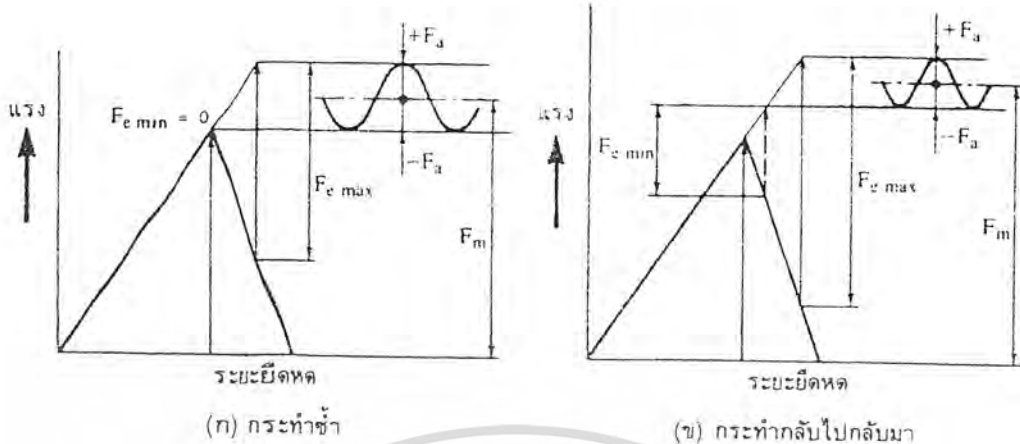
6. มุมที่เกลียวสิ้นสุดบนตัวสลักเกลียว ไม่ควรเกิน 15° ดังรูปที่ 2.40(ข) (ชาฮู ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

7. ทำให้เป็นเกลียวมีรูเรียวหรือใช้เป็นเกลียวแบบมีร่อง ดังรูปที่ 2.39 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)
8. ใช้อุปกรณ์ล็อกเพื่อป้องกันเกลียวคลายทำให้มีแรงดึงในคัตสลักเกลียวตลอดเวลา ซึ่งช่วยลดผลจากแรงกระแทกและเพิ่มค่าความต้านแรงทนทาน



รูปที่ 2.40 การเพิ่มความแข็งแรงให้กับสลักเกลียว

เมื่อสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง ซึ่งอาจเปลี่ยนจาก F_c มีค่าเป็นศูนย์จนมีค่าสูงสุด $F_{c,max}$ ดังรูปที่ 2.41(ก) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) หรือเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่างแรงที่มีค่าต่ำสุด $F_{c,min}$ จนมีค่าสูงสุด $F_{c,max}$ ดังรูปที่ 2.41(ข) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ทำให้เกิดแรงเฉื่อย F_m และแรงส่วนเปลี่ยน F_s ดังที่กล่าวมาแล้วในบทก่อน



รูปที่ 2.41 แรงเปลี่ยนแปลงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว

แรงเฉลี่ยบนสลักเกลียวหาได้จาก

$$F_m = F_i + \frac{1}{2} [\Delta F_{b \max} + \Delta F_{b \min}]$$

$$= F_i + \frac{1}{2} [F_{e \max} + F_{e \min}] \left[\frac{k_b}{k_b + k_c} \right] \quad (2.93)$$

แรงส่วนเปลี่ยนแปลงบนสลักเกลียวหาได้จาก

$$+F_a = +\frac{1}{2} [F_{e \max} - F_{e \min}] \left[\frac{k_b}{k_b + k_c} \right] \quad (2.94)$$

ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียวภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง ทำได้โดยใช้สมการของไซเคอร์เบอร์คือ

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + K_r \frac{\sigma_a}{\sigma_n} \quad (2.95)$$

ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่น K_r สำหรับเกลียวที่ผลิตโดยวิธีต่าง ๆ ดูได้จากตารางที่ 2.18 (ชายู ฉบับงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.18 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับเกลียว K_r

วัสดุชั้นคุณสมบัติ	ชั้นรูปโดยวิธีรีด	ชั้นรูปโดยวิธีตี	มีฟลุต
3.6 ถึง 5.8	2.2	2.8	2.1
6.6 ถึง 10.9	3.0	3.8	3.3

ในกรณีที่มีปะเก็นใส่ไว้ระหว่างรอยต่อ และจำเป็นจะต้องคำนวณหาจำนวนสลักเกลียวที่ใช้ยึดมีข้อแนะนำว่าระยะห่างระหว่างสลักเกลียวควรเป็นดังนี้

ความดันของของไหลน้อยกว่า 350 กิโลนิวตันต่อตารางมิลลิเมตร ระยะห่าง $\leq 7d$

ความดันของของไหลประมาณ 1380 กิโลนิวตันต่อตารางมิลลิเมตร ระยะห่าง $\approx 3.5d$

โดยที่ d เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว

เมื่อต้องการความประหยัดอาจไม่ต้องใช้ปะเก็น หรือถ้าจำเป็นอาจเลือกใช้ปะเก็นที่บางที่สุดเท่าที่จะทำได้ แต่อย่างไรก็ตามจะต้องใช้ปะเก็นให้หนาเพียงพอที่จะแทรกเข้าไปอุดรอยรุกรณะของผิวสัมผัสได้ พร้อมทั้งจะต้องกันรั่วได้ในกรณีที่รอยต่อไม่ขนานกันพอดี ความดันที่อัดปะเก็นจะแตกต่างกันไปตามชนิดของวัสดุปะเก็น การออกแบบสลักเกลียวจะต้องพิจารณาแรงขันสลักเกลียวเพื่อให้มีความดันที่อัดปะเก็นตามต้องการ เมื่อหาค่า F_t จากค่าความดันนี้แล้วจึงคำนวณหาโมเมนต์บิดที่ใช้งานได้จากสมการ $T = 0.2dF_t$ ค่าความดันที่อัดปะเก็นชนิดต่าง ๆ ที่แนะนำให้ใช้มีดังนี้

ชนิด X ปะเก็นไม้ลัดอกผสมยาง $P_g = 10.00$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร

ชนิด Y ปะเก็นไม้ก๊อกผสม $P_g = 18.50$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร

ชนิด Z ปะเก็นใยหินผสม $P_g = 22.75$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร

เมื่อ P_g เป็นความดันที่ปะเก็น ในการประมาณขนาดของสลักเกลียวอาจจะทำได้ดังนี้

วิธีการคำนวณในขั้นแรกให้เลือกรูปของปะเก็นที่เหมาะสม จากนั้นจึงสมมติค่าพื้นที่ของปะเก็นแล้วคูณด้วยความดันที่ปะเก็นก็จะได้แรงกดทั้งหมดบนปะเก็น ต่อไปก็ตัดสินใจเลือกจำนวนสลักเกลียวที่ต้องการใช้และหาแรงดึงในสลักเกลียวแต่ละตัว F_u จากนั้นจึงหาขนาดของสลักเกลียวได้จากสมการ $A_s = F_u/\sigma_s$ โดยที่ $\sigma_s = 0.75\sigma_u$ จากนั้นให้สมมติว่า $F_t = F_u$ แล้วคำนวณหาโมเมนต์บิดที่ใช้งานสลักเกลียวได้จากสมการ $T = CdF_t$ เพียงระวังไว้ด้วยว่าสลักเกลียวนี้จะต้องรับแรงภายนอกได้ด้วย ในกรณีที่อุณหภูมิใช้งานสูงกว่า 455.00 องศาเซลเซียส มักจะเลือกใช้ปะเก็นโลหะ เช่น อะลูมิเนียม ทองแดง โมเนล (monel) และโลหะอื่น ๆ ซึ่งอาจมีวัสดุอื่นสอดใส่หรือไม่ก็ได้ เช่น ปะเก็นฝาสูบของเครื่องยนต์

โดยปกติแล้วค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของปะเก็นโลหะจะไม่คงที่ตลอด แต่จะมีค่าเปลี่ยนแปลงเมื่อมีความเค้นเปลี่ยนไป ค่า E ของปะเก็นบางชนิดที่หา h ได้แก่

ปะเก็นยาง $E = 52$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร $h = 4.75$ มิลลิเมตร

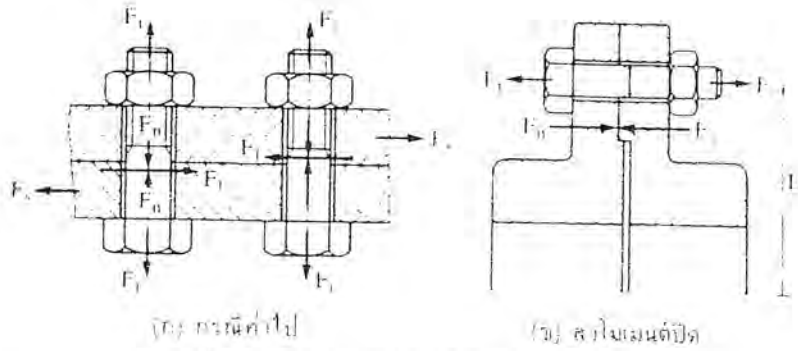
ปะเก็นหนัง $E = 130$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร $h = 1.60$ มิลลิเมตร

ปะเก็นทองแดงมีไส้เป็นใยหิน (copper-clad asbestos)

$E = 138$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร $h = 3.18$ มิลลิเมตร

2.4.7.4 รอยต่อที่มีความเครียดหรือมีแรงดึงก่อนใช้งาน และมีแรงเดือนจากภายนอก

ในกรณีนี้แรงภายนอกกระทำตั้งฉากกับแกนของสลักเกลียว ทำให้สลักเกลียวอยู่ภายใต้ความเค้นเดือน ดังรูปที่ 2.42 (ชาอู ถนัดงาน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2545, เล่ม 1) แรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นงานจะทำหน้าที่รับแรงเดือนจากภายนอก F_s เอาไว้ ดังนั้นจึงต้องมีแรงดึงชิ้นคั้นคั้นมากคั้นงานไว้ให้มากเพียงพอจนกระทั่งแรงเสียดทาน F_t มากกว่า F_s



รูปที่ 2.42 รอยต่อด้วยสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเค้น

เมื่อต้องการส่งโมเมนต์บิด T เช่น คัปปลิง ดังรูปที่ 2.42(ข) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1) แรงในแนวเส้นสัมผัสที่เกิดขึ้นบนเส้นรอบวงของฝาคลีปลิงส่วนที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว จะทำให้เกิดแรงเค้นบนสลักเกลียวซึ่งหาค่าได้จาก $F_s = 2T/D$ เมื่อ D เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว ซึ่งจะได้กล่าวโดยละเอียดต่อไปในภายหลัง

แรงเค้นขั้นต้นเพื่อทำให้มีแรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นงานเพียงพอที่จะรับแรงเค้นไว้ได้ หาค่าได้จากสมการ

$$F_i = F_n \geq \frac{F_f}{z \times f} = \frac{F_s}{z \times f} \quad (2.96)$$

- โดยที่
- F_i คือแรงเค้นขั้นต้น
 - F_n คือแรงปฏิกิริยาดังฉากกับผิวสัมผัส
 - F_f คือแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัส
 - F_s คือแรงเค้นจากภายนอก
 - z คือจำนวนสลักเกลียว
 - f คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน หาค่าได้จากตารางที่ 2.19 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.19 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหาย โดยประมาณ

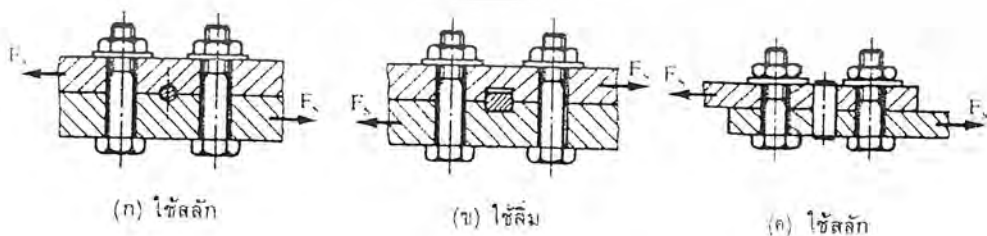
วัสดุ	สัมประสิทธิ์ความเสียหาย			
	สถิต f		เลื่อน f_0	
	แห้ง	เปียก	แห้ง	เปียก
เหล็กกล้ากับเหล็กกล้า	0.15-0.20	0.10	0.10-0.15	0.05
เหล็กกล้ากับเหล็กหล่อ ทองเหลืองหรือบรอนซ์	0.15-0.25	0.10	0.15-0.20	0.05
เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ หรือบรอนซ์	0.22-0.26	0.16	0.15-0.20	0.10
โลหะกับไม้	0.50-0.60	0.10	0.20-0.50	0.08
ไม้กับไม้	0.50-0.70	0.20	0.20-0.40	0.005-0.15
สายพานหนังกับเหล็กหล่อ หรือเหล็กหล่อเหนียว	0.50-0.50	0.30	0.30-0.50	0.20
ปะเก็นกับโลหะ	0.60	0.25	0.25	0.12
แผ่นผ้าเบรกและคลัตช์ ที่ทำจากใยหินกับเหล็กกล้า เหล็กหล่อเหนียว หรือเหล็กหล่อ	-	-	0.30-0.50	0.15-0.30

ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียว จะต้องพิจารณาทั้งความเค้นดึงและความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นบนสลักเกลียว โดยใช้ทฤษฎีการเสียหายตามที่ได้อธิบายไว้แล้วในบทก่อน โดยที่

$$\text{ความเค้นดึง} \quad \sigma_t = \frac{F_t}{A_s}$$

$$\text{ความเค้นเฉือน} \quad \tau = \frac{F_s}{A_s}$$

สถานะที่สลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงในแนวตั้งฉากกับแกนสลักเกลียวเป็นสถานะที่ไม่พึงปรารถนา เนื่องจากต้องใช้สลักเกลียวขนาดใหญ่ ดังนั้นจึงมักหาวิธีที่จะลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว โดยใส่ลิ้มหรือสลักไว้ที่รอยต่อ ดังรูปที่ 2.43 (ชาย ถนังงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)



รูปที่ 2.43 วิธีลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว

2.4.7.5 รอยต่อที่มีความเครียดหรือมีแรงดึงก่อนใช้งานโดยรับแรงเอียงศูนย์

รอยต่อประเภทนี้มีใช้กันอย่างแพร่หลายเช่นกัน ซึ่งจะไม่ได้กล่าวไว้ ณ ที่นี้

2.4.8 การหาความสูงเป็นเกลียวและความยาว

เมื่อรอยยึดด้วยสลักเกลียวรับแรงมากเกินไปจะทำให้รอยยึดเสียหายได้ ซึ่งอาจเกิดขึ้นได้ 3 ลักษณะ คือ

- ก. เกลียวของแป้นเกลียวขาด
- ข. เกลียวของสลักเกลียวขาด
- ค. สลักเกลียวขาดที่โคนเกลียว

การเสียหายในสองลักษณะแรกเกิดจากความยาวของเกลียวส่วนที่รับแรงน้อยเกินไป รอยยึดด้วยสลักเกลียวที่ตื้นนั้นเมื่อมีแรงกระทำมากเกินไปสลักเกลียวควรจะขาดที่โคนเกลียว มิใช่ขาดที่พื้นเกลียว ดังนั้นสิ่งที่ควรจะควบคุมได้ก็คือความสูงของแป้นเกลียว ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุนักัระยะพิศรัจของเกลียวคือ d/P จากประสบการณ์ของผู้ชำนาญงานพบว่า ควรเลือกใช้ความสูงของแป้นเกลียว เท่ากับ

$$m \geq \left[0.175 + 0.065 \frac{d}{p} \right] d \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.97)$$

ถ้าแป้นเกลียวทำจากโลหะเบาที่ควรใช้

$$m \geq 2d \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.98)$$

ความสูงของแป้นเกลียวตามมาตรฐาน เมื่อใช้วัสดุชนิดเดียวกันกับสลักเกลียวคือ

$$M \approx 0.8d \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.99)$$

ในกรณีของหมุดเกลียวที่ขันอยู่ในชิ้นงานจำเป็นจะต้องตัดเกลียวให้ยาวเพียงพอ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับวัสดุของชิ้นงานด้วย ค่าความยาวของเกลียวที่แนะนำให้ใช้กับวัสดุต่าง ๆ ดูได้จากตารางที่ 2.20 (ชาญ ฤกษ์งาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1)

ตารางที่ 2.20 ความยาวของเกลียวในชิ้นงาน, l_e

วัสดุชิ้นงาน	ความยาวของเกลียวในชิ้นงาน l_e ตามชั้นคุณสมบัติของวัสดุสลักเกลียว			
	3.6 – 4.6	4.8 – 6.9	8.8	10.9
เหล็กกล้า A_2 เป็นนิวตันต่อตารางมิลลิเมตร				
น้อยกว่า 400	0.8d	1.2d	-	-
400 – 600	0.8d	1.0d	1.2d	-
600 - 800	0.8d	1.0d	1.2d	1.2d
มากกว่า 800	0.8d	1.0d	1.0d	1.0d
เหล็กหล่อ	1.3d	1.5d	1.5d	-
ทองแดงผสม	1.3d	1.3d	-	-
โลหะเบา*				
อะลูมิเนียมผสมทองแดง	1.6d	2.2d	-	-
อะลูมิเนียมบริสุทธิ์	1.6d	-	-	-

ตารางที่ 2.20 (ต่อ) ความยาวของเกลียวในชิ้นงาน, l_u

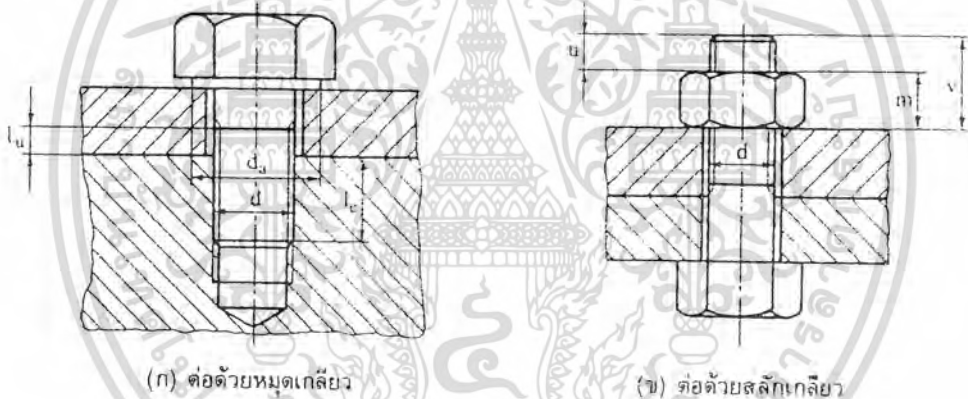
วัสดุชิ้นงาน	ความยาวของเกลียวในชิ้นงาน l_u ตามชั้นคุณสมบัติของวัสดุล็กเกลียว			
	3.6 – 4.6	4.8 – 6.9	8.8	10.9
อะลูมิเนียมผสมชุบแข็ง	1.6d	1.2d	1.6d	-
อะลูมิเนียมผสมไม่ชุบแข็ง	1.2d	1.6d	-	-
โลหะอ่อน พลาสติก	2.5d	-	-	-

นอกจากนี้แล้วยังมีขนาดสัดส่วนต่าง ๆ ของรอยต่อด้วยเกลียวดังรูปที่ 2.44 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2545, เล่ม 1) ซึ่งได้จากประสบการณ์ของผู้ชำนาญงานสำหรับรอยต่อทั่ว ๆ ไป สัดส่วนโดยประมาณมีดังนี้คือ

$$l_u \geq 0.5d \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.100)$$

$$u \geq 0.2d \text{ หรือ } u \geq 1.5p \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.101)$$

$$v \geq d \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.102)$$



(ก) ต่อด้วยหมุดเกลียว

(ข) ต่อด้วยสลักเกลียว

รูปที่ 2.44 ขนาดต่าง ๆ ของรอยต่อด้วยเกลียว

2.5 การออกแบบสายพานและล้อสายพาน

เนื่องจากเครื่องเจียรในภายในทรงกระบอกมีการนำสายพานมาใช้ส่งกำลังระหว่างมอเตอร์กับชุดหัวจับชิ้นงานและชุดหัวเจียรในชิ้นงาน จึงนำทฤษฎีการออกแบบสายพานและล้อสายพานมาใช้ ซึ่งมีเนื้อหาการออกแบบดังนี้

2.5.1 บทนำ

การส่งกำลังทางกลจากเพลาดันหนึ่งไปยังเพลาดันอื่น อาจทำได้สามวิธี คือโดยใช้เฟือง ใช้สายพานหรือใช้โซ่ การส่งกำลังโดยสายพานเป็นการส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้ (flexible) ซึ่งมีข้อดีและข้อเสียหลายประการเมื่อเปรียบเทียบกับ การส่งกำลังโดยใช้เฟือง ข้อดีก็คือ มีราคาถูกและใช้งานง่าย รับแรงกระตุกและการสั่นสะเทือนได้ดี

ขณะใช้งานไม่มีเสียงดัง เหมาะสำหรับการส่งกำลังระหว่างเพลาที่อยู่ห่างกันมาก ๆ และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ เป็นต้น แต่ก็มีข้อเสียคือ อัตราทดไม่แน่นอนนักเนื่องจากการสลิป (slip) และการครีพ (creep) ของสายพาน และต้องมีการปรับระยะห่างระหว่างเพลาหรือปรับแรงดึงในสายพานระหว่างใช้งาน นอกจากนี้ยังไม่อาจใช้งานที่มีอัตราทดสูงมากได้ ซึ่งมักใช้กับอัตราทดไม่เกิน 5

2.5.2 ชนิดและวัสดุสายพาน

สายพานแบ่งออกเป็นสี่ชนิดตามลักษณะหน้าตัดของสายพาน คือ สายพานแบน (flat belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า สายพานลิ้ม (V-belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู สายพานกลม (ropes) มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลม และไทม์มิงเบลท์ (timing belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู แต่จะทำเป็นร่องคล้ายฟันเพื่อลดความยาวของสายพาน สายพานแต่ละชนิดจะมีลักษณะในการใช้งานต่างกัน

วัสดุที่ใช้ทำสายพานจะต้องมีค่าความต้านแรงสูง (strength) สามารถบิดตัวได้ดี และจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสสูง

วัสดุที่ทำสายพานซึ่งใช้งานกันมากคือหนัง (oak-tanned leather) แต่ถ้าเป็นการใช้งานเป็นพิเศษ เช่นอยู่ในบรรยากาศที่มีความชื้น มีโอของสารเคมี หรือมีน้ำมันอยู่ด้วย ก็มักใช้สายพานแบบ chrome leather เพื่อให้สายพานมีอายุการใช้งานได้นานพอสมควร จึงมักใช้ค่าความเค้นในการออกแบบสายพานต่ำกว่า ความต้านแรงดึงสูงสุดของสายพานมาก โดยทั่วไปจะใช้ค่าความปลอดภัยประมาณ 10 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานหนังจะมีค่าประมาณ 0.40-0.50 และความเร็วใช้งานของสายพานควรจะอยู่ในช่วง 1000-2000 m/min

สายพานอีกชนิดหนึ่งคือสายพานยาง (rubber belts) สายพานประเภทนี้จะนิยมนำมาใช้เป็นไต้ภายใน และมียางหุ้มอยู่ภายนอก ยางที่ใช้หุ้มจะเป็นยางที่อบด้วยกำมะถันในอุณหภูมิสูง (vulcanized) เพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นและความต้านแรง สายพานยางเหมาะสำหรับใช้กับงานที่มีน้ำมันหรือแสงแดด เมื่อเปรียบเทียบกับสายพานหนังแล้ว สายพานยางจะมีราคาถูกกว่า แต่อายุใช้งานสั้นกว่า สายพานยางทนต่อสภาพบรรยากาศในการใช้งานได้ดีกว่าสายพานหนัง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานยางจะมีค่าประมาณ 0.30-0.40 และสามารถรับแรงดึงได้ประมาณ 20 N ต่อชั้น ต่อความกว้างสายพาน 1 มิลลิเมตร

สายพานบาลาตา (balata belts) เป็นยางคล้ายสายพานยาง แต่ไม่ต้องผ่านกรรมวิธีอบด้วยกำมะถัน ทนต่อกรดและความชื้นได้ดี แต่อุณหภูมิใช้งานไม่ควรเกิน 40.00 องศาเซลเซียส สายพานชนิดนี้มีความต้านแรงมากกว่าสายพานยางประมาณ 25%

สายพานผ้าถัก (textile belts) ทำจากผ้าหรือผ้าใบซ้อนกันเป็นชั้น ๆ แล้วยึดติดกัน จากนั้นจึงเคลือบด้วยน้ำมันลินซีด (linseed) เพื่อให้สายพานกันน้ำได้ มักใช้กับงานประเภทชั่วคราว

สายพานทุกชนิดที่กล่าวมานี้จะยึดตัวได้ดี ดังนั้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึงจะยึดตัวทำให้เกิดการสลิปบนล้อสายพาน (pulley) ในทางปฏิบัติจึงมักจะยึดสายพานให้ตึงไว้ก่อนใช้งานทั้งนี้เพื่อเป็นการลดการสลิปของสายพาน

2.5.3 ลักษณะการขับเคลื่อนด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะการขับเคลื่อนด้วยสายพานได้ต่าง ๆ กัน ลักษณะทั่วไปที่นิยมใช้ในการขับเคลื่อนด้วยสายพานคือได้จากรูปที่ 2.45 (ชาญ ถนนางาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

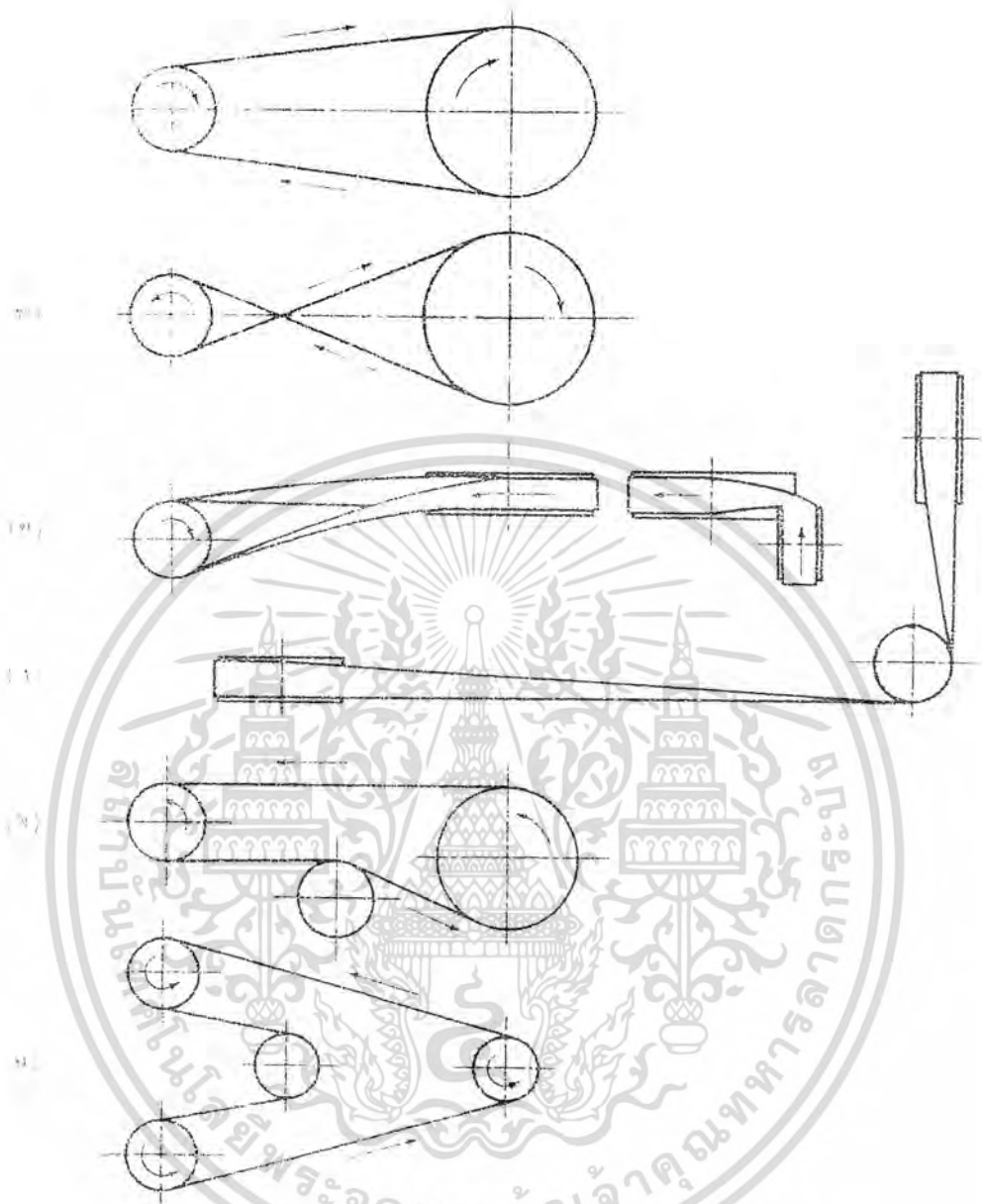
เมื่อต้องการขับเคลื่อนเพลาที่อยู่ขนานกัน และต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนในทิศทางเดียวกัน ก็จะทำให้ได้ลักษณะดังรูปที่ 2.45(ก) (ชาญ ถนนางาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งเรียกว่าโอพินไดรฟ์ (open drive) และถ้า

เพลาทู่ห่างกันมากควรจะทำให้สายพานด้านล่างตึง (tight) และด้านบนหย่อน (slack) แต่ถ้าต้องการให้เพลาทู่ทั้งสอง หมุนสวนทางกันก็ทำได้โดยใช้วิธีดังรูปที่ 2.45(ข) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งเรียกว่าครอส ไดรฟ์ (crossed drive) แต่การขับในลักษณะนี้จุดที่สายพานไขว้กันจะทำให้สายพานตึงเกินไป ทำให้สายพานเกิดการสึก หรอมมาก ดังนั้นเพื่อเป็นการป้องกันมิให้สายพานสึกหรมมากเกินไปจึงควรจะให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่าง กันไม่น้อยกว่าสี่สิบเท่าของความกว้างสายพาน และทำงานที่ความเร็วสายพานไม่เกิน 15 เมตรต่อวินาที

การขับแบบควอเตอร์ไครฟ์ (quarter turn drive) ดังรูปที่ 2.45(ค) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ใช้เมื่อเพลาทู่สองตั้งฉากกัน และเพื่อป้องกันมิให้สายพานหลุดออกจากล้อสายพานในขณะที่ใช้งาน จึงต้องใช้ล้อสายพานที่กว้างเพียงพอ โดยทั่วไปมักจะต้องการกว้างมากกว่าความกว้างสายพานไม่น้อยกว่า 1.4 เท่า และก่อนใช้ งานจะต้องทดสอบก่อนเสมอ ส่วนการขับแบบมูล์ไครฟ์ (mule drive) ดังในรูปที่ 2.45(ง) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ใช้เมื่อเพลาทู่สองตั้งฉากกัน แต่ไม่อาจจัดในลักษณะควอเตอร์เทอนไครฟ์ได้ หรือเมื่อ ต้องการให้หมุนกลับทิศทางได้

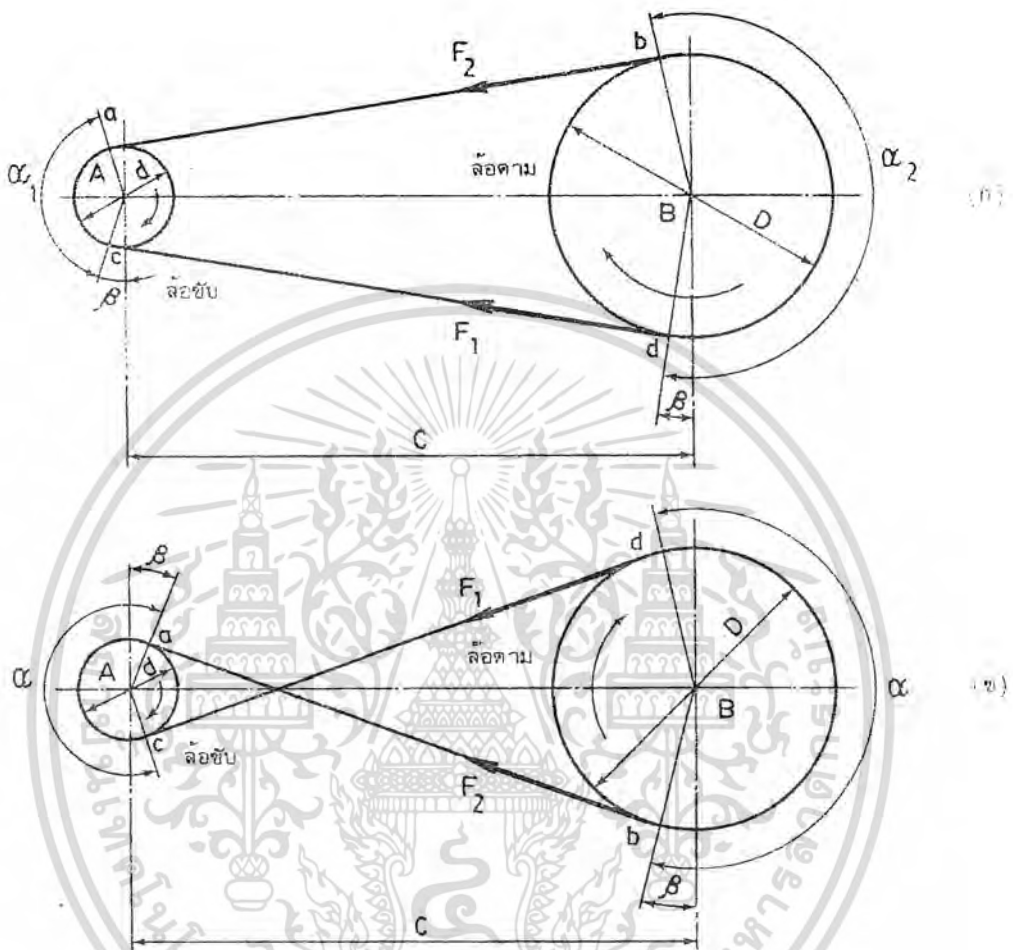
เมื่อไม่สามารถใช้ขับในลักษณะโอเพ่นไครฟ์ได้ เพราะส่วนโค้งสัมผัส (arc of contact) บนล้อสายพานเล็ก คำน้อยเกินไป (เพราะอัตราทดสูง และล้อสายพานอยู่ใกล้กันมาก) หรือเมื่อไม่อาจทำให้สายพานตึงโดยวิธีอื่น ก็ อาจทำได้โดยใช้ล้อช่วย (idler) ดังรูปที่ 2.45(ฉ) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) เมื่อไม่สามารถใช้ ขับในลักษณะโอเพ่นไครฟ์ได้ เพราะส่วนโค้งสัมผัส (arc of contact) บนล้อสายพานเล็กคำน้อยเกินไป (เพราะอัตรา ทดสูง และล้อสายพานอยู่ใกล้กันมาก) หรือเมื่อไม่อาจทำให้สายพานตึงโดยวิธีอื่น ก็อาจทำได้โดยใช้ล้อช่วย (idler) ดังรูปที่ 2.45(จ) (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) เป็นการช่วยให้สายพานสัมผัสกับล้อมากขึ้นซึ่งเพิ่ม กำลังที่ส่งได้ด้วย ส่วนการขับแบบรีเวอร์สไครฟ์ (reverse drive) ใช้เมื่อต้องการส่งกำลังไปยังเพลาลาย ๆ อันพร้อม กัน

เป็นการช่วยให้สายพานสัมผัสกับล้อมากขึ้นซึ่งเพิ่มกำลังที่ส่งได้ด้วย ส่วนการขับแบบรีเวอร์สไครฟ์ (reverse drive) ใช้เมื่อต้องการส่งกำลังไปยังเพลาลาย ๆ อันพร้อมกัน



รูปที่ 2.45 ลักษณะการขับเคลื่อนด้วยสายพาน (ก) โอเพ่นไดรฟ์ (ข) ครอสไดรฟ์ (ค) ควอเตอร์เทอนไดรฟ์ (ง) มิวล์ไดรฟ์ (จ) แสดงการขับเคลื่อนโดยใช้ล้อช่วย (ฉ) ริเวสไดรฟ์

2.5.4 กลศาสตร์ของสายพานแบน



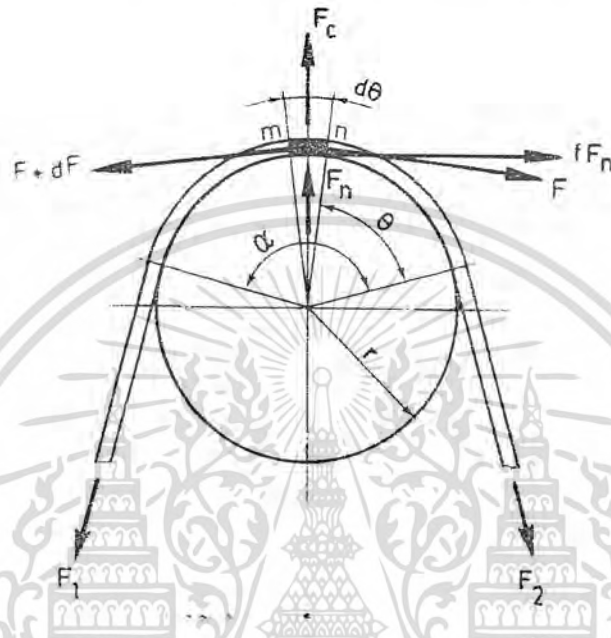
รูปที่ 2.46 การขับเคลื่อนด้วยสายพาน (ก) โอเพินไดรฟ์ (ข) ครอสไดรฟ์

พิจารณารูปที่ 2.46 (ชาย ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) จะเห็นได้ว่าสายพานจะเกิดการยึดจากลือสายพานหนึ่งไปยังลือสายพานอีกลือหนึ่ง ขณะที่สายพานหุคหนึ่งแรงคึงในสายพานจะเท่ากันตลอดทั้งเส้น เมื่อเพลลาที่ติดอยู่กับลือสายพาน A เริ่มหมุน จะเกิดโมเมนต์บีคในทิศทางตามลูกศร แต่จะเกิดการต้านทานที่ลือตาม ลือลือสายพาน B ทำให้สายพานช่วง c-d เพิ่มขึ้นจนมีค่าเท่ากับ F_1 (แรงคึงในค้านคึง) และแรงคึงในสายพานช่วง a-b ลดลงจนมีค่าเท่ากับ F_2 (แรงคึงในค้านห่อ้น) แรงคึงเหล่านี้จะมีทิศทางตรงกันข้าม แต่เนื่องจาก F_1 มีค่ามากกว่า F_2 จึงมีแนวโน้มที่จะทำให้ลือสายพาน B หมุนในทิศทางตามลูกศรด้วยแรงคึง F ซึ่ง

$$F = F_1 - F_2$$

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงถึง F_1 และ F_2 ขึ้นอยู่กับค่าส่วนโค้งสัมผัสของสายพานสัมพันธ์กับความเสียดทานระหว่างสายพานกับผิวหน้าล้อสายพาน และแรงหนีศูนย์กลางในสายพาน ซึ่งจะวิเคราะห์หาค่าได้ดังนี้คือ

พิจารณาสายพานแบนความยาว $m - n$ ดังรูปที่ 2.47 (ชาญ ดนังงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) รองรับมุมที่จุดศูนย์กลาง $d\theta$ แรงที่กระทำกับสายพานยาว $m - n$ จะประกอบไปด้วย



รูปที่ 2.47 แรงในสายพานแบน

แรงดึง F และ $F + dF$ ในสายพาน แรงปฏิกิริยา F_n เนื่องจากการสัมผัสระหว่างสายพานและล้อสายพาน แรงเสียดทาน fF_n และแรงหนีศูนย์กลาง F_c

ถ้าสายพานมีน้ำหนัก w นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร มีพื้นที่หน้าตัด A ตารางมิลลิเมตร และถ้าล้อสายพานมีรัศมี r มิลลิเมตร ดังนั้นน้ำหนักของสายพานยาว $m - n$ คือ $wAr d\theta$ และ

$$F_c = mr\omega^2 = (wAr d\theta)r\omega^2 / g = wAv^2 d\theta / g$$

โดยที่ ω = ความเร็วเชิงมุมของล้อสายพานเป็น เรเดียนต่อวินาที

v = ความเร็วสายพาน เป็น มิลลิเมตร/ส

g = ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก เป็น มิลลิเมตร/ส²

เนื่องจาก $d\theta$ เป็นมุมเล็กมากจึงอาจประมาณได้ว่า $\cos \theta = 1$ และ $\sin \theta = \theta$ เรเดียน ดังนั้นเมื่อรวมแรงในแนวระดับจะได้

$$FF_n = dF$$

และรวมแรงในแนวตั้งจะได้

$$F_c + F_n = (F + \frac{1}{2} dF)d\theta$$

เมื่อจำกัด F_0 ออกจากสมการทั้งสองนี้จะได้

$$dF = \left(F + \frac{1}{2} dF \right) d\theta - Fc = \left(F + \frac{1}{2} dF - \frac{wAv^2}{g} \right) r d\theta$$

หรือ

$$\frac{dF}{F + \frac{1}{2} dF - \frac{wAv^2}{g}} = r d\theta$$

อินทิเกรต (integrate) สมการนี้จาก $\theta = 0$ ถึง α และจาก $F = F_2$ ถึง $F = F_1$ จะได้

$$\ln \frac{F_1 - \frac{wAv^2}{g}}{F_2 - \frac{wAv^2}{g}} = \alpha r$$

หรือ

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\alpha r} \quad (2.103)$$

โดย $F_c =$ แรงหนีศูนย์กลาง $= wAv^2/g$ เป็น N

$\alpha =$ มุมสัมผัส (angle of contact) เป็น เรเดียน

$r =$ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

และกำลังที่ส่งได้โดยสายพานแบบคือ

$$W_p = (F_1 - F_2)v = Fv \quad (2.104)$$

โดยที่ $v =$ ความเร็วของสายพาน เป็น เมตรต่อวินาที

การคำนวณหามุมสัมผัส α และความยาวสายพาน L ในแต่ละกรณี ทำได้โดยใช้สมการดังต่อไปนี้คือ สำหรับการจับแบบโอพินโครว์ ดังรูป 10.2 (ก) (ชาญ อดังงาน, วรวิทย์ อิงกากรณ์, 2541, เล่ม 2)

$$\alpha_1 = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \text{ เรเดียน} \quad (2.105)$$

$$\alpha_2 = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \text{ เรเดียน} \quad (2.106)$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \text{ เรเดียน} \quad (2.107)$$

$$L = \left(4C^2 - (D-d)^2 \right)^{1/2} + \frac{1}{2}(D\alpha_1 + d\alpha_2) \quad (2.108)$$

โดยที่ C เป็นระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อสายพาน

สำหรับการจับแบบครอสโครว์ ดังรูปที่ 2.46(ข) (ชาญ อดังงาน, วรวิทย์ อิงกากรณ์, 2541, เล่ม 2)

$$\alpha = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \text{ เรเดียน} \quad (2.109)$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \text{ เรเดียน} \quad (2.110)$$

$$L = \left(4C^2 - (D-d)^2 \right)^{1/2} + \frac{\alpha}{2}(D+d) \quad (2.111)$$

2.5.5 การครีพและการสลีป

ความแตกต่างระหว่างการครีพและการสลีปของสายพานจะเห็นได้อย่างชัดเจน โดยการพิจารณาการขยับตัวของสายพาน เมื่อสายพานส่วนหนึ่งเคลื่อนที่เข้าหาล้อขับ สายพานจะเคลื่อนที่ไปตามส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพานด้วยความเร็วที่เท่ากับความเร็วขอบของล้อสายพาน (ถ้าแรงดึงในสายพานมากเพียงพอที่จะเอาชนะแรงภายนอกได้) เมื่อสายพานส่วนนี้ไถลจะออกจากล้อสายพาน แรงดึงในสายพานจะลดลงเท่ากับแรงดึงในด้านหย่อนเป็นผลให้สายพานหดสั้นลง ในทำนองเดียวกันสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกไปก็จะหดสั้นลงด้วย ดังนั้นความเร็วจริงของสายพานที่เคลื่อนที่ออกจากล้อขับจะมีค่าน้อยกว่าความเร็วขณะเข้าสู่ล้อสายพาน ในทำนองเดียวกัน ความเร็วของสายพานจะเพิ่มขึ้นในช่วงส่วนโค้งสัมผัสของล้อตามเมื่อแรงดึงสายพานเพิ่มขึ้นเท่ากับแรงดึงในด้านดึง และสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกมาก็จะยึดตัวจนมีความยาวเท่าเดิม ปรากฏการณ์ที่สายพานเปลี่ยนความเร็วเป็นความเร็วที่ช้าลงบนล้อขับ และเพิ่มความเร็วบนล้อตาม เรียกว่า การครีพ (creep)

เมื่อแรงภายนอกเพิ่มขึ้น โดยไม่เพิ่มแรงดึงขึ้นต้นในสายพาน สายพานทุกส่วนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงแรงดึงในตัวของสายพานเมื่อเริ่มเข้าสู่โค้งสัมผัส ถ้าแรงภายนอกมากเพียงพอส่วนโค้งที่เกิดการครีพอาจจะเท่ากับส่วนโค้งสัมผัส ดังนั้นจึงเกิดการสลีป (slip) ขึ้น การสลีปอาจเกิดขึ้นบนล้อสายพานเพียงล้อเดียว ส่วนการเกิดครีพจำเป็นจะต้องเกิดขึ้นเท่ากันบนล้อสายพานทั้งสองล้อ

การออกแบบการขับด้วยสายพานที่ดี เมื่อทำงานในสภาวะปกติไม่ควรมีการสลีปแต่การครีพจะเกิดขึ้นเสมอไม่ว่าจะเป็นสายพานชนิดใด การเกิดครีพและสลีปทำให้สูญเสียกำลังงานและความเร็ว แต่การสูญเสียที่เกิดจากการครีพมีค่าน้อยมาก การสลีปอาจทำให้เกิดความร้อนมากเพียงพอที่จะทำให้ผิวหน้าของสายพานเสียหายได้ ดังนั้นจึงควรระมัดระวังไม่ให้เกิดการสลีป ด้วยวิธีการดึงสายพานให้ตึงเพียงพอก่อนการใช้งานเพื่อกำลังการสลีป

เมื่อให้ d และ D เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อขับและล้อตาม n_1 และ n_2 เป็นความเร็วรอบของล้อขับและล้อตามแล้ว

ความเร็วขอบของล้อขับ v_1 มีค่าเท่ากับ

$$v_1 = \pi d n_1 \quad (2.112)$$

ความเร็วขอบของล้อตาม v_2 มีค่าเท่ากับ

$$v_2 = \pi D n_2 \quad (2.113)$$

เมื่อไม่มีการสลีป สายพานบางมากและไม่มีการยึดแล้ว $v_1 = v_2$ อัตราทด m_ω เท่ากับ

$$m_\omega = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \quad (2.114)$$

แต่เมื่อมีการสลีป

$$v_2 = \pi D n_2 = v_1 \frac{100 - \phi}{100} \approx 0.985 v_1 \quad (2.115)$$

โดยที่การสลีป $\phi = 100 \frac{v_1 - v_2}{v_1} \approx 1$ ถึง 2% (2.116)

อัตราทดคือ $m_\omega = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \frac{100}{100 - \phi} \approx 1.015 \frac{D}{d}$ (2.117)

ซึ่งจะเห็นได้ว่าผลจากการสลีป 1 ถึง 2% จะไม่ทำให้อัตราทดเปลี่ยนแปลงไปมากนัก ในทางปฏิบัติจึงถือว่าใช้งานได้อย่างถูกต้องเพียงพอ แต่จะต้องระวังมิให้มีการสลีปมากกว่านี้

2.5.6 ความเค้นในสายพาน

ส่วนต่าง ๆ ของสายพานจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่แตกต่างกัน โดยทั่วไปแล้วความเค้นเหล่านี้จะประกอบไปด้วย ความเค้นดึงเนื่องจากแรงดึงขั้นต้น (initial tension) ความเค้นเนื่องจากการส่งกำลังและแรงหนีศูนย์กลาง และความเค้นดัดเนื่องจากการเคลื่อนที่ผ่านล้อสายพาน

สำหรับสายพานแบบที่มีพื้นที่หน้าตัด $A = bt$ โดยที่ b เป็นความกว้างสายพานและ t เป็นความหนาของสายพาน จะคำนวณหาความเค้นต่าง ๆ ได้ดังนี้คือ

ความเค้นเนื่องจากแรงดึงขั้นต้น

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A} = \frac{F_i}{bt} \quad (2.118)$$

โดยที่ F_i เป็นแรงดึงขั้นต้น ซึ่งอาจจะหาค่าได้จากสมการ

$$F_1 + F_2 = 2F_i \quad (2.119)$$

ในขณะที่ส่งกำลัง W_p จะทำให้เกิดแรงดึงในสายพาน

$$F = \frac{W_p}{v} = F_1 - F_2 \quad (2.120)$$

ดังนั้นความเค้นเนื่องจากการส่งกำลังคือ

$$\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{bt} \quad (2.121)$$

ความเค้นเนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{wv^2}{g} \quad (2.122)$$

ความเค้นดัดในสายพานหาค่าได้จากสมการ

$$\sigma_b = E_b \frac{t}{d} \quad (2.123)$$

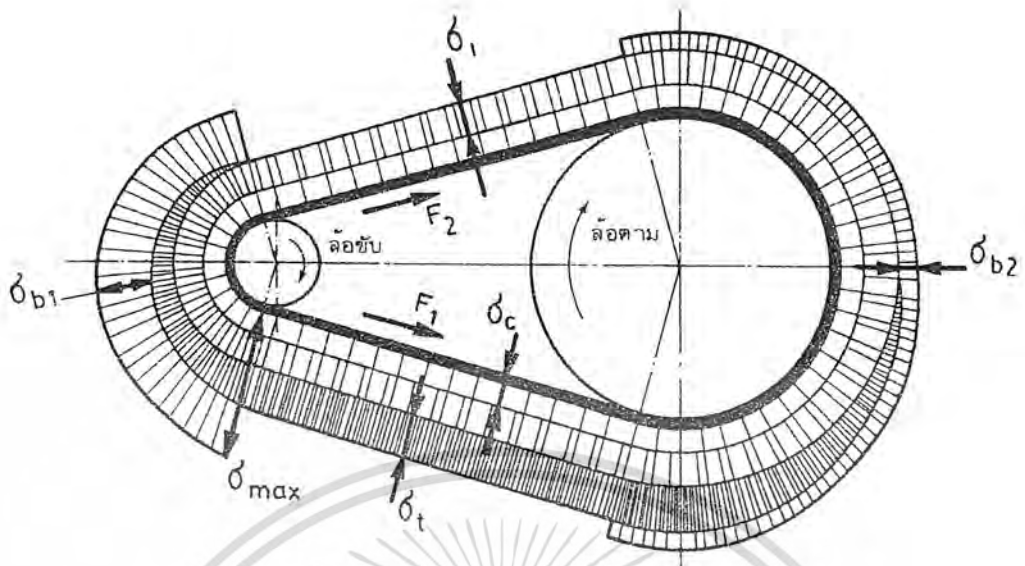
โดยที่ E_b โมดูลัสความยืดหยุ่นในการดัด (มีค่าน้อยกว่าโมดูลัสความยืดหยุ่นในการดึง)

จากสมการต่าง ๆ เหล่านี้ทำให้สามารถคำนวณหาความเค้นที่ส่วนต่าง ๆ ของสายพานได้ ลักษณะและบริเวณที่เกิดความเค้นในการขับเคลื่อนสายพานดูได้จากรูปที่ 2.48 (ชาญ ดนังคน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งแสดงให้เห็นการเปลี่ยนแปลงความเค้นของสายพานขณะที่เคลื่อนที่

ความเค้นสูงสุดในสายพาน σ_{max} เกิดขึ้นทางด้านดึงของสายพานที่ล้อสายพานเล็ก ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$\sigma_{max} = \sigma_i + \sigma_s + \sigma_c + \sigma_b \quad (2.124)$$

สมการนี้ใช้ในการคำนวณหาความเค้นสูงสุดในสายพานที่เลือกมาใช้งาน และใช้ในการตรวจสอบว่าความเค้นสูงสุดในสายพานจะต้องมีค่าน้อยกว่าค่าความเค้นใช้งานของสายพาน



รูปที่ 2.48 ความเค้นในสายพาน

2.5.7 ความกว้างและความยาวสายพานแบบ

เนื่องจากสายพานที่ใช้งานกันอยู่เดิมมีทั้งมาตรฐานที่เป็นระบบหน่วยอังกฤษ และระบบหน่วยเมตริก ซึ่งขนาดไม่สอดคล้องกัน ทำให้เกิดปัญหาขึ้นเมื่อต้องการเปลี่ยนสายพานใหม่ ดังนั้นองค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) จึงได้กำหนดมาตรฐานความกว้างของสายพานส่งกำลังและความกว้างของล้อสายพานที่สอดคล้องกัน ใน ISO 22 – 1975 (E) โดยไม่คำนึงถึงวัสดุของสายพาน เพื่อเป็นแนวทางในการเลือกใช้ขนาดสายพานให้เป็นมาตรฐาน ในการคำนวณต่อไปจะอ้างอิงขนาดสายพานมาตรฐานนี้โดยตลอด ซึ่งจะดูได้จากตารางที่ 2.21 (ชายู ถนังงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ส่วนความยาวสายพานจะดูได้จากตารางที่ 2.22 (ชายู ถนังงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งเป็นไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO 63 – 1975 (E)

ตารางที่ 2.21 ความกว้างของสายพานแบบส่งกำลังและความกว้างล้อสายพานที่สอดคล้องกันตามมาตรฐาน

ISO 22 - 1975 (E)

สายพาน		ล้อสายพาน		สายพาน		ล้อสายพาน	
mm	in	mm	in	mm	in	mm	in
16	0.63	20	0.8	140	5.6	160	6.3
20	0.8	25	1	160	6.3	180	7.1
25	1	32	1.25	180	7.1	200	8
32	1.25	40	1.6	200	8	224	9
40	1.6	50	2	224	9	250	10
50	2	63	2.5	250	10	280	11.2
63	2.5	71	2.8	280	11.2	315	12.5
71	2.8	80	3.15	315	12.5	355	14
80	3.15	90	3.55	355	14	400	16
90	3.55	100	4	400	16	450	18
100	4	112	4.5	450	18	500	20
112	4.5	125	5	500	20	560	22.4
125	5	140	5.6			630	25.0

ตารางที่ 2.22 ความยาวสายพานแบบส่งกำลัง ตามมาตรฐาน ISO 63 - 1975 (E)

mm	in	mm	in	mm	in	mm	in
500*	20*	850	34	1400*	55*	2800*	112*
530	21	900*	35.5*	1500*	60	3150*	124*
560*	22.5*	950	38	1600*	63*	3550*	140*
600	24	1000*	40*	1700	68	4000*	160*
630*	25*	1060	42.5	1800*	71*	4500*	180*
670	27	1120*	45*	1900	76	5000*	200*
710*	28*	1180	47	2000*	80*		
750	30	1250*	50*	2240	89		
800*	32*	1320	53	2500*	100*		

หมายเหตุ ค่าที่แนะนำให้ใช้คือค่าที่มีเครื่องหมาย *

สายพานที่ใช้งานอยู่ทั่วไปอาจสร้างขึ้นเป็นหลายชั้น (ply) ซึ่งจะช่วยให้เลือกใช้สายพานได้แคบลง (เพราะมีพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้น) เพราะในบางครั้งความกว้างของล้อสายพานจะเป็นสิ่งหนึ่งที่จำกัดไม่ให้สายพานกว้างมากเกินไป แต่อย่างไรก็ตามเมื่อเลือกใช้สายพานหนาขึ้น ก็จะทำให้ความเค้นคัดในสายพานเพิ่มมากขึ้น ดังจะคำนวณได้โดยสมการที่ 2.123 ฉะนั้นจึงไม่อาจที่จะใช้สายพานหนามากเกินไปได้ **กู๊ดเยียร์ (Good Year) (1) แนะนำ**

การใช้จำนวนชั้นของสายพานที่พอเหมาะกับความกว้างของสายพานไว้ดังตารางที่ 2.23 (ชาญ ถนัดงาน, วิธีทำ อิง ภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งจะช่วยให้เลือกขนาดของสายพานผ้าถักได้เหมาะสมยิ่งขึ้น

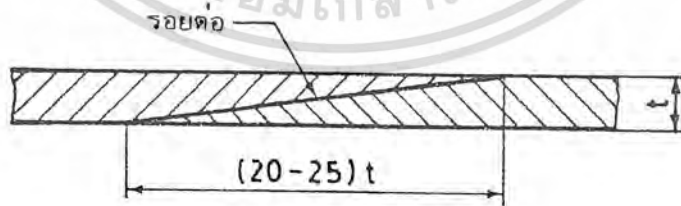
ตารางที่ 2.23 สัดส่วนของสายพานแบนส่งกำลังที่เหมาะสม

ความกว้างสายพาน		จำนวนชั้นสายพาน		ความกว้างสายพาน		จำนวนชั้นสายพาน	
in	mm	น้อยที่สุด	มากที่สุด	in	mm	น้อยที่สุด	มากที่สุด
2	50	3	5	16	400	5	8
3	75	3	6	18	450	5	8
4	100	3	6	20	500	5	9
5	125	4	6	22	550	5	9
6	150	4	6	24	600	6	10
8	200	4	6	26	650	6	10
10	250	4	7	30	750	6	11
12	300	4	7	36	900	7	12
14	355	5	8	42	1050	7	12

ในการใช้งานจำเป็นจะต้องค่อปลายสายพานเข้าด้วยกัน เมื่อสายพานมีรอยต่อจะทำให้ความต้านแรงของสายพานลดลง ซึ่งขึ้นอยู่กับวิธีที่ใช้ในการค่อสายพาน ดังต่อไปนี้

การค่อด้วยกาว (cementing) เป็นวิธีที่นิยมใช้กันมากในทางปฏิบัติ เป็นวิธีที่ประหยัดและปลอดภัยที่สุดใน การค่อสายพาน ลักษณะการค่อสายพานด้วยกาวดูได้จากรูปที่ 2.49 ซึ่งมีข้อดีคือ

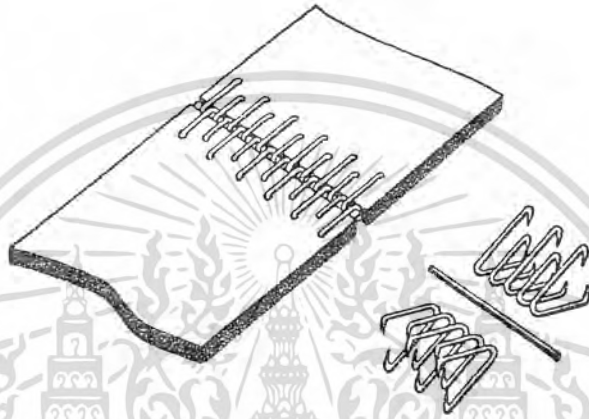
1. ปลอดภัยและไวใจได้มาก ใช้งานได้นาน และไม่ค่อดูแลมากเหมือนกับการค่อด้วยการยึดทางกล (mechanical fasteners)
2. ไม่มีอันตรายจากการขาด
3. รอยต่อเรียบเหมือนกับสายพานปกติ ไม่มีเสียงดังเมื่อเคลื่อนที่ผ่านล้อสายพานและล้อช่วย
4. รอยต่อแข็งแรง ซึ่งอาจทำให้ใช้จำนวนชั้นสายพานลดลง
5. ไม่มีความเค้นคดในอุปกรณ์ค่อสายพาน เมื่อเคลื่อนที่ผ่านล้อสายพานเล็ก



รูปที่ 2.49 การค่อด้วยกาว

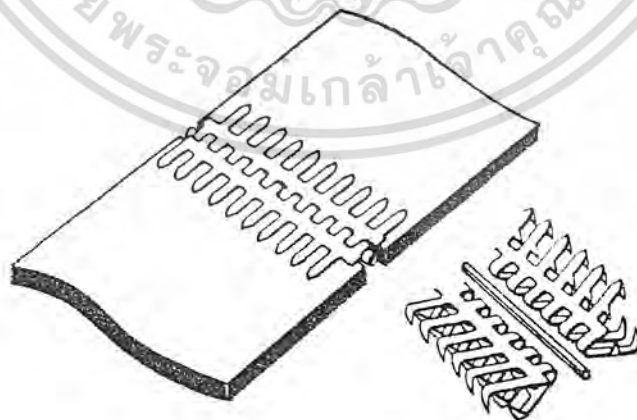
การต่อด้วยการยึดทางกลที่ใช้งานทั่วไป แบ่งออกเป็นสามชนิด ซึ่งจะกล่าวถึงแนวทางในการเลือกใช้วิธีการยึดต่อไป แต่ในการเลือกใช้ขนาดและวิธีการใช้งานของอุปกรณ์ต่อสายพาน ควรจะได้ปรึกษากับบริษัทผู้ผลิตด้วยการต่อด้วยการยึดทางกลประกอบด้วย

ก. การใช้ลวดดัก (wire lacing) ดังรูปที่ 2.50 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) โดยใช้ลวดคดลงไปบนปลายสายพานให้ลวดโผล่เป็นวงออกมาจากปลายสายพานทั้งสองด้าน จากนั้นจึงนำเอาปลายทั้งสองมาชนกันแล้วใส่สลักสอดผ่านวงลวดนี้ ในการกดลวดลงไปบนสายพานจะต้องใช้เครื่องมือช่วย การต่อด้วยวิธีนี้ไม่เหมาะกับการต่อสายพานบาง ใช้สำหรับต่อสายพานส่งกำลังที่ขับเคลื่อนด้วยโรตารีและใช้ลวดสายพานขนาดเล็ก



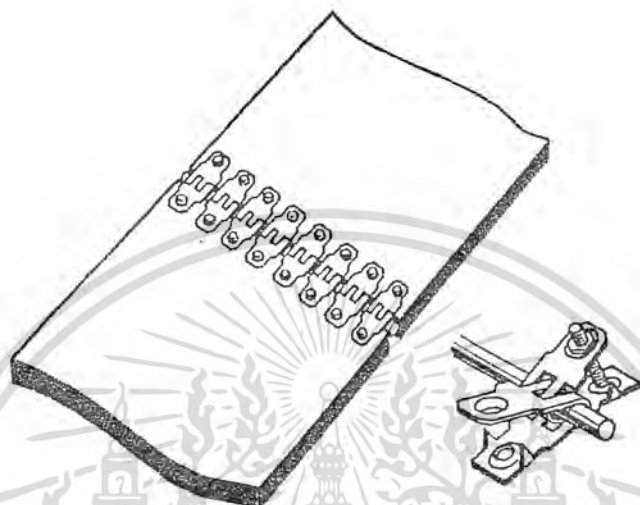
รูปที่ 2.50 การต่อด้วยลวดดัก

ข. การใช้ห่วงเหล็กกล้า (steel hinge) ดังรูปที่ 2.51 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งมีชื่อเรียกว่า "Alligator lacing" โดยใช้ค้อนตอกห่วงเหล็กกล้าให้จมลงไปที่ยุ่ปลายสายพานทั้งสองด้านแล้วจึงสอดสลักผ่านห่วงเหล็กกล้า ใช้ต่อสายพานแควบได้ และเหมาะกับการต่อสายพานส่งกำลังที่ใช้งานหนักกว่าการต่อด้วยลวดดัก



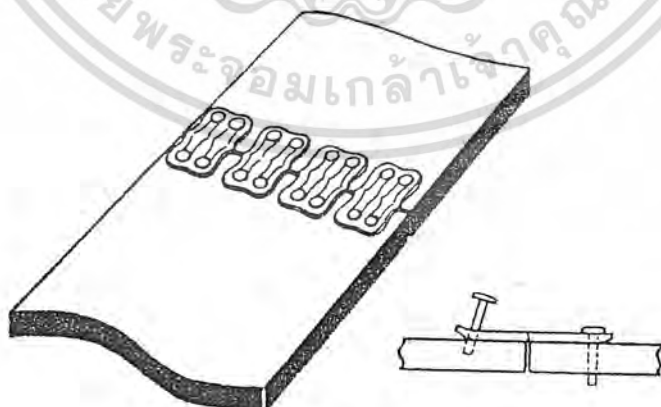
รูปที่ 2.51 การต่อด้วยห่วงเหล็กกล้า

การต่อโดยใช้ห่วงเหล็กกล้าอีกแบบหนึ่งก็คือใช้คลิป (clips) ที่เป็นแผ่นเหล็กรูปตัวยู ดังรูปที่ 2.52 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) คลิปแต่ละตัวยึดติดกับสายพานโดยใช้สลักเกลียว เหมาะกับการใช้ต่อสายพานลำเลียง (belt conveyors) ที่รับแรงปานกลาง โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อต้องมีการตัดต่อสายพานบ่อยครั้ง และป้องกันมิให้หัวสควขนาดเล็กที่ลำเลียงโดยใช้สายพานลำเลียงรื้อวไหลไปได้



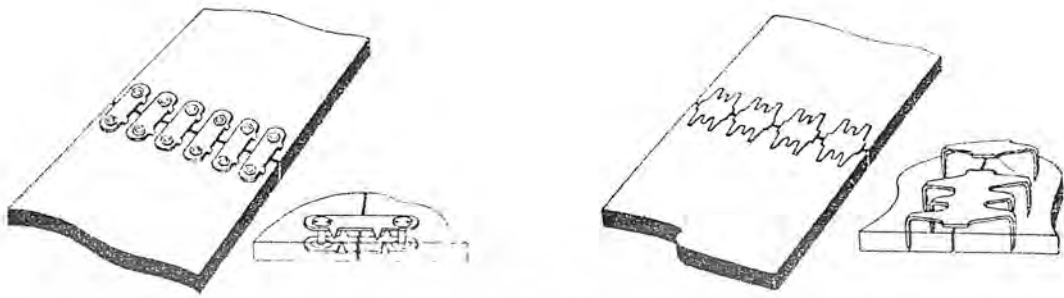
รูปที่ 2.52 การต่อด้วยห่วงเหล็กกล้า

ค. การต่อด้วยแผ่นเหล็ก (plate type) ดังรูปที่ 2.53 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ใช้แผ่นเหล็กเป็นรูปโค้งหนึ่งแผ่นหรือหลายแผ่นยึดติดกับสายพานด้วยหมุดย้ำ โดยจะติดอยู่ด้านบนของสายพาน รัศมีความโค้งของแผ่นเหล็กมักจะพอเหมาะกับความโค้งของล้อสายพาน เหมาะกับการใช้ต่อสายพานส่งกำลังที่ไม่ได้ขับแบบรีเวอสไครว์



รูปที่ 2.53 การต่อด้วยแผ่นเหล็ก

ส่วนการต่อสายพานด้วยแผ่นเหล็กดังรูปที่ 2.54 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) เหมาะกับการใช้ต่อสายพานลำเลียง



รูปที่ 2.54 การต่อด้วยแผ่นเหล็ก

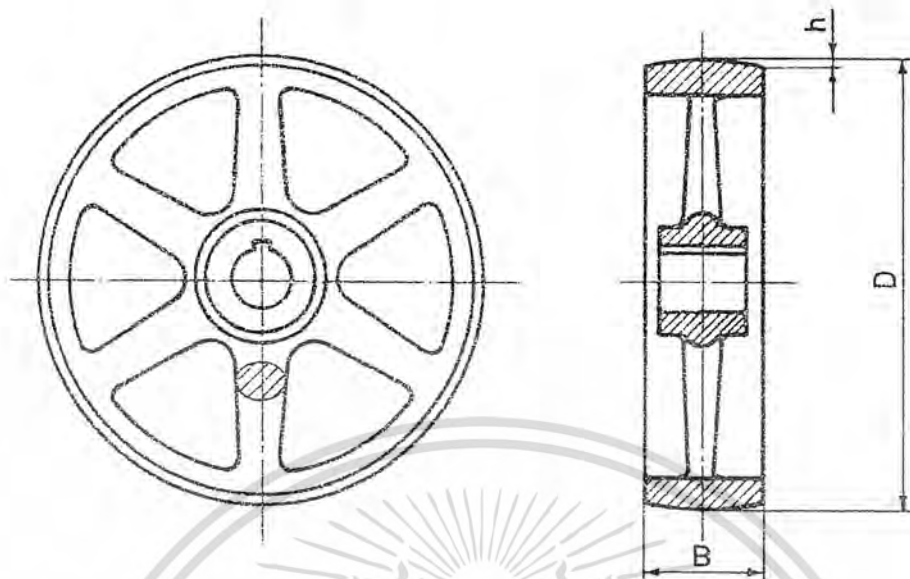
จากที่ได้กล่าวมาแล้วว่าการต่อสายพานทำให้ความต้านแรงของสายพานลดลง คำนีที่ใช้วัดค่านีคือ ค่าประสิทธิภาพรอยต่อ ซึ่งจะมีค่าแตกต่างกันไปตามวิธีการต่อ และมีค่าประมาณดังตารางที่ 2.24 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.24 ประสิทธิภาพของรอยต่อสายพาน

ชนิดของรอยต่อ	ประสิทธิภาพ η %
ต่อด้วยกาว (cementing) รูป 10.5	75 - 90
ต่อด้วยลวดดัก (wire lacing) รูป 10.6	60
ต่อด้วยห่วงเหล็กกล้า (alligator) รูป 10.7	40 - 70
ต่อด้วยแผ่นเหล็กย้าหมุด รูป 10.9	50 - 60
ต่อด้วยแผ่นเหล็ก รูป 10.10	60 - 70

2.5.8 ล้อสายพาน

การส่งกำลังโดยสายพานแบบทำได้โดยใช้ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าล้อสายพานกับผิวหน้าของสายพาน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทราบรายละเอียดเกี่ยวกับล้อสายพาน เพื่อที่จะนำไปใช้งานได้อย่างถูกต้องเหมาะสม ลักษณะของล้อสายพานที่ใช้งานทั่วไป ดูได้จากรูปที่ 2.55 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ล้อสายพานจะยึดติดกับเพลาคด้วยลิ้ม ดังนั้นที่คูล้อสายพานจึงต้องเจาะร่องลิ้มไว้เพื่อใช้ยึดกับเพลาค เพื่อให้ล้อสายพานมีน้ำหนักเบาจึงมักทำเป็นแขนยื่นออกจากคูล้อไปยังผิวหน้าที่สัมผัสกับสายพาน แขนยื่นนี้มีขนาดเรียวยาวตลอดและมีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปวงรี ดังรูปที่ 2.55 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางมาตรฐานดูได้จากตารางที่ 2.25 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)



รูปที่ 2.55 ล้อสายพาน

การใช้สายพานในการส่งกำลังขึ้นอยู่กับขนาดและการจัดวางล้อสายพานเป็นอย่างมาก ดังนั้นการเลือกใช้สายพานอย่างเหมาะสมจึงเกี่ยวข้องกับขนาด ชนิด และผิวหน้าของล้อสายพาน

ผิวโค้งบนหน้าล้อสายพาน (pulley crown) h คือผลต่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานตรงกึ่งกลางกับตรงขอบ ดังรูปที่ 2.55 (ชาญ อดินังาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ล้อสายพานที่ีจะค้องมีผิวโค้งบนหน้าล้อสายพาน แต่ถ้ามีมากเกินไปก็จะทำให้กึ่งกลางสายพานเกิดแรงดึงมากเกินไป ทำให้สายพานเสียหายเร็วยิ่งขึ้น ถ้าผิวโค้งบนหน้าล้อสายพานมีค่ามากจนกระทั่งขอบของสายพานไม่สัมผัสกับล้อสายพาน จะทำให้ควบคุมการเคลื่อนที่ของสายพานได้ไม่สะดวก สายพานสึกหรือเร็ว และยังทำให้สายพานขีดสีกับล้อสายพานจนเป็นมัน อันเป็นผลให้การเสียดทานระหว่างสายพานกับล้อสายพานลดลง ดังนั้นการทำผิวโค้งบนหน้าล้อสายพานจึงต้องเป็นไปตามมาตรฐาน ดังตารางที่ 2.26 (ชาญ อดินังาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) และเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานมีขนาด 400 ถึง 2000 มิลลิเมตร ผิวโค้งบนหน้าล้อสายพานจะเปลี่ยนแปลงไปตามความกว้างของล้อสายพาน ดังในตารางที่ 2.27 (ชาญ อดินังาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.25 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อยาสายพานแบบตามมาตรฐาน ISO 99-1975 (E)

ขนาดระบุ		ขนาดในพิกัด			
mm	in	เล็กสุด mm	ใหญ่สุด mm	เล็กสุด in	ใหญ่สุด in
40	1.6	39.5	40.5	1.56	1.60
45	1.8	44.4	45.6	1.75	1.80
50	2	49.4	50.6	1.95	2.00
56	2.24	55.2	56.8	2.17	2.24
63	2.5	62.2	63.8	2.45	2.51
71	2.8	70	72	2.76	2.84
80	3.15	79	81	3.11	3.19
90	3.55	88.8	91.2	3.50	3.59
100	4	98.8	101.2	3.88	3.98
112	4.5	110.8	113.2	4.36	4.46
125	5	123.4	126.6	4.86	4.98
140	5.6	138.4	141.6	5.45	5.58
160	6.3	158	162	6.22	6.38
180	7.1	178	182	7.01	7.17
200	8	198	202	7.80	7.95
224	9	221.5	226.5	8.72	8.92
250	10	247.5	252.5	9.74	9.94
280	11.2	276.8	283.2	10.90	11.15
315	12.5	311.8	318.2	12.28	12.53
355	14	351.8	358.2	13.85	14.10
400	16	396	404	15.59	15.91
450	18	446	454	17.56	17.87
500	20	496	504	19.53	19.84
560	22.4	555	565	21.85	22.24
630	25	625	635	24.61	25.00
710	28	705	715	27.75	28.15
800	31.5	793.7	806.3	31.25	31.74
900	35.5	893.7	906.3	35.18	35.68
1000	40	993.7	1006.3	39.12	39.62
1120	45	1112	1128	43.78	44.41
1250	50	1242	1258	48.90	49.53
1400	56	1392	1408	54.80	55.43
1600	63	1590	1610	62.60	63.39
1800	71	1790	1810	70.48	71.26
2000	80	1990	2010	78.35	79.13

ตารางที่ 2.26 ผิวโค้งบนหน้าล้อยายพานแบบตามมาตรฐาน ISO 100 - 1975 (E)

เส้นผ่านศูนย์กลาง D mm	h mm	เส้นผ่านศูนย์กลาง D mm	h mm
40 - 112	0.3	200 - 224	0.6
125 - 140	0.4	250 - 280	0.8
160 - 180	0.5	315 - 355	1

ตารางที่ 2.27 ผิวโค้งบนหน้าล้อยายพานแบบตามมาตรฐาน ISO 100 - 1975 (E)

ความกว้าง B	≤ 125	140 160	180 200	224 250	280 315	355	≥ 400
เส้นผ่านศูนย์กลาง D	ผิวโค้งบนหน้าล้อยายพาน h						
400	1	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
450	1	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2
500	1	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
560	1	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
630	1	1.5	2	2	2	2	2
710	1	1.5	2	2	2	2	2
800	1	1.5	2	2.5	2.5	2.5	2.5
900	1	1.5	2	2.5	2.5	2.5	2.5
1000	1	1.5	2	2.5	3	3	3
1120	1.2	1.5	2	2.5	3	3	3.5
1250	1.2	1.5	2	2.5	3	3.5	4
1400	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4
1600	1.5	2	2.5	3	3.5	4	5
1800	2	2.5	3	3.5	4	5	5
2000	2	2.5	3	3.5	4	5	6

ล้อยาสพานแบนขนาดเล็กรวมักจะทำจากเหล็กกล้าสีเทา โลหะเบา (light metal) พลาสติก ไม้ กระจกอัด ส่วนล้อยาสพานแบนขนาดใหญ่มักจะทำโดยการหล่อ หรือขึ้นรูปโดยใช้เหล็กกล้า โดยมีแขนยื่นออกมาจากคัมล้อยั่งรูปที่ 2.55 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ผิวหน้าของล้อยาสพานจะต้องดัดกลึงให้เรียบ เพื่อเพิ่มความเสียดทานและลดการสึกหรอของงานพานเนื่องจากการครีฟ

ความหนาของของขอบล้อยาสพาน ควรมีค่าประมาณ

$$(d/3000) + 2 \text{ มิลลิเมตร ถึง } (d/200) + 3 \text{ มิลลิเมตร}$$

โดยที่ d เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อยาสพาน และจำนวนแขนของล้อยาสพานควรมีประมาณ

$$1.7\sqrt{d/100} \geq 4$$

ซึ่งมักจะเป็นเลขคี่ ถ้าล้อยาสพานแยกออกเป็นสองซีกไม่ได้ แต่เป็นล้อยาสพานขนาดใหญ่ อาจทำเป็นสองซีกแล้วยึดติดกันโดยใช้สลักเกลียว ก็จะมีจำนวนแขนเป็นเลขคู่ พื้นที่หน้าตัดของแขนที่เป็นรูปวงรีจะมีอัตราส่วนของด้านประมาณ 1/2 ถึง 1/2.5 และอัตราเร็วมีค่าประมาณ 5 : 4

สิ่งสำคัญก็คือต้องทำให้ล้อยาสพานสมดุลเพื่อใช้งานได้ตามความเร็วรอบที่เหมาะสม ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญมากเมื่อความเร็วรอบสูง ความเค้นที่ขอบล้อยาสพานเนื่องมาจากการหมุนจะต้องไม่เกินค่าที่กำหนด ซึ่งขึ้นอยู่กับความเร็วขอบของล้อยาสพาน Greenwood (2) ได้เสนอความเร็วขอบของล้อยาสพานที่เหมาะสมกับล้อยาสพานชนิดต่าง ๆ ค้างในตารางที่ 2.28 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.28 ความเร็วขอบของล้อยาสพานแบน

ชนิดของล้อยาสพาน	ความเร็วขอบ, m/s
เหล็กหล่อ	18 - 23
เหล็กกล้าขึ้นรูป	20 - 28
ไม้ทั้งหมด	25 - 30
ขอบเป็นไม้	40 - 50
กระจกอัดหรือโฟเบอร์	40 - 50

2.5.9 การทำให้เกิดแรงดึงขึ้นในสายพานแบน

อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดแรงดึงขึ้นในสายพาน มีผลต่อการออกแบบและค่าใช้จ่ายในการขับเคลื่อนสายพาน ถ้าล้อยาสพานห่างกันมาก (ในแนวระดับ) น้ำหนักของสายพานก็เพียงพอที่จะทำให้เกิดแรงดึงขึ้นในสายพาน แต่ถ้าล้อยาสพานอยู่ใกล้กันก็จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์อย่างอื่นเข้าช่วย

2.5.9.1 การทำให้สายพานสั้นลง

สมมติว่าสายพานมีความยาวเดิม L_0 ซึ่งสั้นกว่าความยาวสายพานขณะยึด L เท่ากับ ΔL นั่นคือ $L_0 = L - \Delta L$ และทำให้เกิดความเค้น

$$\sigma_t = E \frac{\Delta L}{L_0}$$

และแรงดึงในสายพานขณะหยุดนิ่ง คือ

$$F_i = \sigma_i b t$$

แรงดึงขั้นต่ำในสายพานขึ้นอยู่กับแรงหนีศูนย์กลาง F_c แรงดึงจากการส่งกำลัง F และแรงดึงในสายพานด้านหย่อน นั่นคือ

$$F_i = F_c + F_2 + 0.5F \quad (2.125)$$

ถ้าให้ $m = F_1 / F_2$ แล้วสมการที่ 2.125 จะเขียนใหม่ได้เป็น

$$F_i = F_c + 0.5F \frac{m+1}{m-1} \quad (2.126)$$

ความเค้นที่เกิดขึ้นคือ

$$\sigma_i = \frac{F_i}{b \cdot t} = \sigma_c + 0.5\sigma_t \frac{m+1}{m-1} = E \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.127)$$

เปอร์เซ็นต์ความเครียดในสายพานคือ

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} 100 = \frac{\sigma_i}{E} 100 = \frac{100\sigma_c}{E} + \frac{50\sigma_t}{E} \frac{m+1}{m-1} \% \quad (2.128)$$

$$\Delta L = \frac{\epsilon L_0}{100} = \frac{\epsilon L}{100 + \epsilon} \quad (2.129)$$

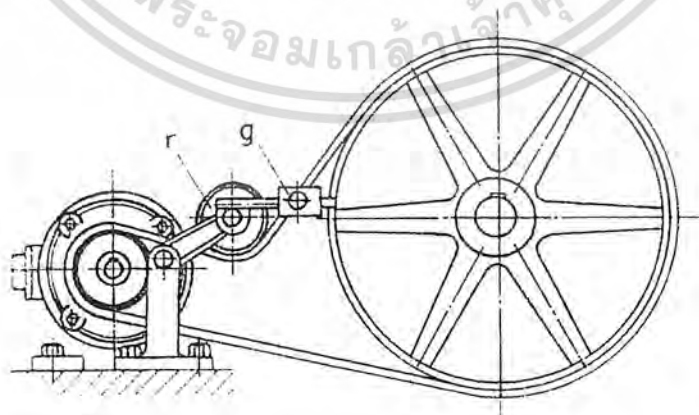
ในทางปฏิบัติจะเลือกใช้ค่าความเครียดดังนี้คือ

$$\epsilon = 0.75\% \quad \text{สำหรับสายพานหนังและสายพานผ้าถัก}$$

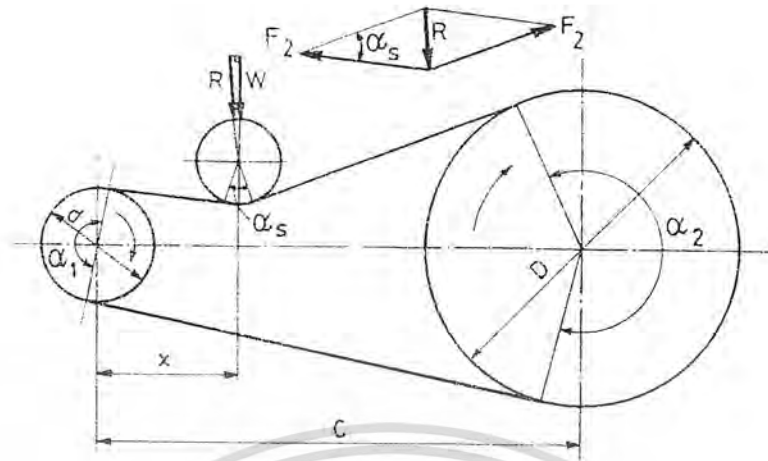
$$\epsilon = 3\% \quad \text{สำหรับสายพานที่ใช้งานหนัก}$$

2.5.9.2 การใช้ล้อย่อยบนด้านหย่อน

การใช้ล้อย่อยอาจทำได้ในลักษณะดังรูปที่ 2.56 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งเหมาะกับการขับเคลื่อนสายพานขนาดใหญ่ และทำให้มุมสัมผัส α_1 เพิ่มขึ้นอันเป็นผลให้อัตราส่วนแรงดึง $F / (F_1 + F_2)$ เพิ่มขึ้น และ F เพิ่มขึ้น การหาแรงกดจากล้อย่อยทำได้โดยการพิจารณาแผนภาพของแรง (force diagram) ดังรูปที่ 2.57 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)



รูปที่ 2.56 การทำให้สายพานตึงโดยใช้ล้อย่อย



รูปที่ 2.57 การหาแรงบนล้อช่วย

การเลือกตำแหน่งของล้อช่วยว่าควรอยู่ที่ใดนั้น จะต้องพิจารณาถึงการบิดตัวของสายพานและส่วนโค้งสัมผัส กู๊ดเยียร์แนะนำไว้ว่า ควรทำให้สายพานยืดยึด 6% ในขณะที่ใช้งานหรืออย่างน้อยที่สุดต้องไม่ต่ำกว่า 3%

ถ้าไม่สามารถปรับระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อสายพาน จำเป็นจะต้องจัดตำแหน่งของล้อช่วยให้อยู่ใกล้กับล้อสายพานล้อใดล้อหนึ่ง เพื่อให้มีแรงดึงในสายพานเพียงพอขณะเริ่มต้นขับ ถ้าจัดไว้ใกล้กับล้อสายพานเล็กจะช่วยทำให้ส่วนโค้งสัมผัสดีขึ้น แต่ถ้าจัดไว้ใกล้กับล้อสายพานใหญ่ ก็จะช่วยทำให้มีแรงดึงในสายพานเพียงพอขณะเริ่มต้นขับ

ถ้าสามารถปรับระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อสายพานได้ และล้อช่วยทำหน้าที่เพียงแต่ทำให้มีแรงดึงในสายพานเพียงพอ ก็มักจะเลือกจัดวางไว้ในตำแหน่งที่อำนวยประโยชน์ที่สุดคือ ทำให้ส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพานทั้งสองเท่ากัน ในกรณีนี้ข้อกำหนดตำแหน่งของล้อช่วยได้โดยใช้ตารางที่ 2.29 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งจะได้ความสัมพันธ์ที่ใกล้เคียงมาก ขนาดต่าง ๆ ในตารางที่ 2.29 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) นี้เป็นไปตามรูปที่ 2.57 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.29 ตำแหน่งของล้อช่วย

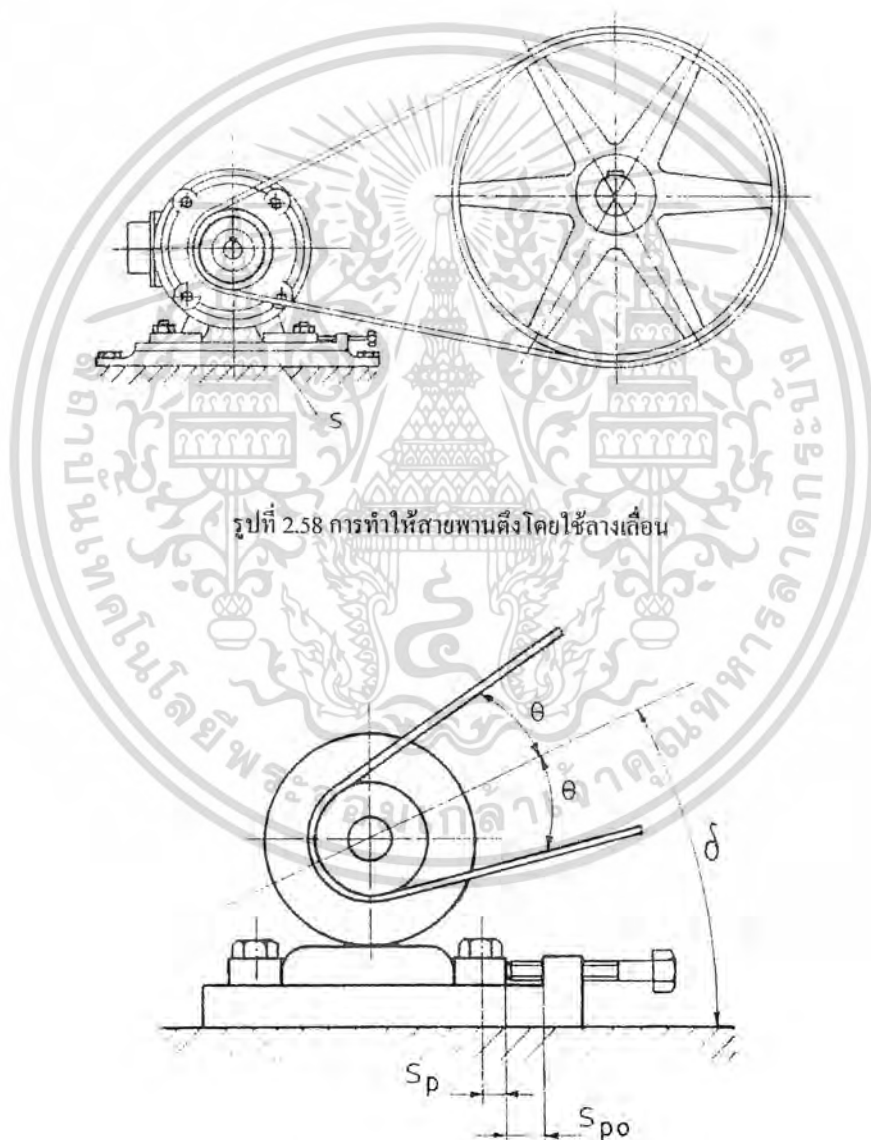
อัตราทด	ค่าของ x/C	
	เมื่อ C น้อยกว่า $4(d + D)$	เมื่อ C มากกว่า $4(d + D)$
1 : 1 - 1.5	1/2	1/4
1 : 1.5 - 2.5	1/3	1/5
มากกว่า 1 : 2.5	1/4	1/6

2.5.9.3 การเพิ่มระยะห่างระหว่างล้อสายพาน

โดยปกติแล้วมอเตอร์ที่ใช้ขับสายพานมักจะติดตั้งไว้บนรางเลื่อน (slide rail) ดังรูปที่ 2.58 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) และสามารถปรับแรงดึงในสายพานได้โดยเลื่อนมอเตอร์ไปบนรางเลื่อนด้วยสลักเกลียว ระยะทางที่มอเตอร์เลื่อนไป s_p คำนวณได้จากสมการ 2.130 และดูรูปที่ 2.59 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ประกอบ

$$s_p = \frac{\Delta L}{2.5 \cos \delta \cos \theta} \quad (2.130)$$

โดยที่ ΔL เป็นค่าที่คำนวณได้โดยใช้สมการ (10.27)



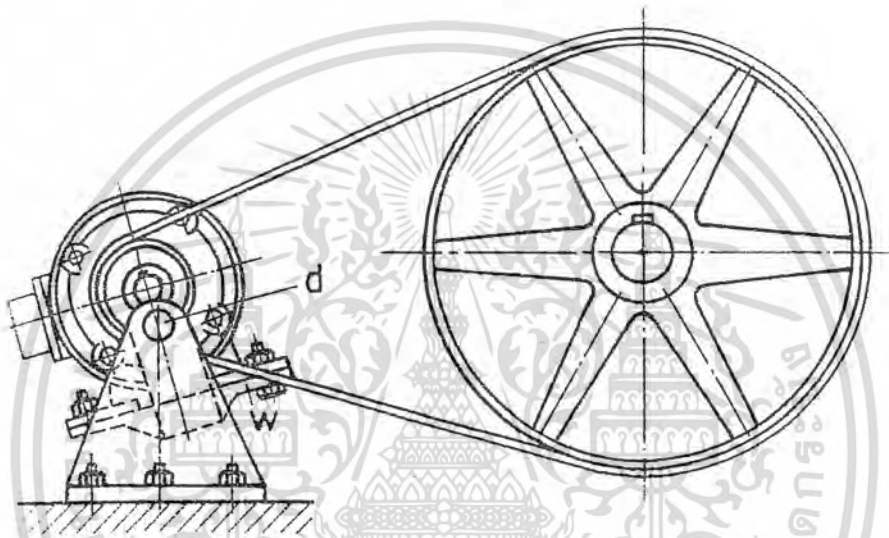
รูปที่ 2.58 การทำให้สายพานตึงโดยใช้รางเลื่อน

รูปที่ 2.59 ระยะทางที่เลื่อนมอเตอร์ เพื่อให้มีแรงดึงเพียงพอขณะเริ่มเดินขับ

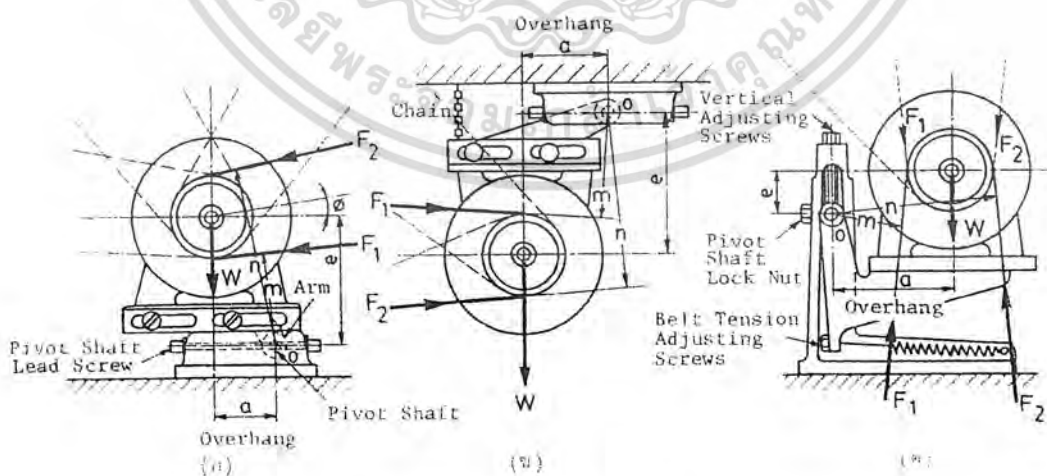
2.5.9.4 การทำให้เกิดการตั้งเอง

ในการจับด้วยสายพานโดยมีอัตราทดสูง และล้อสายพานอยู่ใกล้กัน ทำให้ส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพานเล็กมีค่าน้อย และเมื่อไม่สามารถปรับระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อสายพานได้ด้วยแล้ว เมื่อใช้งานไปช่วงเวลาหนึ่งจะทำให้แรงค้ำขึ้นต้นในสายพานลดลง ทำให้สมรรถนะในการส่งกำลังลดลง ซึ่งสามารถจะแก้ไขได้โดยใช้ไฟว์มอเตอร์ (pivoted motor) ดังรูปที่ 2.60 ซึ่งอาศัยโมเมนต์บีคปฏิกิริยา (reaction torque) บนเปลือกของมอเตอร์ ทำให้สายพานตั้งอยู่ตลอดเวลาหรืออาจทำให้สายพานตั้งโดยใช้น้ำหนักของมอเตอร์ ดังรูปที่ 2.61 (ชาฮู ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งสามารถหาระยะแขวน (overhang) ได้จากสมการ การสมดุลย์ของโมเมนต์ นั่นคือ

$$W_a = F_1 m + F_2 n \quad (2.131)$$



รูปที่ 2.60 การทำให้สายพานตั้งเองโดยไฟว์มอเตอร์



รูปที่ 2.61 ฐานยึดไฟว์มอเตอร์ (ก) ติดพื้น (ข) ติดเพดาน (ค) ติดฝาผนัง

2.5.10 การคำนวณหาขนาดของสายพานแบน

การคำนวณหาขนาดของสายพานแบนในทางปฏิบัติ มักจะต้องทำตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิตสายพาน ซึ่งเมื่อเลือกขนาดสายพานได้แล้ว ก็อาจจะตรวจสอบความเค้นในสายพานได้โดยใช้สมการที่ 2.124 แต่โดยปกติแล้ว เมื่อเลือกสายพานตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิตแล้วก็มีจะใช้งานได้อย่างปลอดภัย ทั้งนี้เพราะข้อมูลต่าง ๆ เหล่านี้ ได้ผ่านการทดสอบมาแล้วเป็นอย่างดี

เพื่อให้ผู้ศึกษามีความคุ้นเคยกับการเลือกขนาดสายพานตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต ดังนั้นสิ่งต่าง ๆ ที่จะกล่าวต่อไป พร้อมทั้งข้อมูลต่าง ๆ ต่อไปนี้ ได้มาจากบริษัทผู้ผลิตบริษัทหนึ่ง ซึ่งสายพานชนิดนี้มีใช้งานอยู่ในประเทศไทย และผู้เขียนมีความเห็นว่า เมื่อมีความเข้าใจกับวิธีการเลือกขนาดสายพานด้วยวิธีนี้แล้ว จะสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับวิธีเลือกสายพานจากบริษัทผู้ผลิตอื่น ๆ ได้

การเลือกขนาดของสายพานในทางปฏิบัติ นั้น มักจะเลือกจากกำลังงานที่แก้ไข (corrected power) ซึ่งหาค่าได้จากสมการ

$$P = W_p \cdot N_s \cdot \frac{1}{N_a} \quad (2.132)$$

โดยที่ P = กำลังงานที่แก้ไข

W_p = กำลังงานที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งาน (service factor) หาค่าได้จากตารางที่ 2.35 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส (arc of contact correction factor) หาค่าได้จากตารางที่ 2.33 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) หรือตารางที่ 2.34 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

จากนั้นจึงคำนวณหาความกว้างของสายพานได้จากสมการ

$$b = \frac{25P}{P_o} \quad (2.133)$$

โดยที่ b = ความกว้างสายพาน

P_o = กำลังที่สายพานกว้าง 25 มิลลิเมตร ส่งได้ หาค่าได้จากตารางที่ 2.32 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

น้ำหนักและความหนาของสายพานชนิดนี้ คูได้จากตารางที่ 2.30 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.30 น้ำหนักและความหนาของสายพาน

จำนวนชั้น	น้ำหนัก N/m/ความกว้าง 25 mm	ความหนา mm
3	0.530	3.70
4	0.755	4.94
5	0.960	6.17
6	1.175	7.41

ในการเลือกใช้สายพานแบบมีคำแนะนำว่า ควรจะรักษาให้ความแข็งดิ่งทางด้านขวาง (lateral stiffness) ของสายพานให้คงไว้ โดยการเลือกใช้สายพานให้แคบที่สุดและใช้สายพานหลายชั้นที่สุด แต่ก็ต้องให้เหมาะสมกับขนาดของล้อสายพานดังในตารางที่ 2.31 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งจะช่วยให้ประสิทธิภาพของรอยต่อสายพานดีขึ้น

ตารางที่ 2.31 ขนาดล้อสายพานเล็กที่สุดสำหรับใช้กับสายพาน

จำนวนชั้น	เส้นผ่านศูนย์กลาง ล้อสายพาน, mm	จำนวนชั้น	เส้นผ่านศูนย์กลาง ล้อสายพาน, mm
3	80	5	500
4	250	6	800

การกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพาน ทางด้านอุตสาหกรรมมักจะกำหนดความสามารถในการส่งกำลังต่อหน่วยความกว้างของสายพาน เช่นในระบบหน่วยอังกฤษมักกำหนดเป็น HP/in และระบบหน่วยเอสไอกำหนดเป็น kW/25 มิลลิเมตร ซึ่งจะคว่าได้จากตาราง 10.25 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานเป็น kW/25 มิลลิเมตร สำหรับส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพาน 180° ดังนั้นถ้าในการใช้งานจริงส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพานอาจจะไม่เท่ากับ 180° ก็ได้ ทำให้สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานเปลี่ยนไปจากค่าที่กำหนดในตารางที่ 2.32 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ด้วยเหตุนี้จึงจำเป็นจะต้องมีค่าตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพาน ดังในตารางที่ 2.34 ซึ่งถือว่าส่วนโค้งสัมผัส 180° เป็นมาตรฐาน และไม่จำเป็นจะต้องมีการแก้ไขแค่ถ้าส่วนโค้งสัมผัสน้อยกว่า 180° ก็จะต้องแก้ไขซึ่งค่าที่ใช้แก้ไขนี้ขึ้นอยู่กับ ผลต่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานและระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง แต่ถ้าส่งกำลังโดยมีล้อช่วยจะทำให้ส่วนโค้งสัมผัสมีมากกว่า 180° ก็ให้ใช้ตัวประกอบแก้ไขในตารางที่ 2.35 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.32 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพาน kW / 25 มิลลิเมตร สำหรับส่วนโค้งสัมผัส 180°

ชั้น	RPM ของ เพลา หมุน เร็ว	เส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานเล็ก, มม										
		80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800
3	720	0.48	0.67	0.94	1.35	1.97	2.70	3.73	5.58	6.93	8.30	-
	960	0.62	0.86	1.19	1.71	2.50	3.40	4.64	6.79	8.15	-	-
	1440	0.88	1.21	1.67	2.38	3.40	4.51	5.94	-	-	-	-
	100	0.09	0.12	0.17	0.24	0.35	0.49	0.68	1.05	1.35	1.71	2.15
	200	0.15	0.22	0.31	0.45	0.65	0.90	1.26	1.92	2.47	3.13	3.91
	300	0.22	0.31	0.43	0.64	0.93	1.28	1.79	2.73	3.49	4.41	5.45
	400	0.29	0.40	0.56	0.82	1.19	1.64	2.29	3.48	4.44	5.56	6.79
	500	0.35	0.48	0.68	0.99	1.45	1.99	2.77	4.19	5.31	6.59	7.89
	600	0.41	0.57	0.79	1.16	1.69	2.32	3.22	4.85	6.10	7.46	8.72
	700	0.47	0.65	0.91	1.32	1.93	2.64	3.65	5.46	6.81	8.18	9.23
	800	0.52	0.74	1.02	1.48	2.15	2.95	4.05	6.02	7.41	8.71	-
	900	0.58	0.81	1.13	1.62	2.37	3.23	4.43	6.52	7.91	-	-
	1000	0.64	0.89	1.23	1.76	2.58	3.51	4.78	6.95	8.29	-	-
	1100	0.69	0.97	1.34	1.91	2.78	3.77	5.10	7.32	8.55	-	-
	1200	0.76	1.03	1.44	2.06	2.96	4.01	5.39	7.62	-	-	-
	1300	0.80	1.11	1.54	2.19	3.14	4.23	5.64	-	-	-	-
	1400	0.86	1.19	1.64	2.32	3.32	4.43	5.86	-	-	-	-
	1500	0.96	1.25	1.73	2.45	3.49	4.62	6.05	-	-	-	-
1600	0.98	1.32	1.83	2.57	3.65	4.78	6.19	-	-	-	-	
1700	1.01	1.39	1.91	2.70	3.79	4.94	6.29	-	-	-	-	
		250	315	400	500	630	800	1000				
4	720	2.48	4.08	5.80	7.87	10.11	-	-				
	960	-	5.03	7.01	9.10	-	-					
	100	0.46	0.76	1.10	1.56	2.12	2.78	3.48				
	200	0.84	1.39	2.01	2.84	3.86	5.05	6.27				
	300	1.19	1.97	2.86	4.02	5.43	7.04	8.64				
	400	1.52	2.52	3.64	5.10	6.84	8.76	10.53				
	500	1.84	3.04	4.38	6.09	8.08	10.17	11.84				
	600	2.14	3.53	5.06	6.97	9.13	11.21	-				
	700	2.42	3.99	5.69	7.73	9.97	11.83	-				
	800	2.69	4.42	6.25	8.37	10.56	-	-				
	900	-	4.61	6.75	8.87	-	-	-				
	1000	-	5.16	7.17	9.22	-	-	-				
1100	-	5.48	7.52	-	-	-	-					
1200	-	-	7.78	-	-	-	-					

ตารางที่ 2.32 (ต่อ) สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพาน kW / 25 มิลลิเมตร สำหรับส่วนโค้งสัมผัส 180°

ชั้น	RPM ของเพลาหมุนเร็ว	เส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานเล็ก, mm								
		500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250
5	720	-	9.05	10.47	11.60	-	-	-	-	-
	100	1.51	1.86	2.22	2.64	3.17	3.73	4.17	4.74	5.27
	150	2.15	2.65	3.16	3.75	4.50	5.29	5.90	6.70	7.43
	200	2.76	3.40	4.05	4.80	5.75	6.74	7.50	8.49	9.39
	250	3.34	4.11	4.89	5.79	6.92	8.09	8.97	10.12	11.13
	300	3.89	4.79	5.69	6.71	8.00	9.34	10.31	11.57	12.63
	350	4.42	5.43	6.45	7.57	9.01	10.47	11.50	12.82	13.86
	400	4.93	6.04	7.16	8.37	9.92	11.48	12.53	13.84	14.80
	450	5.41	6.62	7.82	9.10	10.74	12.35	13.38	14.63	15.40
	500	5.86	7.16	8.44	9.75	11.45	13.08	14.04	15.15	-
	550	6.29	7.67	9.00	10.33	12.05	13.65	14.40	-	-
	600	6.68	8.13	9.51	10.81	12.53	14.06	-	-	-
	650	-	8.55	9.95	11.21	12.88	-	-	-	-
	700	-	8.92	10.33	11.51	13.10	-	-	-	-
	750	-	9.24	10.65	11.70	-	-	-	-	-
	800	-	-	10.89	-	-	-	-	-	-
850	-	-	11.06	-	-	-	-	-	-	
			800	900	1000	1120	1250	1400		
6	100		2.88	3.39	3.79	4.97	6.02	6.88		
	150		4.06	4.76	5.35	7.01	8.48	9.67		
	200		5.23	6.13	6.78	8.87	10.70	12.15		
	250		6.26	7.32	8.06	10.53	12.66	14.31		
	300		7.28	8.50	9.02	11.99	14.34	16.09		
	350		8.18	9.50	10.17	13.21	15.70	17.44		
	400		9.08	10.50	10.95	14.18	16.71	18.33		
	450		9.78	11.24	11.52	14.85	17.32	-		
500		10.48	11.97	11.87	15.21	-	-			
550		11.18	12.71	11.97	-	-	-			

ตารางที่ 2.33 คัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมพัทธ์ N_c สำหรับสายพานแบน

ผลต่างของ เส้น ผ่านศูนย์กลาง ล้อสายพาน, mm	ระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง, C เชน m																
	0.5	1	2	2.5	3	4	5	5.5	6	6.5	7.5	9	10	12	14	16	
50	.98	.99	.99	.99	.99	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100	.96	.98	.98								1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
150	.94	.97	.98														
200	.92	.96	.97														
250	.96	.95	.97	.97													
300	.88	.94	.96	.97													
350	.85	.93	.95	.96	.97												
400	.83	.92	.95	.96	.97	.97											
450	.81	.91	.94	.95	.96	.97	.97										
500	.79	.90	.93	.95	.96	.97	.97	.97									
550	.76	.89	.93	.94	.96	.97	.97	.97	.97								
600	.74	.88	.92	.94	.95	.97	.97	.97	.97								
650	.71	.87	.91	.93	.95	.96	.97	.97	.97								
700	.69	.85	.90	.93	.94	.96	.97	.97	.97	.97							
750	.63	.83	.90	.92	.94	.96	.96	.97	.97	.97							
800	.63	.82	.89	.92	.93	.95	.96	.97	.97	.97	.97						
850	.58	.82	.88	.91	.93	.95	.96	.96	.97	.97	.97						
900	.54	.81	.88	.91	.93	.95	.95	.96	.97	.97	.97						
950		.78	.85	.89	.91	.94	.95	.95	.96	.97	.97	.97					
1050		.74	.83	.88	.90	.93	.94	.95	.95	.96	.97	.97	.97				
1400		.70	.81	.86	.89	.92	.93	.94	.94	.95	.96	.97	.97	.97			
1500		.66	.79	.84	.88	.91	.92	.93	.94	.94	.95	.96	.97	.97	.97		
1700		.61	.76	.83	.86	.90	.92	.92	.93	.94	.95	.96	.97	.97	.97	.97	.97
1800		.54	.74	.81	.85	.89	.91	.92	.93	.93	.94	.95	.96	.97	.97	.97	.97
2000			.71	.79	.84	.89	.90	.91	.92	.93	.94	.95	.95	.96	.97	.97	.97
2150			.69	.78	.82	.88	.89	.90	.92	.92	.93	.94	.95	.96	.97	.97	.97
2300			.66	.76	.81	.87	.88	.90	.92	.93	.93	.94	.95	.95	.96	.97	.97
2400			.63	.74	.80	.86	.88	.89	.91	.91	.92	.93	.94	.95	.96	.96	.96
2600			.58	.72	.78	.85	.88	.88	.90	.90	.92	.93	.94	.95	.95	.96	.96
2800			.54	.70	.77	.84	.87	.88	.89	.90	.91	.93	.94	.94	.95	.96	.96
2900			.68	.75	.83	.86	.87	.88	.89	.91	.92	.93	.94	.94	.95	.95	.95
3000			.66	.74	.82	.84	.86	.88	.89	.90	.92	.93	.94	.94	.95	.95	.95
3200				.64	.73	.81	.83	.85	.87	.88	.89	.91	.93	.94	.94	.95	.95

ตารางที่ 2.34 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_s

ส่วนโค้งสัมผัส องศา	ตัวประกอบ	ส่วนโค้งสัมผัส องศา	ตัวประกอบ
90	0.58	180	1.00
100	0.64	190	1.03
110	0.69	200	1.07
120	0.74	210	1.11
130	0.79	220	1.14
140	0.83	230	1.17
150	0.88	240	1.20
160	0.92	250	1.23
170	0.96	260	1.26
180	1.00	270	1.29

มักจะพบกันเสมอ ๆ ว่า ความเป็นจริงกับทฤษฎีอาจมีความขัดแย้งกัน สมการที่ใช้ในการออกแบบซึ่งได้มาจากสมการทางคณิตศาสตร์และฟิสิกส์มักจะได้ผลไม่สมบูรณ์แบบจนกว่าวิศวกรหรือนักวิทยาศาสตร์จะได้มีการปรับปรุงทางด้านทฤษฎีให้สอดคล้องกับความเป็นจริง ซึ่งอาจจะทำได้โดยการทดลองต่าง ๆ จนได้ผลเป็นที่พอใจ ในกรณีของการส่งกำลังด้วยสายพานแบบนี้จึงมีตัวประกอบที่ใช้ทำให้ส่วนประกอบที่ใช้ทำให้ค่าทางทฤษฎีสอดคล้องกับความเป็นจริง คือ ตัวประกอบใช้งานคั่งในตารางที่ 2.35 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของอุปกรณ์ที่ค้ำและชนิดของอุปกรณ์ที่ใช้ขับ

ตารางที่ 2.35 ตัวประกอบใช้งาน N_u สำหรับสายพานแบน

ชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการขับ	ชนิดของอุปกรณ์ขับ	
	<p><u>มอเตอร์กระแสสลับ</u>: normal torque squirrel cage; synchronous และ split phase.</p> <p><u>มอเตอร์กระแสตรง</u>: shunt wound</p>	<p><u>มอเตอร์กระแสสลับ</u>: high torque, high slip, repulsion induction, single phase, series wound และ slip ring.</p> <p><u>มอเตอร์กระแสตรง</u>: series wound และ compound - wound</p>

ตารางที่ 2.35 (ต่อ) ตัวประกอบใช้งาน N_u สำหรับสายพานแบน

	เครื่องยนต์สันดาปภายใน : ความเร็วรอบสูงกว่า 600 rpm				เครื่องยนต์หนึ่งสูบ เครื่องยนต์สันดาปภายใน : ความเร็วรอบต่ำกว่า 600 rpm เพลาส่งกำลัง, คัตซ์, เบรค : คอตตรงกับอุปกรณ์ สคาร์ต			
	ชั่วโมงทำงานต่อวัน				ชั่วโมงทำงานต่อวัน			
	น้อยกว่า 10		มากกว่า 10		น้อยกว่า 10		มากกว่า 10	
	สคาร์ต ด้วย แรง เคลื่อน 85%	สคาร์ต โดย ตรง	สคาร์ต ด้วย แรง เคลื่อน 85%	สคาร์ต โดย ตรง	สคาร์ต ด้วย แรง เคลื่อน 85%	สคาร์ต โดย ตรง	สคาร์ต ด้วย แรง เคลื่อน 85%	สคาร์ต โดย ตรง
งานเบา/ปานกลาง เครื่องกวาดของเหลว, สายพานลำเลียง, เครื่องเป่าลม (blowers) เครื่องอัดลมแบบพอยโซเนลและเรดาซี, เครื่องอบแห้ง, พัดลม, เครื่องกำเนิดไฟฟ้า, เพลาส่งกำลัง, เครื่องจักรกล, เครื่องพิมพ์	1.0	1.2	1.1	1.3	1.1	1.3	1.2	1.5
งานหนัก เครื่องทำอิฐ, bucket elevators, เครื่องย่อยหิน, เครื่องอัดลมแบบลูกสูบ, hammer mills, เครื่องตีกระดาษและบดกระดาษ, โรงเย็บและเครื่องทอผ้า	1.2	1.4	1.3	1.5	1.3	1.5	1.4	1.7

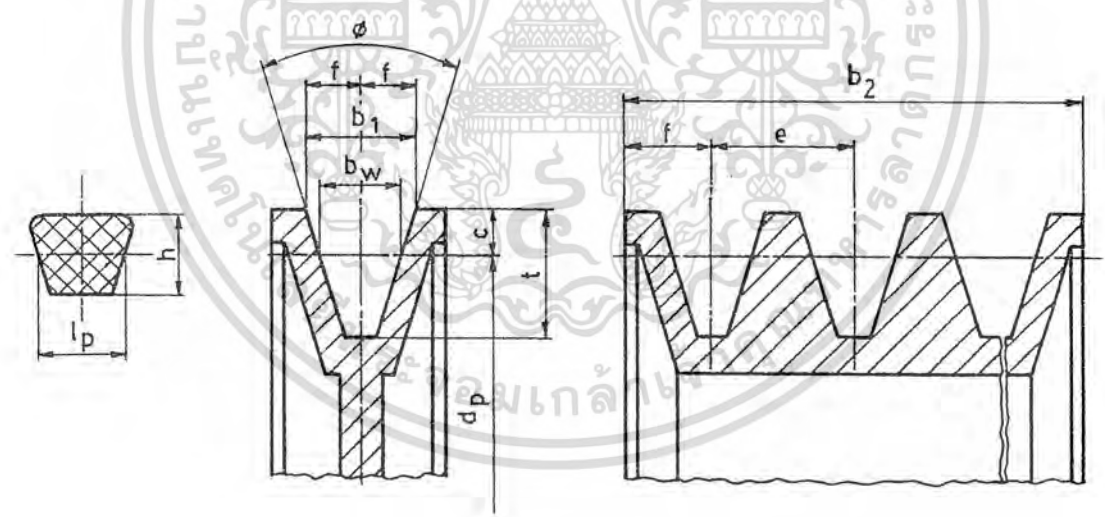
2.5.11 สายพานลิ่ม

สายพานลิ่มใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงขั้นต่ำในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียวย กับร่องรูปลิ่มของล้อสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่ไม่มีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจให้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรกได้ด้วย

การขับเคลื่อนสายพานลิ่ม มีข้อดีคือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนี้ยังมีขนาดกะทัดรัด มีประสิทธิภาพ และแรงของเพลานี้ไม่ต้องรับแรงมากเกินไปจึงมักใช้ในการขับเคลื่อนทางด้านการเกษตรกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานขับเคลื่อนโดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7:1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10:1

2.5.12 ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ่ม

สายพานลิ่ม มีหน้าตัดเป็นรูปลิ่ม ดังนั้นในการกำหนดขนาดจึงมักกำหนดโดยใช้ความกว้างพิชช์ (pitch width) และความหนาสายพานโดยใช้ตัวอักษรแทน ซึ่งแบ่งออกเป็นสายพานลิ่มแบบแคบ (narrow V - belts) มีขนาด SPZ SPA SPB และ SPC และสายพานลิ่มแบบธรรมดา มีขนาด Y Z A B C D และ E ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะสายพานลิ่มแบบธรรมดาเท่านั้น รูปร่างหน้าตัดของสายพานลิ่มและล้อสายพาน คู่มือจากรูปที่ 2.62 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ส่วนขนาดต่างๆ คู่มือจากรายที่ 2.36 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) และตารางที่ 2.37 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)



รูปที่ 2.62 หน้าตัดสายพานลิ่มและล้อสายพาน

ตารางที่ 2.36 ขนาดสายพานลิ้มและล้อสายพานลิ้ม ตามมาตรฐาน ISO/R 52 - 1957 (E)
และ ISO/R 256 - 1962

หน่วย: มม.

หน้าตัดสายพาน	Y	Z	A	B	C	D	E		
l_p	5.3	8.5	11	14	19	27	32		
h	4	6	8	11	14	19	25		
b_w	5.3	8.5	11	14	19	27	32		
b_1	6.3	9.7	12.7	16.3	22	32	40		
c	1.6	2	2.8	3.5	4.8	8.1	12		
e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7		
f	6 ± 0.5	8 ± 0.6	10 ± 0.6	12.5 ± 0.8	17 ± 1	24 ± 2	29 ± 2		
t_{min}	7	11	14	18	24	28	33		
32°	ϕ	≤ 63	-	-	-	-	-		
34°	สำหรับ เส้นผ่าน	-	63 - 80	90 - 118	140 - 190	224 - 315	-		
36°	ศูนย์กลาง	63	-	-	-	≤ 500	≤ 630		
38°	ขีด d_p	-	> 80	> 118	> 190	> 315	> 500		
b_2	จำนวน	1	12	16	20	25	34	48	58
	ร่องบน	2	20	28	35	44	59.5	85	102.5
	ล้อสาย	3	28	40	50	63	85	122	147
	พาน	4	36	52	65	82	110.5	159	191.5
		5	44	64	80	101	136	196	236
		6	52	76	95	120	161.5	233	280.5
		7	60	88	110	139	187	270	325
		8		100	125	158	212.5	307	369.5
		9		112	140	177	238	344	411
		10		124	155	196	263.5	381	458.5
		11		136	170	215	289	418	503
		12		148	185	234	314.5	455	547.5
d_{pmin}	28	50	80	125	200	355	500		

ตารางที่ 2.37 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิคซ์ d_p ของลวดสายพานลิ่มตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957 (E)

และ ISO/R 253-1962 (E)

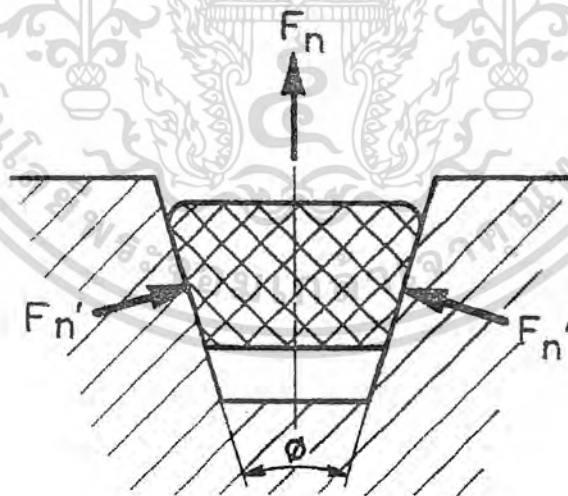
ขนาดเป็น mm

25	60	100	170	280	500	900	1900
28	63	106	180	300	530	1000	2000
31.5	67	112	190	315	560	1060	2240
35.5	71	118	200	355	600	1120	2500
40	75	125	212	375	630	1250	
45	80	132	224	400	670	1400	
50	85	140	236	425	710	1500	
53	90	150	250	450	750	1600	
56	95	160	265	475	800	1800	

2.5.13 กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม

ในการขับเคลื่อนด้วยสายพานลิ่ม แรงปฏิกริยาระหว่างสายพานกับลวดสายพานจะอยู่ในทิศทางตั้งฉากกับผิวสัมผัส ดังรูปที่ 2.63 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ อังภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ให้ F_n เป็นแรงปฏิกริยาในแนวตั้งฉากระหว่างผิวสัมผัสของสายพานกับร่องบนลวดสายพาน ดังนั้นจากสมการ $2F_n' = dF$ ของสายพานแบน ในกรณีของสายพานลิ่มจะกลายเป็น

$$2F_n' = dF$$



รูปที่ 2.63 แรงบนสายพานลิ่ม

แรงปฏิกิริยารวมของแรง F_n ทั้งสองแรงคือ

$$F_n = 2F_n \sin \frac{\phi}{2}$$

หรือ

$$F_n = \frac{F_n}{2 \sin \frac{\phi}{2}}$$

แทนค่า F_n จะได้

$$\frac{fF_n}{\sin \frac{\phi}{2}} = dF$$

เมื่อพิจารณารูปที่ 2.47 (ชาญ ดนังงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) และรวมแรงในแนวตั้ง จะได้

$$F_c + F_n = \left(F + \frac{1}{2} dF \right) d\theta$$

เมื่อกำจัด F_n ออกจากสมการทั้งสองนี้จะได้

$$\begin{aligned} dF &= \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} \left(F + \frac{1}{2} dF \right) d\theta - \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} F_c \\ &= \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} \left(F + \frac{1}{2} dF - \frac{wAv^2}{g} \right) d\theta \end{aligned}$$

$$\frac{dF}{F + \frac{1}{2} dF - \frac{wAv^2}{g}} = \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} d\theta$$

อินทิเกรตสมการนี้จาก $\theta = 0$ ถึง α และจาก $F = F_2$ ถึง $F = F_1$ จะได้

$$\ln \frac{F - \frac{wAv^2}{g}}{F_2 - \frac{wAv^2}{g}} = e^{\frac{af}{\sin(\phi/2)}}$$

หรือ

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{af'} \quad (2.134)$$

โดยที่ $f' = f / \sin(\phi/2)$

และกำลังที่ส่งได้โดยสายพานลึ้มหาได้จากสมการ

$$W_p = z(F_1 - F_2)v \quad (2.135)$$

โดยที่ v = ความเร็วของสายพาน เป็น เมตรต่อวินาที

z = จำนวนสายพาน

ความยาวพิคซ์โดยประมาณของสายพานลึ้มหาได้จากสมการ

$$L_p = 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4C} \quad (2.136)$$

โดยที่สัญลักษณ์ต่าง ๆ ยังคงมีความหมายเช่นเดียวกับสายพานแบน แต่ในกรณีของสายพานลิ่มจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิคซ์แทน หรือในกรณีที่ทราบความยาวพิคซ์แล้วต้องการหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางก็ทำได้โดยใช้สมการ

$$C \approx p + \sqrt{p^2 - q} \quad (2.137)$$

โดยที่ $p = 0.25L_p - 0.393(D_p + d_p)$
 $q = 0.125(D_p - d_p)^2$

2.5.14 การทำให้เกิดแรงดึงขั้นต้นในสายพานลิ่ม

การทำให้เกิดแรงดึงขั้นต้นจะช่วยทำให้การขับเคลื่อนด้วยสายพานมีประสิทธิภาพดี และยืดอายุการใช้งานของสายพาน ถ้าออกแรงดึงขั้นต้นไม่เพียงพอจะทำให้ส่งกำลังได้น้อยลง ประสิทธิภาพต่ำลง ทำให้สายพานมีอายุการใช้งานลดลงเนื่องจากการสลิป แต่ถ้าออกแรงดึงขั้นต้นมากเกินไป จะทำให้ขอบสายพานยึดตัวมากเกินไป เกิดความเค้นในสายพานมาก แบริ่งที่รองรับล้อสายพานจะรับแรงมากเกินไป ด้วยเหตุนี้เองจึงต้องออกแรงดึงขั้นต้นให้เหมาะสมกับแรงภายนอกที่กระทำกับสายพาน

จากสมการที่ 10.18 แรงดึงในสายพานขณะส่งกำลังคือ

$$F = F_1 - F_2 = \frac{W_p}{v}$$

ให้แรงดึงในแนวแกน

$$F_w = F_1 + F_2 = F \frac{e^{\alpha\theta} + 1}{e^{\alpha\theta} - 1}$$

แรงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักสายพาน

$$F_c = \frac{wAv^2}{g}$$

แรงลัพท์เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง คือ

$$F_r = 2 \cdot z \cdot F_c \sin \frac{\alpha}{2}$$

โดยที่ $z =$ จำนวนสายพาน

ดังนั้นแรงดึงขั้นต้นในสายพานจึงหาได้จากผลรวมแรงดึงในแนวแกนขณะส่งกำลัง กับแรงลัพท์เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง นั่นคือ

$$F_i = F_w + F_r \quad (2.138)$$

ในทางปฏิบัติมักจะใช้วิธีหาค่าประมาณของแรงดึงในแนวแกนจากสมการ

$$F_w = k_1 \cdot F \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.139)$$

โดยที่ k_1 เป็นตัวประกอบใช้งาน ซึ่งขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานซึ่งหาค่าได้จากตารางที่ 2.38 (ชาญ อดันงาน, วิธีอ้างอิงภาคผนวก, 2541, เล่ม 2) แล้วใช้แรงนี้เป็นแรงดึงขั้นต้น

ตารางที่ 2.38 คิวประกอบใช้งาน

k_1	สภาวะการทำงาน
1.3	งานเบา ทำงานคงที่
1.5	งานปานกลาง
2.0	งานหนัก แรงกระตุก เปิดปิดบ่อยครั้ง

ในกรณีที่ขับโดยมีระยะห่างระหว่างศูนย์กลางคองที่ หรือไม่มีอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดแรงดึงในสายพาน ตลอดเวลา ก็จำเป็นจะต้องนำเอาแรงหนีศูนย์กลางมาคิดด้วย จากสมการ

$$F_R = 2 \cdot z \cdot F_c \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$= 2 \cdot z \cdot \frac{wAv^2}{g} \sin \frac{\alpha}{2}$$

ซึ่งเขียนใหม่ได้เป็น

$$F_R = z \cdot k_2 \cdot v^2 \sin \frac{\alpha}{2}$$

ค่า k_2 หาได้จากตารางที่ 2.39 (ชาญ ฤกษ์งาม, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ดังนั้นแรงดึงชั้นต้นในสายพานจึงเท่ากับ

$$F_i = (d_1 F + z k_2 V^2) \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.140)$$

ตารางที่ 2.39 ค่าคิวประกอบ k_2

k_1	สภาวะการทำงาน
1.3	งานเบา ทำงานคงที่
1.5	งานปานกลาง
2.0	งานหนัก แรงกระตุก เปิดปิดบ่อยครั้ง

2.5.15 การคำนวณหาขนาดของสายพานลิม

การคำนวณทางด้านกำลังกำลัง โดยสายพานลิมจะใช้ขนาดเดินผ่านศูนย์กลางพิลด์ของล้อสายพาน d_p เป็นพื้นฐาน และในที่นี้จะแสดงวิธีการเลือกขนาดของสายพานลิมตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต เช่นเดียวกับในกรณีของสายพานแบน

ในการเลือกขนาดของล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อสายพานให้โตที่สุดเท่าที่จะทำได้ ขนาดของล้อสายพานไม่ควรจะเล็กกว่าค่าที่กำหนดไว้ในตารางที่ 2.36 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) แต่ข้อควรระวังก็คือ ขณะใช้งานปกติความเร็วของสายพานไม่ควรสูงกว่า 30 เมตรต่อวินาที

การหาขนาดหน้าตัดโดยประมาณของสายพานลิ้มสำหรับการส่งกำลัง อาจทำได้โดยใช้รูปที่ 2.64 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) แต่กำลังที่ส่งได้จริงของสายพานจะต้องตรวจสอบจากตารางการกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้ม ซึ่งจะได้อีกกล่าวถึงต่อไป

การเลือกขนาดของสายพานลิ้มจะแตกต่างกันไปจากสายพานแบนเล็กน้อยคือ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเส้นของสายพานลิ้มที่ต้องการใช้งานจากกำลังงานที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่าง ๆ จำนวนเส้นของสายพานลิ้มหาได้จากสมการ

$$Z = \frac{W_p \cdot N_s}{P_R \cdot N_a \cdot N_l} \quad (2.141)$$

โดยที่ z = จำนวนเส้นของสายพานลิ้ม

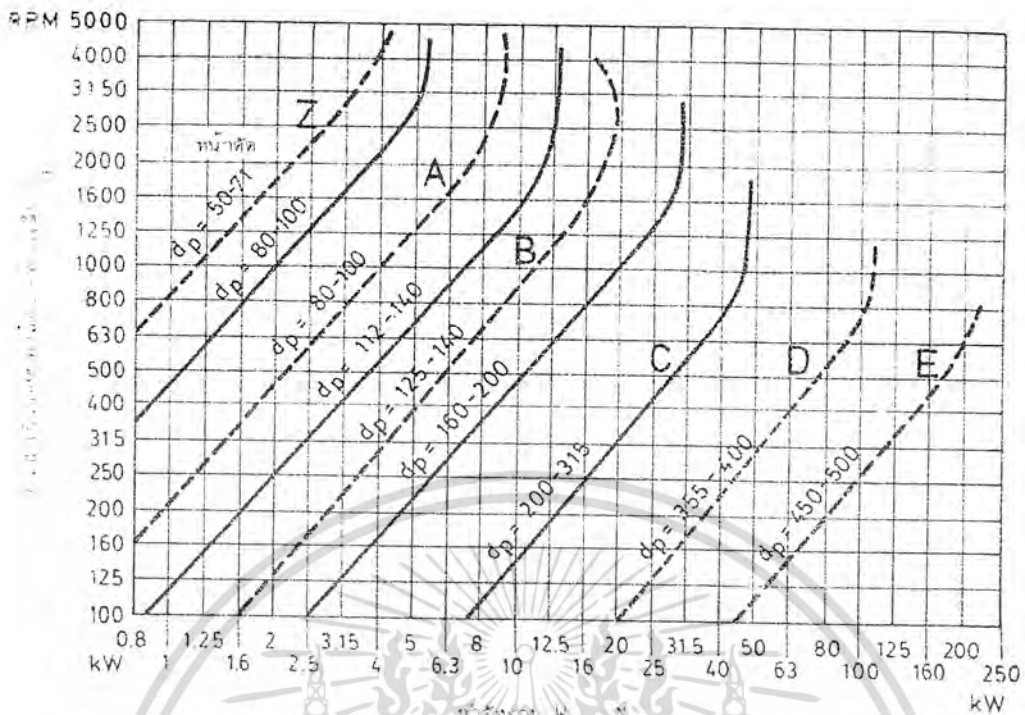
W_p = กำลังงานที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตารางที่ 2.40 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส หาค่าได้จากตารางที่ 2.41 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

N_l = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน (belt length correction factor) หาค่าได้จากตารางที่ 2.42 – 2.47 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

P_R = กำลังที่สายพานลิ้มหนึ่งเส้นส่งได้ หาค่าได้จากตารางที่ 2.42 – 2.47 (ชาญ ถนัดงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)



รูปที่ 2.64 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดของสายพานลิ้ม

ตารางที่ 2.40 ตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ้ม

ชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการขับ	ชนิดของอุปกรณ์ขับ	
ตัวประกอบใช้งานนี้พิจารณาเฉพาะช่วงเวลาใช้งานและชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการขับ แต่ไม่เกี่ยวข้องกับสภาวะการทำงาน ตัวอย่างเช่น ทำงานในสภาวะแวลล่อมเป็นพิเศษ ดังนั้นจึงอาจเพิ่มค่าขึ้นอีกได้ในกรณีพิเศษ	<p>มอเตอร์กระแสสลับ: normal torque, squirrel cage, synchronous and split phase.</p> <p>มอเตอร์กระแสตรง: shunt wound</p> <p>เครื่องยนต์สันดาปภายใน: ที่มีหลายลูกสูบ ความเร็วรอบสูงกว่า 600 rpm</p>	<p>มอเตอร์กระแสสลับ: high torque, high slip, repulsion-induction, single phase, series wound and slip ring.</p> <p>มอเตอร์กระแสตรง: series wound และ compound wound.</p>

ตารางที่ 2.40 (ต่อ) ตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ้ม

	เครื่องยนต์สันดาปภายใน: ที่มี หนึ่งลูกสูบ ความเร็วรอบต่ำกว่า 600 rpm เฟลาเมน คลัตช์					
	ชั่วโมงทำงานต่อวัน			ชั่วโมงทำงานต่อวัน		
	≤ 10	10-16	> 16	≤ 10	10-16	> 16
งานเบา : เครื่องกวานของเหลว, เครื่องเป่าลม, เครื่องอัด ลมและเครื่องสูบบแบบทอย- โข่ง, พัดลมที่มีกำลังสูงถึง 7.5 kW, สายพานลำเลียง งานเบา	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
งานปานกลาง : สายพานลำเลียงทรายหรือ เมล็ดพืช, เครื่องผสมของ ขี้เหนียว, พัดลมที่มีกำลัง สูงกว่า 7.5 kW, เครื่อง กำเนิดไฟฟ้า, เฟลาเมน, เครื่องชักผ้า, เครื่องมือกล Punches Presses - shears, เครื่องพิมพ์, positive displace- ment rotary pumps, เครื่องเขย่า	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
งานหนัก : เครื่องทำอิฐ, bucket elevators, exciters, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบ แบบลูกสูบ, สายพานลำ- เลียง, hammer mills, paper mill beaters,	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6

ตารางที่ 2.40 (ต่อ) ตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ้ม

positive displacement blowers, เครื่องบด, เครื่องเสื่อย และเครื่อง - สักรกลงานไม้, เครื่องทอผ้า						
งานหนักพิเศษ : Crushers(Gyratory-Jaw-Roll), mills(Ball-Rod-Tube) รอกไฟฟ้า rubber calenders-extruders-mills.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

ตารางที่ 2.41 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_a สำหรับสายพานลิ้ม

$\frac{D_p - d_p}{C}$	ส่วนโค้งสัมผัส $\alpha =$	N_a
0	180	1
0.15	170	0.98
0.35	160	0.95
0.5	150	0.92
0.7	140	0.89
0.85	130	0.86
1.0	120	0.82
1.15	110	0.78
1.3	100	0.73
1.45	90	0.68

* ค่าที่อยู่ระหว่างค่าในตาราง อาจหาค่าได้โดยประมาณ โดยใช้การประมาณแบบเชิงเส้น

ตารางที่ 2.42 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าคัต “V” ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว

$L_p = 319$ มิลลิเมตร และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d_p (mm)	m_w	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2850	3200
25	1.00	0.02	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.09	0.10	0.11	0.12
	1.05	0.02	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13
	1.20	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14
	1.50	0.03	0.04	0.05	0.05	0.07	0.08	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14
	≥ 3.00	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.12	0.14	0.15
28	1.00	0.03	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16
	1.05	0.03	0.05	0.05	0.06	0.07	0.09	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16
	1.20	0.03	0.05	0.06	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17
	1.50	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
	≥ 3.00	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.10	0.12	0.15	0.17	0.18
31.5	1.00	0.04	0.06	0.06	0.07	0.09	0.10	0.11	0.14	0.16	0.18	0.20
	1.05	0.04	0.06	0.06	0.07	0.09	0.11	0.12	0.14	0.16	0.19	0.20
	1.20	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.17	0.19	0.21
	1.50	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22
	≥ 3.00	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.18	0.20	0.22
35.5	1.00	0.04	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14	0.17	0.19	0.22	0.24
	1.05	0.04	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25
	1.20	0.04	0.07	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26
	1.50	0.04	0.07	0.08	0.09	0.12	0.14	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26
	≥ 3.00	0.05	0.07	0.08	0.10	0.12	0.14	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
40	1.00	0.05	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.20	0.23	0.27	0.29
	1.05	0.05	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20	0.23	0.27	0.30
	1.20	0.05	0.08	0.09	0.11	0.13	0.16	0.17	0.21	0.24	0.28	0.31
	1.50	0.05	0.09	0.10	0.11	0.14	0.16	0.17	0.21	0.25	0.28	0.31
	≥ 3.00	0.05	0.09	0.10	0.11	0.14	0.16	0.18	0.21	0.25	0.29	0.32
45	1.00	0.06	0.10	0.11	0.12	0.15	0.18	0.19	0.24	0.27	0.32	0.35
	1.05	0.06	0.10	0.11	0.13	0.15	0.18	0.20	0.24	0.28	0.32	0.35
	1.20	0.06	0.10	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20	0.24	0.28	0.33	0.36
	1.50	0.06	0.10	0.11	0.13	0.16	0.19	0.20	0.25	0.29	0.33	0.37
	≥ 3.00	0.06	0.10	0.11	0.13	0.16	0.19	0.21	0.25	0.29	0.34	0.37
50	1.00	0.07	0.11	0.12	0.14	0.17	0.21	0.22	0.27	0.32	0.36	0.40
	1.05	0.07	0.11	0.12	0.14	0.18	0.21	0.23	0.27	0.32	0.37	0.40
	1.20	0.07	0.11	0.13	0.15	0.18	0.21	0.23	0.28	0.33	0.38	0.41
	1.50	0.07	0.11	0.13	0.15	0.18	0.21	0.23	0.28	0.33	0.38	0.42
	≥ 3.00	0.07	0.11	0.13	0.15	0.18	0.22	0.24	0.29	0.33	0.39	0.42

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_i

L_p	284	299	319	354	368	377	419	444	469	519	539	869
N_i	0.97	0.98	1.00	1.02	1.03	1.04	1.06	1.07	1.08	1.11	1.13	1.25

ความยาวพิลด์ที่ใส่ $L_i = L_p + 15$ mm

L_i	250	265	270	280	300	315	339	400	475	450	500	540
	600	850										

ตารางที่ 2.43 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด "Z" ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว

$L_p = 824$ มิลลิเมตร และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d _p (mm)	m _u	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	2000	2400	2850	3200	3600
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น P_R (kW)										
50	1.00	0.13	0.20	0.22	0.25	0.30	0.35	0.44	0.50	0.56	0.60	0.65
	1.05	0.13	0.21	0.23	0.26	0.31	0.36	0.46	0.52	0.59	0.63	0.68
	1.20	0.14	0.22	0.24	0.28	0.34	0.39	0.49	0.56	0.64	0.69	0.74
	1.50	0.15	0.23	0.26	0.29	0.35	0.41	0.52	0.60	0.68	0.73	0.79
	≥3.00	0.15	0.24	0.26	0.30	0.36	0.42	0.54	0.62	0.71	0.77	0.83
56	1.00	0.16	0.25	0.28	0.33	0.39	0.45	0.58	0.66	0.75	0.81	0.87
	1.05	0.17	0.26	0.29	0.33	0.40	0.47	0.60	0.68	0.77	0.84	0.90
	1.20	0.17	0.27	0.31	0.35	0.42	0.49	0.63	0.73	0.82	0.89	0.97
	1.50	0.18	0.28	0.32	0.36	0.44	0.51	0.66	0.76	0.86	0.94	1.02
	≥3.00	0.18	0.29	0.32	0.37	0.45	0.53	0.68	0.78	0.89	0.97	1.05
63	1.00	0.20	0.32	0.35	0.41	0.49	0.57	0.74	0.84	0.96	1.04	1.12
	1.05	0.20	0.32	0.36	0.42	0.50	0.59	0.75	0.87	0.98	1.07	1.16
	1.20	0.21	0.34	0.38	0.43	0.52	0.61	0.79	0.91	1.03	1.12	1.22
	1.50	0.22	0.35	0.39	0.45	0.54	0.63	0.82	0.94	1.07	1.17	1.27
	≥3.00	0.22	0.35	0.39	0.46	0.55	0.65	0.84	0.97	1.10	1.20	1.31
71	1.00	0.24	0.39	0.43	0.50	0.61	0.71	0.91	1.05	1.19	1.30	1.40
	1.05	0.25	0.39	0.44	0.51	0.62	0.72	0.93	1.07	1.22	1.32	1.43
	1.20	0.25	0.41	0.45	0.52	0.64	0.75	0.97	1.12	1.27	1.38	1.50
	1.50	0.26	0.42	0.47	0.54	0.65	0.77	0.99	1.15	1.31	1.43	1.55
	≥3.00	0.26	0.42	0.47	0.55	0.67	0.78	1.01	1.17	1.34	1.46	1.58
80	1.00	0.29	0.46	0.52	0.60	0.73	0.85	1.11	1.28	1.45	1.57	1.70
	1.05	0.29	0.47	0.53	0.61	0.74	0.87	1.13	1.30	1.48	1.60	1.73
	1.20	0.30	0.48	0.54	0.63	0.76	0.89	1.16	1.34	1.53	1.66	1.80
	1.50	0.30	0.49	0.55	0.64	0.78	0.91	1.19	1.37	1.57	1.70	1.85
	≥3.00	0.31	0.50	0.56	0.65	0.79	0.93	1.21	1.40	1.59	1.74	1.88
90	1.00	0.34	0.55	0.62	0.71	0.87	1.02	1.32	1.52	1.73	1.87	2.01
	1.05	0.34	0.56	0.62	0.72	0.88	1.03	1.34	1.54	1.75	1.90	2.05
	1.20	0.35	0.57	0.64	0.74	0.90	1.06	1.37	1.58	1.80	1.95	2.11
	1.50	0.36	0.58	0.65	0.75	0.92	1.08	1.40	1.62	1.84	2.00	2.16
	≥3.00	0.36	0.59	0.66	0.76	0.93	1.09	1.42	1.64	1.87	2.03	2.20
100	1.00	0.39	0.63	0.71	0.82	1.01	1.18	1.53	1.76	1.99	2.15	2.31
	1.05	0.39	0.64	0.72	0.83	1.02	1.19	1.55	1.78	2.01	2.18	2.34
	1.20	0.40	0.65	0.73	0.85	1.04	1.22	1.58	1.82	2.06	2.23	2.40
	1.50	0.41	0.66	0.74	0.86	1.05	1.24	1.61	1.85	2.10	2.28	2.45
	≥3.00	0.41	0.67	0.75	0.87	1.07	1.25	1.63	1.88	2.13	2.31	2.49

ตัวประกอบแก้ไขตารางยาวสายพาน N_1

L_p	424	449	474	494	524	554	584	624	654	704	734	824
N_1	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.99	1.00
L_p	924	1024	1144	1274	1424	1624						
N_1	1.03	1.06	1.08	1.11	1.14	1.17						

ความยาวติดตั้งมีไว้ $L_p = L_j + 22(\text{mm})$

L_j	375	380	400	425	450	475	500	520	530	560	575	600
	630	670	710	730	750	775	800	820	850	875	900	950
	980	1050	1060	1105	1120	1170	1180	1230	1250	1300	1320	1400
	1450	1500	1525	1580	1600	1680	1700	1730	1800	1830	1900	2000
	2080	2240	2480									

ตารางที่ 2.44 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด "A" ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว

$L_p = 1732$ มิลลิเมตร และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d_p (mm)	m_w	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	1800	2400	2850	3200	3600
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น P_R (kW)										
71	1.00	0.29	0.45	0.50	0.56	0.67	0.76	0.88	1.05	1.16	1.22	1.28
	1.05	0.30	0.46	0.51	0.59	0.69	0.80	0.92	1.11	1.22	1.30	1.36
	1.20	0.32	0.50	0.55	0.63	0.75	0.86	1.00	1.22	1.35	1.44	1.52
	1.50	0.33	0.52	0.58	0.66	0.79	0.91	1.07	1.30	1.45	1.55	1.65
	≥ 3.00	0.34	0.54	0.60	0.69	0.82	0.95	1.11	1.37	1.53	1.64	1.74
80	1.00	0.37	0.59	0.65	0.74	0.89	1.02	1.20	1.45	1.61	1.71	1.81
	1.05	0.38	0.60	0.67	0.77	0.92	1.06	1.24	1.51	1.68	1.79	1.89
	1.20	0.40	0.63	0.71	0.81	0.97	1.12	1.32	1.62	1.81	1.93	2.05
	1.50	0.42	0.66	0.73	0.84	1.01	1.17	1.38	1.70	1.91	2.05	2.10
	≥ 3.00	0.43	0.68	0.75	0.87	1.04	1.21	1.43	1.76	1.98	2.13	2.27
90	1.00	0.47	0.74	0.82	0.94	1.13	1.31	1.54	1.88	2.10	2.24	2.36
	1.05	0.47	0.75	0.84	0.96	1.16	1.34	1.58	1.94	2.16	2.31	2.45
	1.20	0.49	0.78	0.87	1.01	1.21	1.41	1.66	2.05	2.29	2.45	2.61
	1.50	0.51	0.81	0.90	1.04	1.26	1.46	1.73	2.13	2.39	2.57	2.74
	≥ 3.00	0.52	0.83	0.92	1.06	1.29	1.50	1.77	2.19	2.47	2.65	2.83
100	1.00	0.56	0.88	0.99	1.14	1.37	1.59	1.88	2.30	2.56	2.73	2.88
	1.05	0.56	0.90	1.01	1.16	1.40	1.62	1.92	2.36	2.63	2.80	2.97
	1.20	0.58	0.93	1.04	1.20	1.45	1.69	2.00	2.46	2.76	2.95	3.13
	1.50	0.60	0.96	1.07	1.24	1.50	1.74	2.06	2.55	2.86	3.06	3.26
	≥ 3.00	0.61	0.98	1.09	1.26	1.53	1.78	2.11	2.61	2.93	3.14	3.35
112	1.00	0.66	1.06	1.19	1.37	1.65	1.92	2.27	2.78	3.09	3.29	3.46
	1.05	0.67	1.08	1.20	1.39	1.68	1.96	2.31	2.84	3.16	3.36	3.54
	1.20	0.69	1.11	1.24	1.43	1.74	2.02	2.39	2.95	3.29	3.51	3.70
	1.50	0.70	1.13	1.27	1.47	1.78	2.07	2.46	3.03	3.39	3.62	3.83
	≥ 3.00	0.71	1.15	1.29	1.49	1.81	2.11	2.50	3.09	3.46	3.70	3.92
125	1.00	0.78	1.25	1.40	1.61	1.95	2.27	2.68	3.28	3.63	3.84	4.01
	1.05	0.79	1.27	1.42	1.64	1.98	2.31	2.73	3.34	3.70	3.92	4.09
	1.20	0.80	1.30	1.45	1.68	2.04	2.37	2.81	3.44	3.83	4.06	4.26
	1.50	0.82	1.32	1.48	1.71	2.08	2.42	2.87	3.53	3.93	4.18	4.39
	≥ 3.00	0.83	1.34	1.50	1.74	2.11	2.46	2.92	3.59	4.00	4.26	4.48
140	1.00	0.91	1.47	1.64	1.89	2.30	2.67	3.15	3.83	4.21	4.42	4.56
	1.05	0.92	1.48	1.66	1.92	2.32	2.70	3.19	3.88	4.27	4.49	4.64
	1.20	0.93	1.51	1.69	1.96	2.38	2.77	3.27	3.99	4.40	4.64	4.80
	1.50	0.95	1.54	1.72	1.99	2.42	2.82	3.33	4.08	4.50	4.75	4.93
	≥ 3.00	0.96	1.56	1.74	2.02	2.45	2.86	3.38	4.14	4.58	4.83	5.02

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_1

L_p	662	742	832	932	1032	1152	1282	1432	1632	1732	1832	2032
N_1	0.81	0.82	0.85	0.87	0.89	0.91	0.93	0.96	0.99	1.00	1.01	1.03
L_p	2272	2532	2832	3182	4032	5032						
N_1	1.06	1.09	1.11	1.13	1.20	1.25						

ความยาวคดขี้ไก่ $L_i = L_p + 30$ (mm)

L_i	483	535	560	580	600	630	655	670	690	710	730	750
	780	787	800	813	825	838	850	855	875	889	900	914
	925	950	965	975	1000	1016	1041	1060	1090	1105	1120	1143
	1168	1180	1200	1220	1250	1270	1300	1320	1346	1372	1400	1422
	1448	1475	1500	1525	1550	1575	1600	1625	1651	1676	1700	1725
	1750	1780	1800	1854	1900	1980	2000	2030	2057	2083	2100	2120
	2150	2200	2240	2285	2360	2435	2475	2500	2650	2730	2800	2840
	3000	3050	3150	3250	3550	3650	4000					

ตารางที่ 2.45 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าตัด "B" คอเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว

$L_p = 2282$ มิลลิเมตร และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d_p (mm)	m	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		700	800	950	1000	1200	1450	1800	2000	2400	2850	3200
		สมรรถนะในการส่งกำลังคอเส้น P_R (kW)										
112	1.00	1.23	1.36	1.55	1.60	1.83	2.07	2.37	2.51	2.74	2.89	2.93
	1.05	1.27	1.41	1.60	1.66	1.90	2.16	2.48	2.63	2.88	3.06	3.12
	1.20	1.36	1.50	1.71	1.78	2.04	2.33	2.69	2.87	3.16	3.39	3.49
	1.50	1.42	1.58	1.80	1.87	2.15	2.46	2.85	3.05	3.38	3.65	3.78
	≥ 3.00	1.47	1.63	1.86	1.94	2.22	2.56	2.97	3.18	3.54	3.84	3.99
125	1.00	1.56	1.73	1.98	2.06	2.35	2.69	3.10	3.30	3.62	3.84	3.91
	1.05	1.60	1.78	2.03	2.11	2.42	2.77	3.20	3.41	3.76	4.01	4.10
	1.20	1.69	1.87	2.14	2.23	2.56	2.94	3.41	3.65	4.04	4.34	4.47
	1.50	1.75	1.95	2.23	2.32	2.67	3.08	3.58	3.83	4.26	4.60	4.76
	≥ 3.00	1.80	2.00	2.29	2.39	2.75	3.17	3.69	3.96	4.41	4.79	4.97
140	1.00	1.94	2.16	2.47	2.57	2.95	3.38	3.91	4.16	4.57	4.85	4.92
	1.05	1.98	2.20	2.52	2.63	3.02	3.47	4.01	4.28	4.71	5.02	5.11
	1.20	2.06	2.30	2.63	2.74	3.16	3.63	4.22	4.51	4.99	5.35	5.48
	1.50	2.13	2.37	2.72	2.83	3.27	3.77	4.39	4.70	5.21	5.61	5.78
	≥ 3.00	2.17	2.42	2.78	2.90	3.35	3.86	4.50	4.83	5.37	5.80	5.98
160	1.00	2.43	2.71	3.11	3.24	3.72	4.27	4.94	5.26	5.75	6.04	6.06
	1.05	2.47	2.76	3.16	3.29	3.79	4.36	5.04	5.37	5.89	6.21	6.25
	1.20	2.55	2.85	3.27	3.41	3.93	4.53	5.25	5.61	6.17	6.54	6.62
	1.50	2.62	2.92	3.36	3.50	4.04	4.66	5.42	5.79	6.39	6.80	6.91
	≥ 3.00	2.66	2.98	3.42	3.57	4.12	4.76	5.54	5.92	6.55	6.99	7.12
180	1.00	2.92	3.25	3.73	3.89	4.47	5.13	5.91	6.28	6.80	7.04	6.93
	1.05	2.96	3.30	3.79	3.95	4.54	5.22	6.02	6.39	6.94	7.21	7.12
	1.20	3.04	3.39	3.90	4.06	4.68	5.39	6.23	6.63	7.22	7.54	7.49
	1.50	3.10	3.47	3.99	4.16	4.79	5.52	6.39	6.81	7.44	7.80	7.78
	≥ 3.00	3.15	3.52	4.05	4.22	4.87	5.62	6.51	6.94	7.60	7.99	7.99
200	1.00	3.39	3.79	4.35	4.53	5.20	5.96	6.83	7.21	7.73	7.82	7.50
	1.05	3.44	3.83	4.40	4.59	5.27	6.04	6.93	7.33	7.87	7.99	7.69
	1.20	3.52	3.93	4.51	4.70	5.41	6.21	7.14	7.57	8.15	8.32	8.06
	1.50	3.58	4.00	4.60	4.79	5.52	6.35	7.31	7.75	8.37	8.58	8.36
	≥ 3.00	3.63	4.05	4.66	4.86	5.60	6.44	7.43	7.88	8.52	8.77	8.56
224	1.00	3.96	4.41	5.06	5.27	6.05	6.90	7.84	8.23	8.64		
	1.05	4.00	4.46	5.12	5.33	6.12	6.98	7.94	8.35	8.79		
	1.20	4.08	4.55	5.23	5.45	6.26	7.15	8.15	8.58	9.07		
	1.50	4.14	4.63	5.32	5.54	6.37	7.29	8.32	8.76	9.29		
	≥ 3.00	4.19	4.68	5.38	5.60	6.45	7.38	8.44	8.89	9.44		

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_1

L_p	942	1042	1142	1292	1442	1642	1842	2042	2282	2592	2842	3192
N_1	0.81	0.84	0.86	0.88	0.90	0.93	0.95	0.98	1.00	1.03	1.05	1.07
L_p	3592	4042	4542	5042	5642	6342						
N_1	1.10	1.13	1.15	1.18	1.20	1.23						

ความยาวคิดชดเชย $L_p = L_1 + 43$ (mm)

L_1	615	650	670	710	725	750	762	775	800	825	838	850
	875	889	900	925	950	965	975	990	1000	1017	1030	1050
	1060	1075	1090	1120	1150	1175	1180	1200	1215	1225	1250	1300
	1320	1350	1372	1400	1422	1450	1500	1525	1550	1575	1600	1625
	1650	1676	1700	1725	1750	1761	1800	1850	1900	1950	1981	2000
	2030	2060	2083	2108	2120	2160	2200	2240	2286	2300	2360	2400
	2450	2465	2500	2540	2650	2667	2700	2800	2840	2950	3000	3050
	3150	3250	3350	3450	3550	3658	3750	4000	4200	4250	4394	4500
	4572	4750	5000	5300	5600	6000	6300	6700	7000	7100		

ตารางที่ 2.46 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด "C" คอเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว

$L_p = 3811$ มิลลิเมตร และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d_p (มม)	n	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		700	800	950	1000	1100	1200	1300	1450	1800	2000	2400
160	1.00	3.85	4.04	4.37	4.73	5.05	5.34	5.62	5.99	6.64	6.87	6.99
	1.05	3.76	4.16	4.71	4.88	5.22	5.53	5.81	6.20	6.91	7.17	7.35
	1.26	3.47	4.30	4.99	5.18	5.54	5.88	6.20	6.63	7.44	7.76	8.06
	1.50	3.33	4.55	5.21	5.41	5.80	6.16	6.50	6.97	7.86	8.23	8.62
	≥3.00	4.25	5.71	6.37	6.58	6.98	7.36	7.72	8.21	9.16	9.56	9.92
200	1.00	4.50	4.98	5.65	5.86	6.27	6.64	6.99	7.45	8.27	8.55	8.67
	1.05	4.60	5.10	5.80	6.01	6.43	6.82	7.18	7.67	8.54	8.86	9.03
	1.20	4.81	5.34	6.08	6.31	6.76	7.18	7.57	8.10	9.08	9.45	9.74
	1.50	4.98	5.52	6.30	6.54	7.01	7.44	7.87	8.44	9.50	9.92	10.30
	≥3.00	5.09	5.66	6.46	6.71	7.20	7.66	8.09	8.68	9.80	10.25	10.70
224	1.00	5.49	6.09	6.92	7.18	7.68	8.14	8.57	9.13	10.09	10.38	10.36
	1.05	5.60	6.21	7.07	7.34	7.85	8.32	8.76	9.35	10.36	10.68	10.72
	1.20	5.81	6.45	7.35	7.63	8.17	8.68	9.15	9.78	10.89	11.28	11.43
	1.50	5.97	6.64	7.57	7.87	8.43	8.96	9.45	10.12	11.31	11.75	11.99
	≥3.00	6.09	6.77	7.73	8.03	8.61	9.16	9.67	10.36	11.61	12.08	12.39
250	1.00	6.55	7.27	8.26	8.57	9.16	9.70	10.19	10.84	11.86	12.10	11.76
	1.05	6.66	7.39	8.41	8.72	9.32	9.88	10.39	11.06	12.13	12.41	12.12
	1.20	6.86	7.62	8.69	9.02	9.65	10.24	10.77	11.49	12.66	13.00	12.83
	1.50	7.03	7.81	8.91	9.25	9.91	10.52	11.08	11.82	13.08	13.47	13.39
	≥3.00	7.14	7.94	9.07	9.42	10.09	10.72	11.29	12.07	13.38	13.80	13.79
280	1.00	7.74	8.59	9.75	10.11	10.79	11.40	11.96	12.65	13.63	13.72	
	1.05	7.85	8.71	9.90	10.26	10.96	11.59	12.15	12.87	13.90	14.02	
	1.20	8.06	8.95	10.18	10.56	11.28	11.94	12.54	13.30	14.43	14.62	
	1.50	8.22	9.13	10.40	10.79	11.54	12.22	12.84	13.64	14.85	15.08	
	≥3.00	8.34	9.27	10.56	10.96	11.72	12.42	13.06	13.88	15.15	15.42	
315	1.00	9.10	10.08	11.42	11.83	12.58	13.26	13.85	14.55	15.29	15.06	
	1.05	9.21	10.20	11.56	11.98	12.75	13.44	14.04	14.77	15.56	15.37	
	1.20	9.41	10.44	11.84	12.27	13.08	13.80	14.43	15.20	16.09	15.96	
	1.50	9.58	10.63	12.06	12.51	13.33	14.08	14.73	15.54	16.51	16.43	
	≥3.00	9.69	10.76	12.22	12.67	13.52	14.28	14.95	15.78	16.81	16.76	
355	1.00	10.60	11.72	13.22	13.67	14.48	15.19	15.77	16.40	16.59		
	1.05	10.70	11.84	13.36	13.82	14.65	15.37	15.97	16.62	16.87		
	1.20	10.91	12.07	13.64	14.11	14.97	15.72	16.35	17.05	17.40		
	1.50	11.08	12.36	13.86	14.35	15.23	16.00	16.66	17.39	17.82		
	≥3.00	11.19	12.39	14.02	14.51	15.42	16.20	16.87	17.63	18.12		

หมายเหตุ: N_1 คือจำนวนรอบต่อวินาทีของมอเตอร์ N_2

L_p	1461	1561	1361	2061	2301	2561	2861	3211	3611	3811	4061	4561
N_1	0.81	0.84	0.85	0.88	0.91	0.93	0.95	0.97	0.98	1.00	1.02	1.04
L_p	5061	5561	6361	7161	8061	10061						
N_1	1.07	1.09	1.12	1.15	1.18	1.23						

หมายเหตุ: L_i คือความยาวเส้นโค้งสัมผัส $L_i = l_i \div 52$ (mm)

L_i	1300	1090	1180	1210	1250	1295	1320	1400	1500	1524	1600	1700
	1727	1800	1900	2000	2057	2159	2286	2360	2450	2500	2560	2670
	2685	2800	2840	2965	3000	3050	3150	3250	3350	3454	3550	3658
	3750	4000	4020	4115	4390	4500	4572	5000	5300	5600	6000	6300
	6700	7100	7500	7650	8000	8500						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.47 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าคัต "D" ค่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว

$L_p = 6380$ มิลลิเมตร และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d_p (mm)	m	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	450	500	550	600	700	800	950	1000	1100	1200
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อลิ้ม P_R (kW)										
315	1.00	8.22	8.99	9.72	10.41	11.07	12.27	13.34	14.66	15.02	15.61	16.03
	1.05	8.45	9.24	10.00	10.72	11.40	12.67	13.79	15.39	15.58	16.77	16.70
	1.20	8.89	9.73	10.54	11.32	12.06	13.44	14.67	16.23	16.68	17.49	18.07
	1.50	9.24	10.13	10.98	11.80	12.58	14.05	15.36	17.06	17.55	18.38	19.05
	≥ 3.00	9.48	10.40	11.29	12.14	12.95	14.48	15.86	17.65	18.16	19.07	19.80
355	1.00	10.32	11.31	12.24	13.14	13.99	15.55	16.92	18.60	19.05	19.78	20.27
	1.05	10.55	11.56	12.52	13.45	14.32	15.94	17.37	19.13	19.61	20.40	20.95
	1.20	10.99	12.05	13.07	14.05	14.92	16.71	18.25	20.17	20.71	21.61	22.27
	1.50	11.34	12.44	13.51	14.53	15.50	17.32	18.94	21.00	21.58	22.57	23.31
	≥ 3.00	11.58	12.72	13.82	14.87	15.87	17.75	19.44	21.59	22.20	23.24	24.05
400	1.00	12.64	13.86	15.02	16.13	17.17	19.09	20.75	22.73	23.24	24.03	24.49
	1.05	12.87	14.11	15.30	16.43	17.51	19.48	21.20	23.26	23.80	24.65	25.16
	1.20	13.30	14.61	15.85	17.04	18.17	20.25	22.08	24.31	24.90	25.86	26.48
	1.50	13.65	15.00	16.29	17.52	18.69	20.86	22.77	25.13	25.77	26.82	27.53
	≥ 3.00	13.90	15.27	16.59	17.86	19.06	21.29	23.27	25.72	26.39	27.49	28.27
450	1.00	15.16	16.63	18.02	19.34	20.59	22.84	24.75	26.92	27.44	28.16	28.41
	1.05	15.39	16.88	18.30	19.65	20.92	23.23	25.20	27.45	28.00	28.77	29.08
	1.20	15.83	17.37	18.85	20.25	21.58	24.00	26.07	28.49	29.10	29.98	30.40
	1.50	16.17	17.77	19.29	20.73	22.10	24.61	26.77	29.32	29.97	30.94	31.45
	≥ 3.00	16.42	18.04	19.59	21.07	22.47	25.04	27.26	29.91	30.58	31.62	32.19
500	1.00	17.63	19.32	20.93	22.44	23.86	26.38	28.46	30.64	31.10	31.59	31.45
	1.05	17.85	19.58	21.21	22.75	24.20	26.77	28.90	31.18	31.66	32.20	32.12
	1.20	18.29	20.07	21.76	23.36	24.86	27.54	29.76	32.22	32.76	33.41	33.44
	1.50	18.64	20.46	22.20	23.84	25.38	28.15	30.48	33.05	33.63	34.37	34.48
	≥ 3.00	18.89	20.74	22.50	24.18	25.75	28.58	30.97	33.63	34.25	35.05	35.22
560	1.00	20.51	22.46	24.30	26.01	27.59	30.34	32.49	34.45	34.74	34.70	
	1.05	20.73	22.72	24.58	26.32	27.93	30.74	32.94	34.99	35.30	35.32	
	1.20	21.17	23.21	25.13	26.92	28.59	31.51	33.82	36.03	36.40	36.53	
	1.50	21.52	23.60	25.56	27.40	29.11	32.12	34.52	36.86	37.27	37.49	
	≥ 3.00	21.77	23.88	25.87	27.74	29.48	32.55	35.01	37.44	37.88	38.17	
630	1.00	23.77	25.99	28.05	29.94	31.67	34.54	36.59	37.90	37.82		
	1.05	23.99	26.24	28.33	30.25	32.00	34.93	37.03	38.43	38.38		
	1.20	24.43	26.73	28.88	30.86	32.66	35.70	37.91	39.48	39.48		
	1.50	24.78	27.12	29.31	31.34	33.18	36.31	38.61	40.30	40.35		
	≥ 3.00	25.03	27.40	29.62	31.68	33.55	36.74	39.10	40.89	40.97		

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_1

L_p	3230	3630	4080	4580	5080	5680	6380	7180	7580	8080	8500	9080
N_1	0.86	0.89	0.91	0.93	0.96	0.98	1.00	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08
L_p	9580	10080	11280	12580	14080	16080						
N_1	1.10	1.11	1.14	1.17	1.20	1.22						

ความยาวคัตซ์ที่ไว้ $L_p = L_i + 75$ (mm)

L_i	2500	2650	2800	3000	3150	3250	3350	3550	3658	3750	4000	4500
	5000	5300	5330	5600	6000	6300	6700	7100	7500	8000	8500	9000
	9500	10000	11200	12500								

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.48 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้มหน้าคัต "E" ค่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว

$L_p = 7184$ มิลลิเมตร และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d_p (mm)	m_w	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	950
		สมรรถนะในการส่งกำลังค่อเส้น P_R (kW)										
450	1.00	17.52	19.09	20.55	21.91	23.16	24.30	25.32	26.22	27.00	27.64	28.52
	1.05	17.95	19.57	21.09	22.50	23.81	25.00	26.08	27.03	27.86	28.56	29.55
	1.20	18.80	20.52	22.15	23.66	25.07	26.37	27.55	28.61	29.55	30.35	31.55
	1.50	19.46	21.27	22.98	24.58	26.07	27.45	28.72	29.86	30.88	31.77	33.13
	≥ 3.00	19.94	21.81	23.57	25.23	26.78	28.22	29.55	30.75	31.83	32.78	34.26
500	1.00	21.14	23.05	24.83	26.48	27.99	29.35	30.56	31.61	32.50	33.21	34.09
	1.05	21.57	23.54	25.37	27.07	28.63	30.05	31.31	32.42	33.36	34.13	35.11
	1.20	22.42	24.49	26.43	28.23	29.90	31.42	32.79	34.00	35.04	35.92	37.12
	1.50	23.08	25.24	27.26	29.15	30.90	32.50	33.96	35.25	36.38	37.34	38.70
	≥ 3.00	23.56	25.77	27.85	29.80	31.61	33.27	34.78	36.14	37.33	38.34	39.83
560	1.00	25.38	27.67	29.79	31.74	33.50	35.07	36.43	37.58	38.51	39.20	39.84
	1.05	25.81	28.15	30.33	32.33	34.15	35.77	37.19	38.39	39.37	40.12	40.86
	1.20	26.65	29.10	31.38	33.49	35.41	37.14	38.66	39.97	41.06	41.91	42.86
	1.50	27.32	29.85	32.22	34.41	36.41	38.22	39.83	41.22	42.39	43.33	44.45
	≥ 3.00	27.79	30.39	32.81	35.06	37.12	38.99	40.66	42.11	43.34	44.32	45.57
630	1.00	30.17	32.86	35.32	37.55	39.53	41.24	42.68	43.82	44.65	45.15	45.12
	1.05	30.60	33.34	35.86	38.14	40.17	41.94	43.43	44.62	45.51	46.07	46.14
	1.20	31.44	34.29	36.91	39.30	41.44	43.31	44.90	46.20	47.19	47.86	48.14
	1.50	32.11	35.04	37.75	40.22	42.44	44.39	46.07	47.46	48.53	49.28	49.73
	≥ 3.00	32.59	35.57	38.34	40.87	43.15	45.16	46.90	48.34	49.48	50.28	50.85
710	1.00	35.44	38.51	41.28	43.73	45.84	47.58	48.93	49.88	50.39	50.45	
	1.05	35.87	39.00	41.82	44.32	46.48	48.28	49.69	50.69	51.26	51.37	
	1.20	36.71	39.94	42.87	45.48	47.75	49.65	51.16	52.27	52.94	53.16	
	1.50	37.38	40.70	43.71	46.40	48.75	50.73	52.33	53.52	54.28	54.58	
	≥ 3.00	37.85	41.23	44.30	47.05	49.46	51.50	53.16	54.41	55.22	55.58	
800	1.00	41.09	44.50	47.50	50.05	52.14	53.72	54.75	55.22			
	1.05	41.52	44.98	48.04	50.65	52.78	54.42	55.51	56.03			
	1.20	42.36	45.93	49.09	51.81	54.05	55.78	56.98	57.61			
	1.50	43.03	46.68	49.92	52.72	55.05	56.87	58.15	58.86			
	≥ 3.00	43.50	47.22	50.52	53.37	55.76	57.64	58.98	59.75			
900	1.00	47.00	50.65	53.75	56.23	58.05	59.18					
	1.05	47.43	51.14	54.28	56.82	58.70	59.88					
	1.20	48.27	52.09	55.34	57.98	59.96	61.25					
	1.50	48.94	52.84	56.17	58.90	60.97	62.33					
	≥ 3.00	49.41	53.37	56.76	59.55	61.68	63.10					

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_1

L_p	4834	5084	5384	5684	6084	6384	6784	7184	7585	8084	8584	9084
N_1	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.99	1.00	1.01	1.02	1.03	1.05
L_p	9584	10084	11284	12584	14084	16084						
N_1	1.06	1.07	1.10	1.12	1.15	1.18						

ความยาวคัตที่ใช้ $L_p = L_i + 82$ (mm)

L_i	3000	3350	4000	5000	5600	6000	6300	7100	7500	8000	9000	10000
	11200	12500										

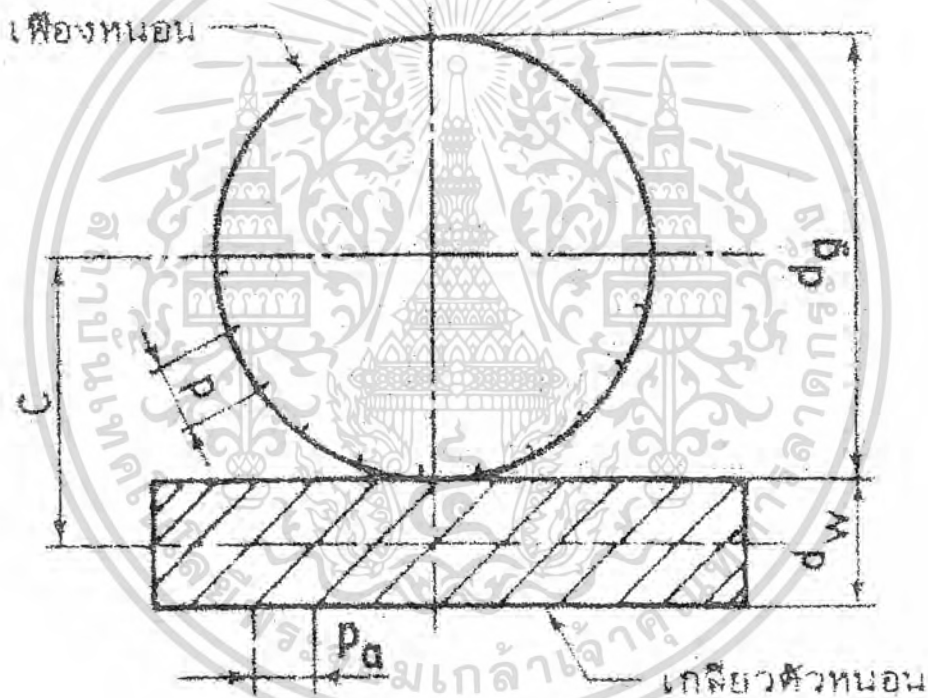
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6 การออกแบบเฟืองตัวหนอน

ในการทำเครื่องเจียรระโนภายในทรงกระบอกครั้งนี้มีการนำเฟืองตัวหนอนมาใช้ในการทอรอบในชุดมือหมุนละเอียด เพื่อให้ชุดมือหมุนละเอียดสามารถเลื่อนแทนเลื่อนที่ความละเอียดสูงสุดหนึ่งไมโครเมตรได้ จึงนำทฤษฎีการออกแบบเฟืองตรงมาใช้คำนวณหาแรงที่เฟืองตรงสามารถรับได้ว่าน้อยกว่าแรงที่เกิดขึ้นจริงหรือไม่ ซึ่งทฤษฎีการออกแบบเฟืองตัวหนอนมีดังนี้

2.6.1 บทนำ

ชุดเฟืองหนอน (worm gear set) ใช้สำหรับส่งกำลังระหว่างเพลาที่ไม่ขนานกันและไม่ตัดกัน ซึ่งต้องการให้มีอัตราทดสูง ชุดเฟืองหนอนประกอบด้วยเกลิยวตัวหนอน (worm) และเฟืองหนอน (worm gear) โดยปกติแล้วมักจะใช้ชุดเฟืองหนอนส่งกำลังระหว่างเพลาที่ทำมุมกัน 90° ดังรูปที่ 2.65 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)



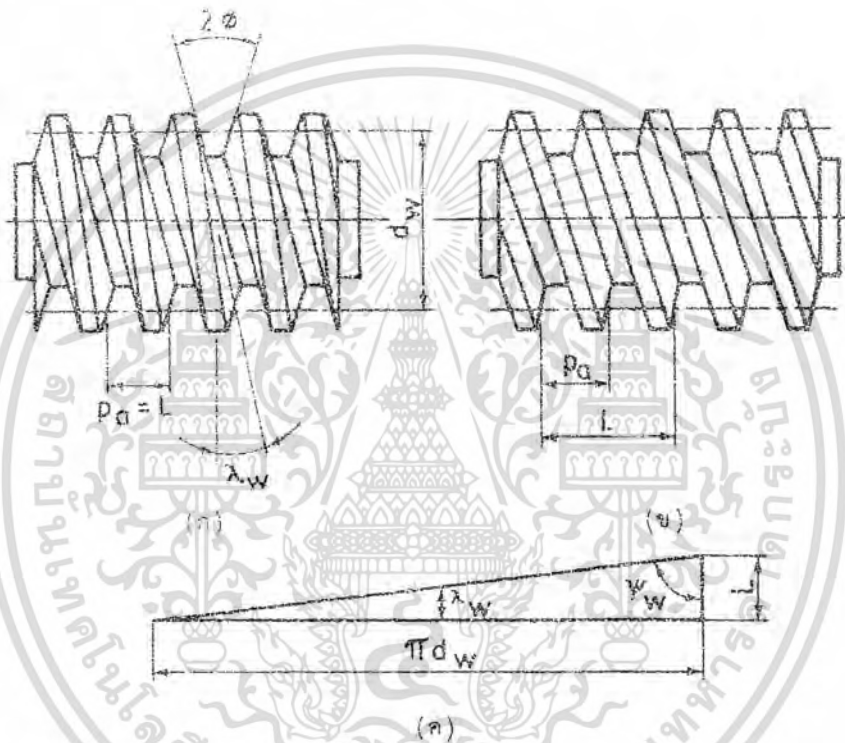
รูปที่ 2.65 ชุดเฟืองหนอน

แม้ว่าจะสามารถใช้เฟืองเฉียงส่งกำลังในลักษณะเดียวกันนี้ได้ แต่ก็ไม่สามารถจะส่งกำลังได้มากเท่ากับชุดเฟืองหนอน นอกจากนี้ชุดเฟืองหนอนยังสามารถทำงานด้วยอัตราทดสูงถึง 300 โดยที่ใช้การทดเพียงครั้งเดียว แต่ถ้าใช้เฟืองเฉียงจะเกิดปัญหาขึ้นในทางปฏิบัติ เช่นจะต้องใช้เฟืองที่มีจำนวนฟัน 10 ฟันขับเฟืองที่มีฟัน 3000 ฟัน เป็นต้น การทำงานของชุดเฟืองหนอนจะเรียกว่าเฟืองเฉียง แต่ข้อเสียของชุดเฟืองหนอนก็คือ ประสิทธิภาพของการส่งกำลังจะด้อยและมีความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากการเสียดสี (sliding) ระหว่างฟันมากกว่า ทำให้ต้องคำนึงถึงเรื่องการ

ระบายความร้อนที่เหมาะสมด้วย ในบทนี้จะกล่าวถึงการส่งกำลังระหว่างเพลาคู่ที่ทำมุมกัน 90° เท่านั้น แต่อย่างไรก็ตามวิธีการที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็สามารใช้กับเพลาคู่ที่ทำมุมอื่น ๆ ได้

2.6.2 ลักษณะทั่วไปของชุดเฟืองหนอน

เกลียวตัวหนอนมีลักษณะคล้ายคลึงกับสกรูส่งกำลัง ประกอบด้วยเกลียว (หรือฟัน) ซึ่งมีจำนวนปากตั้งแต่หนึ่งถึงหกปาก หรืออาจจะมากกว่านี้ก็ได้ หรืออีกนัยหนึ่งก็คือสกรูหลายปาก (multiple threaded screw) นั่นเอง ลักษณะทั่วไปของเกลียวตัวหนอนแบบหนึ่งปากและสองปาก ดูได้จากรูปที่ 2.66(ก) (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) และรูปที่ 2.66(ข) (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) การเรียกชื่อต่าง ๆ ก็ยังคงเหมือนกับสกรูส่งกำลังคือ



รูปที่ 2.66 เกลียวตัวหนอนแบบตรง (ก) หนึ่งปาก (ข) สองปาก (ค) การคลี่เกลียวออก

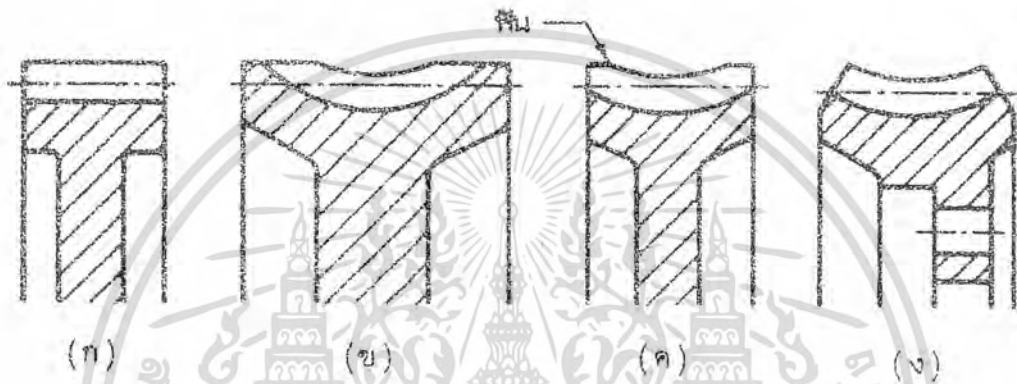
พิทช์หรือแอ็กเซียลพิทช์ (axial pitch) P_a เป็นระยะระหว่างเกลียว ในกรณีที่เพลาคู่ทำมุมกัน 90° ดังรูปที่ 2.65 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) จะมีค่าเท่ากับเซอคิวลาพิทช์ p ของเฟืองหนอน

หีด (lead) L คือระยะที่แกนเกลียวตัวหนอนสามารถเคลื่อนที่ไปได้ต่อการหมุนหนึ่งรอบ ถ้าเกลียวตัวหนอนมี N_w ปาก $L = N_w P_a$

มุมหีด (lead angle) λ_w มีค่าเช่นเดียวกับสกรูส่งกำลัง โดยพิจารณาจากรูปที่ 2.66(ก) (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

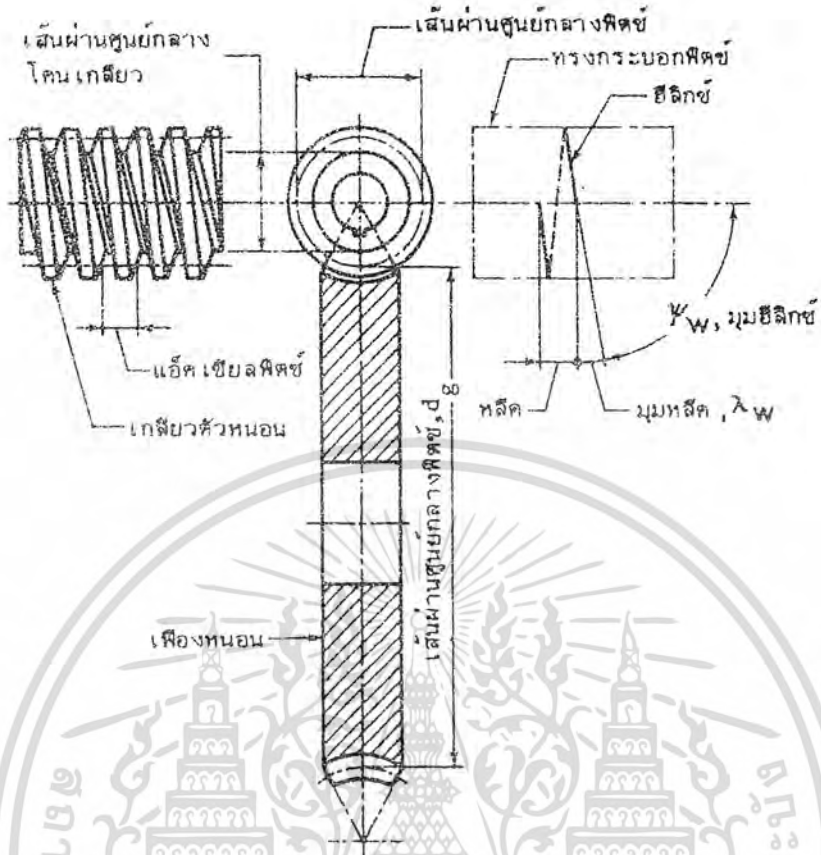
$$\tan \lambda_w = \frac{L}{\pi d_w}$$

สำหรับเฟืองหนอนจะมีลักษณะทั่วไปคล้ายกับเฟืองเฉียง แต่ขอบของฟันอาจจะมีลักษณะต่างๆ กัน ดังรูปที่ 2.67 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ถ้าฟันมีลักษณะสูงสม่ำเสมอ ดังรูปที่ 2.67(ก) เฟืองหนอนก็คือเฟืองเฉียงนั่นเอง ในการใช้งานส่วนมากมักจะใช้เฟืองหนอนที่มีฟันโค้งเว้าเข้าดังรูปที่ 2.67(ข) และรูปที่ 2.67(ค) ส่วนโค้งของฟันนั้นจะเข้ากับความโค้งของเกลียวตัวหนอนทั้งนี้ก็เพื่อให้เนื้อที่สัมผัสระหว่างการขบกันเพิ่มมากขึ้น โดยทั่วไปแล้วชุดเฟืองหนอนอาจจะแบ่งออกตามลักษณะฟันที่สัมผัสได้เป็นสองชนิดคือ ชนิดฟันโอบหนึ่งด้าน (single enveloping) และชนิดฟันโอบสองด้าน (double enveloping)

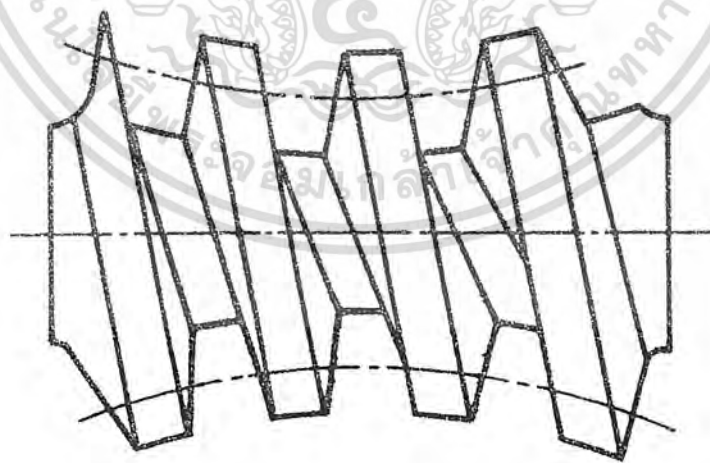


รูปที่ 2.67 ขอบเฟืองหนอนชนิดต่างๆ

ลักษณะของชุดเฟืองหนอนชนิดฟันโอบหนึ่งด้านจะดูได้จากรูปที่ 2.68 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งประกอบด้วยเฟืองหนอนที่มีฟันโค้งเว้าเข้าโอบเกลียวตัวหนอนที่มีลักษณะตรงดังรูปที่ 2.67 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ส่วนชุดเฟืองหนอนชนิดฟันโอบสองด้านนั้น นอกจากจะมีฟันของเฟืองหนอนโค้งเว้าเข้ามาโอบเกลียวตัวหนอนแล้ว เกลียวตัวหนอนเองก็จะมีลำตัวโค้งเว้าเข้ากับความโค้งของวงกลมพิตช์ของเฟืองหนอนด้วย ดังรูปที่ 2.69 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) เกลียวตัวหนอนชนิดนี้ มีชื่อเรียกว่าเกลียวตัวหนอนฮินดี (Hindley worm) ซึ่งเมื่อนำมาประกอบกันเข้าแล้วจะมีลักษณะดังรูปที่ 2.70 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ดังนั้นทั้งเฟืองหนอนและเกลียวตัวหนอนจะโอบซึ่งกันและกันในขณะที่ทำงานเป็นผลให้เฟืองมีพื้นที่ซึ่งขบกันเพิ่มขึ้น ทำให้สามารถส่งกำลังได้สูงขึ้น แต่ต้องใช้ความระมัดระวังในการติดตั้งให้ได้สูงยิ่งขึ้น

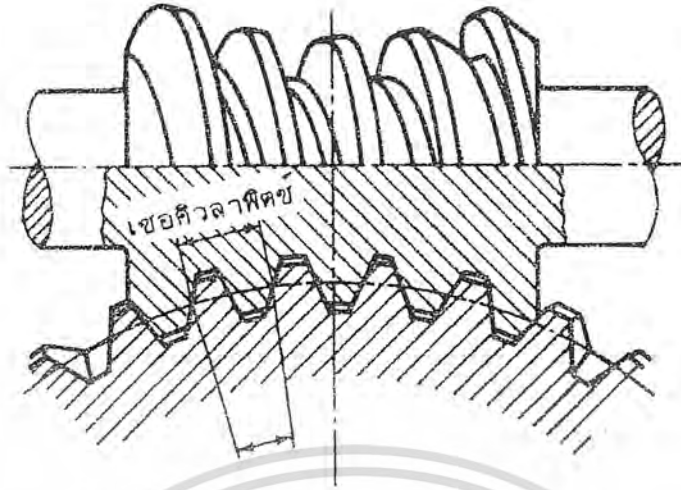


รูปที่ 2.68 ชุดเฟืองหนอนฟันโอบหนึ่งคั้ว



รูปที่ 2.69 เกสึยวคั้วหนอนแบบลำคั้วคั้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.70 ชุดเฟืองหนอนฟันโอบสองด้าน

2.6.3 ความสัมพันธ์อื่น ๆ

เมื่อพิจารณารูป 3.1 ประกอบ และกำหนดให้

λ_w = มุมหลิขของเกิลยวค้วหนอน

λ_g = มุมหลิขของเฟืองหนอน

ψ_w = มุมฮิลิกซ์ของเกิลยวค้วหนอน

ψ_g = มุมฮิลิกซ์ของเฟืองหนอน

C = ระยะระหว่างศูนย์กลาง

ความสัมพันธ์ระหว่างมุมของเกิลยวค้วหนอนและเฟืองหนอน คือ

$$\lambda_w + \psi_w = 90^\circ \quad (2.142)$$

$$\lambda_g + \psi_g = 90^\circ \quad (2.143)$$

ถ้าเพลาทำมุมกัน 90° แล้ว

$$\lambda_w = \psi_g \text{ และ } \lambda_g = \psi_w \quad (2.144)$$

ระยะระหว่างศูนย์กลางของชุดเฟืองหนอนคือ

$$C = \frac{d_w + d_g}{2}$$

ถ้าเกิลยวค้วหนอนเป็นค้วขบแล้ว จากเรื่องเฟืองเคียงเมื่อเพลาทำมุมกัน 90° อัตราทคก็คือ

$$m_{\omega} = \frac{\omega_w}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_w} = \frac{d_g}{d_w \tan \lambda_w} = \frac{d_g \tan \lambda_g}{d_w} \quad (2.145)$$

ความสัมพันธ์อื่น ๆ ที่มีประโยชน์ คือ

$$P_n P_a = \pi$$

$$P_n = p \cos \lambda_w$$

2.6.4 พิตช์มาตรฐาน

เนื่องจากยังไม่มีการกำหนดมาตรฐานของชุดเฟืองหนอน และเพื่อความสะดวกในการคำนวณ จึงให้ถือพิตช์ ($p_s = p$) เป็น มิลลิเมตร ค่อยไปนี้เป็นหลักในการเลือกชุดเฟืองหนอนคือ :

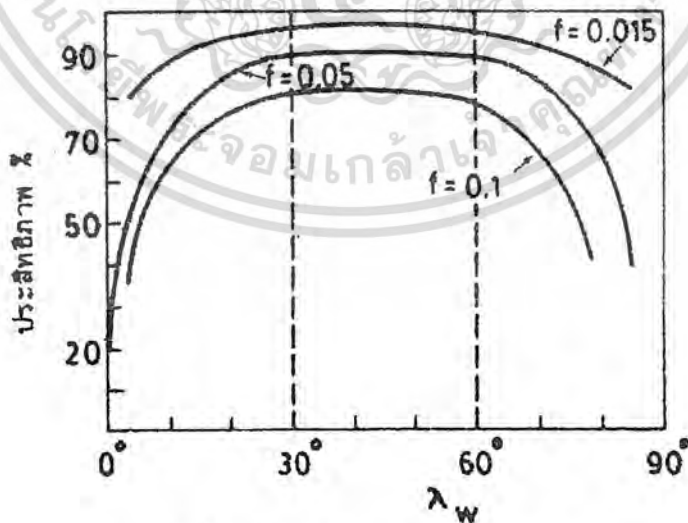
6	8	10	13	16	19
25	32	38	44	50	

2.6.5 ประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอน

เนื่องจากเกลียวตัวหนอนมีลักษณะเช่นเดียวกับสกรูส่งกำลัง ดังนั้นผู้อ่านอาจจะพิสูจน์ได้ว่า สมการของประสิทธิภาพเป็นสมการเดียวกันของสกรูส่งกำลังคือ

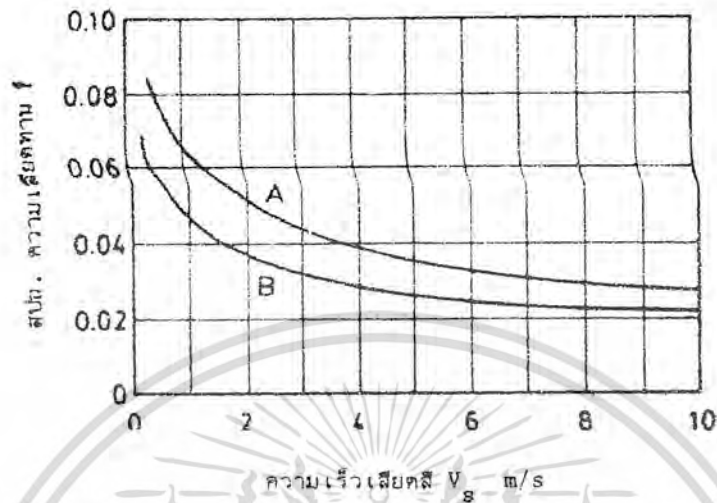
$$\eta = \frac{\cos \phi_n - f \tan \lambda_w}{\cos \phi_n + f \cot \lambda_w} \quad (2.146)$$

จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอนจะแปรผันตามมุมเกลียวของเกลียวตัวหนอน และถ้ากำหนดค่าของมุมกดนม ϕ_n ก็จะสามารถเขียนกราฟได้ดังรูปที่ 2.71 (ซาจุม กนังคาน, วริทธิ์ อังภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ซึ่งจากรูปจะเห็นได้ว่าถ้าต้องการให้ประสิทธิภาพสูง มุมเกลียวควรมีค่าอยู่ระหว่าง 30 ถึง 60 องศา



รูปที่ 2.71 กราฟประสิทธิภาพ - มุมเกลียว

จากการทดลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานขึ้นอยู่กับความเร็วเสียดสี (sliding velocity) การหล่อลื่นวัสดุ และผิวสัมผัส อย่างไรก็ตามถ้าทราบค่า V_s ก็อาจจะใช้กราฟรูปที่ 2.72 (ซาฮู ถนังงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) ในการหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยประมาณได้



รูปที่ 2.72 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของชุดเฟืองหนอนที่มีการหล่อลื่นอย่างดี กราฟ A ใช้กับวัสดุที่มีความเสียดทาน เช่น เหล็กหล่อ กราฟ B ใช้กับวัสดุที่มีคุณภาพดี เช่น เกลียวตัวหนอนชุบแข็งกับเฟืองหนอนที่ทำจากฟอสเฟอร์บรอนซ์

ชุดเฟืองหนอนมีคุณสมบัติการลื่นตัวเองได้เช่นเดียวกับสกรูส่งกำลังนั้นคือการลื่นตัวเองจะเกิดขึ้นเมื่อ

$$\lambda_1 \leq \tan^{-1} f = \beta \quad (2.147)$$

การลื่นตัวเองอาจจะเป็นคุณสมบัติที่เมื่อต้องการให้มีการช่วยเบรก ซึ่งหมายความว่า เฟืองหนอนไม่สามารถที่จะจับเกลียวตัวหนอนให้หมุนกลับทิศทางได้ แต่ส่วนมากแล้วชุดเฟืองหนอนใช้ในการลดความเร็วในการยกของ นั่นคือ เกลียวตัวหนอนเป็นตัวจับ ในกรณีที่เกิดไฟดับอย่างกะทันหัน และของที่ยกมีความเฉื่อย (inertia) มาก การลื่นตัวเองในลักษณะเช่นนี้อาจจะทำให้ฟันของเกลียวตัวหนอนแตกหักได้ ดังนั้นจึงควรใช้วิธีการอื่นช่วยในการเบรกแทน อีกประการหนึ่ง การลื่นตัวเองจะเกิดขึ้นเมื่อมุม λ_w เล็กมาก (น้อยกว่า 6 องศา) ซึ่งเมื่อพิจารณาจากรูปที่ 2.71 (ซาฮู ถนังงาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2) แล้วจะพบว่า ประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอนในช่วงนี้มีค่าต่ำมากด้วยเหตุนี้เองในการออกแบบจึงมักจะไม่ต้องการให้ชุดเฟืองหนอนมีคุณสมบัติในการลื่นตัวเอง

2.6.6 ขนาดเกลียวตัวหนอน

โดยทั่วไปแล้วเกลียวตัวหนอนจะมีความแข็งแรงมากกว่าเฟืองหนอนเสมอ ดังนั้นการกำหนดสัดส่วนของเกลียวตัวหนอนจึงขึ้นอยู่กับความชำนาญในการออกแบบ เพื่อให้ชุดเฟืองหนอนมีขนาดที่เหมาะสม ซึ่งหมายถึงการกำหนดมุมหลิศ ระยะระหว่างศูนย์กลาง และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิชซ์ของเกลียวตัวหนอน ในที่นี้จะพูดถึง

เฉพาะกรณีที่เราทำมุมกัน 90 องศา ซึ่งมีใช้งานกันอยู่ทั่วไป เนื่องจากยังไม่มีขนาดมาตรฐาน ดังนั้นการกำหนด สัดส่วนต่าง ๆ จึงต้องอาศัยข้อมูลจากการใช้งานที่ได้ผลดีมาแล้ว

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ของเกลียวตัวหนอนควรเลือกให้มีค่าระหว่าง

$$0.50 C^{0.875} \leq d_w \leq 0.887 C^{0.875} \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.148)$$

สมาคมผู้ผลิตเฟืองแนะนำขนาดที่จะส่งกำลังได้คือ

$$d_w = 0.68 C^{0.875} \text{ มิลลิเมตร} \quad (2.149)$$

สมการอีกสมการหนึ่งที่ต้องจะใช้ประกอบในการเลือกขนาดได้ ซึ่งจะดูรายละเอียดได้จากเอกสารอ่านประกอบ หมายเลข 1 คือ

$$C = \frac{L}{2\pi} (\cot \lambda_w + m_w) \quad (2.150)$$

สัดส่วนอื่น ๆ ที่แนะนำให้ใช้จากเอกสารอ่านประกอบ(J.E.SHIGLEY, "Mechanical Engineering Design," The Industrial Press) จะดูได้จากตารางที่ 2.49 (ชาญ ถนังงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.49 ขนาดของเกลียวตัวหนอนที่แนะนำให้ใช้

มุมหลิศ, λ_w องศา	มุมกอนอมัล, ϕ_n องศา	แอดเคนดัม mm	ดีเคนดัม mm
0-15	14½	0.3683 p _a	0.3683 p _a
15-30	20	0.3683 p _a	0.3683 p _a
30-35	25	0.2865 p _a	0.3314 p _a
35-40	25	0.2546 p _a	0.2947 p _a
40-45	30	0.2228 p _a	0.2578 p _a

ค่ามุมหลิศของเกลียวแต่ละเกลียวบนเกลียวตัวหนอน ควรจะมีค่าประมาณ 6 องศา ดังนั้นถ้าต้องการเกลียวตัวหนอนที่มีมุมหลิศ 30 องศา ก็จะต้องใช้เกลียวที่มี 5 ปาก เป็นต้น แต่ถ้ามีจำนวนปากน้อย มุมหลิศของแต่ละเกลียวก็ควรจะเพิ่มขึ้น เพื่อที่จะให้ได้ประสิทธิภาพที่พอเหมาะ

ในการออกแบบอาจจะกำหนดจำนวนมากขึ้นมาก่อนมุมหลิศก็ได้ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้ออกแบบ จากชุดเฟืองหนอนที่มีใช้กันอยู่ทั่วไป พบว่าจำนวนปากที่พอเหมาะของเกลียวตัวหนอนขึ้นอยู่กับอัตราทด ซึ่งจะดูค่าที่เคยมีใช้กันอยู่ได้จากตารางที่ 2.50 (ชาญ ถนังงาน, วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) แต่ก็ไม่มีกฎการเลือกใช้ที่แน่นอนเป็นมาตรฐาน

ตารางที่ 2.50 จำนวนปากที่เหมาะสมกับอัตราทด

m_w	จำนวนปาก	m_w	จำนวนปาก
≥ 20	≥ 1	6-12	≥ 4
12-36	≥ 2	4-10	≥ 6
8-12	≥ 3		

$$\frac{45}{3} = \frac{d_g}{81.85 \tan 16.26^\circ}$$

$$d_g = 358.09 \text{ มิลลิเมตร}$$

เมื่อเพลาทำมุมกัน 90°

$$C = \frac{d_w + d_g}{2} = \frac{81.85 + 358.09}{2} = 219.97$$

2.6.7 ความแข็งแรงของเฟืองหนอน

ในชุดเฟืองหนอน ฟันหรือเกลียวของเกลียวตัวหนอนจะมีความแข็งแรงมากกว่าเฟืองหนอนเสมอ ดังนั้นการคำนวณด้านความแข็งแรงจึงให้กระทำที่เฟืองหนอน ถ้าในการใช้งานมีการหยุดเป็นระยะ ๆ หรือใช้งานที่ความเร็วรอบต่ำ สิ่งสำคัญที่จะพึงพิจารณาในการออกแบบก็คือ ความเค้นคัตที่ฟันเฟือง แต่จากลักษณะของฟันที่ขบกันทำให้การหาค่าความเค้นคัตในฟันเฟืองทำได้ยากกว่าเฟืองตรง ดังนั้นการใช้สมการของลูอิสในการคำนวณ จึงได้ค่าโดยประมาณเท่านั้น ด้วยเหตุนี้จึงไม่ใช้ความเค้นหนาแน่นในสมการนี้สำหรับความแข็งแรงคือการแตกหักคือ

$$F_b = \frac{\sigma_b Y}{P_n} \quad (2.151 \text{ ก})$$

หรือ $F_b = \sigma_{by} P_n \quad (2.151 \text{ ข})$

โดยที่สัญลักษณ์ต่าง ๆ ยังคงมีความหมายเช่นเดิม

ด้วยเหตุผลเดียวกับที่กล่าวมาแล้วข้างต้น การเลือกค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิสจึงไม่เลือกตามจำนวนฟัน แต่จะประมาณค่าตามค่าของมุมคอมมัล ดังนี้คือ

$$\phi_n = 14 \frac{1}{2}^\circ ; Y = 0.314 , \quad y = 0.100$$

$$\phi_n = 20^\circ ; \quad Y = 0.392 , \quad y = 0.125$$

$$\phi_n = 25^\circ ; \quad Y = 0.470 , \quad y = 0.150$$

$$\phi_n = 30^\circ ; \quad Y = 0.550 , \quad y = 0.175$$

ค่าความเค้นใช้งาน σ ให้เลือกค่าจากตารางในเรื่องเฟืองตรง

2.6.8 แรงพลวัต

แรงพลวัตของชุดเฟืองหนอนหาได้จากสมการ

$$F_d = \left(\frac{6+V}{6}\right) F_t \quad (2.152)$$

โดยที่ V = ความเร็วพิตซ์ของเฟืองหนอน, เมตรต่อวินาที

F_t = แรงที่ส่งผ่านเฟือง คำนวณที่เฟืองหนอน, N

โดยทั่วไปแล้วเกลียวตัวหนอนมักเป็นค้ำยัน คังนั้นแรง F_t ซึ่งคำนวณที่เฟืองหนอนจึงต้องใช้กำลังขาออก (Output power) ซึ่งขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอน อย่างไรก็ตามในขณะที่เริ่มออกแบบยังไม่ทราบ ประสิทธิภาพ คังนั้นจึงให้ใช้กำลังขาเข้า (input power) แทน แต่ให้ระลึกไว้เสมอว่า แรง F_d ที่ได้นั้นมีค่าสูงมากกว่าที่ควรจะเป็น เนื่องจากต้องการให้ F_b มากกว่าหรือเท่ากับ F_d คังนั้นจะเห็นได้ว่า วิธีการคำนวณดังกล่าวนี้ จะให้ผลที่ปลอดภัยมากเกินไป

2.6.9 ความคงทนของผิวหน้าฟันเฟืองหนอน

สมการสำหรับหาค่าแรงสึกกร่อนใช้งานของบัตคิงแฮม (3) คือ

$$F_w = d_g b K_w \quad (2.153)$$

โดยที่ d_g = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ของเฟืองหนอน

B = ความหนาของฟัน

K_w = ค่าคงที่ซึ่งขึ้นอยู่กับวัสดุและมุมกดของเฟือง ดูได้จากตารางที่ 2.51 (ชาย ถนงค์งาน, วรวิทย์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

ตารางที่ 2.51 ค่าคงที่ K_w , นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร

วัสดุ		มุมกดมุมมิล, องศา			
เกสียวตัวหนอน	เฟืองหนอน	14 $\frac{1}{2}$	20	25	30
เหล็กกล้า HB \geq 500	chilled bronze	0.620	0.862	1.034	1.241
เหล็กกล้า HB \geq 500	บรอนซ์	0.414	0.552	0.689	0.827
เหล็กกล้า HB \approx 250	บรอนซ์	0.248	0.345	0.414	0.496
เหล็กกล้า HB \geq 500	เหล็กหล่อสีเทา	0.372	0.517	0.620	0.745
เหล็กหล่อแบบhigh-test	เหล็กหล่อสีเทา	0.620	0.862	1.034	1.241
เหล็กหล่อแบบhigh-test	เหล็กหล่อแบบhigh-test	0.931	1.275	1.551	1.862

ในกรณีที่ใช้กับงานหนักต่อเนื่องกันตลอดเวลา ควรจะคิดถึงแรงเสียดทานใช้งานในการออกแบบด้วย ผิวหน้าของชุดเฟืองหนอนจะต้องเรียบและแข็ง วัสดุที่เหมาะสมและใช้กันมากคือคู่ที่หนึ่งและคู่ที่หกในตารางที่ 2.51 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

2.6.10 การระบายความร้อน

เนื่องจากประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอนต่ำกว่าเฟืองชนิดอื่น ๆ ดังนั้นปัญหาที่สำคัญคือการระบายความร้อน ถ้ากล่องเฟืองร้อนเกินไป น้ำมันหล่อลื่นจะไหม้ ทำให้เกิดความเสียหายแก่ผิวหน้าของฟันเฟือง ผลจากการที่สามารถระบายความร้อนได้จำกัด ชุดเฟืองทดส่วนจึงได้รับการจำกัดกำลังที่ส่งผ่านตามความสามารถในการระบายความร้อน

เมื่อให้ W_{pi} และ W_{po} แทนกำลังขาเข้าและขาออกเป็น W ความดัน และชุดเฟืองทดมีประสิทธิภาพ η

$$W_{po} = \eta W_{pi}$$

ดังนั้นกำลังที่สูญเสียไปในรูปของความร้อนมีค่าเท่ากับ

$$Q = (1 - \eta) W_{pi} \quad (2.154)$$

ความร้อนจำนวนนี้จะต้องระบายออกไปจากชุดเฟืองหนอน อัตราการระบาย = ความร้อนขึ้นอยู่กับตัวแปรส่วนต่าง ๆ ตามสมการ

$$Q_c = h_c A \Delta t \quad (2.155)$$

โดยที่ h_c = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (combined heat transfer coefficient) ซึ่งหาค่าโดยประมาณได้จากรูปที่ 2.73 (ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อิงภากรณ์, 2541, เล่ม 2)

A = พื้นที่สำหรับระบายความร้อน

Δt = ผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นและอุณหภูมิห้อง

อุณหภูมิสูงสุดของน้ำมันหล่อลื่นไม่ควรสูงกว่า 90.00 องศาเซลเซียส สำหรับชุดเฟืองทดแล้วสมาคมผู้ผลิตเฟืองแนะนำให้ใช้พื้นที่ของกล่องเฟืองน้อยที่สุดตามสมการที่ 2.93 ทั้งนี้ไม่รวมถึงฐานและครีป (fin) ของกล่อง

$$A = 113.5 C^{1.7} \quad (2.156)$$

โดยที่ A = พื้นที่ของกล่อง (housing), ตารางมิลลิเมตร

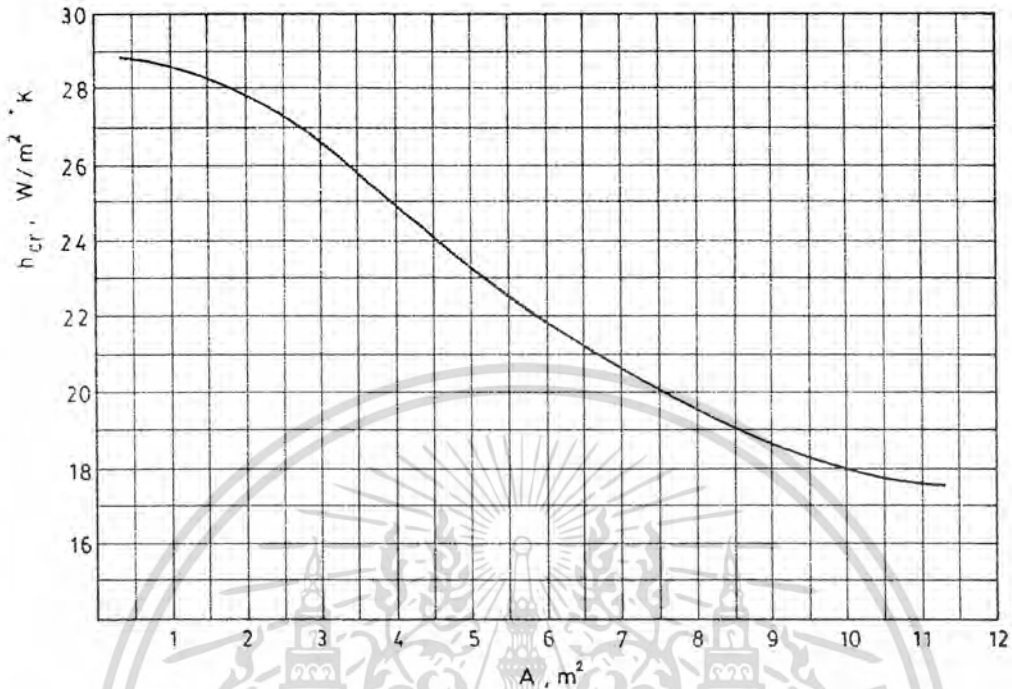
C = ระยะระหว่างศูนย์กลางเฟือง, มิลลิเมตร

ในกรณีที่การระบายความร้อนโดยธรรมชาติไม่เพียงพอที่จะรักษาระดับอุณหภูมิให้พอเหมาะกับการใช้งานได้ ก็จำเป็นต้องจัดหาวิธีช่วยในการระบายความร้อนอย่างอื่น เช่น

ทำให้น้ำมันหล่อลื่นไหลวนเวียนออกมาระบายความร้อนนอกกล่องเฟือง

ใช้น้ำไหลวนเวียนในคอยล์ (coil) ระบายความร้อนซึ่งอยู่ในกล่องเฟือง

เป้าอากาศผ่านกล่องเพื่องที่มีกริบช่วยระบายความร้อน



รูปที่ 2.73 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

2.6.11 ข้อคิดทั่วไปในการคำนวณออกแบบ

เนื่องจากข้อจำกัดสำหรับการออกแบบชุดเพื่องนอนของงานแต่ละประเภทจะแตกต่างกันไป จึงเป็นการยากที่จะกำหนดวิธีการออกแบบที่แน่นอนได้ ถ้ามีเนื้อที่จำเป็นก็ต้องกำหนดขนาดของเพื่องและระยะระหว่างศูนย์กลางเสียก่อน ในกรณีเช่นนี้ควรจะเริ่มต้นด้วยการประมาณขนาดของเกลียวตัวหนอน ซึ่งขึ้นอยู่กับขนาดของเพลามีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับรับแรงภายนอกโดยที่ระยะโก่ง (deflection) ของเพลาก็ต้องอยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ถ้าเกลียวตัวหนอนเป็นแบบกลิ้งติดมากับเพล (integral worm) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโคนเกลียวของเกลียวตัวหนอนจะต้องโตกว่าขนาดของเพลเล็กน้อย หรือควรมีค่าประมาณ

$$d_w = 2.35 p + 10 \text{ มิลลิเมตร} \tag{2.157}$$

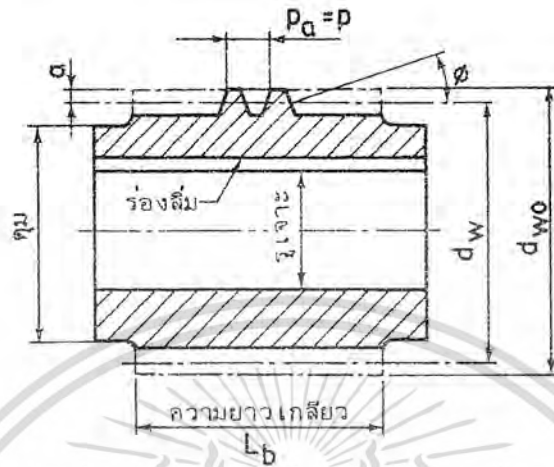
ถ้าเกลียวตัวหนอนเป็นแบบสวมติดเพล (shell worm) ดังรูปที่ 2.74 (ชาญ ถนังงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541, เล่ม 2) เส้นผ่านศูนย์กลางของคุม (hub) ควรมีค่าประมาณ 1.8 เท่าของรูเจาะ (bore) เพื่อให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโคนเกลียวโตกว่าเพลเล็กน้อย หรืออาจหาค่าประมาณของเกลียวตัวหนอนได้จากสมการ

$$d_w = 2.40 p + 28 \text{ มิลลิเมตร} \tag{2.158}$$

ถ้าระยะระหว่างศูนย์กลาง ก็สามารถที่จะประมาณค่า d_w จากสมการที่ 2.149 ได้

ความยาวเกลียว (face length) ของเกลียวตัวหนอนอาจหาค่าโดยประมาณได้จากสมการ

$$L_b = P_d (4.5 + N_d/50) \quad (2.159)$$



รูปที่ 2.74 เกลียวตัวหนอนแบบสวมติดเฟลา

การเลือกมุมเกลียวควรจะให้มุมมีขนาดอยู่ในช่วงที่มีประสิทธิภาพสูง ซึ่งจะเป็นการลดปริมาณความร้อนที่ต้องระบายออกจากชุดเฟืองทด แต่การที่จะได้ประสิทธิภาพสูง จำเป็นที่จะต้องให้เกลียวตัวหนอนที่มีหลายปาก ซึ่งจะทำให้เฟืองหนอนมีขนาดใหญ่ขึ้นด้วย ตัวอย่างเช่นเมื่อกำหนดอัตราทดและพิตซ์เฟืองหนอนสำหรับเกลียวตัวหนอน 3 ปาก จะมีขนาดใหญ่กว่าเฟืองหนอนสำหรับเกลียวตัวหนอน 1 ปาก เป็น 3 เท่า เป็นต้น

อย่างไรก็ตามผู้ออกแบบมักจะหลีกเลี่ยงการคำนวณซ้ำกันหลาย ๆ ครั้งไม่พ้น ทั้งนี้ก็เพื่อที่จะให้ได้ขนาดของชุดเฟืองหนอนที่เหมาะสมกับชิ้นงาน ซึ่งจะต้องทราบขนาดโดยประมาณของเกลียวตัวหนอนก่อน ถ้ากำหนดกำลังที่ต้องการส่งและความเร็วของเกลียวตัวหนอนให้ การออกแบบอาจจะกระทำได้ตามขั้นตอนนี้ คือ

1. เลือกจำนวนปากของเกลียวตัวหนอน และจากอัตราทดที่ต้องการจะสามารถหาจำนวนฟันของเฟืองหนอน N_d ได้
2. เขียนสมการของ F_b และ F_d ในเทอมของ p_d โดยให้ประมาณความหนาของฟันน้อยกว่าหรือเท่ากับ $2p$ หรือโดยการทดลองเลือกพิตซ์ p มาคำนวณโดยตรง
3. คำนวณหาค่า b โดยที่ $F_b \geq F_d$ ความหนาที่ได้ไม่ควรมากกว่าครึ่งหนึ่งของเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (หรือเส้นผ่านศูนย์กลางนอกเกลียว) ของเกลียวตัวหนอน
4. ถ้าต้องการใช้งานหนักตลอดเวลา ให้เขียนสมการของ F_w แล้วตรวจสอบว่า $F_w \geq F_d$
5. ถ้า F_w น้อยกว่า F_d อาจจะต้องเปลี่ยนวัสดุใหม่ แล้วเริ่มจากข้อ 1 ซ้ำอีกหรืออาจจะใช้วัสดุเดิมโดยหาค่า b ใหม่จาก $F_d = F_w$ แล้วตรวจสอบจุดยึดส่วนต่างๆ ของชุดเฟืองทดให้พอเหมาะ
6. หาพลังงานที่สูญเสียไปเป็นความร้อน แล้วคำนวณหาพื้นที่สำหรับการระบายความร้อนที่ต้องการ
7. จากผลที่ได้ ให้ปรับปรุงขนาดต่างๆ ให้เหมาะสม

บทที่ 3

การออกแบบและวิธีการดำเนินงาน

3.1 แผนการดำเนินงาน

แผนการดำเนินงานในการสร้างเครื่องเจียระไนภายในทรงกระบอกมีการแบ่งการทำงานออกเป็นขั้นตอนต่าง ๆ ดังแผนผังกระบวนการทำงานดังนี้

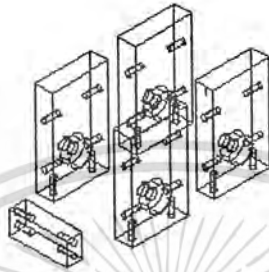


รูปที่ 3.1 แผนการดำเนินงาน

3.2 การดำเนินงานด้านการออกแบบ

การออกแบบเครื่องเจียระไนภายในทรงกระบอกนี้ ชิ้นส่วนที่เราจะต้องใช้จะต้องผ่านการคำนวณเกี่ยวกับการรับแรงต่างๆในแนวต่างๆและความทนทานของชิ้นส่วนต่างๆก่อน ตลอดจนพิจารณาถึงความเหมาะสมและลักษณะรูปร่าง ซึ่งจะเป็นองค์ประกอบในการออกแบบชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องเจียระไน ชิ้นส่วนต่างๆที่ผ่านการออกแบบแล้วมีดังนี้

1. ชิ้นส่วนประกอบของกล่องใส่เฟือง



รูปที่ 3.2 ชิ้นส่วนประกอบของกล่องใส่เฟือง

2. เฟืองหนอน



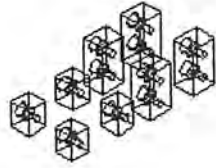
รูปที่ 3.3 เฟืองหนอน

3. ตัวประกอบสกรูส่งกำลัง



รูปที่ 3.4 ตัวประกอบสกรูส่งกำลัง

4. สตอปเปอร์



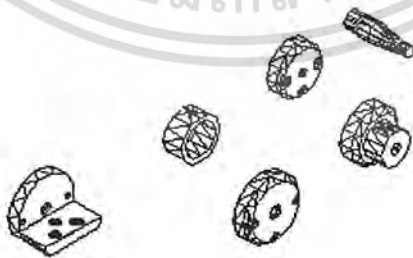
รูปที่ 3.5 สตอปเปอร์

5. ชุดมือหมุนแกน X



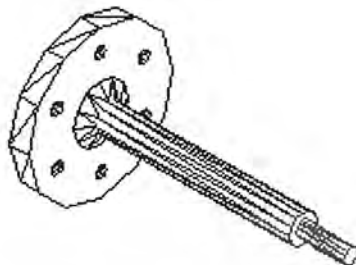
รูปที่ 3.6 ชุดมือหมุนแกน X

6. ชุดมือหมุนแกน Z



รูปที่ 3.7 ชุดมือหมุนแกน Z

7. แป้นยึดหัวจับชิ้นงานและเพลา



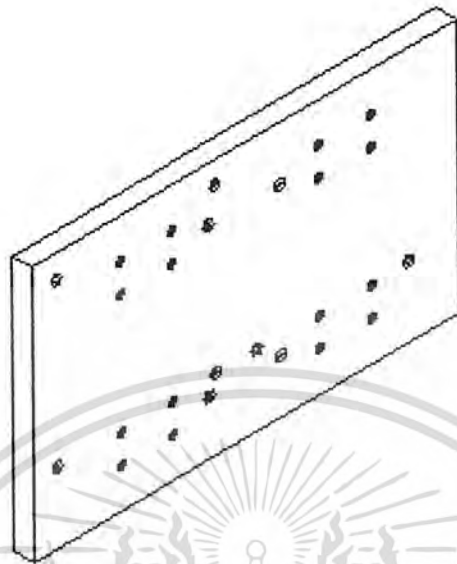
รูปที่ 3.8 แป้นยึดหัวจับชิ้นงานและเพลา

8. ฐานรองวางเดือนตัวล่าง



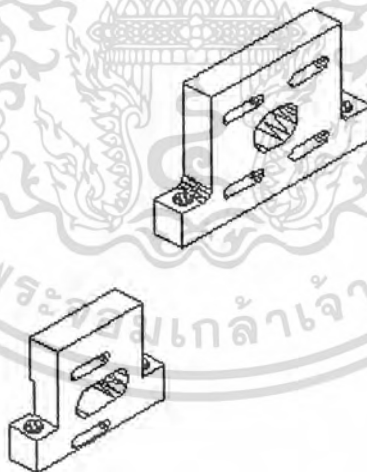
รูปที่ 3.9 ฐานรองวางเดือนตัวล่าง

9. ฐานรองถังเลื่อนตัวบน



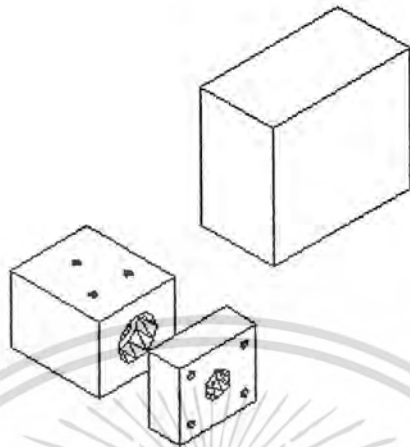
รูปที่ 3.10 ฐานรองถังเลื่อนตัวบน

10. แป้นชึคมอเตอร์



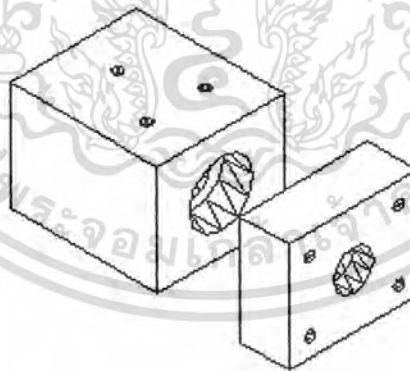
รูปที่ 3.11 แป้นชึคมอเตอร์

11. ชุดประกอบเพลลาของหัวจับหินเจียรไน



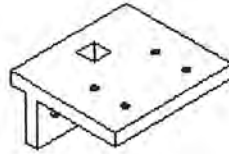
รูปที่ 3.12 ชุดประกอบเพลลาของหัวจับหินเจียรไน

12. ชุดประกอบเพลลาหัวจับชิ้นงาน



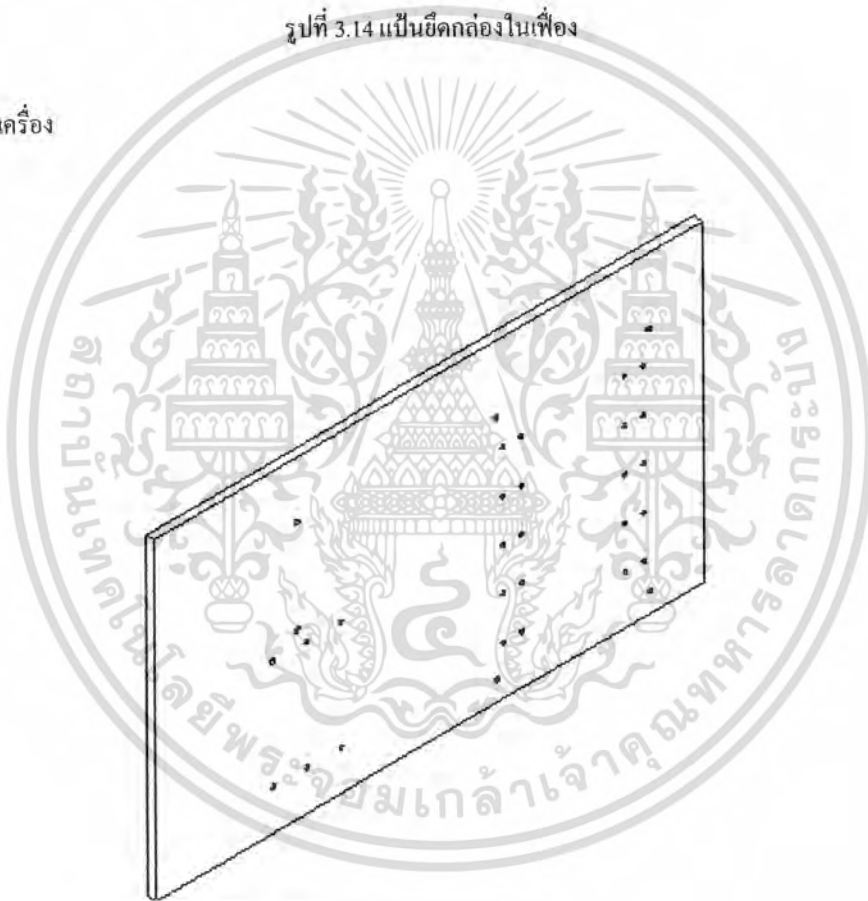
รูปที่ 3.13 ชุดประกอบเพลลาหัวจับชิ้นงาน

13. เป็นซีกกล่องใส่เฟือง



รูปที่ 3.14 เป็นซีกกล่องในเฟือง

14. ฐานรองเครื่อง

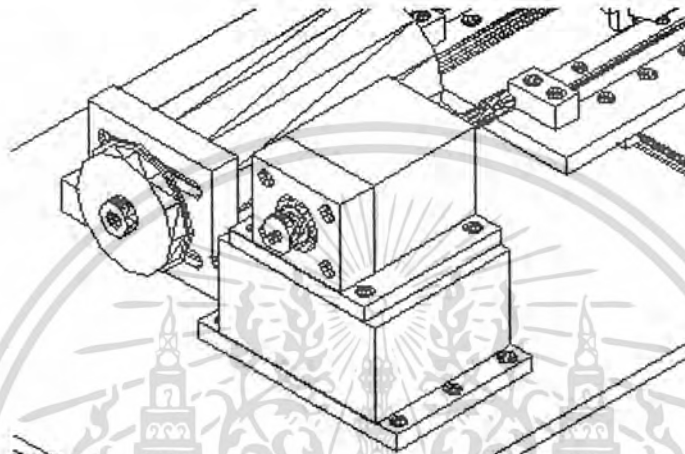


รูปที่ 3.15 ฐานรองเครื่อง

3.3 การดำเนินงานด้านการจัดสร้าง

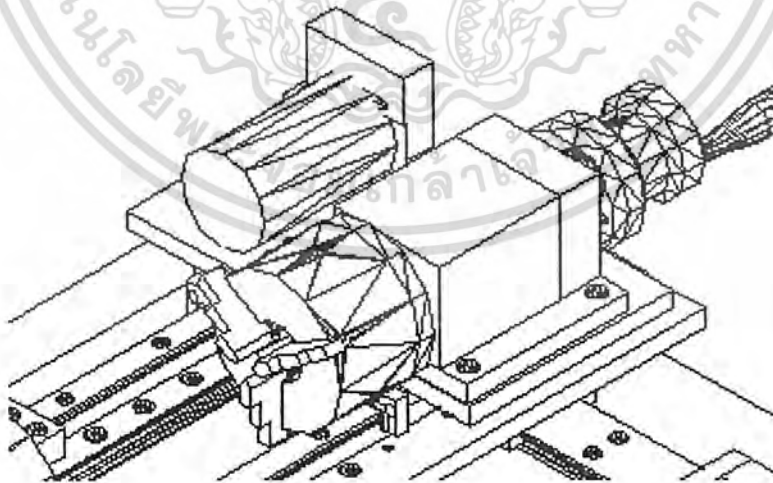
สร้างชิ้นส่วนต่างๆตามแบบโดยการสร้างชิ้นส่วนต่างๆนั้นจะต้องผ่านงานกลึง งานกัด งานเจียรระไน งานเชื่อม งานเจาะ ฯลฯ ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะของชิ้นส่วนต่างๆ เมื่อได้ชิ้นส่วนต่างๆครบแล้ว จะทำการประกอบซึ่งการประกอบนี้จะแบ่งการประกอบชิ้นส่วนใหญ่เป็น 5 ส่วนด้วยกันคือ

3.3.1 ชุดหัวจับหินเจียรระไนและฐานรอง



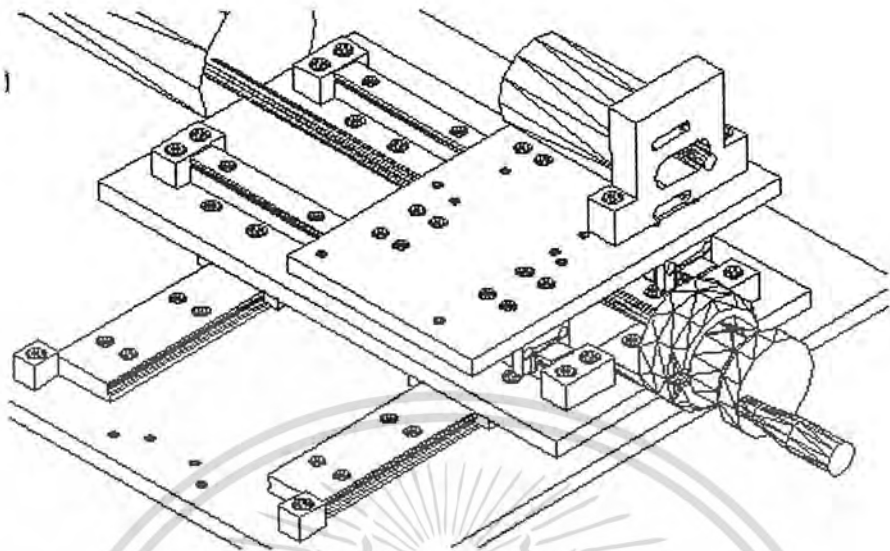
รูปที่ 3.16 ชุดหัวจับหินเจียรระไนและฐานรอง

3.3.2 ชุดหัวจับชิ้นงานและฐานรอง



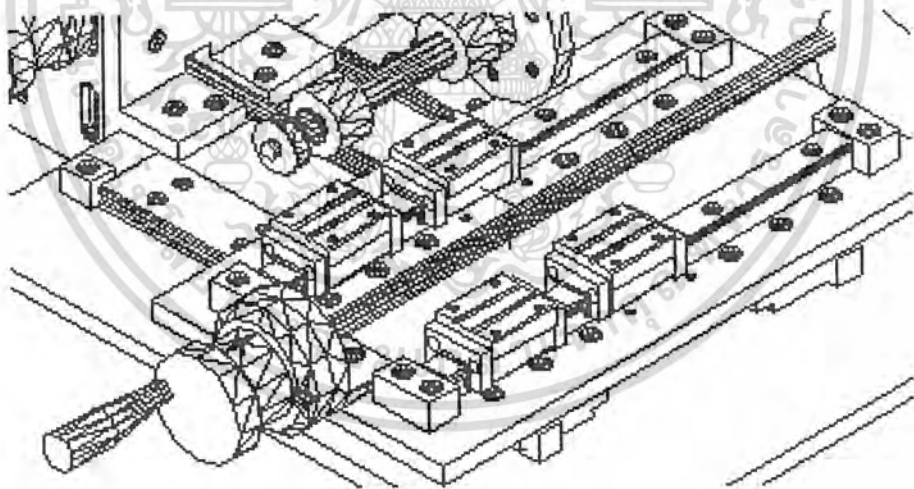
รูปที่ 3.17 ชุดหัวจับชิ้นงานและฐานรอง

3.3.3 รางเลื่อนและฐานรองในแต่ละแนวแกน



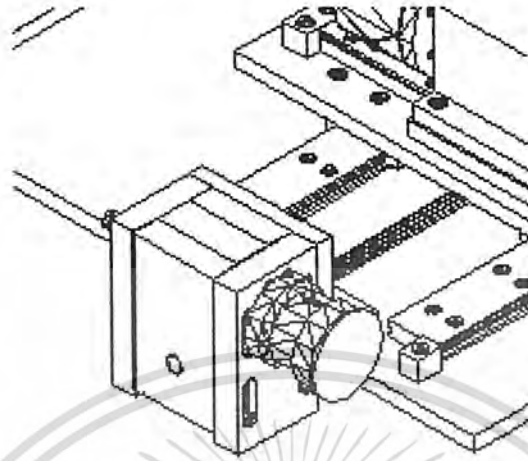
รูปที่ 3.18 รางเลื่อนและฐานรองในแต่ละแนวแกน

3.3.4 มือหมุนในแนวแกน Z



รูปที่ 3.19 มือหมุนในแนวแกน Z

3.3.5 มือหมุนในแนวแกน X



รูปที่ 3.20 มือหมุนในแนวแกน X

3.4 การทดสอบ

ชิ้นงานทดสอบมีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 10 มิลลิเมตร ยาว 70 มิลลิเมตร ชิ้นงานต้องทดสอบต้องผ่านงานกลึงมาก่อนก่อนที่จะนำมาทดสอบ

1. นำชิ้นงานทดสอบมาจับที่หัวจับชิ้นงานแล้วยึดให้แน่น
2. นำหินเจียรระไนจับที่หัวจับหินเจียรระไนแล้วยึดให้แน่น
3. เปิดสวิตช์มอเตอร์ทั้งของหัวจับชิ้นงานและหัวจับหินเจียรระไน
4. เลื่อนชิ้นงานให้สัมผัสกับหินเจียรระไนแล้วตั้งสเกลของแกน X เป็น 0
5. ทำเจียรระไนเพื่อโดยเลื่อนชิ้นงานในแนวแกน Z 30 มิลลิเมตรแล้วเลื่อนชิ้นงานกลับไปจุดเริ่มต้น จากนั้นจึงทำการวัดและบันทึกผล
6. ปรับสเกลในแนวแกน X 1 ซีด แล้วเลื่อนชิ้นงานในแนวแกน Z 30 มิลลิเมตรเลื่อนชิ้นงานกลับจากนั้นจึงทำการวัดและบันทึกผล
7. ทำเช่นนี้ไปจนสเกลในแนวแกน X เดินไปได้ 10 ไมโครเมตรหรือ 10 ซีด

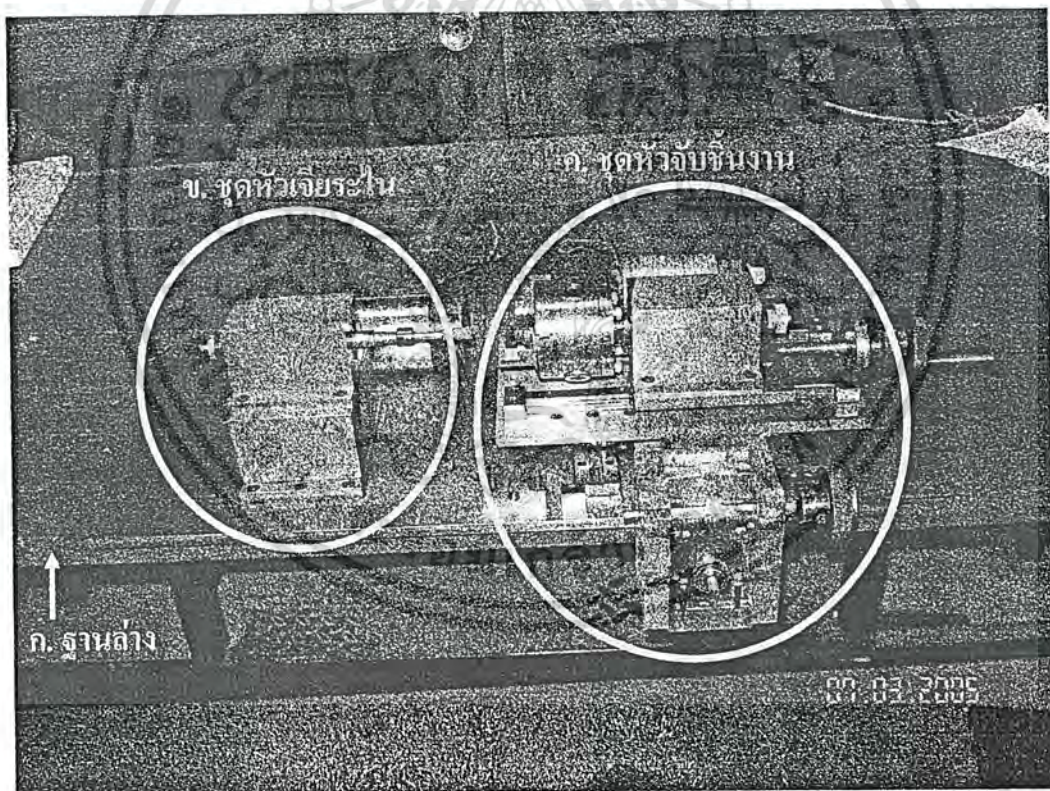
บทที่ 4

ผลการดำเนินงาน

4.1 ส่วนประกอบและชิ้นส่วนทั้งหมดของเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอก

ส่วนประกอบและชิ้นส่วนของเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอกสามารถดูรูปไอโซเมตริกได้ที่ภาคผนวก และส่วนประกอบของเครื่องสามารถแบ่งได้ 4 ส่วน คือ

- ก. ฐานล่าง
- ข. ชุดหัวเจียรไน
- ค. ชุดหัวจับชิ้นงาน
- ง. ชุดจ่ายกระแสไฟฟ้าให้เครื่องเจียรไน



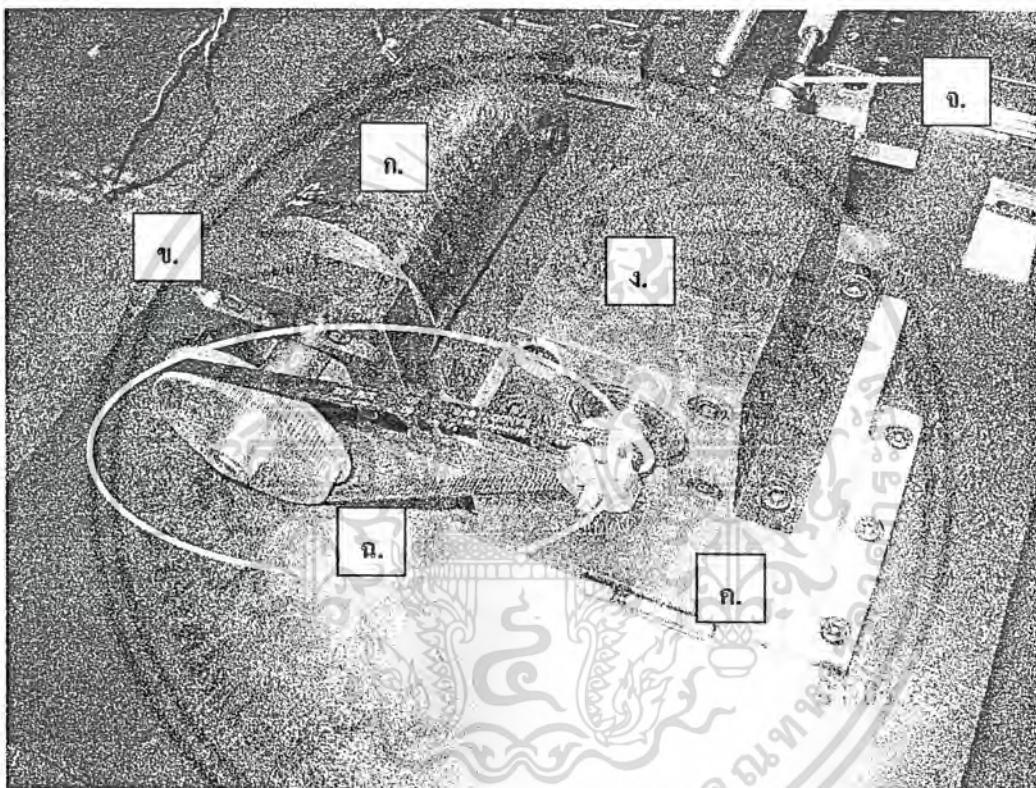
รูปที่ 4.1 ส่วนประกอบของเครื่องเจียรไน

4.1.1 ฐานล่าง

ฐานล่างจะเป็นส่วนรองรับชิ้นส่วนของเครื่องเจียรไนภายในทรงกระบอกเกือบทั้งหมด ยกเว้นชุดจ่ายกระแสไฟฟ้าให้เครื่องเจียรไน ฐานล่างเป็นเหล็กแผ่นหนา 10 มิลลิเมตร กว้าง 350 มิลลิเมตร ยาว 650 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูปที่ 4.1.ก. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดของชิ้นงานได้ที่ภาคผนวก

4.1.2 ชุดหัวเจียรไน

ชุดหัวเจียรไน ในที่นี้ใช้เรียกชุดส่งกำลังให้หินเจียรไนและชิ้นส่วนทุกชิ้นที่อยู่ตั้งแต่ฐานล่างขึ้นไปและเชื่อมต่อกับหินเจียรไน มีส่วนประกอบ คือ



รูปที่ 4.2 ส่วนประกอบชุดหัวเจียรไน

4.1.2.1 มอเตอร์ของชุดหัวเจียรไน

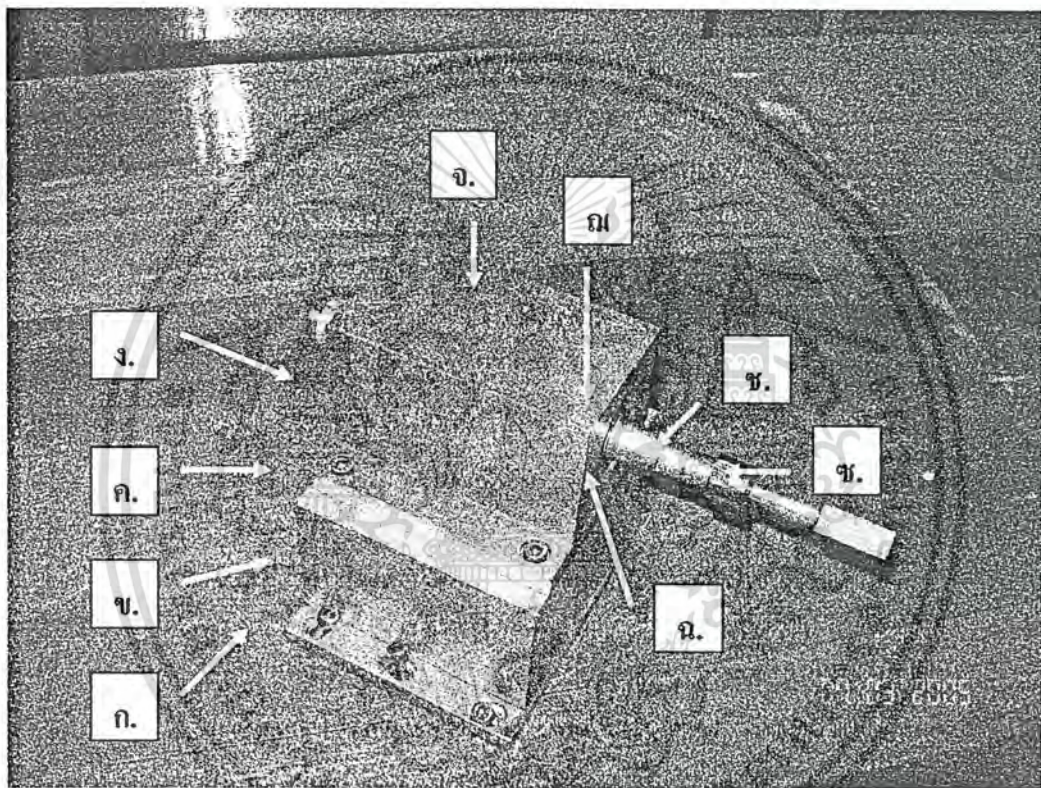
เป็นมอเตอร์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 80 มิลลิเมตร ยาว 100 มิลลิเมตร ใช้แหล่งกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรง 12 – 60 โวลต์ ใช้กระแสไฟฟ้าสูงสุด 2 แอมแปร์ ให้ความเร็วรอบ 1000 – 2000 รอบต่อนาที สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.2.2 แผ่นเหล็กยึดมอเตอร์

เป็นเหล็กแผ่นหนา 11 มิลลิเมตร คัดให้มีรูปร่างดังรูปที่ 4.2.ข. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดชิ้นงานนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.2.3 ฐานรองชุดประกอบเพลาลูกเบี้ยว

ใช้รองให้หัวเกียร์ไนให้มีความสูงเท่ากับหัวจับชิ้นงานประกอบด้วยชิ้นส่วน 2 ชิ้น คือ ฐานรองชุดประกอบเพลาลูกเบี้ยวไนชั้นล่างดังรูปที่ 4.3.ก. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก และฐานรองชุดประกอบเพลาลูกเบี้ยวไนชั้นบนดังรูปที่ 4.3.ข. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก



รูปที่ 4.3.ก. ฐานรองชุดประกอบเพลาลูกเบี้ยวไนชั้นล่าง

- ข. ฐานรองชุดประกอบเพลาลูกเบี้ยวไนชั้นบน
- ค. ฐานล่างของชุดประกอบเพลาลูกเบี้ยวไน
- ง. คั่วประกอบเพลาลูกเบี้ยวไนชั้นสั้น
- จ. คั่วประกอบเพลาลูกเบี้ยวไนชั้นยาว
- ฉ. แบริ่ง
- ช.เพลาลูกเบี้ยวไน
- ซ. ชุดคอลเล็คท์
- ฅ. แกนด่าง

4.1.2.4 ชุดประกอบเพลาทัวเจียรไน

ชุดประกอบเพลาทัวเจียรไนจะประกอบด้วยชิ้นส่วนทั้งหมด 5 ชิ้น คือ

ก. ฐานล่างของชุดประกอบเพลาทัวเจียรไน ใช้สำหรับยึดชุดประกอบเพลาทัวเจียรไนให้ติดกับฐานรองชุดประกอบเพลาทัวเจียรไน มีลักษณะดังรูปที่ 4.3.ค. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. ตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนชิ้นสั้น เป็นชิ้นส่วนที่มีแบริ่งสวมอยู่ ใช้ประกอบกับตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนชิ้นยาว มีลักษณะดังรูปที่ 4.3.ง. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ค. ตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนชิ้นยาว เป็นชิ้นส่วนที่มีแบริ่งสวมอยู่ ใช้ประกอบกับตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนชิ้นสั้น สาเหตุที่มีตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนสองชิ้นเนื่องจากกรรมวิธีการคว้านรูได้แบริ่งอาจมีข้อผิดพลาดทำให้แบริ่งที่อยู่หัวกับท้ายของตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนเกิดการจัดเพลาทัวทำให้เพลางอได้ ดังนั้นจึงทำตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนสองชิ้น ตัวประกอบเพลาทัวเจียรไนชิ้นยาวมีลักษณะดังรูปที่ 4.3.จ. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ง. แบริ่ง ที่นำมาใช้เป็นแบริ่งมาตรฐานขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 26 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูในเท่ากับ 15 มิลลิเมตร หนา 8 มิลลิเมตร จำนวน 2 ชิ้น มีลักษณะดังรูปที่ 4.3.ฉ.

4.1.2.5 ชุดเพลาทัว

ประกอบด้วยชิ้นส่วน 5 ชิ้นส่วน คือ

ก. เพลาทัวจากเหล็กเพลาชาว มีลักษณะดังรูปที่ 4.3.ช. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. ชุดคอลลีท ใช้สำหรับจับยึดหินเจียรไน มีลักษณะดังรูปที่ 4.3.ซ.

ค. แหวนถ่าง เป็นแหวนถ่างมาตรฐานสำหรับเพลาทัวขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 15 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูปที่

4.3.ฅ.

4.1.2.6 ชุดสายพานและล้อสายพานทัวเจียรไน

ชุดสายพานและล้อสายพานประกอบด้วยชิ้นส่วน 4 ชิ้น คือ

ก. ล้อสายพานที่ใช้สายพานแบบทริมมิ่ง 2 ชั้น อัตราทด 1 ต่อ 20 มีลักษณะดังรูปที่ 4.4.ก.

ข. สายพานแบบทริมมิ่ง ยาว 300 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูป 4.4.ข.

ค. เพลาส่งกำลังและลดขนาด ใช้ลดขนาดของเพลาทัวจากมอเตอร์ไปล้อสายพานใหญ่ มี 1 ชิ้น มีลักษณะดังรูปที่ 4.4.ค. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก



รูปที่ 4.4 ชั้นส่วนของชุดสายพานและล้อสายพาน

4.1.3 ชุดหัวจับชิ้นงาน

เป็นชุดที่ควบคุมการเคลื่อนที่ในแนวแกน x และแนวแกน y ของหัวจับชิ้นงาน และส่งกำลังให้ชิ้นงาน มีลักษณะดังรูปที่ 4.5 มีส่วนประกอบดังนี้คือ

4.1.3.1 ชุดประกอบเพลาหัวจับชิ้นงาน

ชุดประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานจะประกอบด้วยชิ้นส่วนทั้งหมด 5 ชิ้น คือ

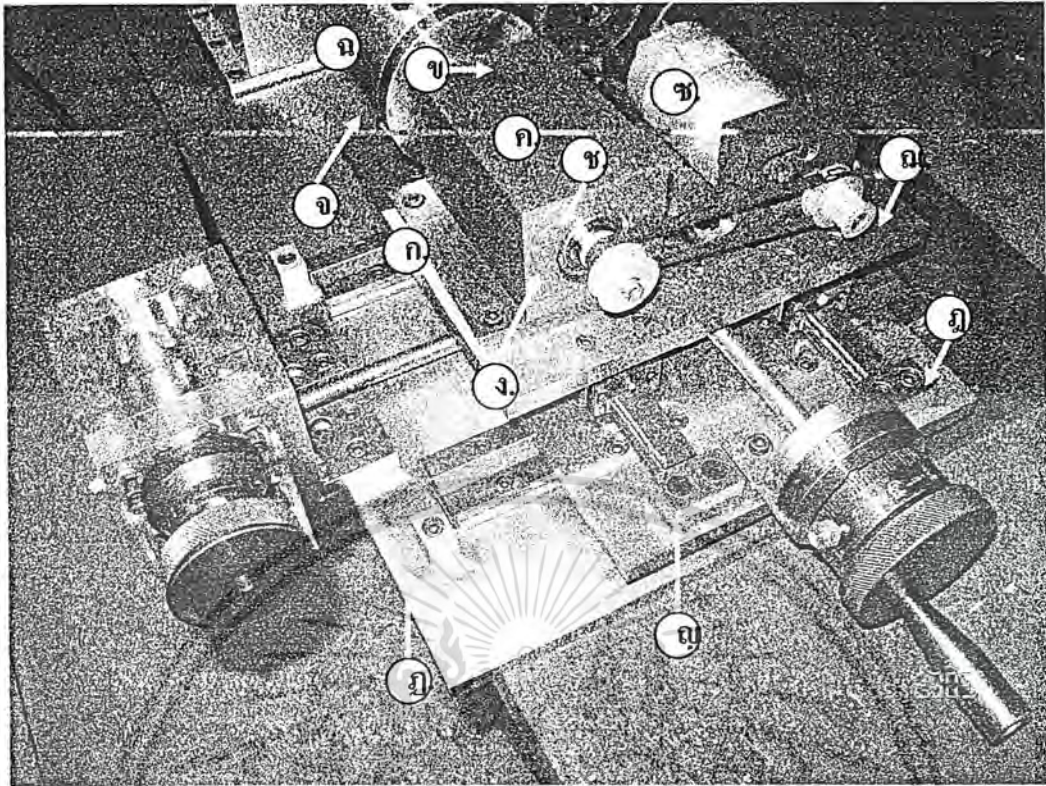
ก. ฐานล่างของชุดประกอบเพลาหัวจับชิ้นงาน ใช้สำหรับยึดชุดประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานให้ติดกับฐานรอง ชุดประกอบเพลาหัวจับชิ้นงาน มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ก. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. ตัวประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานชิ้นสั้น เป็นชิ้นส่วนที่มีแบริ่งสวมอยู่ ใช้ประกอบกับตัวประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานชิ้นยาว มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ข. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ค. ตัวประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานชิ้นยาว เป็นชิ้นส่วนที่มีแบริ่งสวมอยู่ ใช้ประกอบกับตัวประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานชิ้นสั้น สาเหตุที่มีตัวประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานสองชิ้นเนื่องจากกรรมวิธีการคว้านรูใส่แบริ่งอาจมีข้อผิดพลาดทำให้แบริ่งที่อยู่หัวกับท้ายของตัวประกอบเพลาเกิดการจกดเพลาทำให้เพลาเอียงได้ ดังนั้นจึงทำตัวประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานสองชิ้น ตัวประกอบเพลาหัวจับชิ้นงานชิ้นยาวมีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ค. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ง. แบริ่ง ที่นำมาใช้เป็นแบริ่งมาตรฐานขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 26 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูในเท่ากับ 15 มิลลิเมตร หนา 8 มิลลิเมตร จำนวน 2 ชิ้น มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ค.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5.ก. ฐานล่างของชุดประกอบเฟลาหัวจับชิ้นงาน

- ข. ตัวประกอบเฟลาหัวจับชิ้นงานชิ้นสั้น
- ค. ตัวประกอบเฟลาหัวจับชิ้นงานชิ้นยาว
- ง. แม่แรง
- จ. เฟลาหัวจับชิ้นงาน
- ฉ. หัวจับชิ้นงาน
- ช. แหวนถ่าง
- ฅ. มอเตอร์หัวจับชิ้นงาน
- ฎ. แผ่นเหล็กรองชุดประกอบเฟลาหัวจับชิ้นงาน
- ฏ. ตัวชุดการเลื่อนของชุดรางเลื่อนชุดบน
- ก. แผ่นเหล็กรองรับรางเลื่อนชุดบน
- ค. ตัวชุดการเลื่อนของชุดรางเลื่อนชุดล่าง

4.1.3.2 ชุดเฟลาหัวจับชิ้นงาน

ประกอบด้วยชิ้นส่วน 5 ชิ้นส่วน คือ

ก. เฟลาหัวจับชิ้นงาน ทำจากเหล็กเหลาขาว เชื่อมปลายติดกับเฟลาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 80 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.จ. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. หัวจับชิ้นงาน เป็นหัวจับมาตรฐานขนาด 3.5 นิ้ว ใช้สำหรับจับยึดชิ้นงาน มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ฉ.

ค. แหวนอ่าง เป็นแหวนอ่างมาตรฐานสำหรับเพลานขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 15 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ช.

4.1.3.3 มอเตอร์หัวจับชิ้นงาน

เป็นมอเตอร์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 40 มิลลิเมตร ยาว 80 มิลลิเมตร ใช้แหล่งกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรง 12 – 36 โวลต์ ใช้กระแสไฟฟ้าสูงสุด 3 แอมแปร์ ให้ความเร็วรอบ 100 – 200 รอบต่อนาที มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ข. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.3.4 แผ่นเหล็กรองชุดประกอบเพลาทันจับชิ้นงาน

เป็นแผ่นเหล็กที่รองชุดประกอบเพลาทันจับชิ้นงาน จะเลื่อนในแนวแกน z ตามการหมุนของชุดมือหมุนชุดบน มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ฉ. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.3.5 ตัวหยุดการเลื่อนของชุดรางเลื่อนชุดบน

มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ญ. เป็นตัวป้องกันรางเลื่อนหลุดออกจากกัน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.3.6 แผ่นเหล็กรองรางเลื่อนชุดบน

มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ฎ. เป็นแผ่นเหล็กที่รองชุดประกอบเพลาทันจับชิ้นงาน จะเลื่อนในแนวแกน x ตามการหมุนของชุดมือหมุนชุดล่าง สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.3.7 ตัวหยุดการเลื่อนของชุดรางเลื่อนชุดล่าง

มีลักษณะดังรูปที่ 4.5.ฏ. เป็นตัวป้องกันรางเลื่อนหลุดออกจากกัน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.3.8 ชุดสายพานและล้อสายพาน

ชุดสายพานและล้อสายพานประกอบด้วยชิ้นส่วน 4 ชิ้น คือ

ก. ล้อสายพานที่ใช้สายพานแบบทริมมิ่ง 2 ชั้น อัตราทด 1 ต่อ 2 มีลักษณะดังรูปที่ 4.6.ก.

ข. สายพานแบบทริมมิ่ง ยาว 220 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูป 4.6.ข.

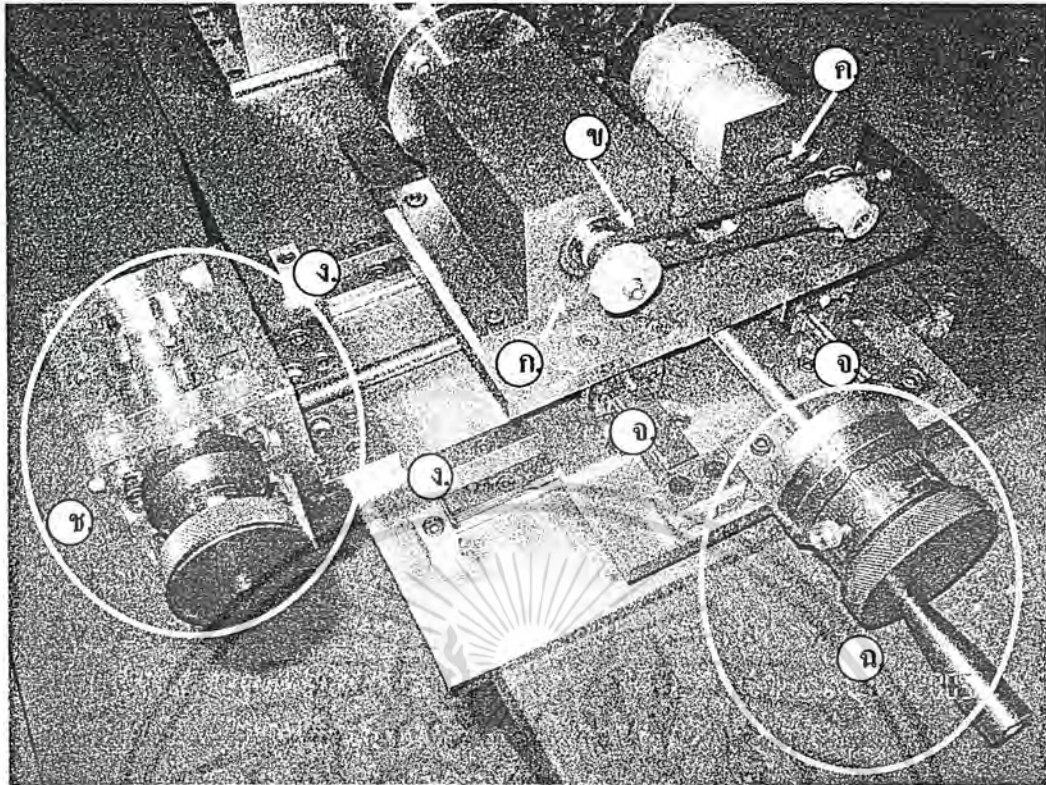
ค. เพลาลังกำลังและลดขนาด ใช้ลดขนาดของเพลามาจากมอเตอร์ไปล้อสายพานใหญ่ มี 1 ชิ้น มีลักษณะดังรูปที่ 4.6.ค. สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดนี้ได้ที่ภาคผนวก

4.1.3.9 รางเลื่อนชุดล่าง

อยู่ติดกับฐานเครื่อง มีความยาว 255 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูปที่ 4.6.ง. มีจำนวน 2 ชุด

4.1.3.10 รางเลื่อนชุดบน

อยู่ติดกับแผ่นเหล็กรองรางเลื่อนชุดบน มีความยาว 255 มิลลิเมตร มีลักษณะดังรูปที่ 4.6.จ. มีจำนวน 2 ชุด



รูปที่ 4.6.ก. ล้อสายพานที่ใช้สายพานแบบทริมมิ่ง

- ข. สายพานแบบทริมมิ่ง
- ค. เพลาสั่งกำลังและลดขนาด
- ง. รางเลื่อนชุดล่าง
- จ. รางเลื่อนชุดบน
- ฉ. ชุดมือหมุนชุดบน
- ช. ชุดมือหมุนชุดล่าง

4.1.3.11 ชุดมือหมุนชุดบน

ใช้สำหรับเลื่อนกลางเลื่อนในแนวแกน z มีลักษณะดังรูปที่ 4.6.ฉ. มีส่วนประกอบดังนี้ คือ

ก. แผ่นยึดมือหมุน เป็นชิ้นส่วนที่ยึดมือหมุนเข้ากับแผ่นเหล็กรองรางเลื่อนชุดบน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. สเกลอ้างอิง เป็นชิ้นส่วนที่ใช้อ้างอิงขนาดในการหมุน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ค. สเกลบอกขนาด เป็นสเกลที่ใช้บอกขนาดและใช้อ้างอิงตำแหน่งของหัวจับชิ้นงาน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ง. แกนสเกลบอกขนาด เป็นชิ้นงานที่สเกลบอกขนาดสวมอยู่ สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่

ภาคผนวก

จ. มือหมุนชุดมือหมุนชุดบน เป็นชิ้นงานที่ใช้ในการจับเพื่อหมุนสเกล สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ค. ตัวล็อกสเกล ใช้ในการล็อกแกนสเกลบอกขนาดกับสเกลบอกขนาดให้หมุนไปพร้อมกัน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. แบริ่ง เป็นแบริ่งมาตรฐานที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 26 มิลลิเมตร รูในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มิลลิเมตร หนา 8 มิลลิเมตร จำนวน 1 ชิ้น

ค. แหวนต่าง เป็นแหวนต่างต่างมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาด 10 มิลลิเมตร จำนวน 1 ชิ้น

ข. สกรูส่งกำลัง เป็นสกรูส่งกำลังขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มิลลิเมตร ยาว 30 มิลลิเมตร ระยะพิท 1 มิลลิเมตร สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. ตัวคอสกรูส่งกำลัง สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

4.1.3.12 ชุดมือหมุนชุดล่าง

ใช้สำหรับเคลื่อนล่างเคลื่อนในแนวแกน x มีลักษณะดังรูปที่ 4.6.ข. มีส่วนประกอบดังนี้ คือ

ก. แผ่นยึดมือหมุน เป็นชิ้นส่วนที่ยึดมือหมุนเข้ากับฐานเครื่อง สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. สเกลอ้างอิง เป็นชิ้นส่วนที่ใช้อ้างอิงขนาดในการหมุน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ค. สเกลบอกขนาด เป็นสเกลที่ใช้บอกขนาดและใช้อ้างอิงตำแหน่งของหัวจับชิ้นงาน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ง. แกนสเกลบอกขนาด เป็นชิ้นงานที่สเกลบอกขนาดสวมอยู่ สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

จ. กด่องใส่เฟือง ทำจากอะคริลิก สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ค. ตัวล็อกสเกล ใช้ในการล็อกแกนสเกลบอกขนาดกับสเกลบอกขนาดให้หมุนไปพร้อมกัน สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. แบริ่ง เป็นแบริ่งมาตรฐานที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 26 มิลลิเมตร รูในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มิลลิเมตร หนา 8 มิลลิเมตร จำนวน 2 ชิ้น และแบริ่งมาตรฐานขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 24 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 8 มิลลิเมตร หนา 8 มิลลิเมตร จำนวน 2 ชิ้น

ค. แหวนต่าง เป็นแหวนต่างต่างมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาด 10 มิลลิเมตร จำนวน 2 ชิ้น และแหวนต่างมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาด 8 มิลลิเมตร จำนวน 2 ชิ้น

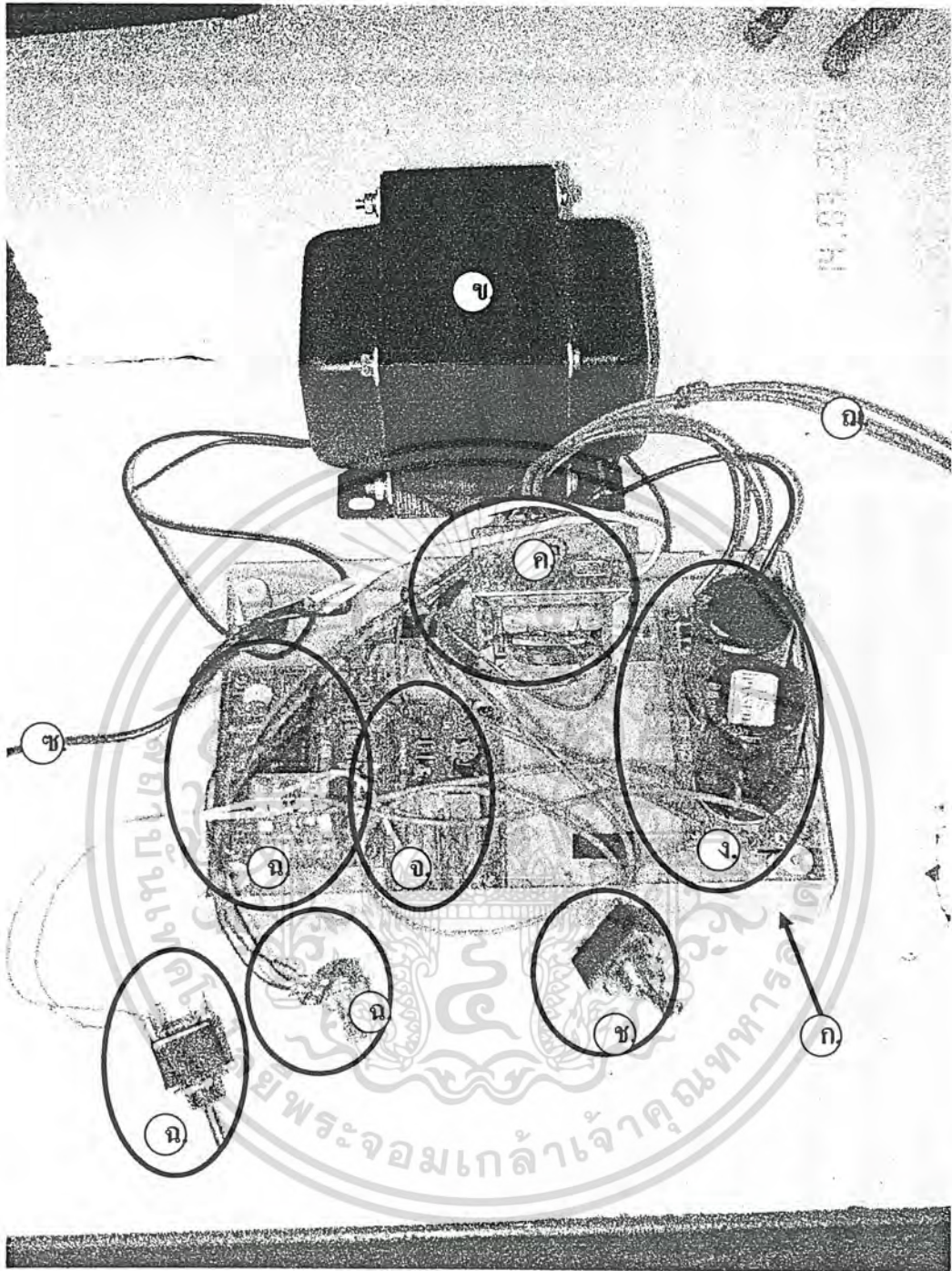
ข. สกรูส่งกำลัง เป็นสกรูส่งกำลังขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มิลลิเมตร ยาว 30 มิลลิเมตร ระยะพิท 1 มิลลิเมตร สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ข. ตัวคอสกรูส่งกำลัง สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

ค. ชุดเฟืองควั่นหอน มีอัตราครอป 50 ต่อ 1 สามารถดูแบบแสดงรายละเอียดได้ที่ภาคผนวก

4.1.4 ชุดจ่ายกระแสไฟฟ้าให้เครื่องเจียรไน

เป็นชุดที่จ่ายไฟฟ้ากระแสตรงที่มีศักย์ไฟฟ้าเหมาะสมให้แก่มอเตอร์ และใช้ควบคุมความเร็วมอเตอร์ มีลักษณะดังรูปที่ 4.7 ชุดจ่ายกระแสไฟฟ้าให้เครื่องเจียรไนมีส่วนประกอบดังนี้



รูปที่ 4.7.ก. ถังใส่ผงจร, ข. อุปกรณ์แปลงไฟฟ้า 18 โวลต์, ค. อุปกรณ์แปลงไฟฟ้า 15 โวลต์
 ง. วงจรแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง ± 24 โวลต์, จ. วงจรแปลงไฟฟ้ากระแสสลับ
 เป็นกระแสตรง 12 โวลต์, ฉ. วงจรควบคุมความเร็วมอเตอร์หัวเจียร์ไน, ช. สวิตช์เปิดปิด
 มอเตอร์หัวจับชิ้นงาน, ซ. สายและปลั๊กไฟฟ้ากระแสสลับ 22 โวลต์, ฅ. สายไฟสำหรับจ่าย
 กระแสไฟฟ้าให้มอเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.4.1 กล่องใส่วงจร

เป็นกล่องใส่วงจรแบบสำเร็จขนาดใหญ่ มีลักษณะดังรูปที่ 4.7.ก.

4.1.4.2 อุปกรณ์แปลงไฟฟ้า 18 โวลต์

เป็นอุปกรณ์ที่แปลงไฟฟ้ากระแสสลับ 220 โวลต์ เป็นไฟฟ้ากระแสสลับ 18 โวลต์ จ่ายกระแสสูงสุด 5 แอมแปร์ มีลักษณะดังรูปที่ 4.7.ข.

4.1.4.3 อุปกรณ์แปลงไฟฟ้า 15 โวลต์

เป็นอุปกรณ์ที่แปลงไฟฟ้ากระแสสลับ 220 โวลต์ เป็นไฟฟ้ากระแสสลับ 15 โวลต์ จ่ายกระแสสูงสุด 3 แอมแปร์ มีลักษณะดังรูปที่ 4.7.ค.

4.1.4.4 วงจรแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง ± 24 โวลต์

เป็นวงจรที่แปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นไฟฟ้ากระแสตรง ± 24 โวลต์ ใช้ต่อกับอุปกรณ์แปลงไฟฟ้า 18 โวลต์ ใช้เป็นตัวจ่ายกระแสไฟฟ้าให้มอเตอร์เครื่องเจียระไน มีลักษณะดังรูปที่ 4.7.ง.

4.1.4.5 วงจรแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง 12 โวลต์

เป็นวงจรที่แปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นไฟฟ้ากระแสตรง 12 โวลต์ ใช้ต่อกับอุปกรณ์แปลงไฟฟ้า 15 โวลต์ ใช้เป็นตัวจ่ายกระแสไฟฟ้าให้วงจรควบคุมความเร็วมอเตอร์ มีลักษณะดังรูปที่ 4.7.จ.

4.1.4.6 วงจรควบคุมความเร็วมอเตอร์หัวเจียระไน

เป็นวงจรที่ใช้ควบคุมความเร็วมอเตอร์หัวเจียระไน ใช้วงจรแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง 12 โวลต์ เป็นแหล่งจ่ายกระแสไฟฟ้าเลี้ยงวงจร ใช้วงจรแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง ± 24 โวลต์ เป็นแหล่งพลังงานสำหรับจ่ายให้มอเตอร์หัวเจียระไน มีอุปกรณ์ประกอบการทำงานอีกสองชิ้น คือ สวิตช์เปิดปิดวงจร และตัวหมุนปรับความเร็วมอเตอร์ซึ่งทำจากตัวต้านทานปรับค่าได้ วงจรควบคุมความเร็วมอเตอร์หัวเจียระไนมีลักษณะดังรูปที่ 4.7.ฉ.

4.1.4.7 สวิตช์เปิดปิดมอเตอร์หัวจับชิ้นงาน

เป็นสวิตช์ที่ใช้เปิดปิดมอเตอร์หัวจับชิ้นงาน โดยต่อกับวงจรแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง ± 24 โวลต์ เพื่อใช้เป็นแหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสตรง 48 โวลต์ สวิตช์เปิดปิดมอเตอร์หัวจับชิ้นงานมีลักษณะดังรูปที่ 4.7.ช.

4.1.4.8 สายและปลั๊กไฟฟ้ากระแสสลับ 220 โวลต์

เป็นปลั๊กแบบมีสายดินยาว 3 เมตร มีลักษณะดังรูปที่ 4.7.ซ.

4.1.4.9 สายไฟสำหรับจ่ายกระแสไฟฟ้าให้มอเตอร์

เป็นสายไฟฟ้าที่ใช้จ่ายกระแสไฟฟ้าจากอุปกรณ์และวงจรไฟฟ้าให้มอเตอร์ทั้งสองตัว มีลักษณะดังรูปที่ 4.7.

ณ.

4.1.4.10 พีวีดี

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ตัดกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้อุปกรณ์แปลงไฟฟ้า ซึ่งจะตัดไฟเมื่อกระแสไฟฟ้าเกิน 10 แอมแปร์

4.2 การทดสอบเครื่อง

เนื่องจากการไมโครเมตรที่ใช้วัดภายในไม่สะดวกต่อการใช้งาน จึงทำการทดสอบเครื่องเจียรไนโดยใช้ไมโครมิเตอร์วัดภายนอกเป็นตัววัด โดยทำการวัดชิ้นงานตัวทดสอบ 10 ชิ้น มีขั้นตอนในการทำการทดสอบคือ เจียรไนชิ้นงานที่ผ่านการกลึงมาแล้วมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 มิลลิเมตร ยาว 70 มิลลิเมตร เมื่อเจียรไนได้ผิวชิ้นงานเรียบเสมอกันแล้วให้ตั้งสเกลไว้ที่เลข 0 แล้วทำการวัดชิ้นงาน จากนั้นจากนั้นเจียรไนชิ้นงานเดิมอีกครั้งโดยหมุนสเกลไปที่เลข 1 เมื่อเจียรไนเสร็จวัดขนาดชิ้นงานที่ได้ ทำแบบนี้ไปเรื่อย ๆ โดยหมุนครั้งละ 1 สเกล จนสเกลอยู่ที่เลข 10 ผลจากการทดสอบดังตารางที่ 4.1.

ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบการเลื่อนในแนวแกน x

ชิ้นงานชั้นที่	ขนาดของชิ้นงานเมื่อเมื่อสเกลเป็นหมายเลข(ไมโครเมตร)										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	9990	9988	9986	9984	9982	9980	9978	9976	9974	9972	6670
2	9992	9990	9988	9986	9984	9982	9980	9978	9976	9974	9972
3	9987	9985	9983	9984	9982	9980	9978	9976	9974	9972	9970
4	9991	9989	9987	9985	9983	9981	9979	9977	9975	9973	9971
5	9989	9987	9985	9983	9981	9979	9977	9975	9973	9971	9969
6	9988	9986	9984	9982	9980	9978	9976	9974	9972	9970	9968
7	9986	9984	9982	9980	9978	9976	9974	9972	9970	9968	9966
8	9994	9992	9990	9988	9986	9984	9982	9980	9978	9976	9974
9	9984	9982	9980	9978	9976	9974	9972	9970	9968	9966	9964
10	9982	9980	9978	9976	9974	9972	9970	9968	9966	9964	9962

จากผลการทดสอบสรุปได้ว่า ไม่มีความผิดพลาดระหว่างขนาดจริงกับสเกลในช่วง 10 สเกล ซึ่งทำให้มั่นใจได้ว่าเมื่อวัดขนาดแล้วเหลือขนาดที่ต้องเจียรไนทั้ง 20 ไมโครเมตร สามารถปรับสเกลโดยไม่ต้องวัดขนาดแต่ยังให้ขนาดที่ตรงกับความเป็นจริง

บทที่ 5

สรุปและวิเคราะห์ผลการดำเนินงาน

5.1 สรุปผลการดำเนินงาน

ได้เครื่องเจียระไนภายในทรงกระบอกแบบ Manual ที่ให้ความละเอียดสูงสุดในการเคลื่อนที่หัวจับชิ้นงาน แนวแกน x 1 ไมโครเมตร โดยไม่มีความคลาดเคลื่อนระหว่างขนาดชิ้นงานและขนาดสเกล ในช่วง 10 สเกล สามารถเจียระไนชิ้นงานที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 6.5 เซนติเมตร ยาวไม่เกิน 6.5 เซนติเมตร

5.2 ปัญหาและแนวทางแก้ไข

- ความเร็วรอบสูงสุดยังต่ำอยู่ทำให้ความเร็วในการเจียระไนชิ้นงานยังไม่เร็วเท่าที่ควรอันเป็นผลเนื่องมาจากสวิตช์ไฟฟ้าที่ง่ายให้มอเตอร์หัวเจียระไนยังต่ำอยู่ สามารถแก้ไขโดยเพิ่มสวิตช์ไฟฟ้าที่ง่ายให้มอเตอร์หัวเจียระไนชิ้นงานเป็น 60 โวลต์ เมื่อเพิ่มความเร็วรอบสูงสุดในการเจียระไนเพื่อให้สามารถเจียระไนชิ้นงานได้เร็วขึ้น
- สเกลความละเอียดสูงสุดของขนาดชิ้นงานในแนวแกน x เท่ากับ 2 ไมโครเมตร สามารถแก้ไขโดยนำสเกลไปสเกลใหม่เป็น 40 สเกลใน 1 รอบ
- การหมุนปรับขนาดของแนวแกน x ยังทำได้ช้าอันเป็นผลมาจากการออกแบบชุดมือหมุนชุดล่างสามารถแก้ไขโดยทำชุดมือหมุนชุดล่างใหม่โดยให้สามารถหมุนปรับขนาดแบบหยาบและแบบละเอียดได้ในชุดเดียวกัน เพื่อให้เกิดความเร็วในการเคลื่อนที่ในแนวแกน x

5.3 แนวทางการพัฒนาโครงการ

- สามารถนำทฤษฎีการคำนวณ ไปประยุกต์ใช้งานในการคำนวณขนาดของชิ้นส่วนและอื่น ๆ รวมถึงการไปค้นคว้าเรื่องการเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อทำเครื่องเจียระไนภายในทรงกระบอกแบบ CNC ได้
- สามารถทำสุรการคำนวณและข้อมูลที่มีไปใช้ ทำเครื่องเจียระไนภายในทรงกระบอกที่ใช้กับขนาดชิ้นงานใหญ่กว่านี้ได้

หนังสืออ้างอิง

- ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2545. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดยูเคชั่น
- ชาญ ถนัดงาน, วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, 2541. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม2. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดยูเคชั่น
- บริษัท สยามอีเคอะ จำกัด, 2537. KG Stock Gears. กรุงเทพฯ : บริษัท สยามอีเคอะ จำกัด.
- สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2533. ตารางงานโลหะ. กรุงเทพฯ : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ.

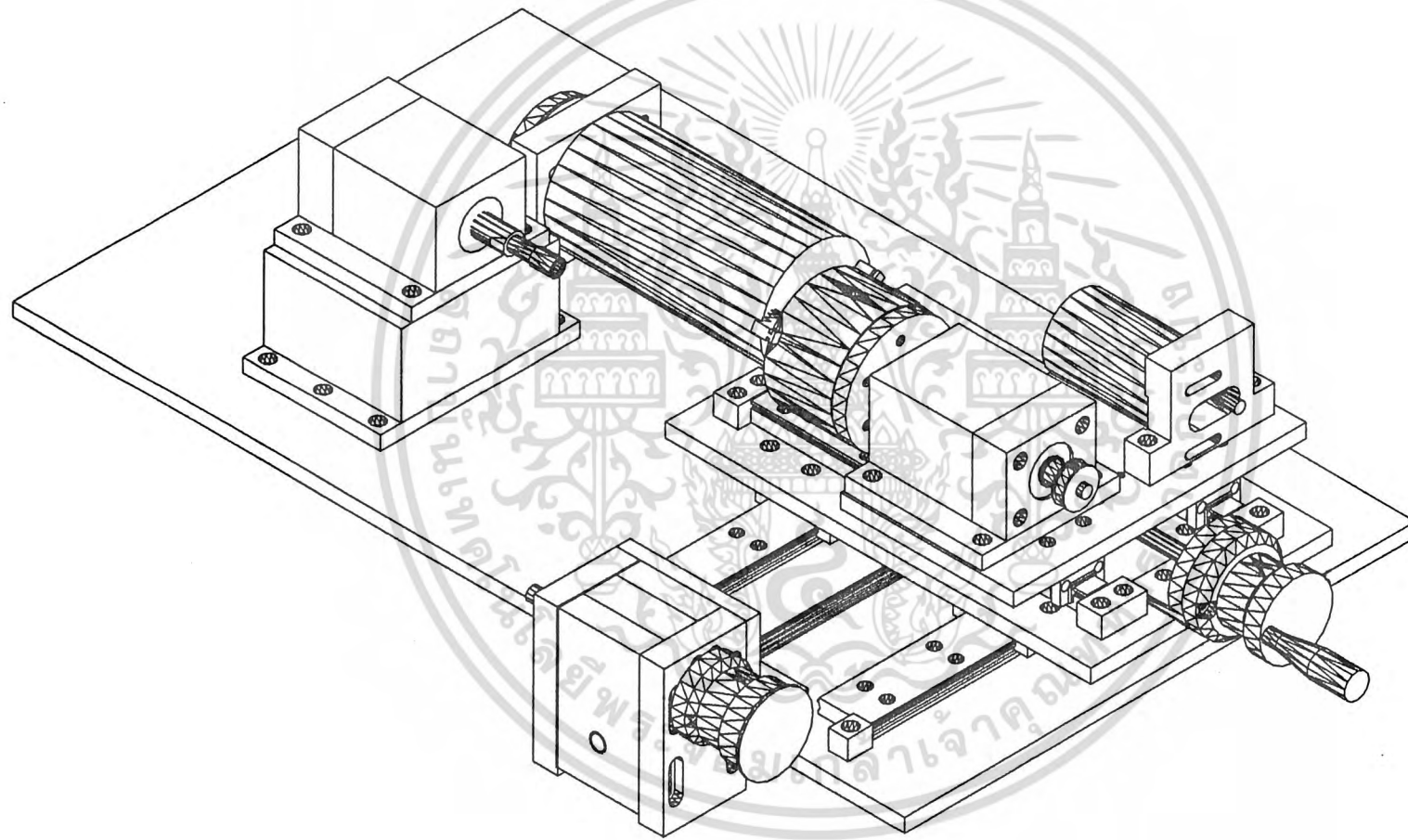


ภาคผนวก

ในส่วนนี้ได้รวบรวมแบบของชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องจักรซึ่งพิมพ์มาจากโปรแกรม AutoCAD ซึ่งได้จัดเรียงเป็นลำดับ ๆ ไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



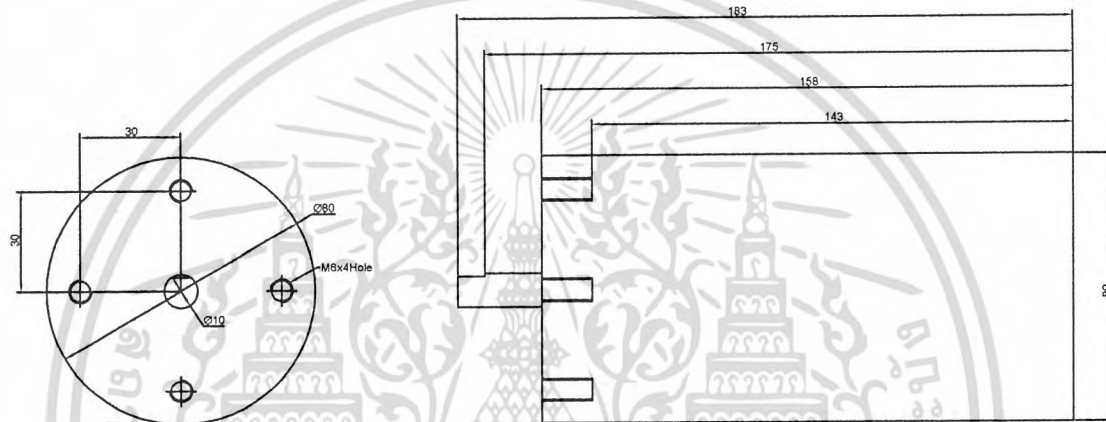
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by XXX	Checked by XXX	Approved by - date XXX - 00/00/0	File name XXX	Date 00/00/00	Scale 1:1	
ISOMETRIC			INTERNAL GRINDING			
			x		Edition 0	Sheet 1/1

M2

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

1 2 3 4 5 6 7 8



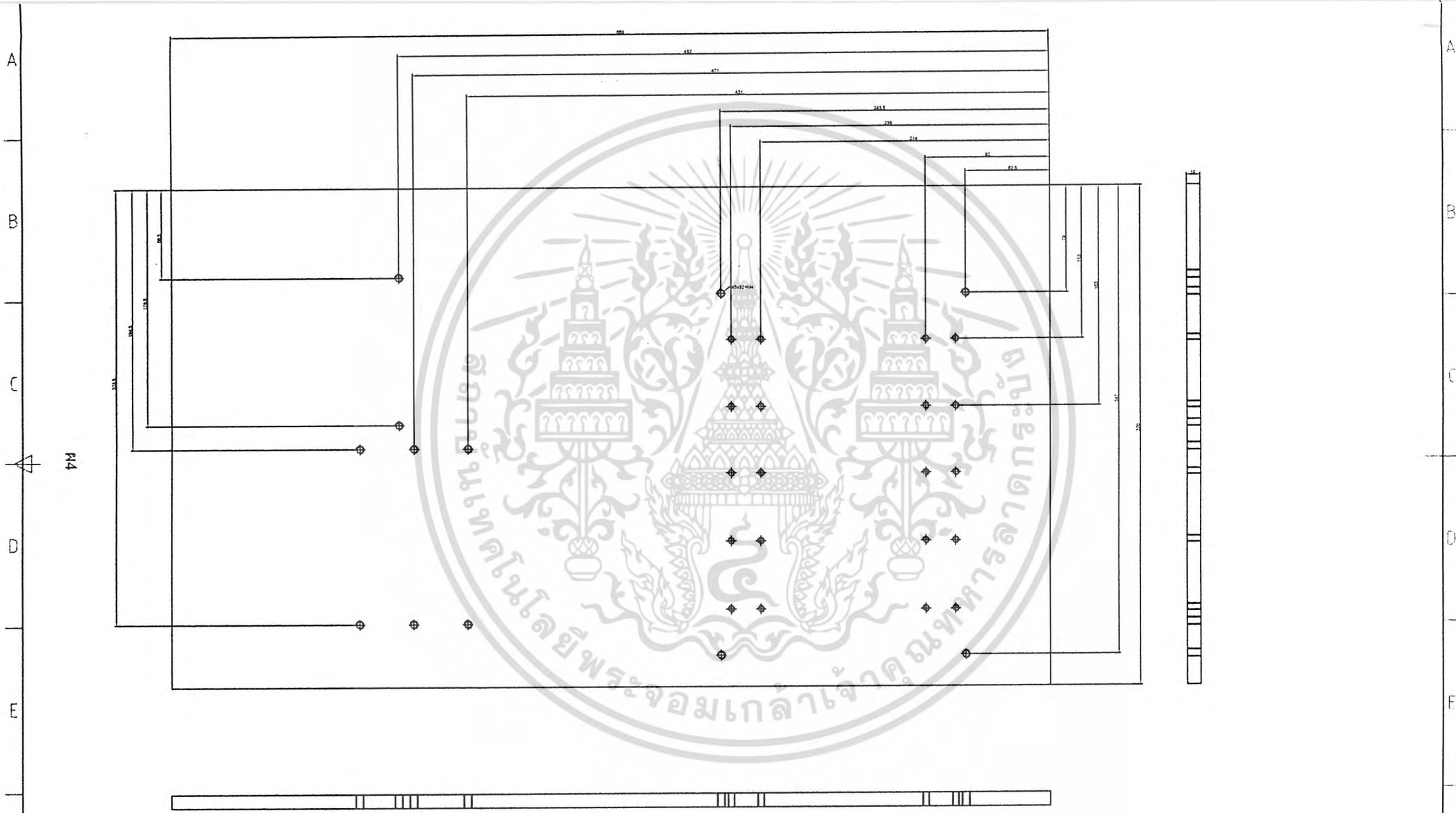
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
มอเตอร์หินเจียไน			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 0

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

M3

1 2 3 4 5 6 7 8



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แผนเหล็กเครื่องวางเลือนชุดกลาง			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENSION	Edition 0	Sheet 0	

A

B

C

D

E

F

A

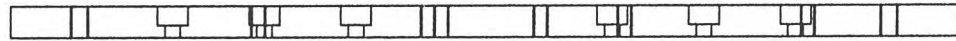
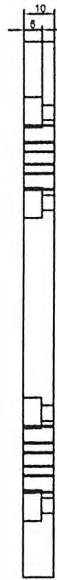
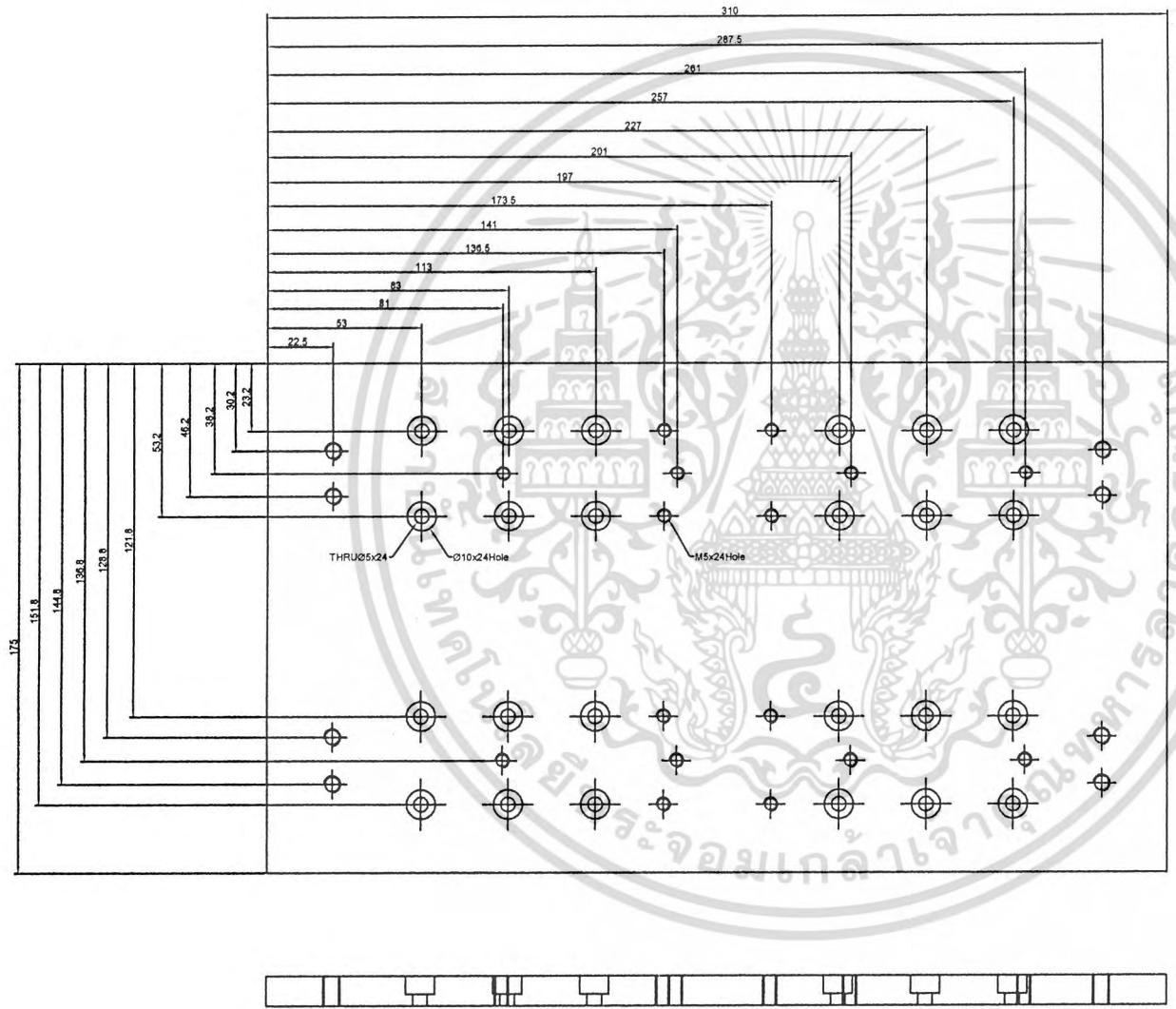
B

C

D

E

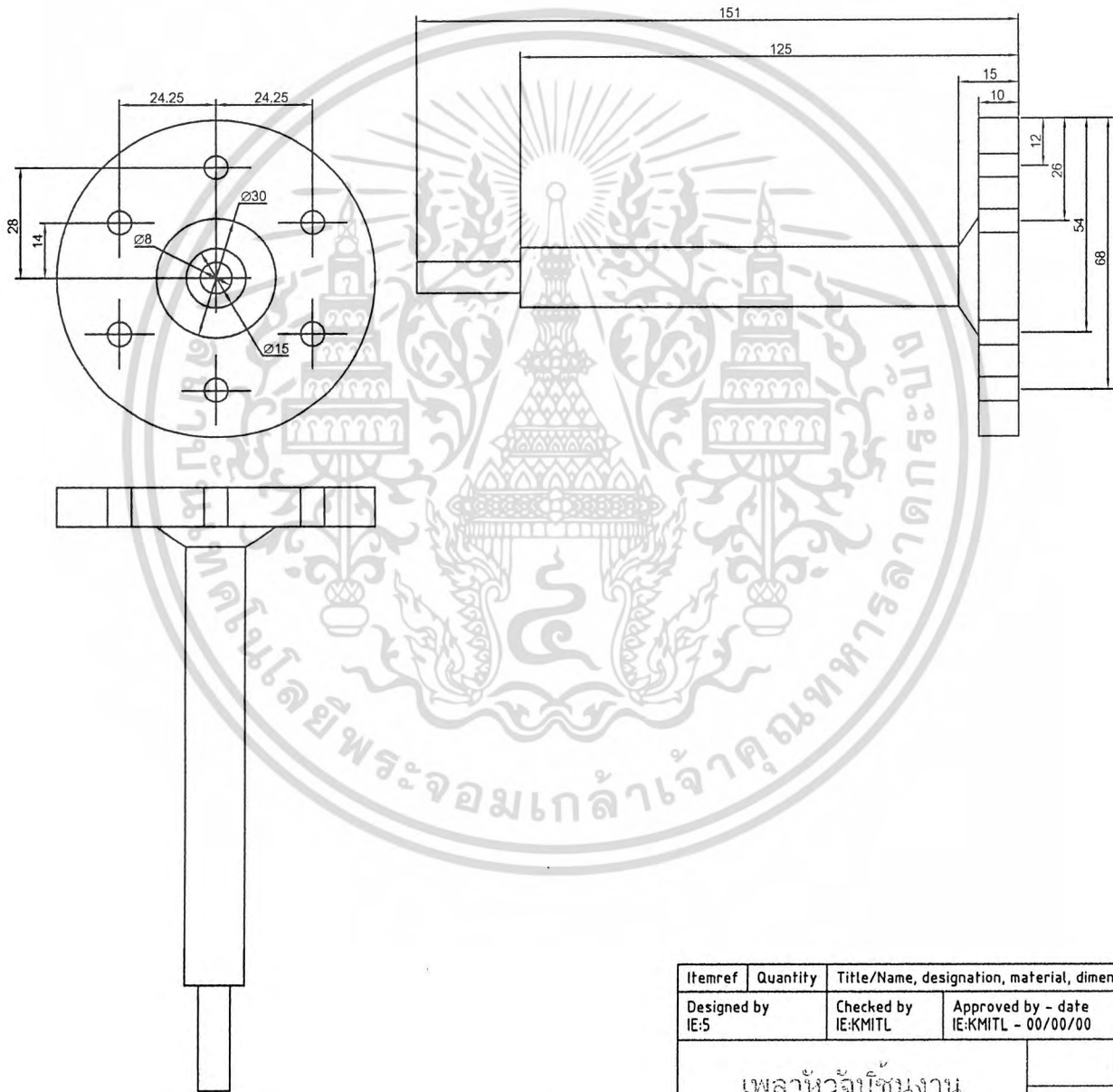
F



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แผนเหล็กทรงรางเลื่อนเซตบน			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 0	

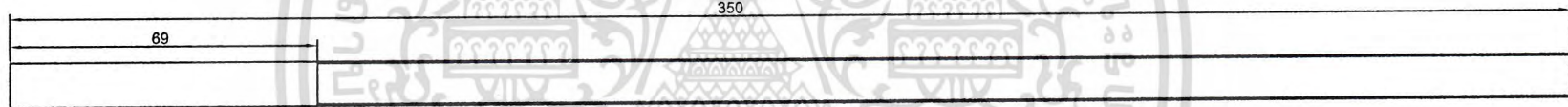
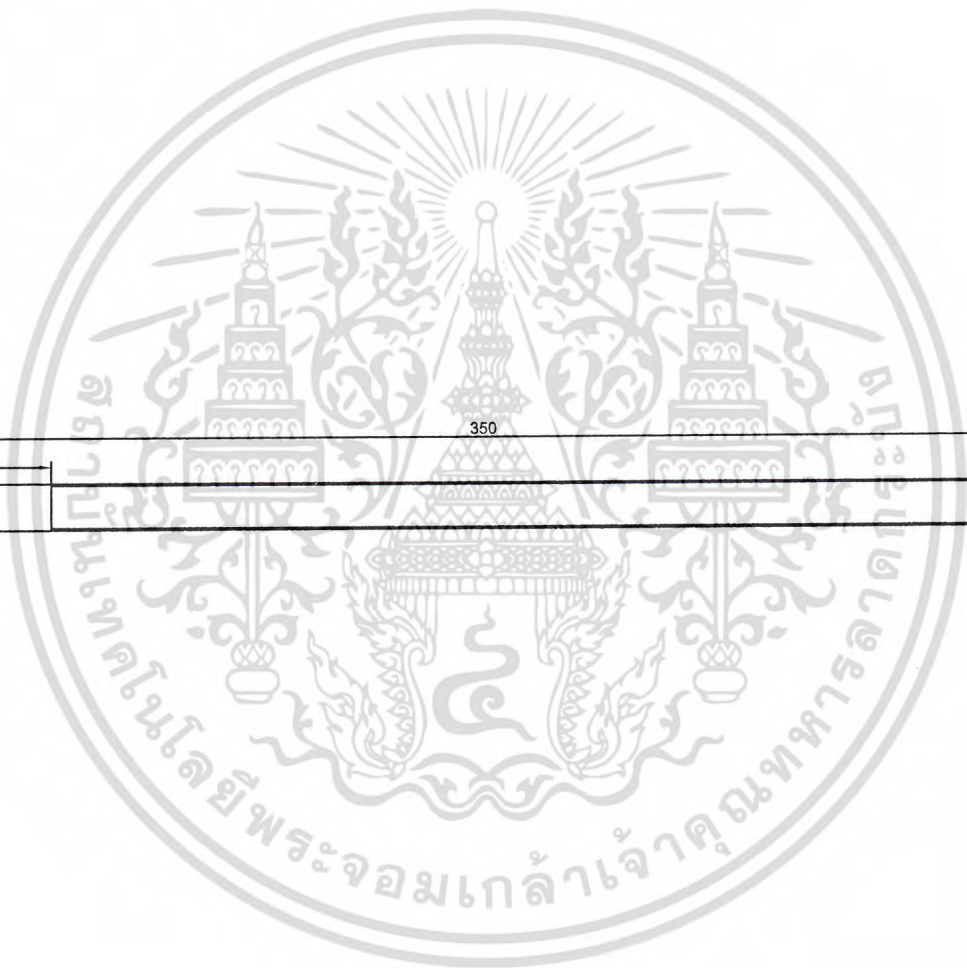
SM

1 2 3 4 5 6 7 8



M6

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
เพลาล้อจับชิ้นงาน			INTERNAL GRINDING			
			2D.DIMENTION		Edition 0	Sheet 0



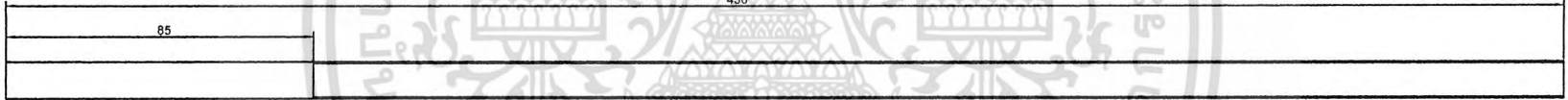
A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
สกรูส่งกำลังแกน X			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 0	

1 2 3 4 5 6 7 8



A
B
C
D
E
F

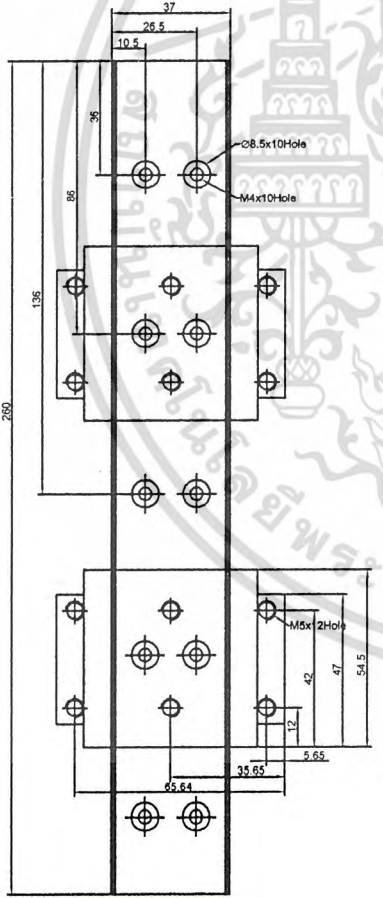
A
B
C
D
E
F

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
สกรูส่งกำลังแกน Z			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 0	

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F



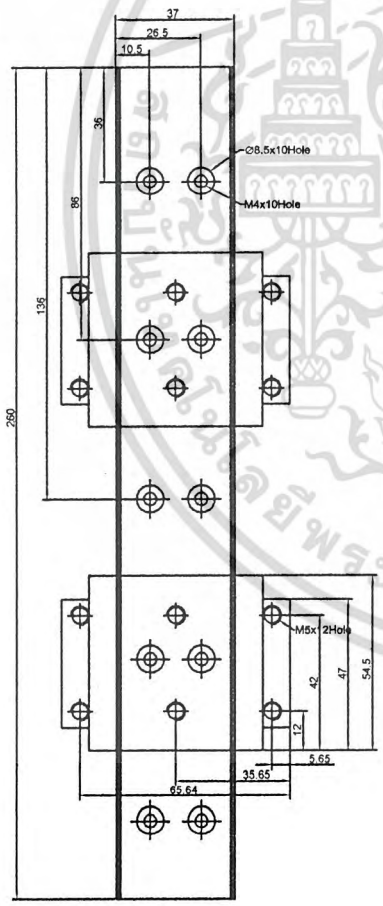
R9

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
รางเลือนชุดล่าง INTERNAL GRINDING			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 0

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F



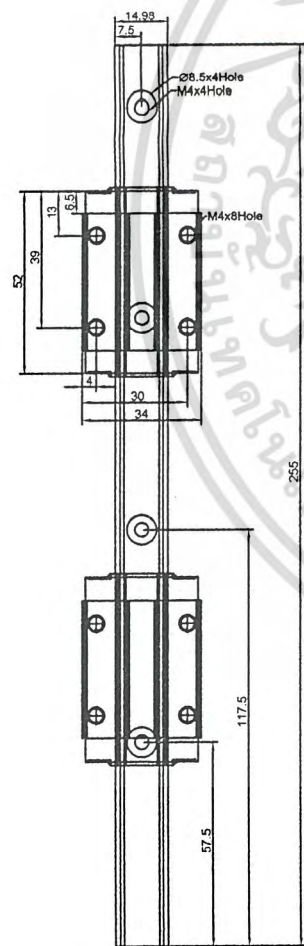
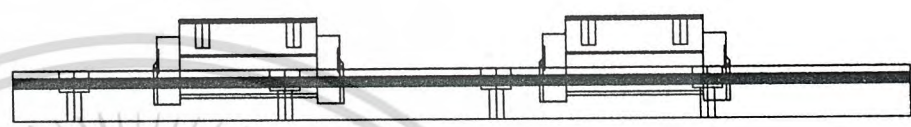
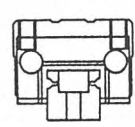
M10

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
รางเลือนชุดล่าง INTERNAL GRINDING			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 0



A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F



III

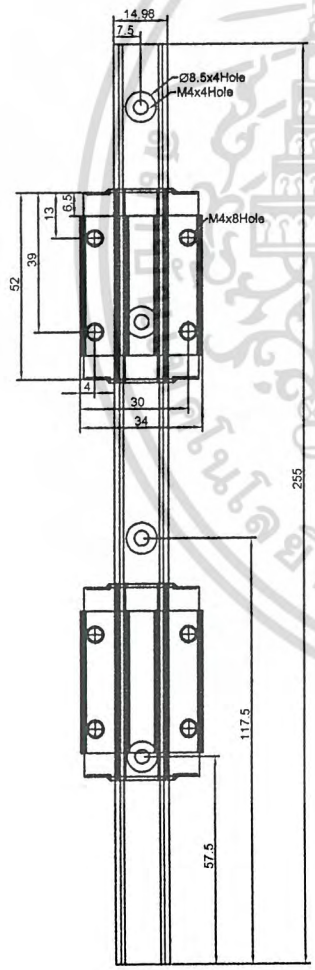
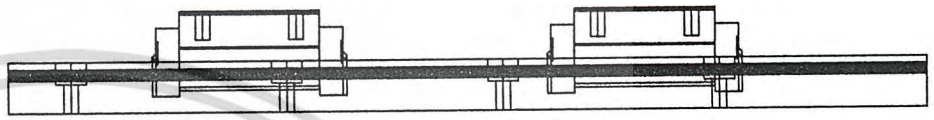
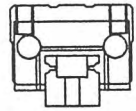


Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
รางเลื่อนชุดบน			INTERNAL GRINDING			
			2D DIMENTION	Edition 0	Sheet 0	



A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F



M12



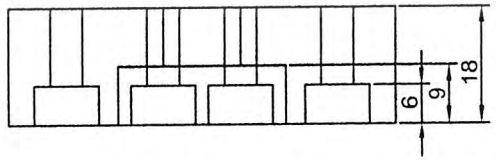
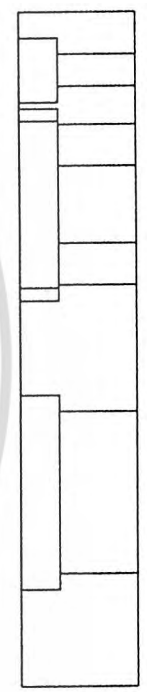
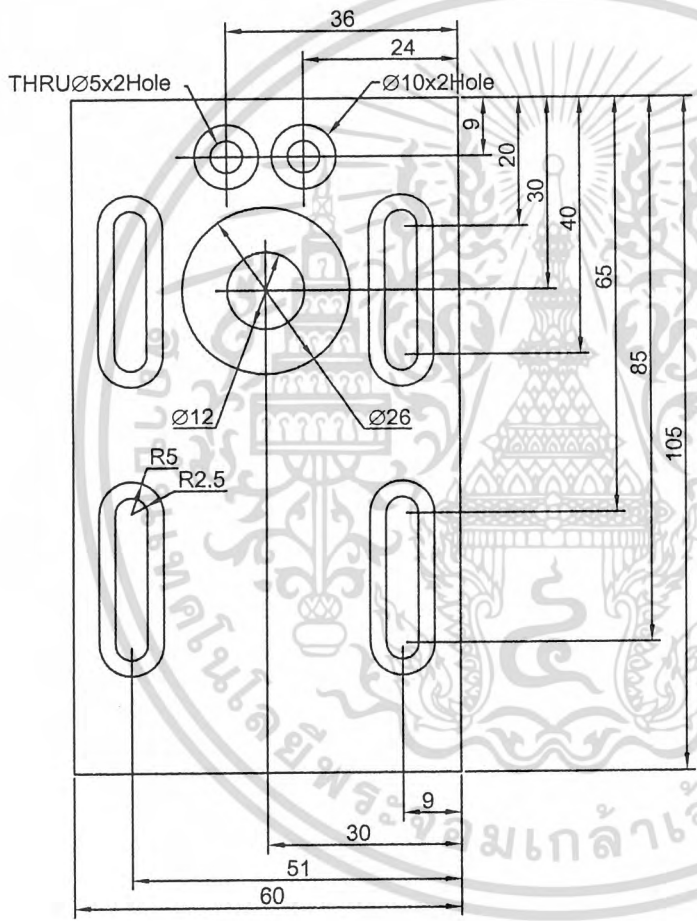
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
รางเลื่อนชุดบน			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Editon 0	Sheet 0	

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

M13

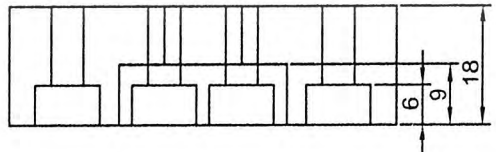
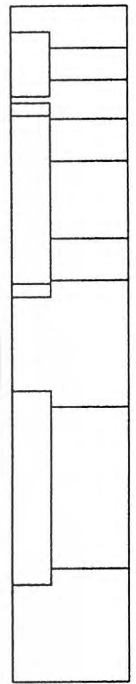
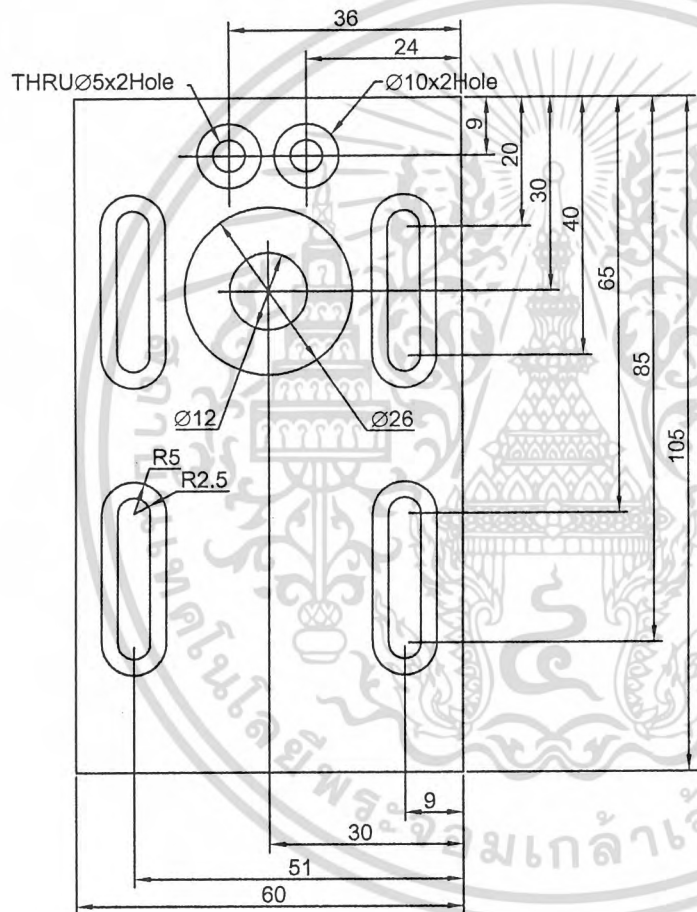


Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ส่วนประกอบกล่องใส่เฟือง			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 0

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F

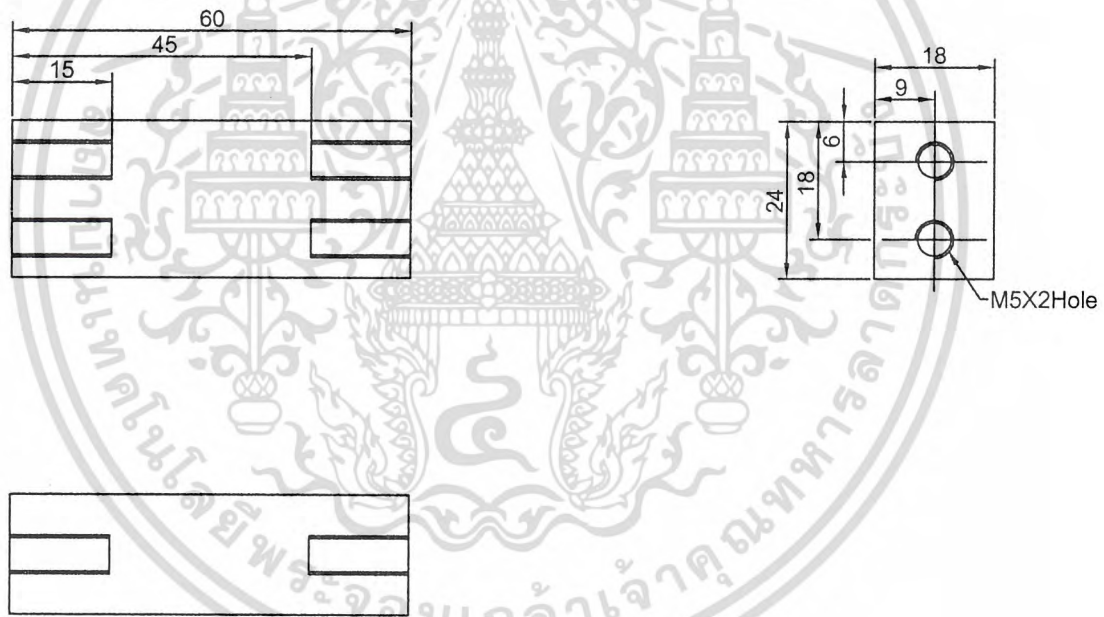
A
B
C
D
E
F



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5		Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1
ส่วนประกอบกล่องใส่เฟือง				INTERNAL GRINDING		
				2D-DIMENTION		Edition 0

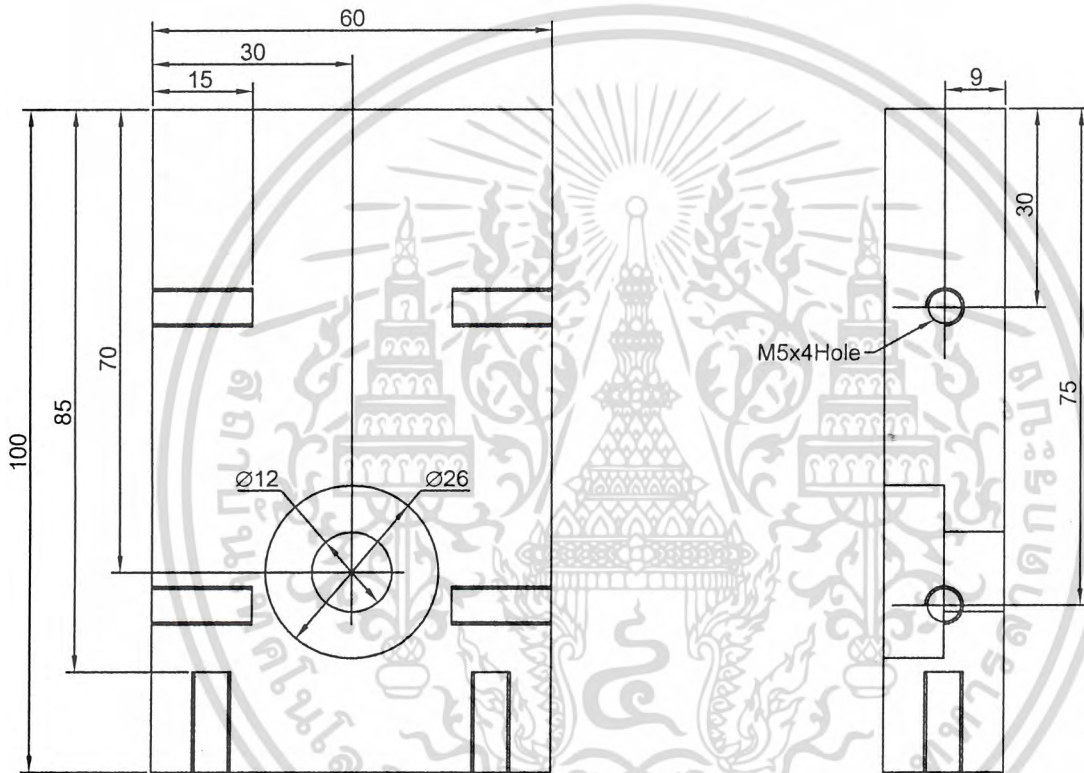
M14

1 2 3 4 5 6 7 8

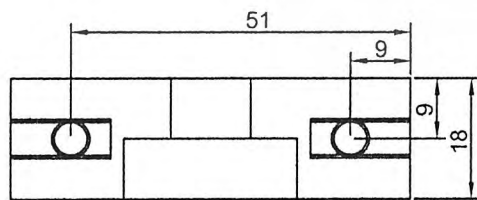


A-A

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ส่วนประกอบกล่องใส่เฟือง			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 0	



M5x4Hole



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ส่วนประกอบกลองใส่เฟือง			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 0

91M

A

B

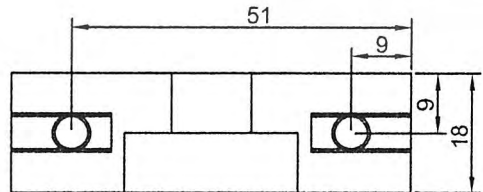
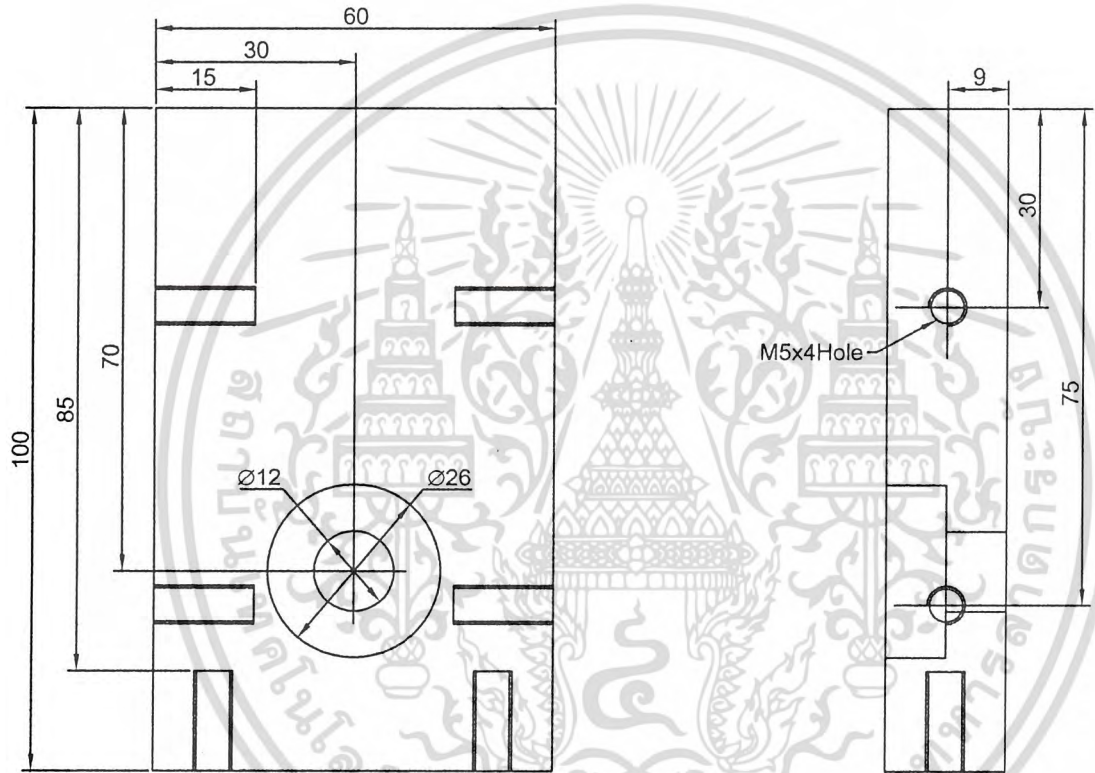
C

D

E

F

R17



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ส่วนประกอบกลองใส่เฟือง			INTERNAL GRINDING			
2D-DIMENTION				Edition 0	Sheet 0	

A

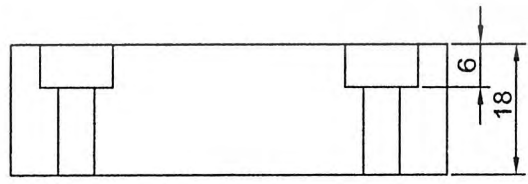
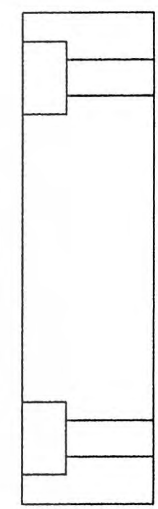
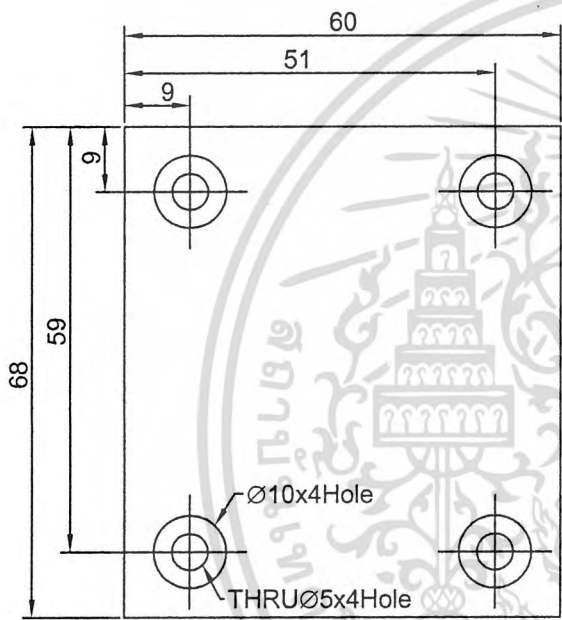
B

C

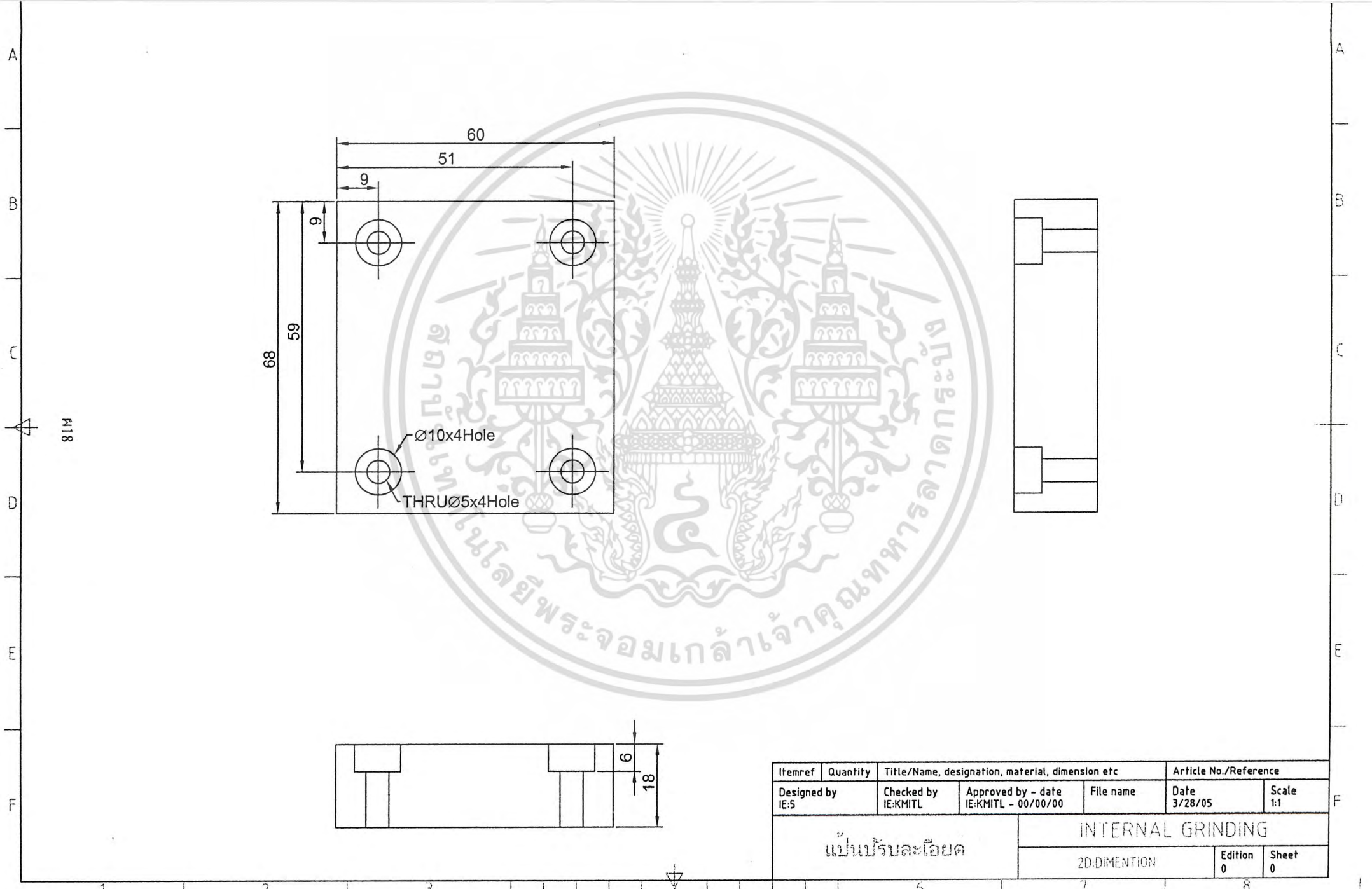
D

E

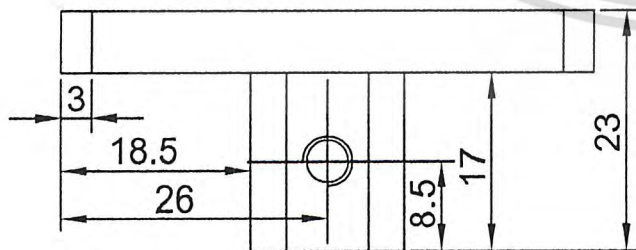
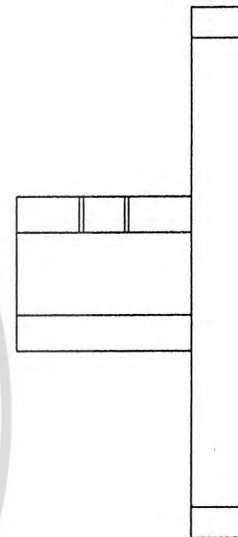
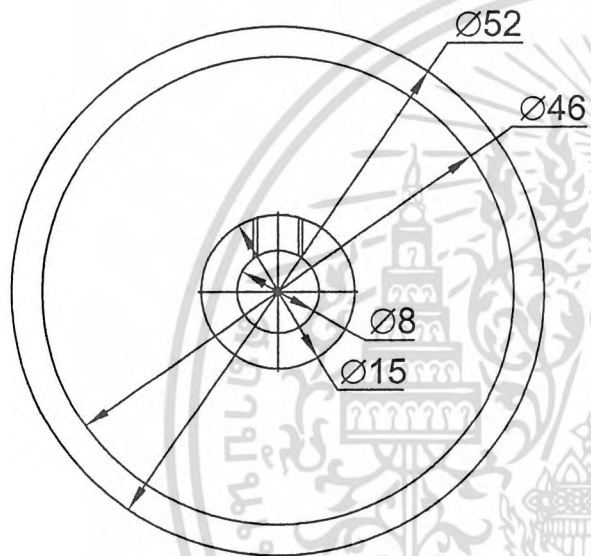
F



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แผ่นปรับละเอียด			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 0	



818



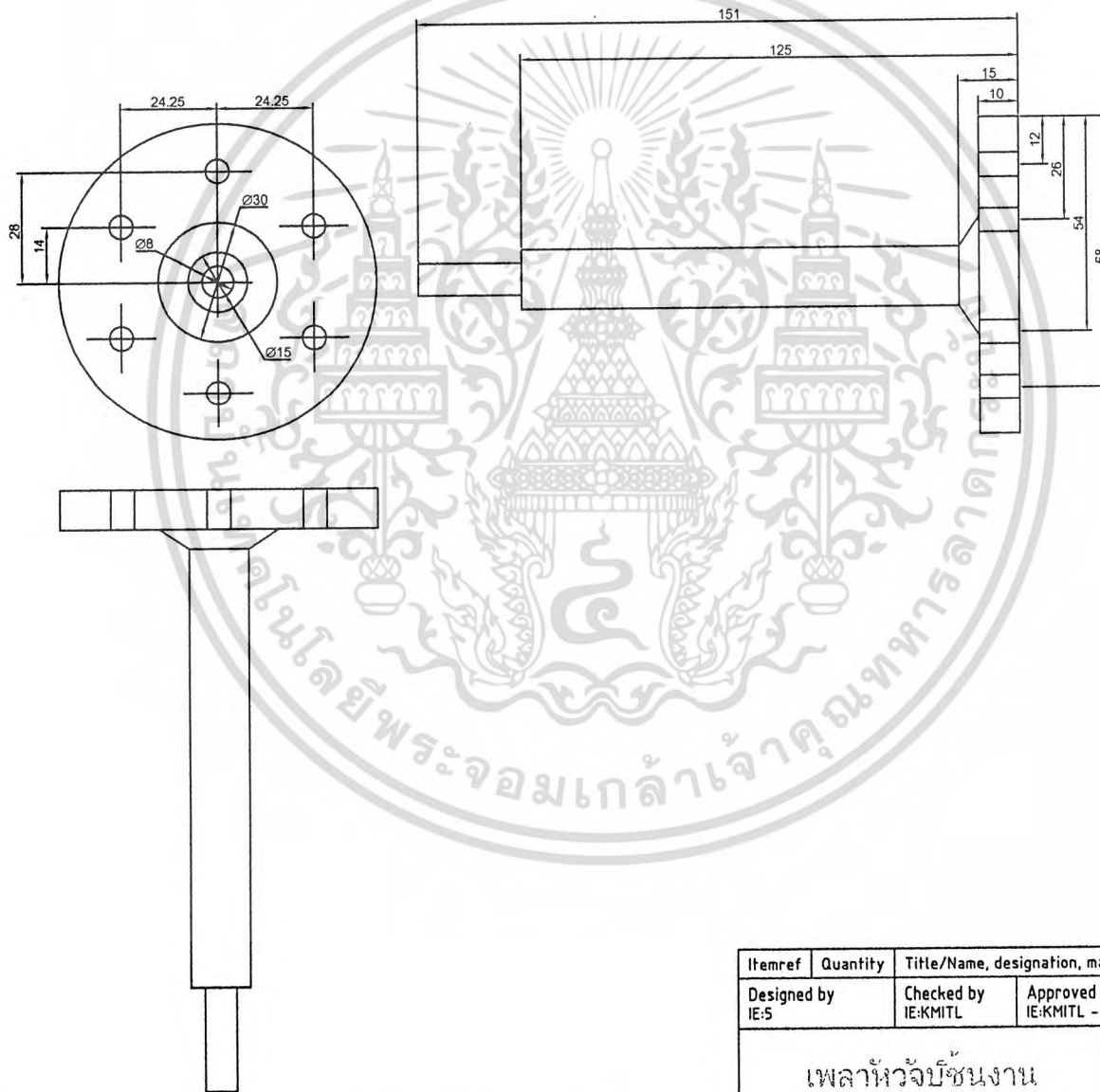
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
เฟืองปรับละเอียด			INTERNAL GRINDING			
			2D.DIMENTION		Edition 0	Sheet 0

M19

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

1 2 3 4 5 6 7 8

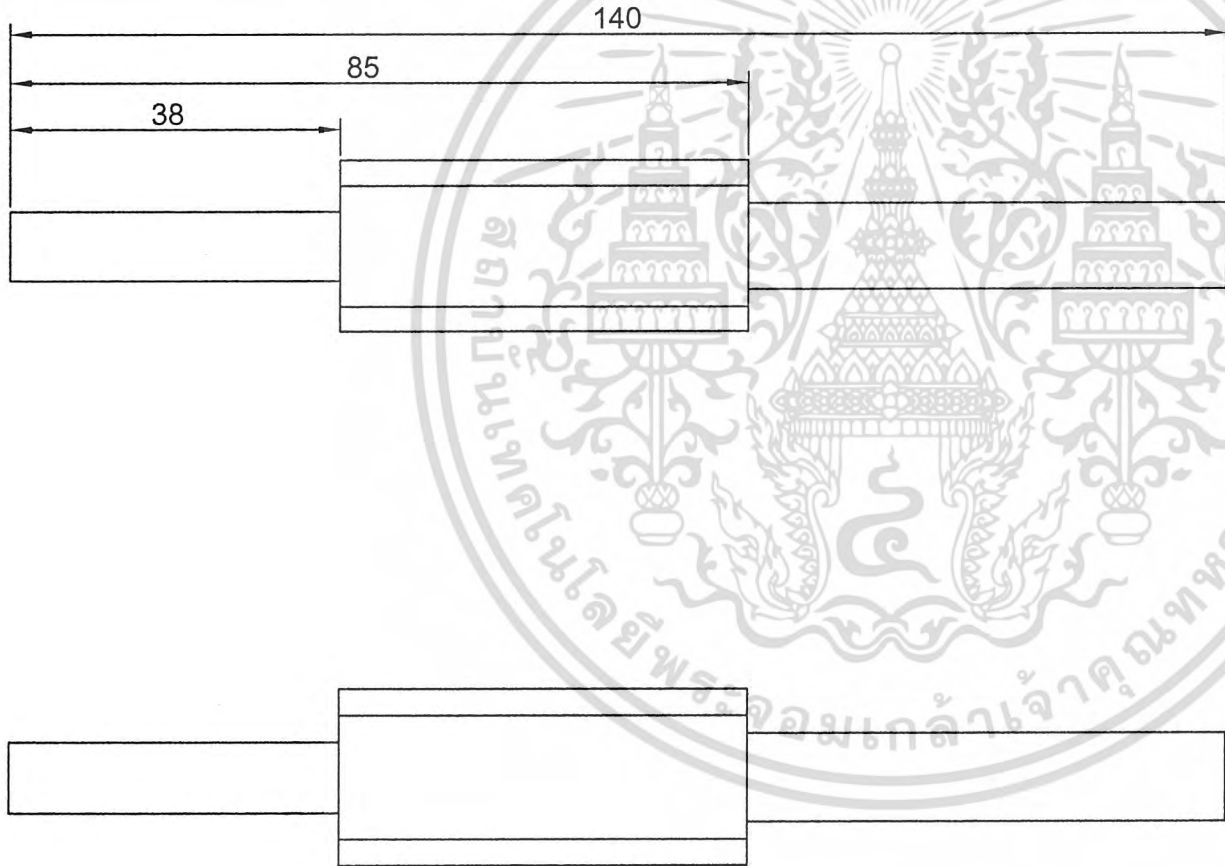


R20

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc		Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1
เพลาลำหัวจับชิ้นงาน			INTERNAL GRINDING		
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 0

A
B
C
D
E
F

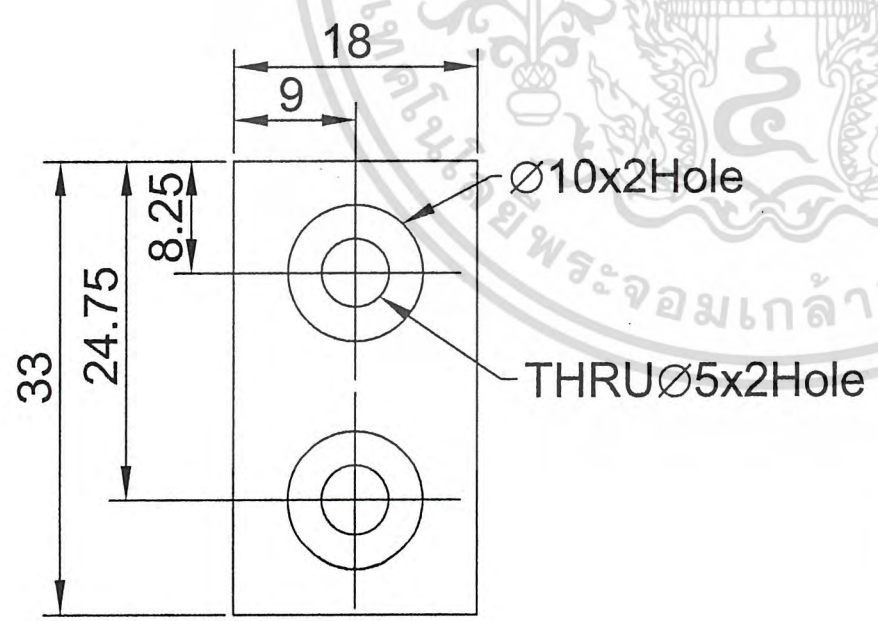
A
B
C
D
E
F



R21

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:S	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
เฟืองค้ำพวง			INTERNAL GRINDING			
			2D DIMENSION		Edition 0	Sheet 27/43

1 2 3 4 5 6 7 8



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc	Article No./Reference		
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1
ตัวหยุดการเลือนรางเลื่อนชนิดบ...			INTERNAL GRINDING		
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 26/43

M22

A
B
C
D
E
F

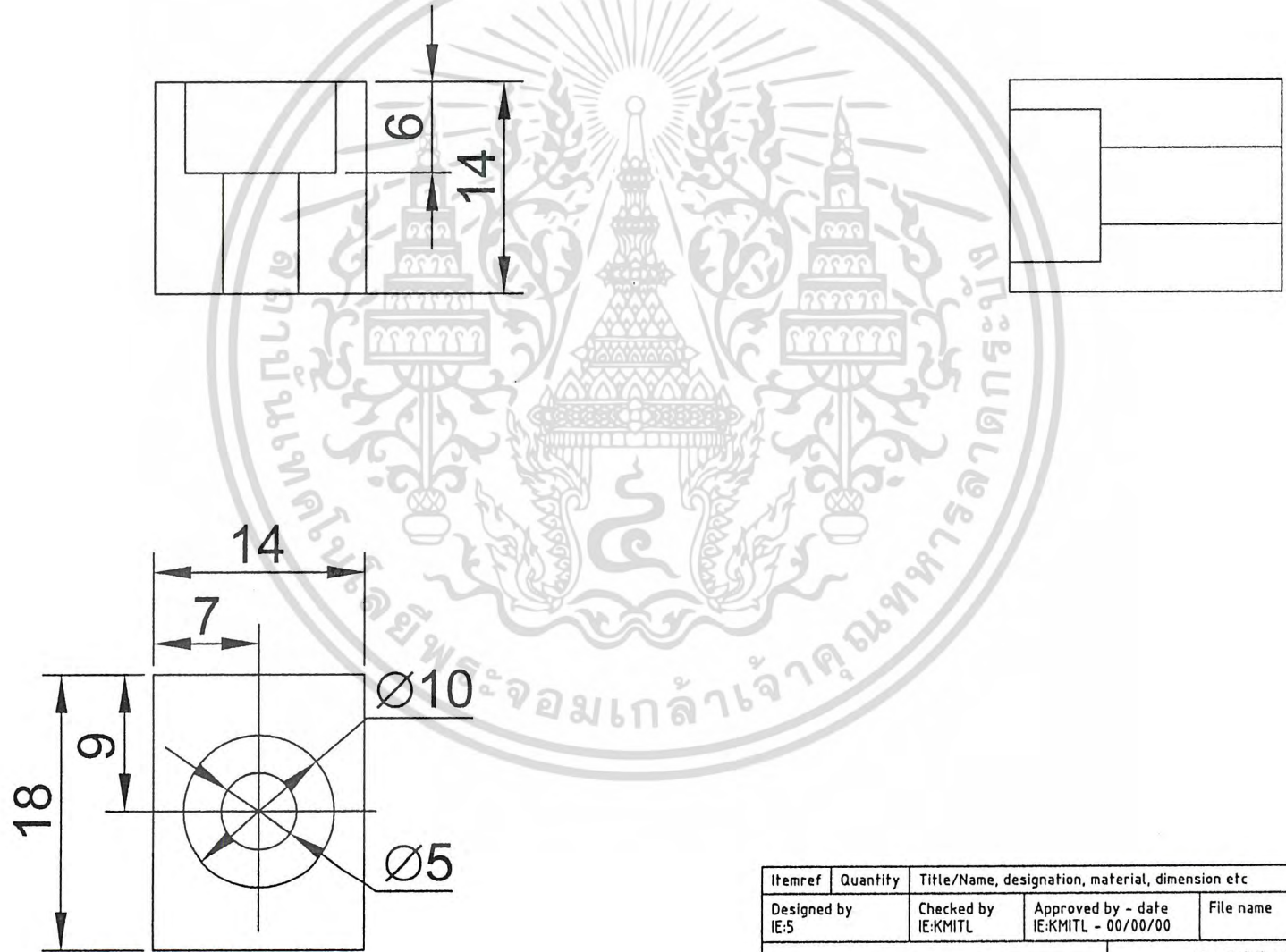
A
B
C
D
E
F

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

R23



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5		Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1
ด้วยดการไลอเนรวงไลอเนรเชดลาง				INTERNAL GRINDING		
				2D-DIMENSION	Edition 0	Sheet 25/43

1 2 3 4 5 6 7 8

A

B

C

D

E

F

A

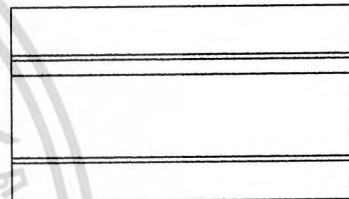
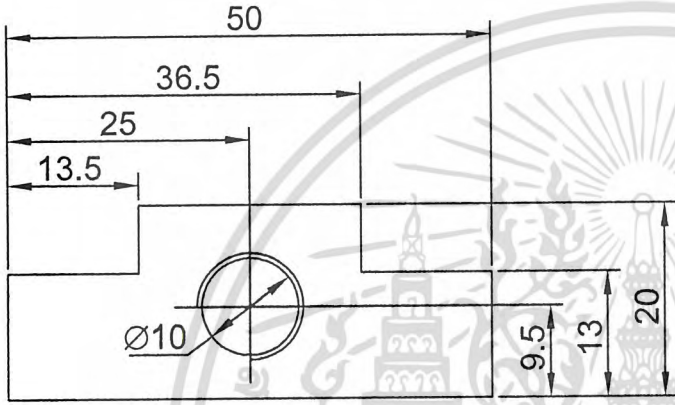
B

C

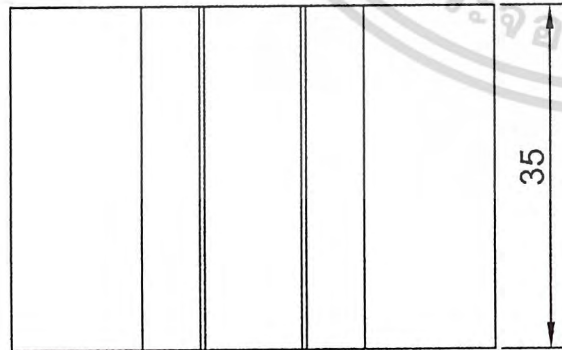
D

E

F

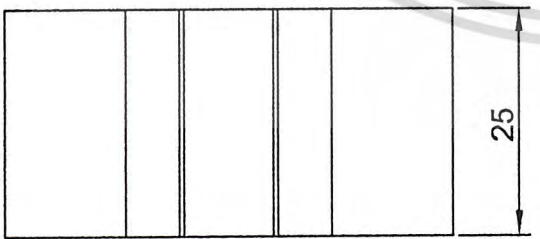
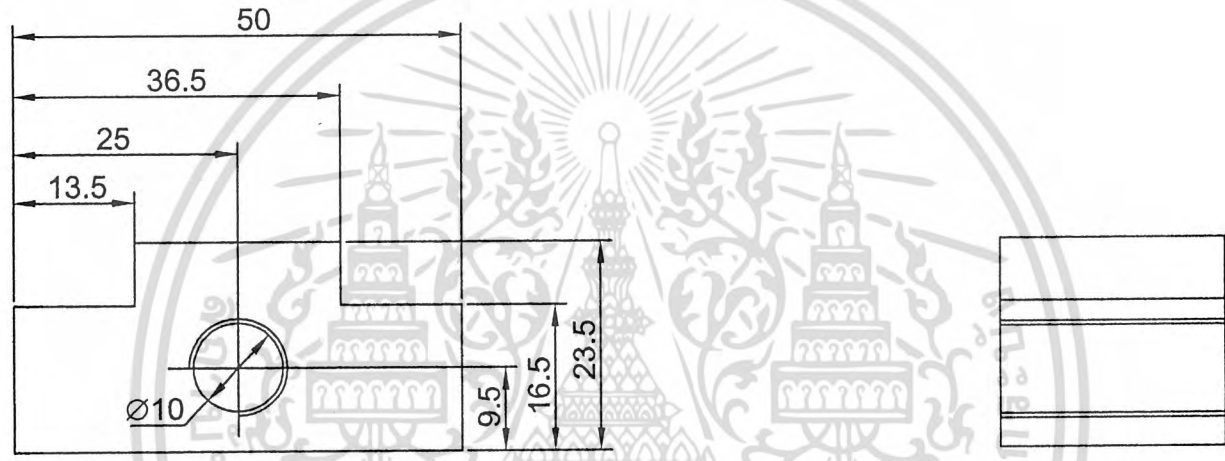


R24



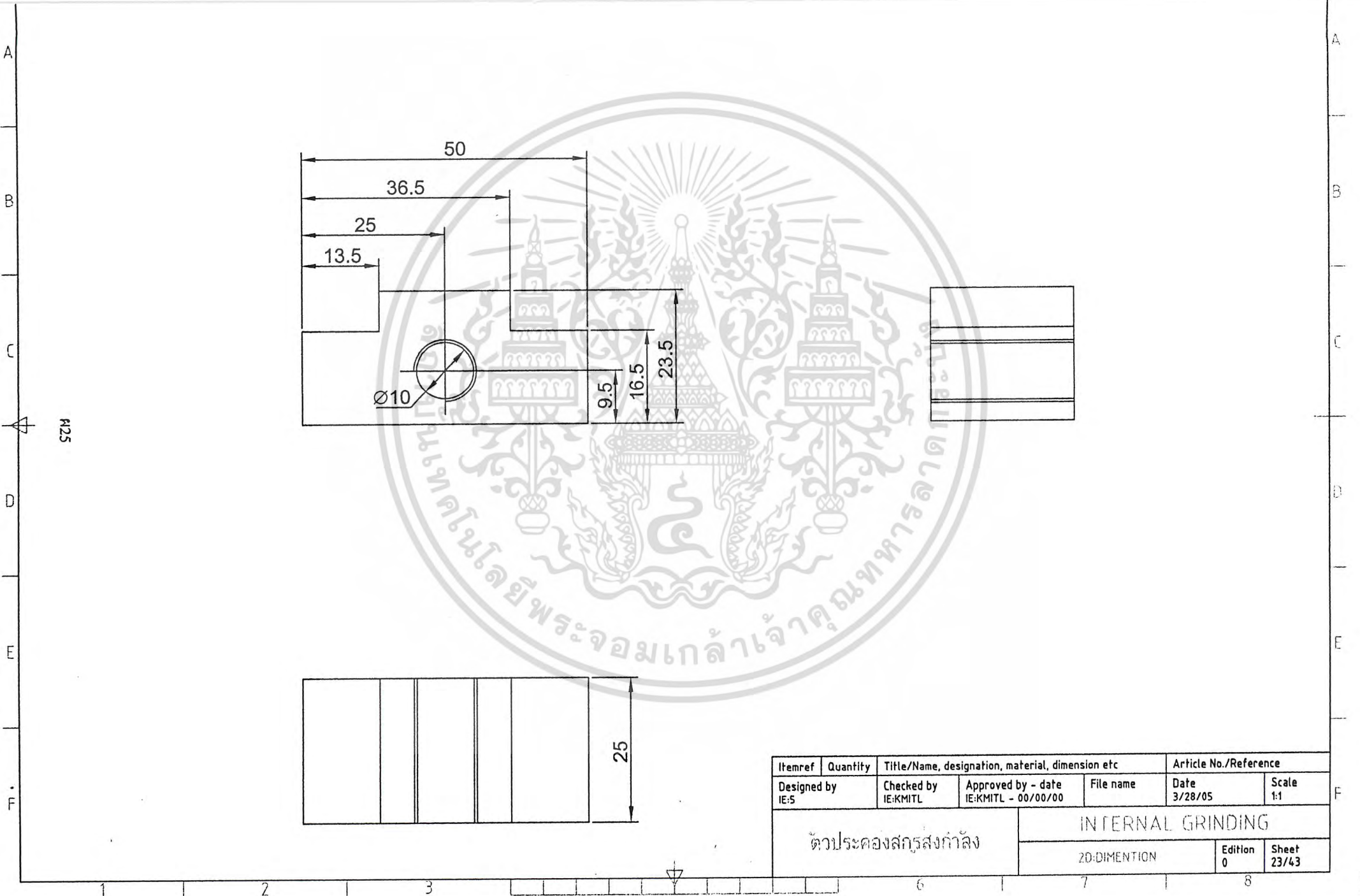
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ตัวประกอบสกรูส่งกำลัง			INTERNAL GRINDING			
2D-DIMENTION				Edition 0	Sheet 24/43	

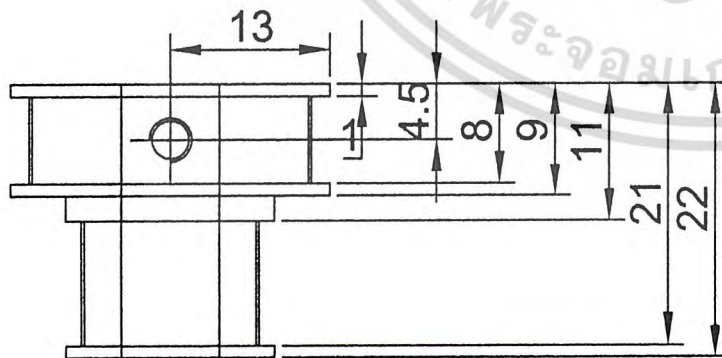
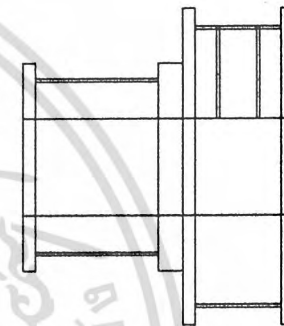
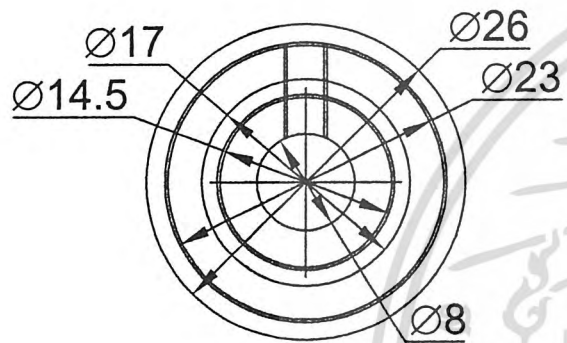
1 2 3 4 5 6 7 8



R25

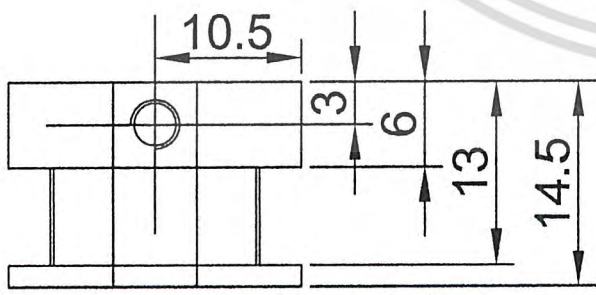
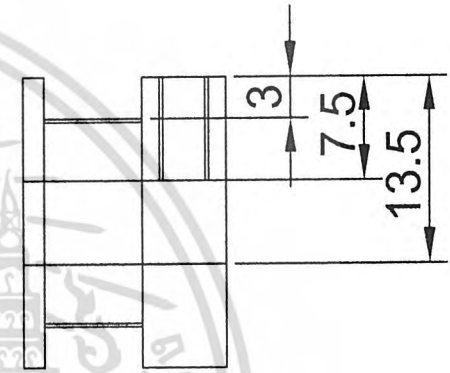
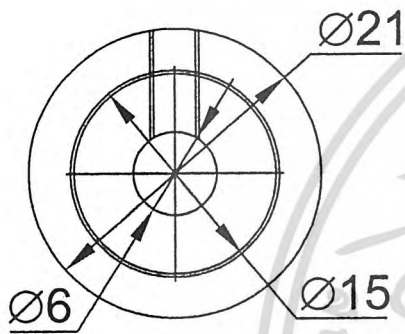
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ตัวประกอบสกรูส่งกำลัง			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 23/43





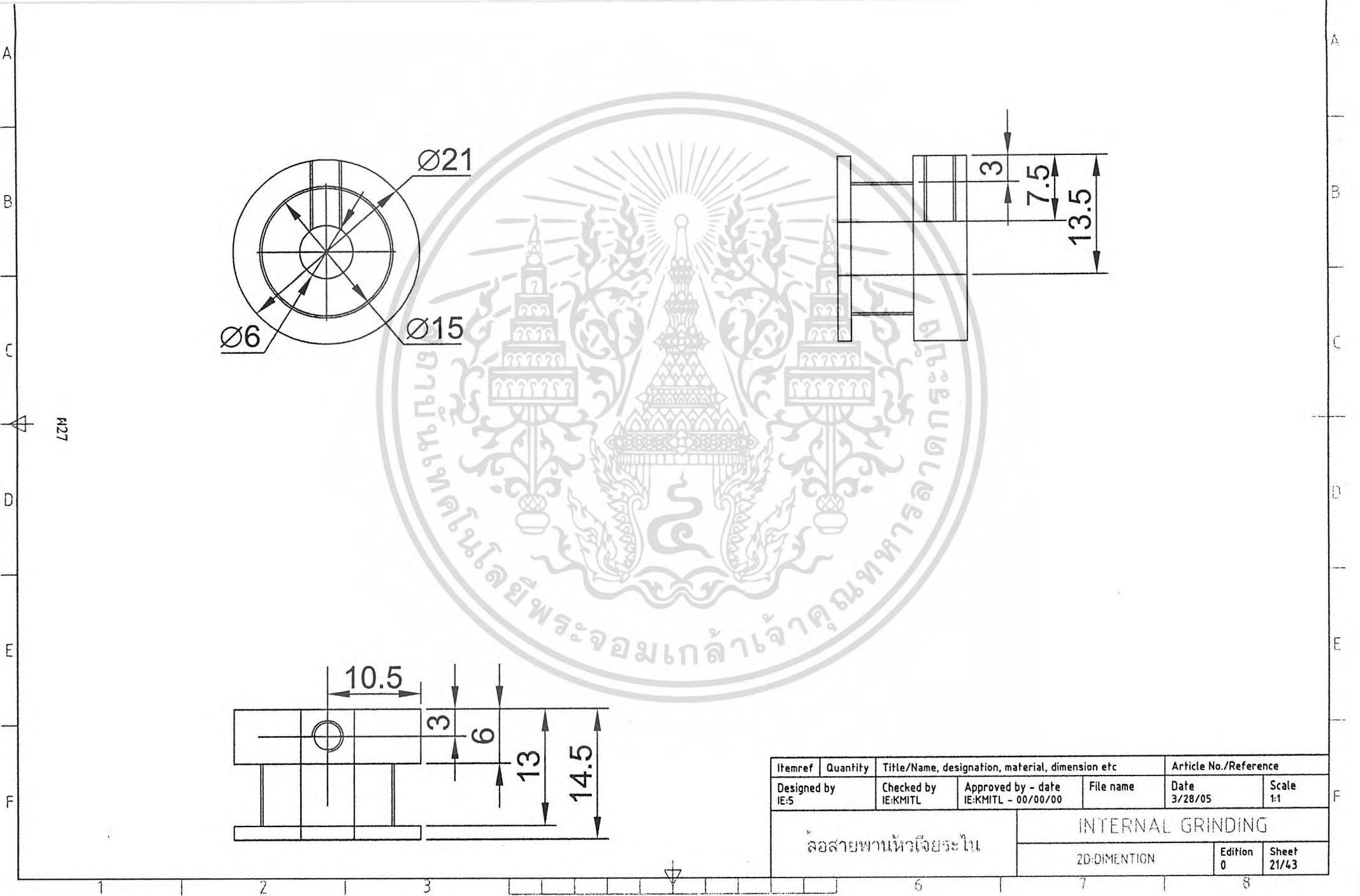
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ล้อย้ายพานเพ็ชรชัยชั้นงาน			INTERNAL GRINDING			
			2D DIMENTION		Edition 0	Sheet 22/43

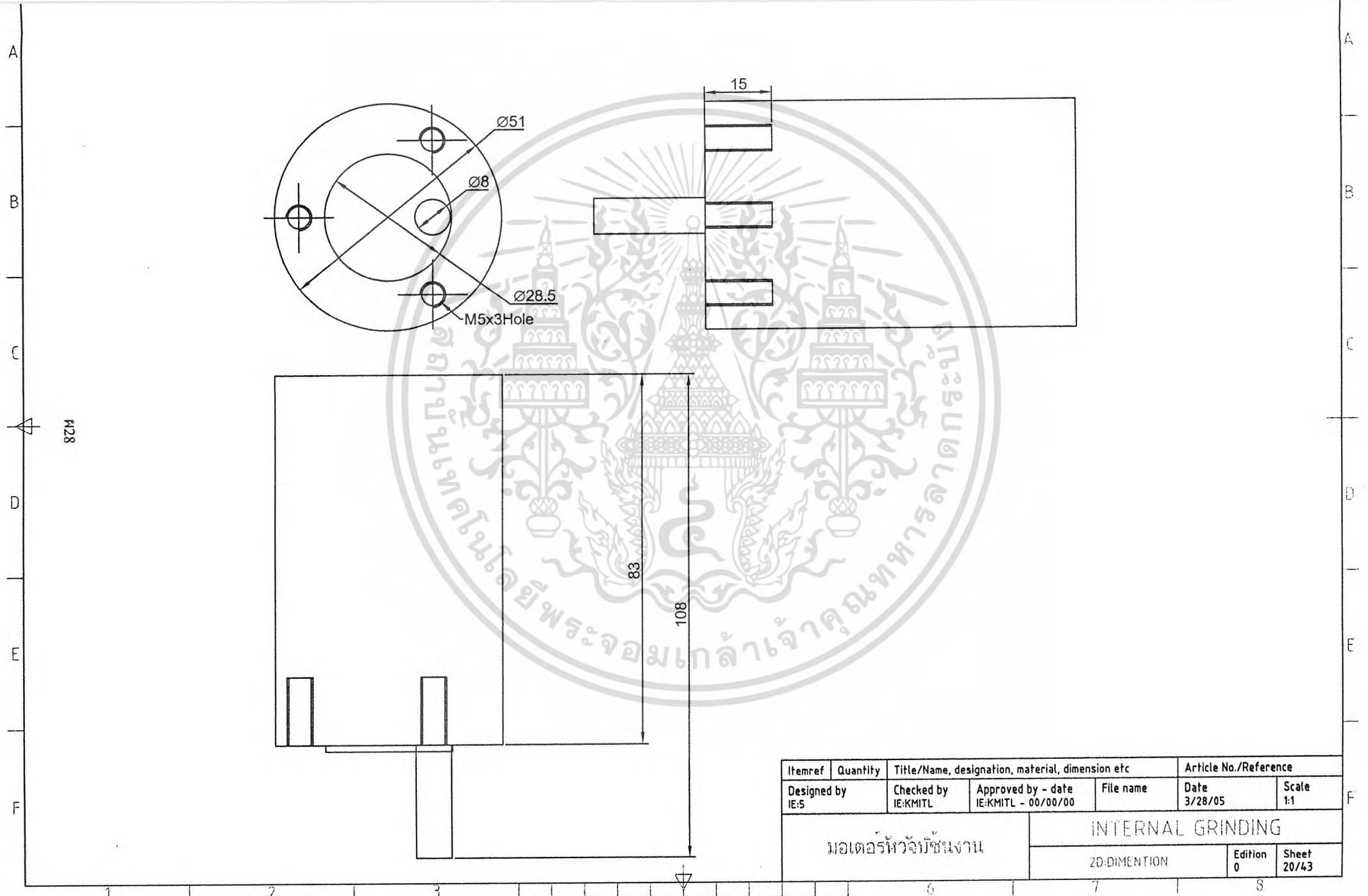
R26



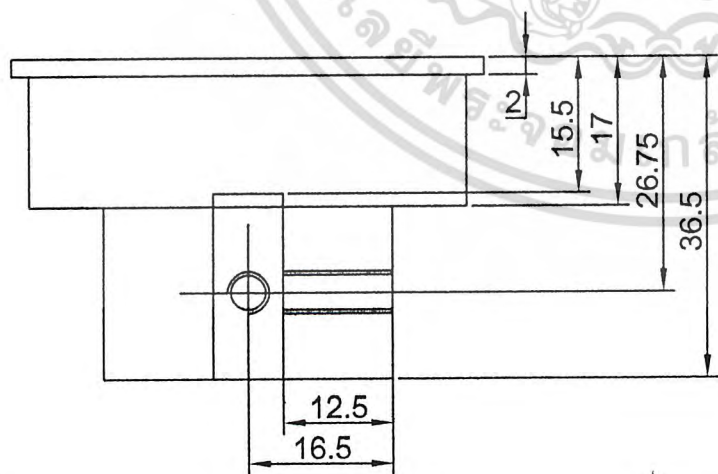
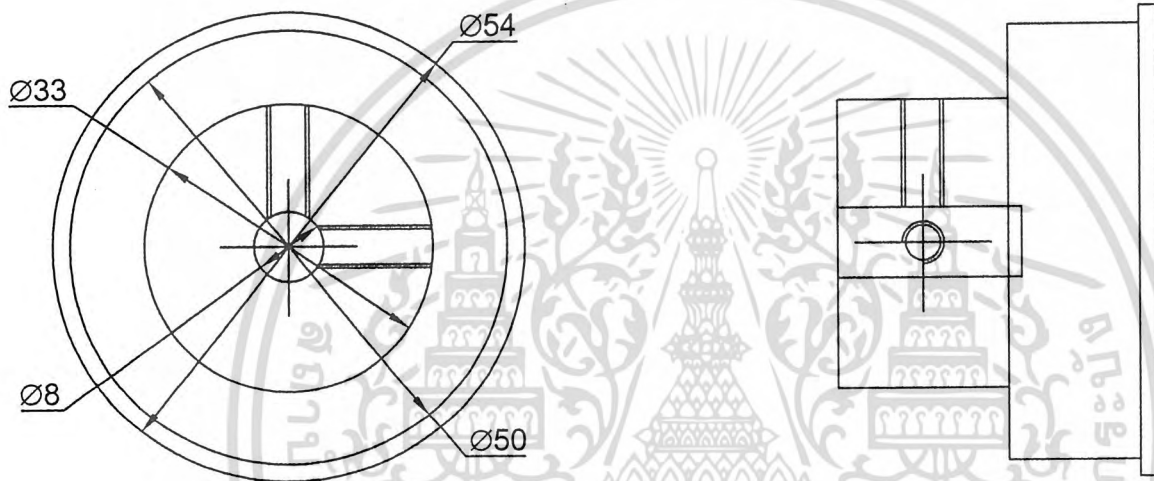
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5		Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1
ลอสายพานหัวเจียรระโน				INTERNAL GRINDING		
				2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 21/43

M27



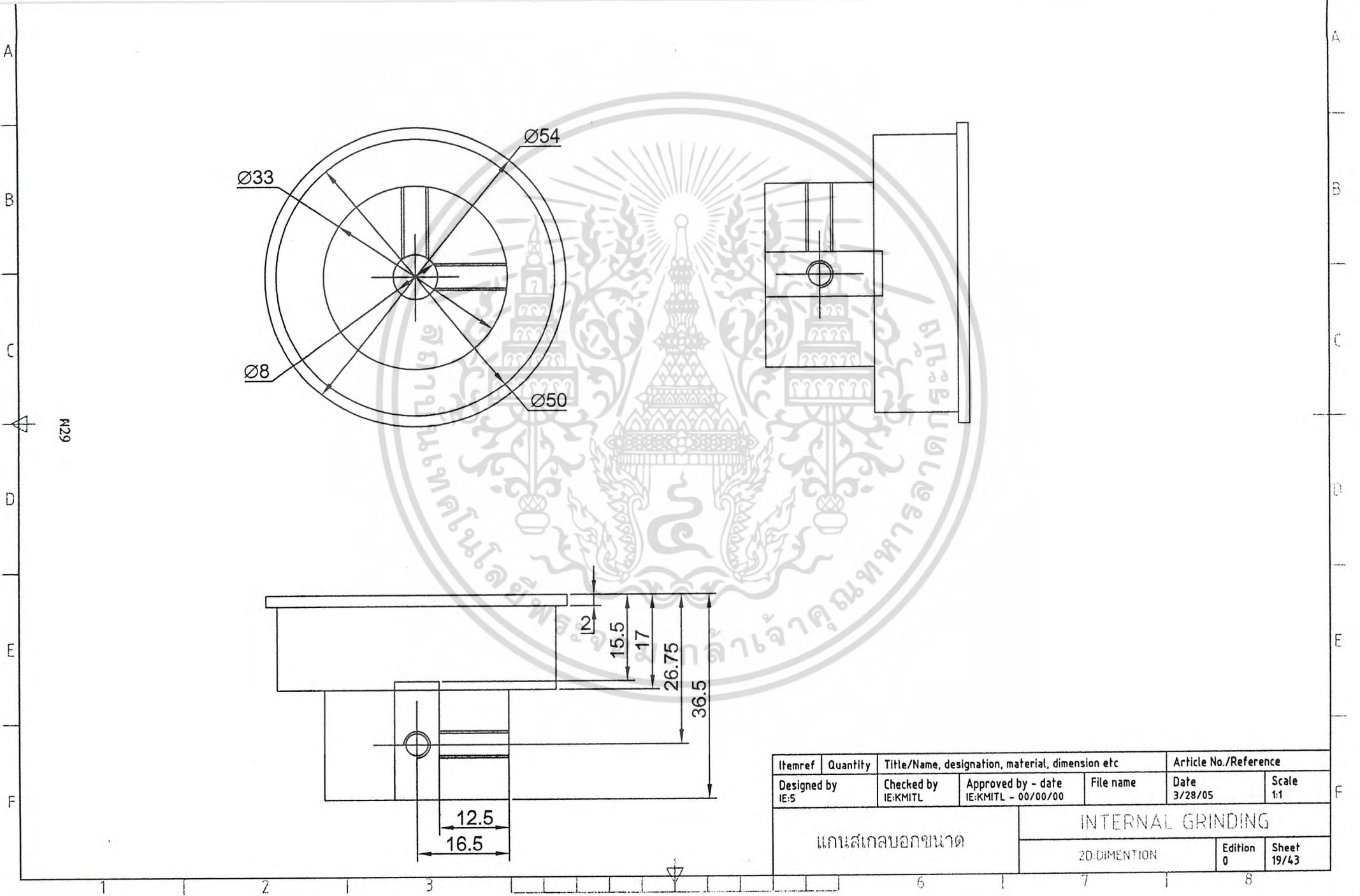


Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
มอเตอร์หัวจับเงินงาน			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 20/43



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แกนสี่เกลอบอกขนาด			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 19/43

R29



A

B

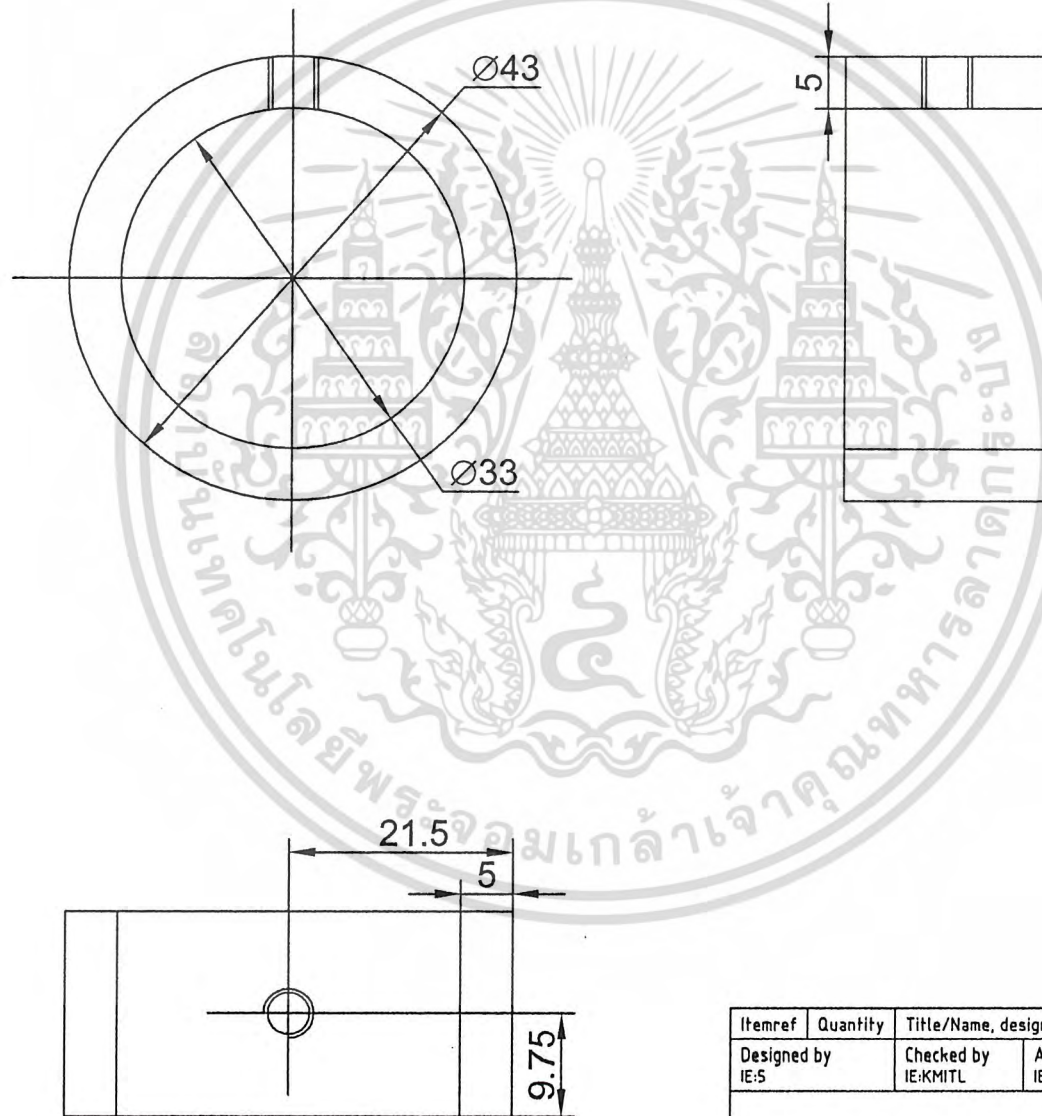
C

D

E

F

R30



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
สเกลบอกขนาด			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 18/43

A

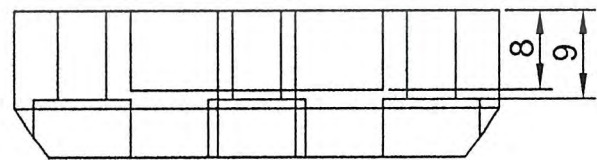
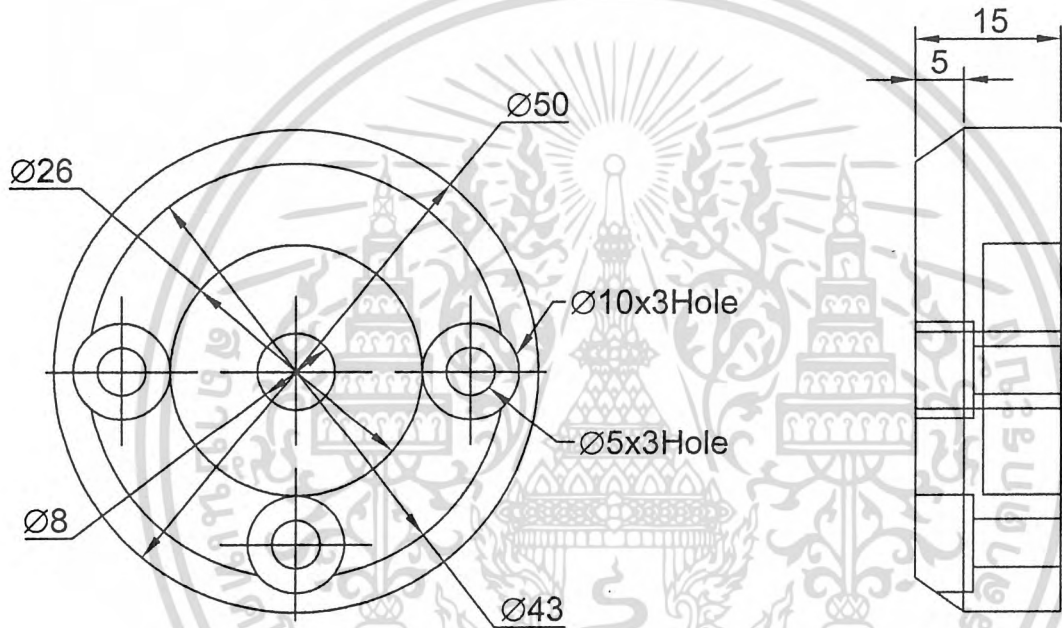
B

C

D

E

F



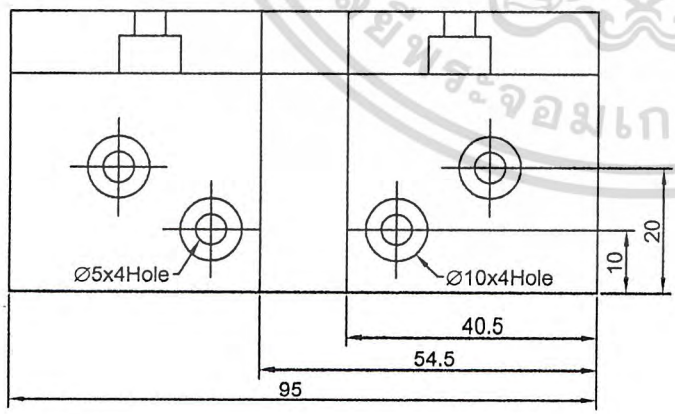
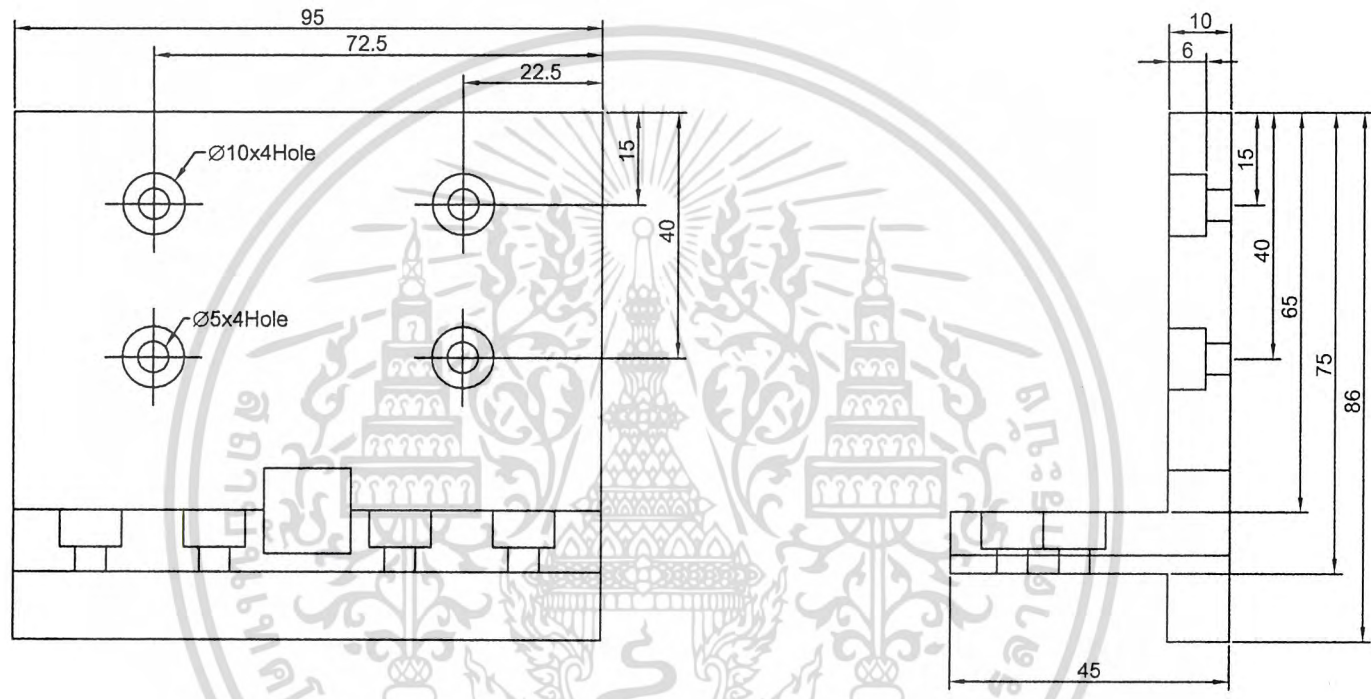
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
สเกลอ้างอิง			INTERNAL GRINDING			
			2D DIMENTION		Edition 0	Sheet 17/43

R31

A
B
C
D
E
F

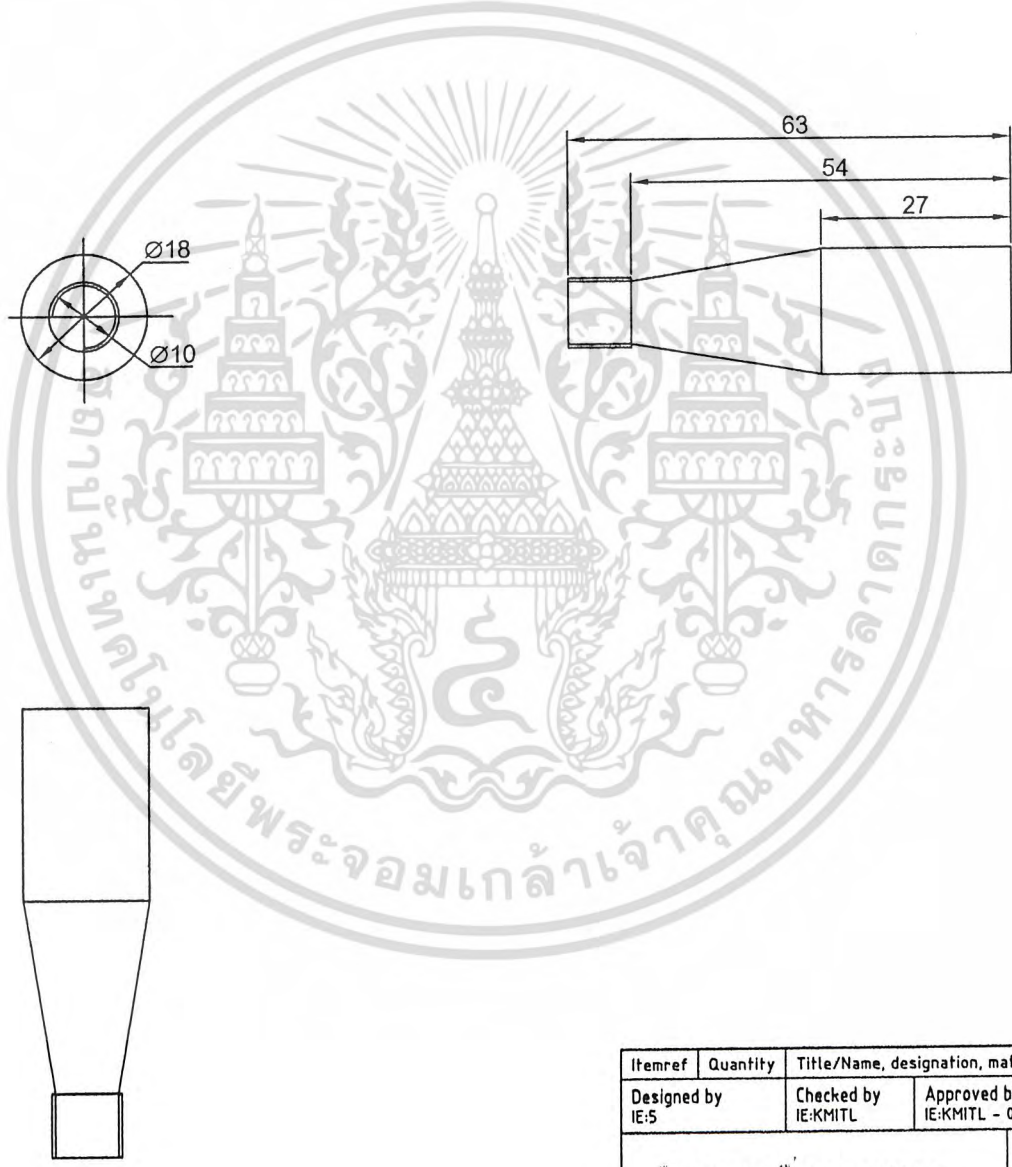
A
B
C
D
E
F

1 2 3 4 5 6 7 8



R32

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference
Designed by IE:S	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1
แป้นขัดมือหมุน			INTERNAL GRINDING		
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 16/43



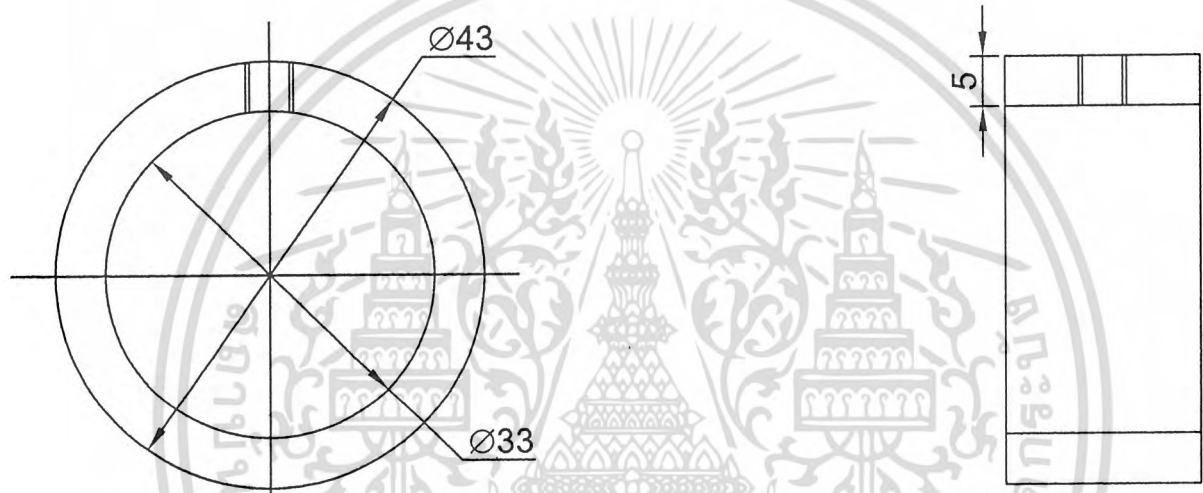
A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

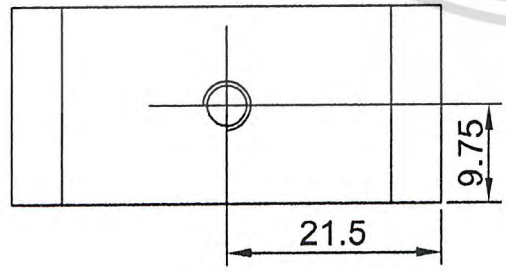
R33

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
มือหมุนชุดมือหมุนชุดบน			INTERNAL GRINDING			
ZD-DIMENTION				Edition 0	Sheet 15/43	

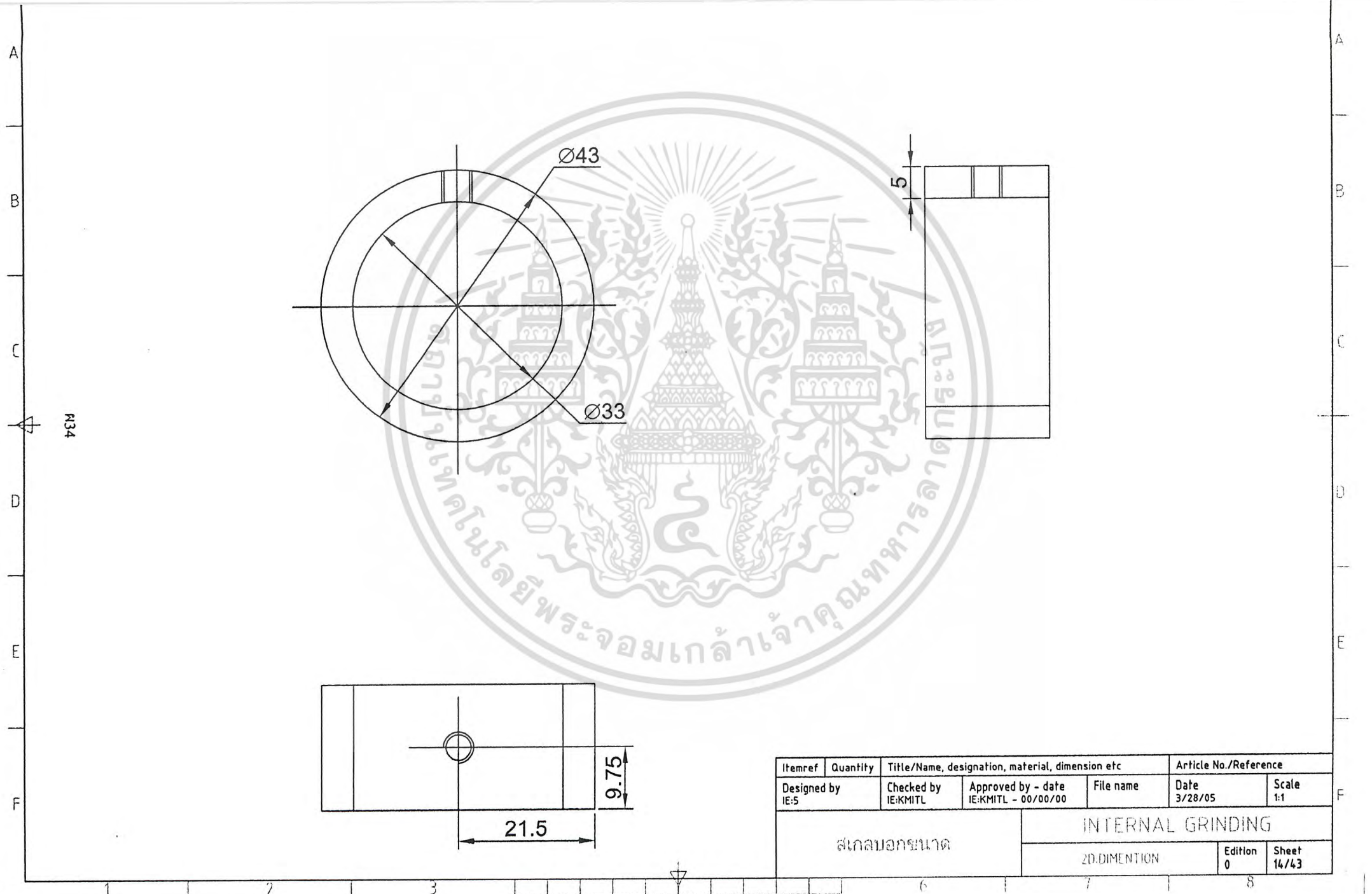
1 2 3 4 5 6 7 8

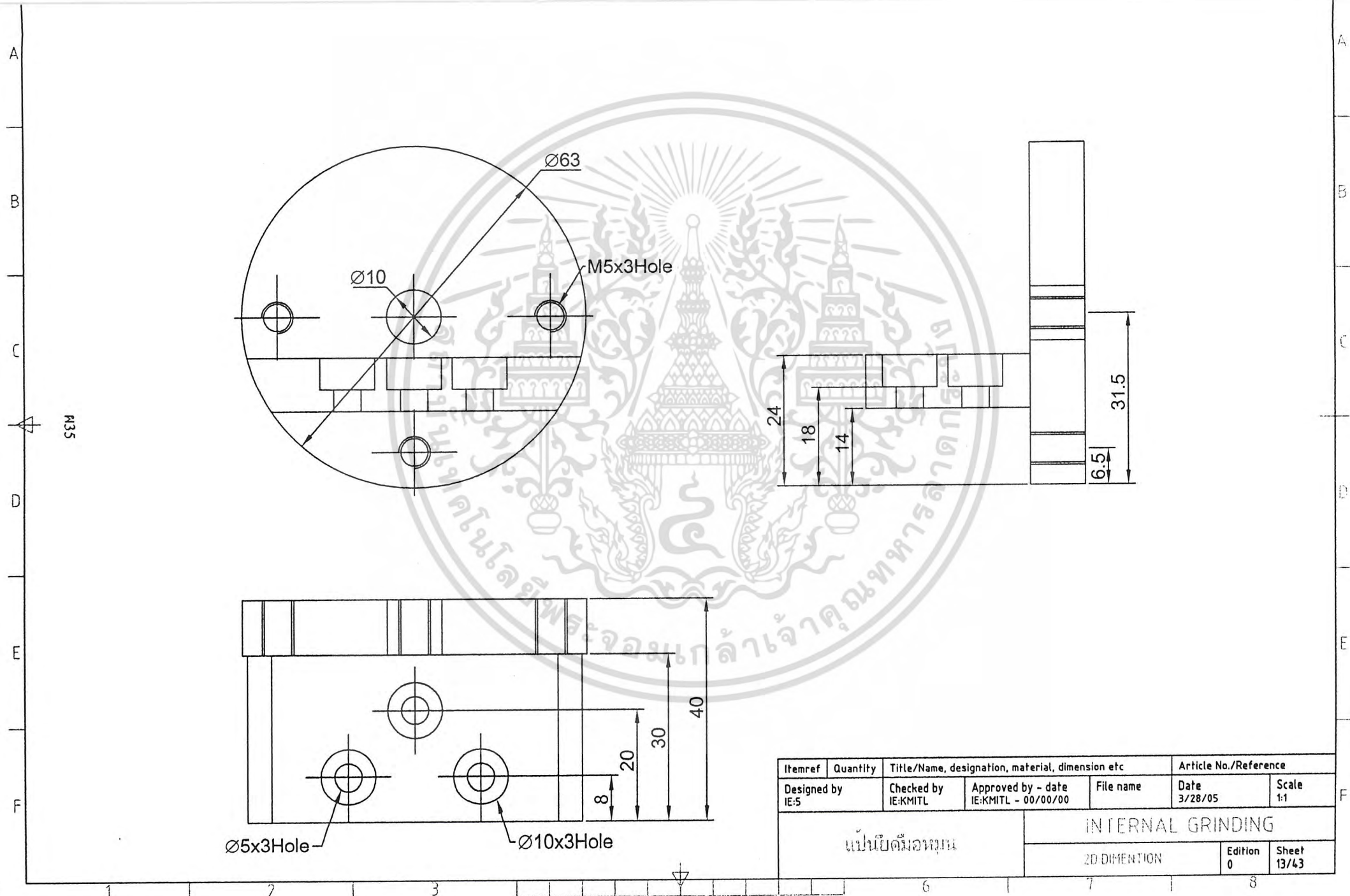


M34



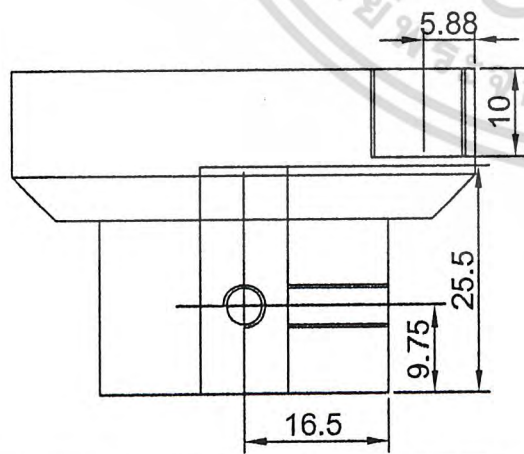
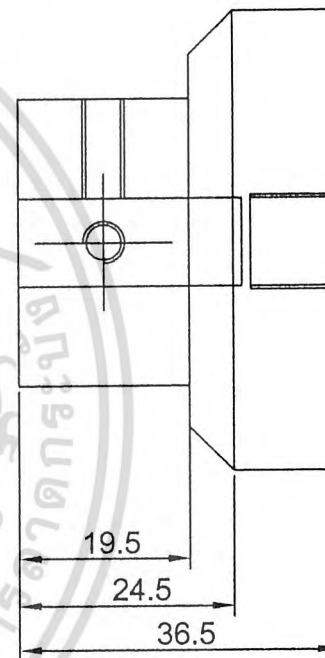
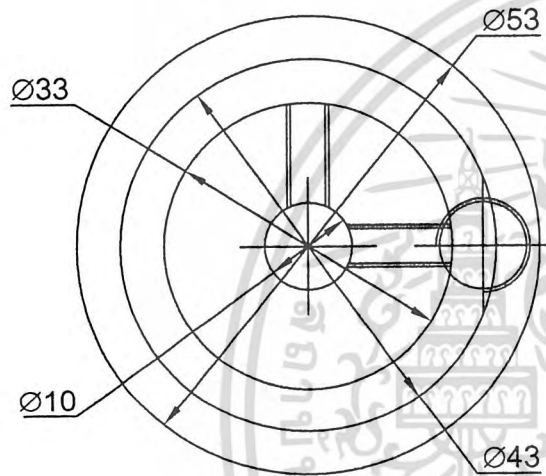
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
สเกลบอกขนาด			INTERNAL GRINDING			
			2D.DIMENTION		Edition 0	Sheet 14/43





R3.5

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แผ่นยึดหัวทวน			INTERNAL GRINDING			
			2D DIMENTION		Edition 0	Sheet 13/43



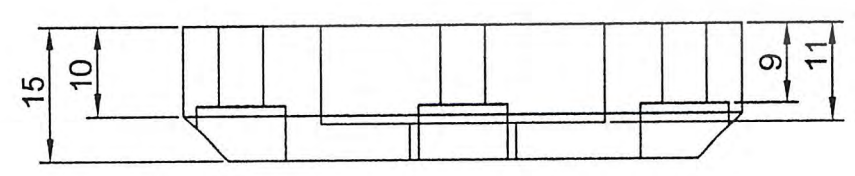
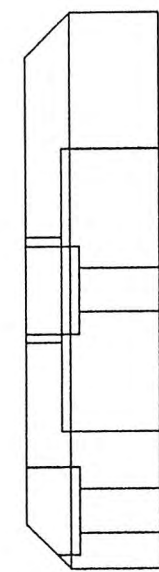
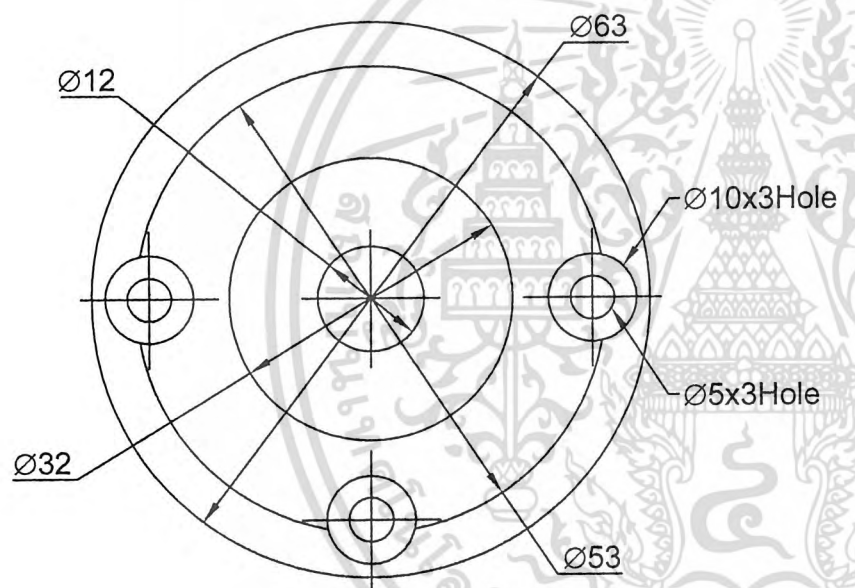
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แกนสเกลบอกขนาด			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 12/43	

M36

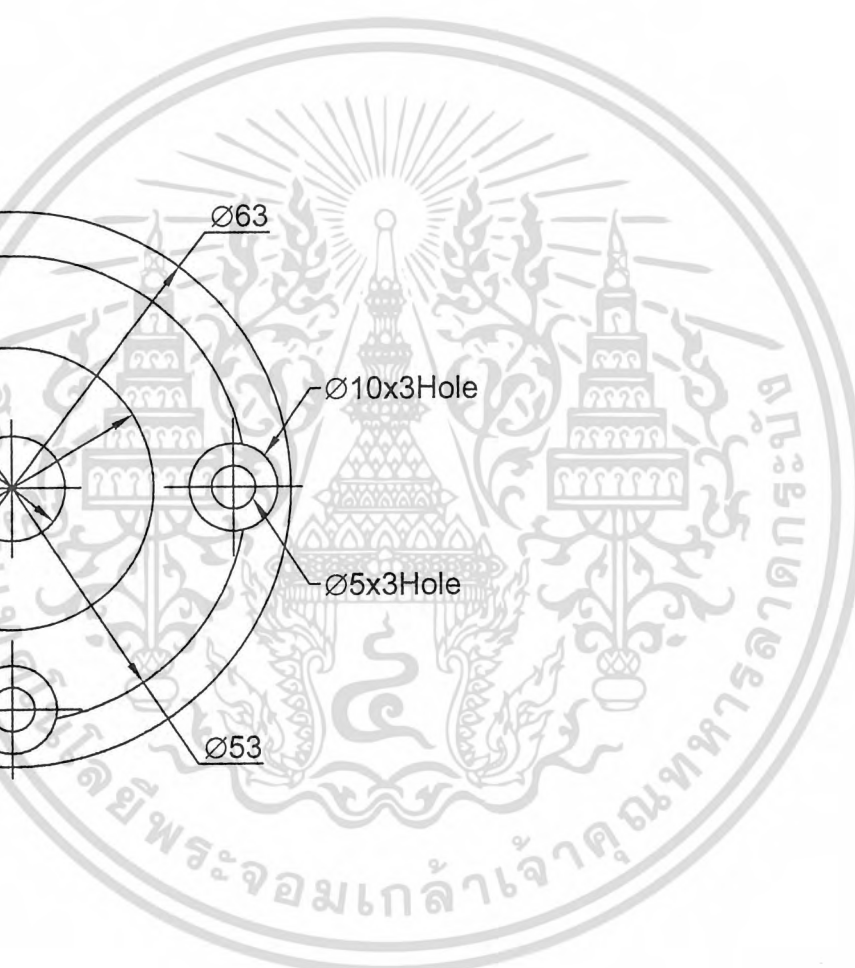
A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

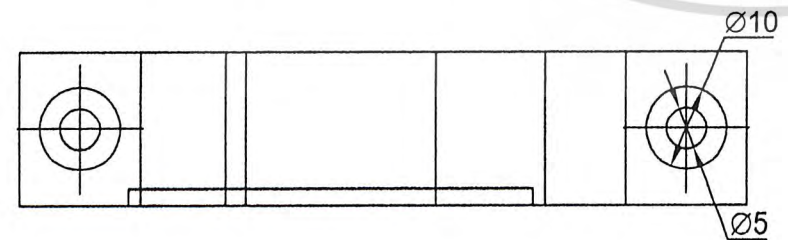
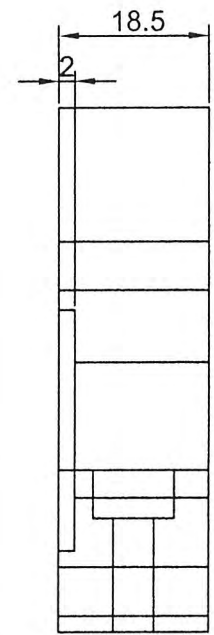
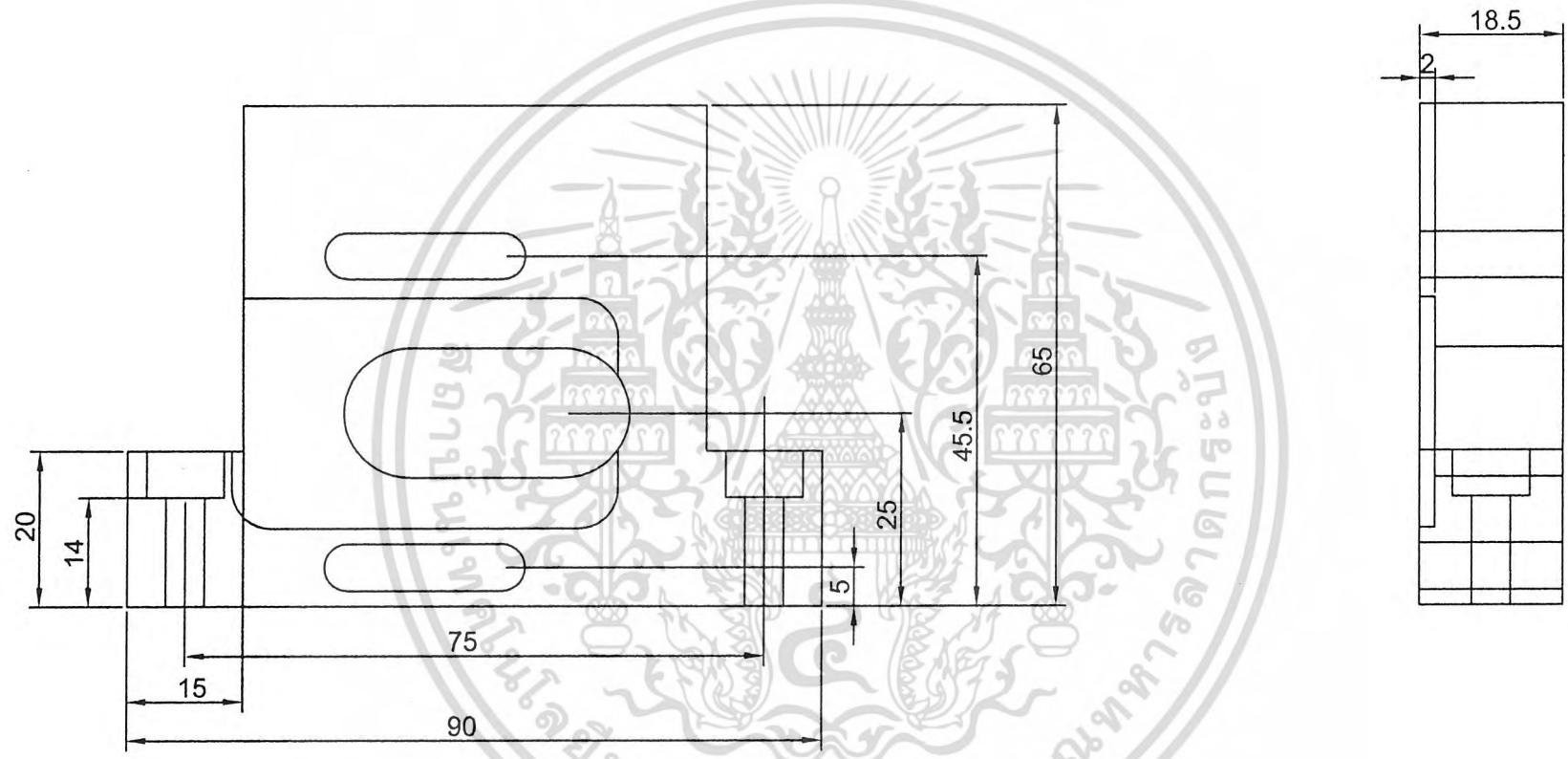
1 2 3 4 5 6 7 8



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แผ่นนอกสเกลาอ้างอิง			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 11/43



R137



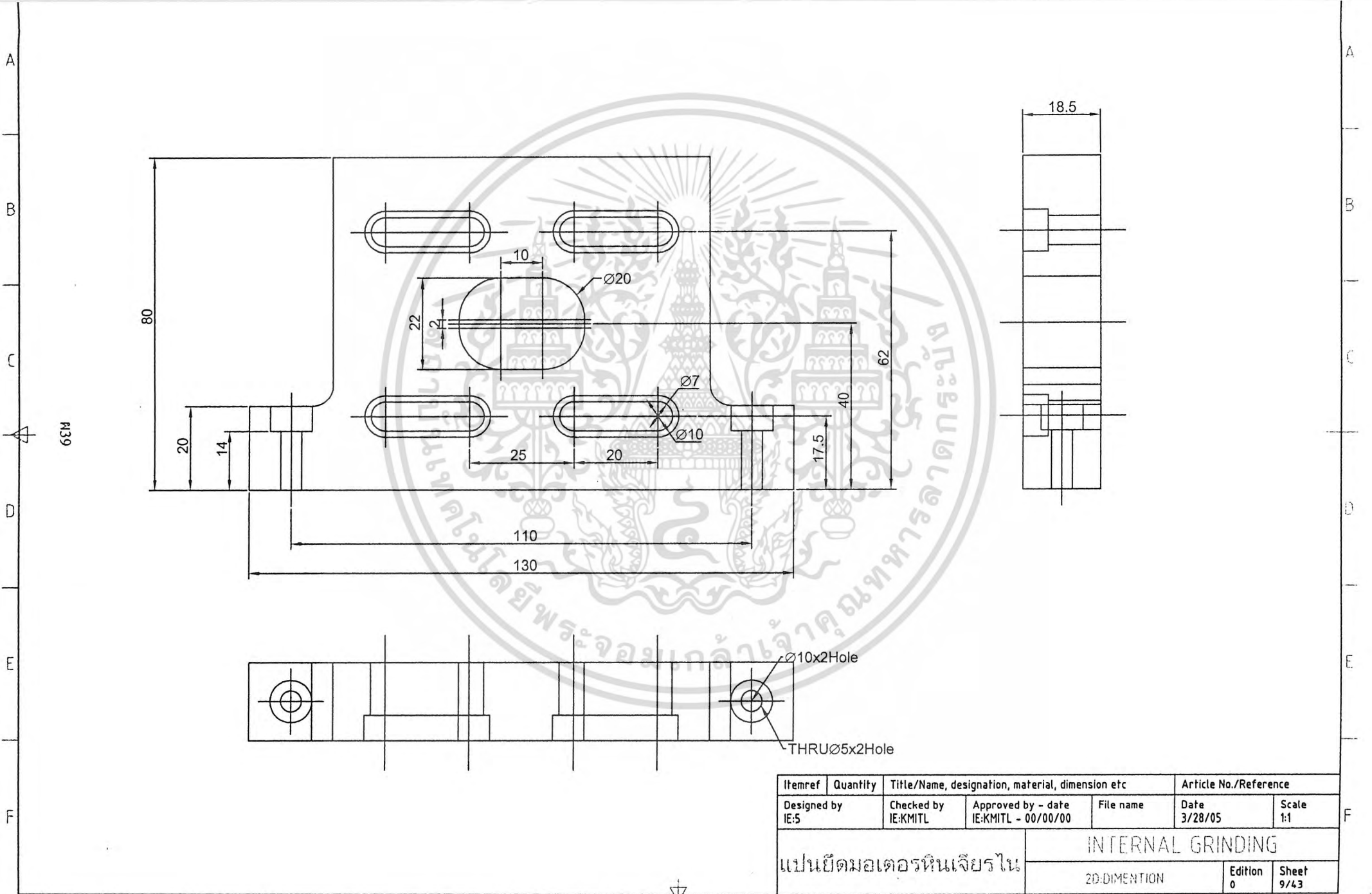
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc	Article No./Reference		
Designed by IE:S	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1
แผ่นยึดมอเตอร์หัวจับมันงาน			INTERNAL GRINDING		
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 10/43

R38

A
B
C
D
E
F

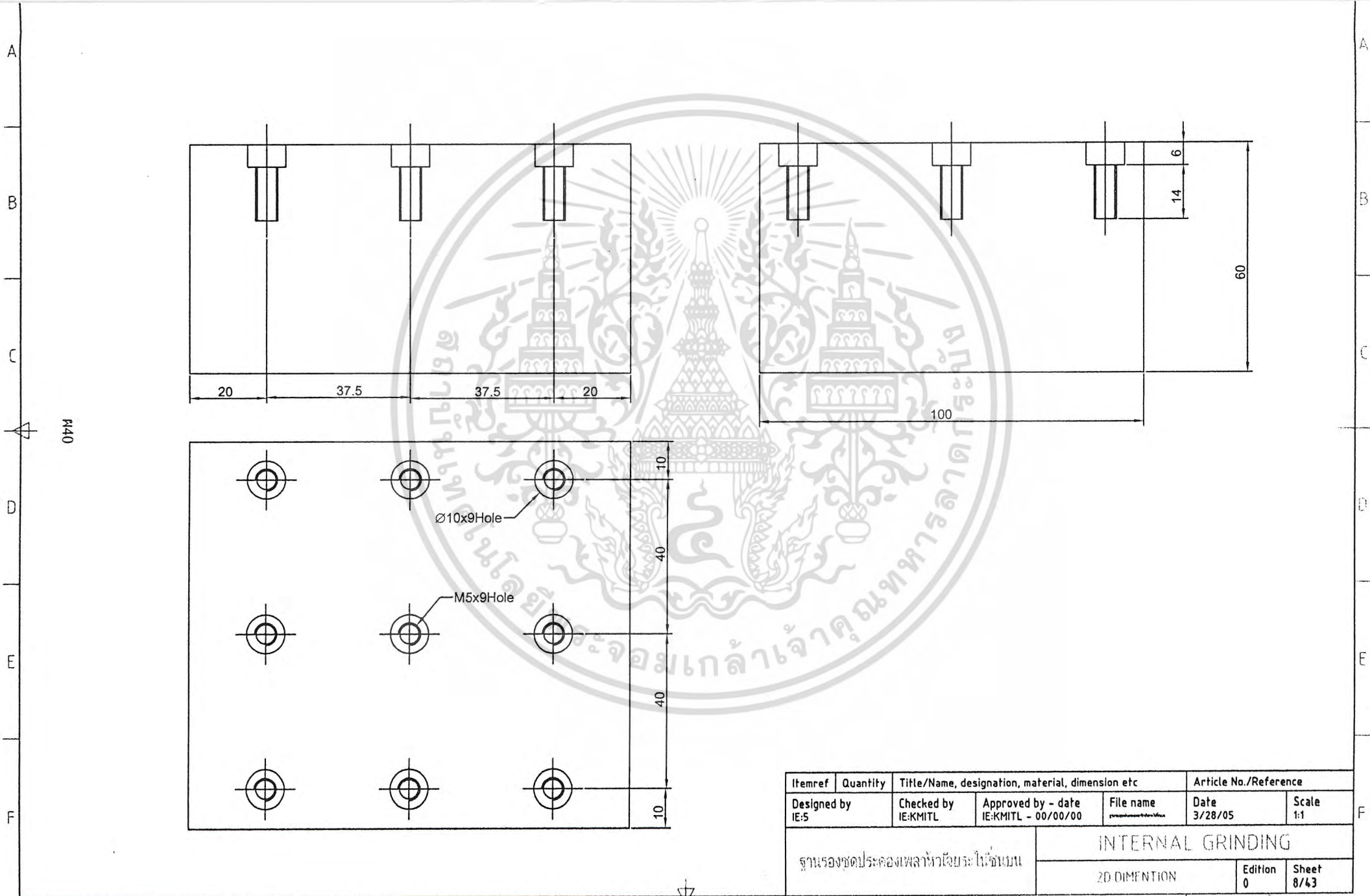
A
B
C
D
E
F

1 2 3 4 5 6 7 8



R39

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE-5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
แป้นยึดมอเตอร์หินเจียรไน			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 9/43



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name XXXXXXXXXX.XXX	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ฐานรองชุดประกอบเพลาหัวใยระไน			INTERNAL GRINDING			
2D DIMENTION				Edition 0	Sheet 8/43	

A

B

C

D

E

F

A

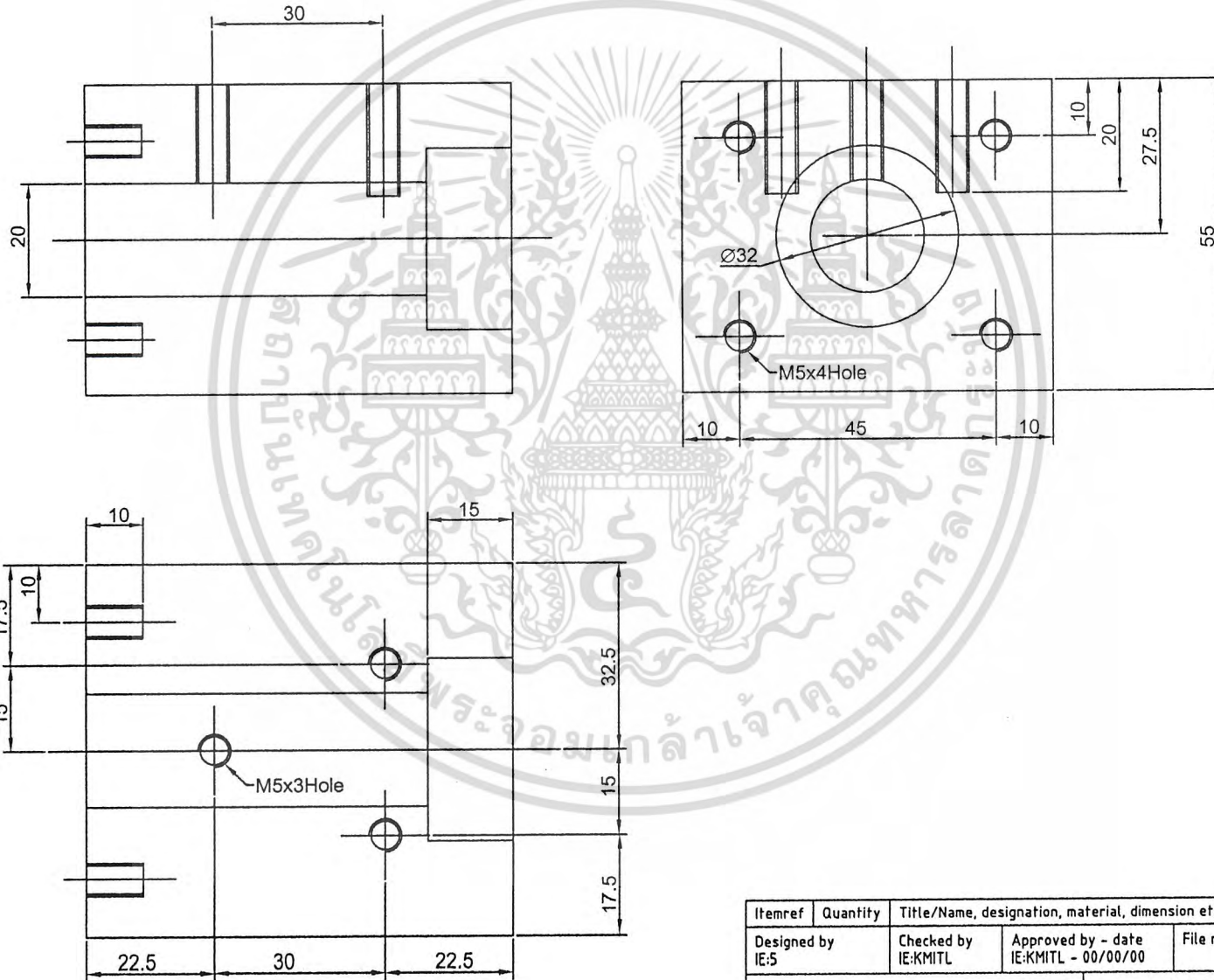
B

C

D

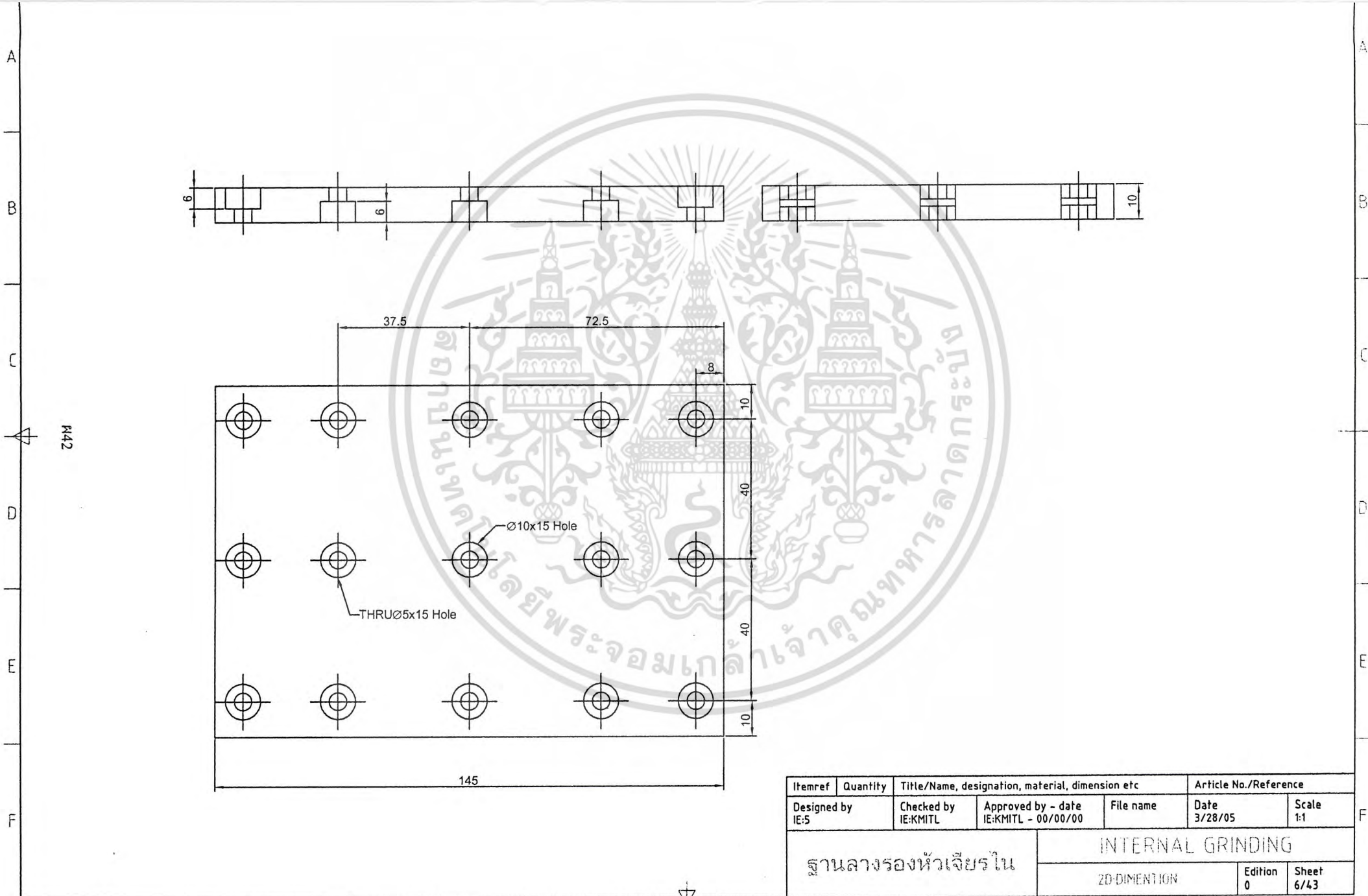
E

F



R41

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ตัวประกอบเพลาค้ำโต๊ะเขี้ยว			INTERNAL GRINDING			
			2D DIMENTION		Edition 0	Sheet 7/43



M42

Ø10x15 Hole
THRUØ5x15 Hole

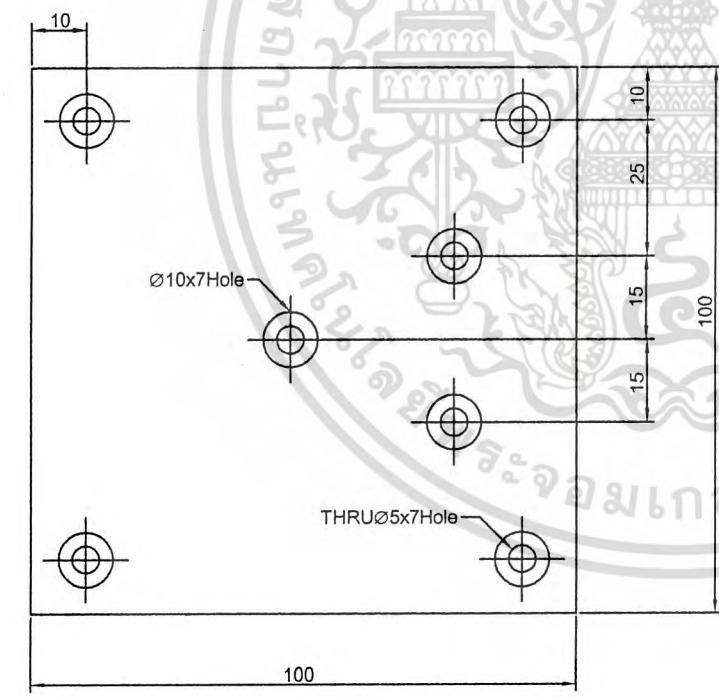
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
สถานกลางรองหัวเจียรใน			INTERNAL GRINDING			
			ZD-DIMENTION	Edition 0	Sheet 6/43	

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F



R43



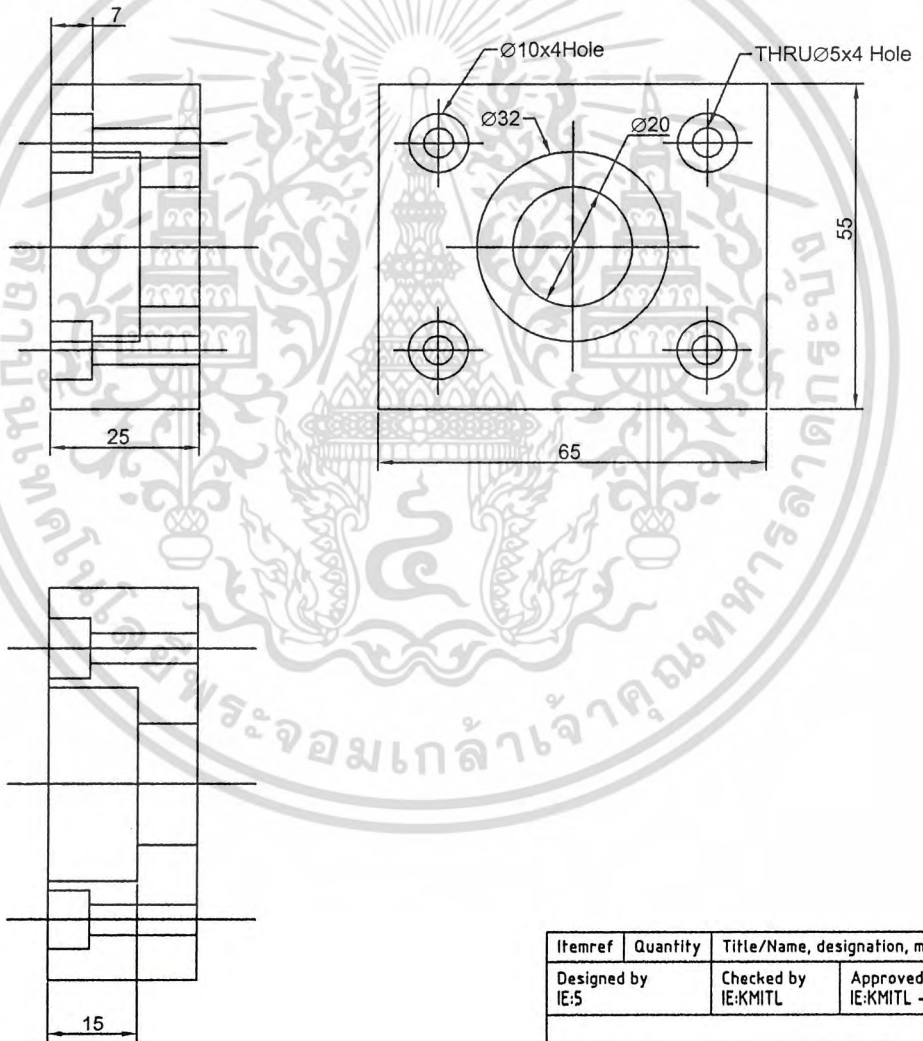
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ฐานรองหัวเจียรไน			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION	Edition 0	Sheet 5/43	

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F

R44



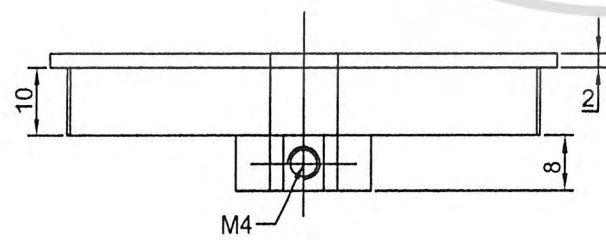
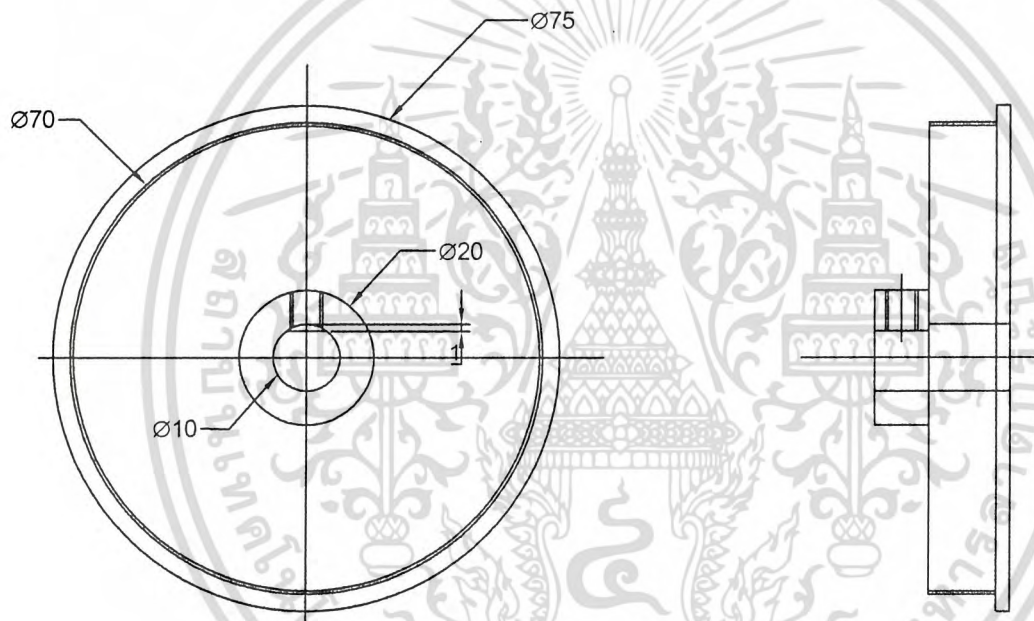
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ตัวประกอบเพลาทัวเจียระไนซี่เส้น			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 4/43

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F

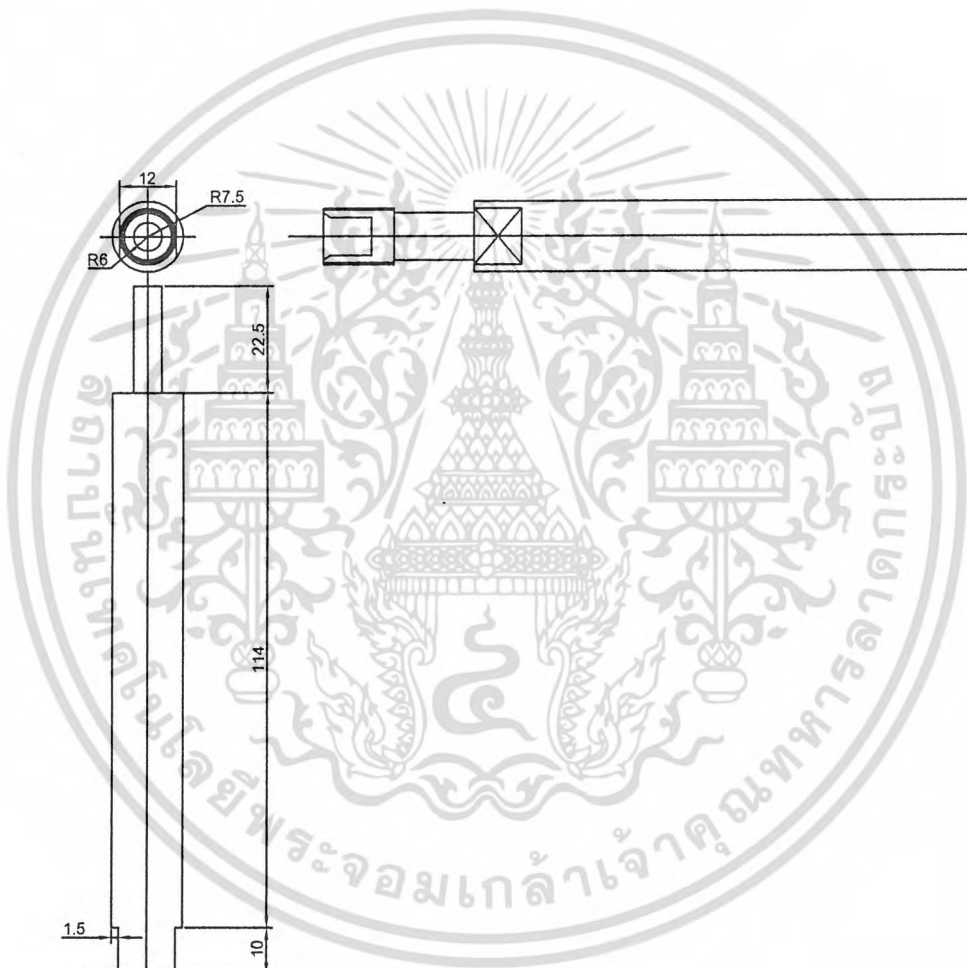
A
B
C
D
E
F

R4.5

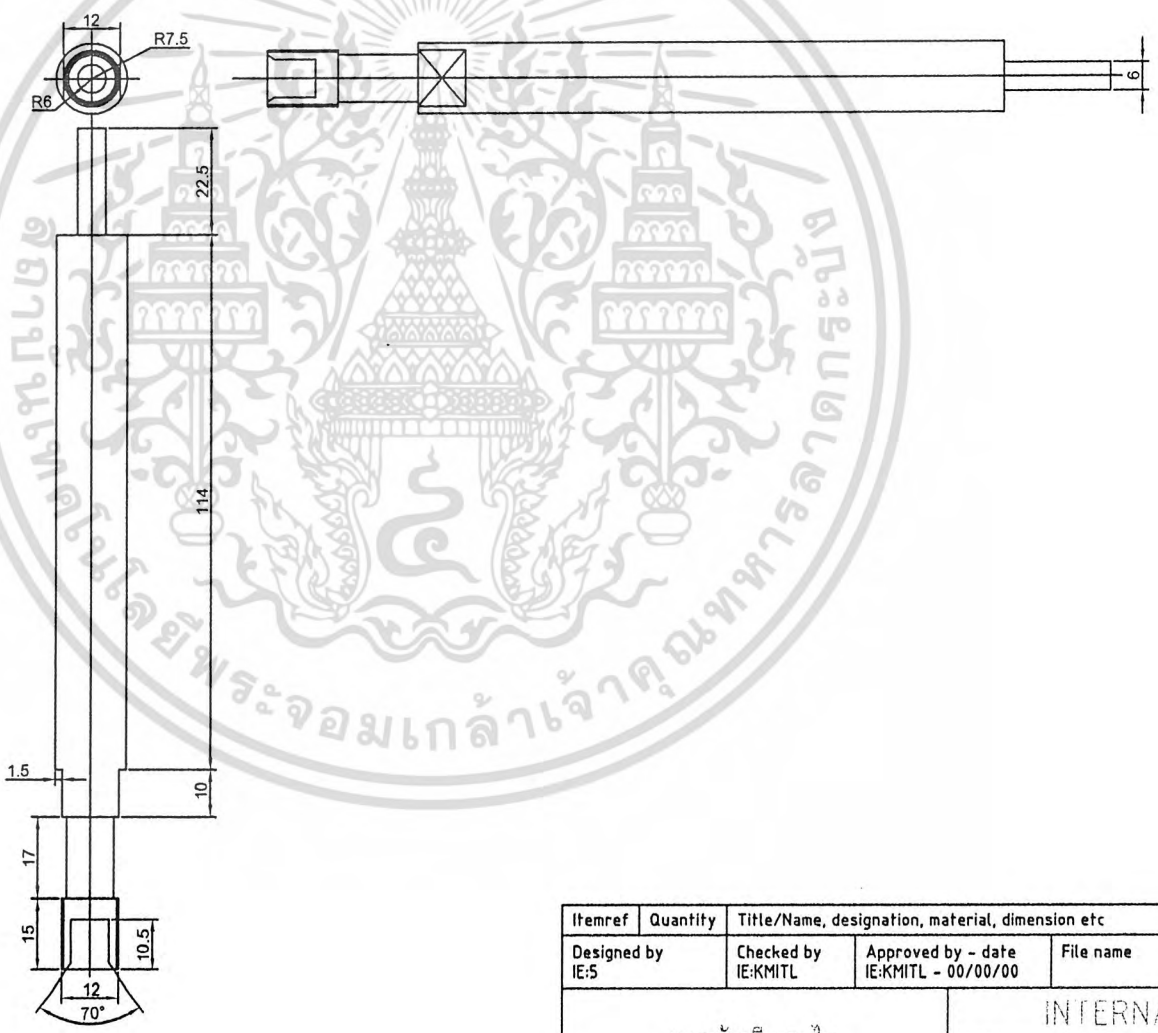


Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
ล้อสายพานแบบ โทมิกเป็นส์			INTERNAL GRINDING			
			2D-DIMENTION		Edition 0	Sheet 3/43

1 2 3 4 5 6 7 8



M46



Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc			Article No./Reference	
Designed by IE:5	Checked by IE:KMITL	Approved by - date IE:KMITL - 00/00/00	File name	Date 3/28/05	Scale 1:1	
เพลาทัวเจียรระโน			INTERNAL GRINDING			
			2D DIMENTION		Edition 0	Sheet 2/43

