

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

เครื่องรับซื้อกระป๋อง



2/6/50
จก 141 ก
9550

เลขที่.....
เลขทะเบียน..... **83047**
วัน,เดือน,ปี... **31 ก.ค. 2551**

b. 119 60851
i.

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2550

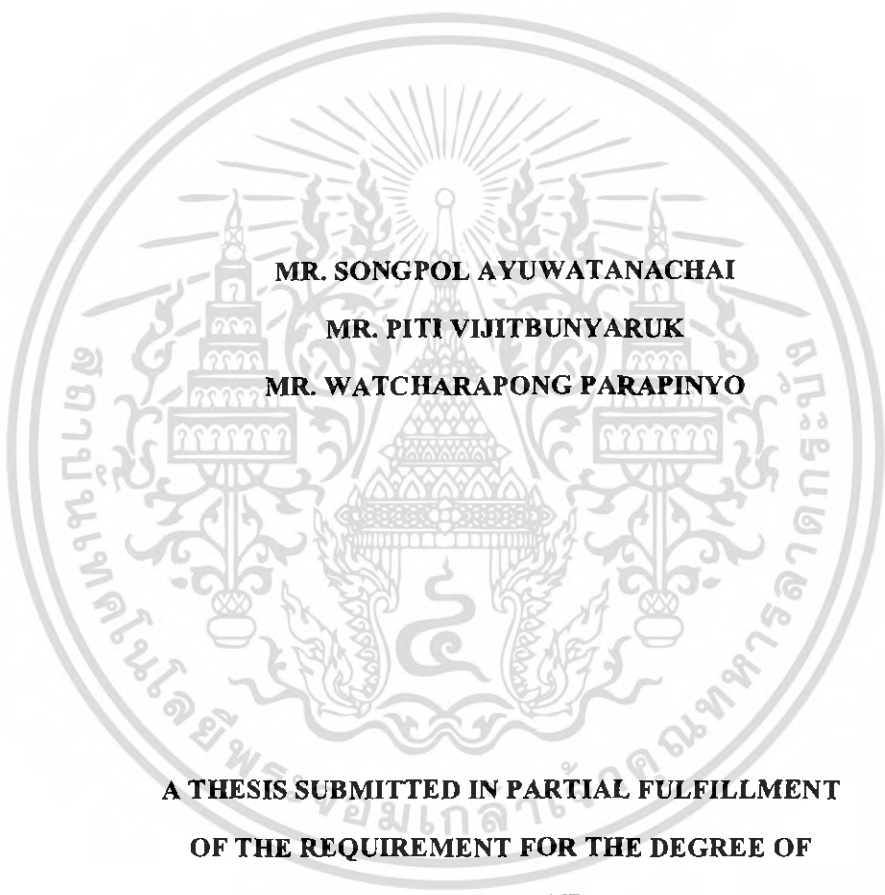
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

CANISTER BUYING MACHINE

MR. SONGPOL AYUWATANACHAI

MR. PITI VIJITBUNYARUK

MR. WATCHARAPONG PARAPINYO



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN INDUSTRIAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
ACADEMIC YEAR 2007**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองปริญญาโท

หัวข้อปริญญาโท

เครื่องรับซื้อกระป๋อง

CANISTER BUYING MACHINE

นักศึกษา

นายทรงพล อายุวัฒน์ธนชัย

รหัสประจำตัว

47010268

นายปิติ วิจิตรบุญรักษ์

รหัสประจำตัว

47010454

นายวัชรพงษ์ พละภิญโญ

รหัสประจำตัว

47010678

หลักสูตร

วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมอุตสาหกรรม

อาจารย์ผู้ควบคุมปริญญาโท

(ผศ.ดร.สรรพลสิทธิ์ ลีมนรัตน์)

(ดร.สกันธ์ คต่องบุญจิต)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อปริญญานิพนธ์	เครื่องรับซื้อกระป๋อง
นักศึกษา	นายทรงพล อาวุฒันันชัย นายปิติ วิจิตรบุญยรักษ์ นายวัชรพงษ์ พลະภิญโญ
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา	2550
อาจารย์ผู้ควบคุมปริญญานิพนธ์	ศศ.ดร.สรรพสิทธิ์ ลีมนรัตน์ ดร.สกนธ์ คล่องบุญจิต

บทคัดย่อ

โครงการปริญญานิพนธ์ฉบับนี้จัดทำขึ้นเพื่อศึกษาและออกแบบเครื่องรับซื้อกระป๋องซึ่งควบคุมโดยใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์ เพื่อให้เครื่องรับซื้อกระป๋องสามารถทำงานอัตโนมัติ สำหรับการลดปริมาณของกระป๋องและจัดเก็บกระป๋องที่ลดปริมาณแล้ว รวมทั้งในส่วนของการทำงานจ่ายค่าตอบแทนแก่ผู้ที่มาใช้บริการของเครื่องนี้ เครื่องรับซื้อกระป๋องประกอบด้วยส่วนหลักๆ 3 ส่วนดังนี้ 1) ส่วนของการบีบอัดกระป๋อง 2) ส่วนของวงจรควบคุมเครื่องรับซื้อกระป๋อง 3) ส่วนของฝาเครื่องที่ทำหน้าที่เปิด-ปิด และคัดแยกกระป๋องที่เป็นหลัก

หลักการการทำงานเริ่มด้วย ผู้ใช้บริการเครื่องรับซื้อกระป๋องนำกระป๋องอลูมิเนียมและใส่ทางด้านบนของเครื่อง เมื่อกระป๋องผ่านเซนเซอร์และลงไปสู่ส่วนของการบีบอัดกระป๋องซึ่งประกอบด้วยมอเตอร์, สกรูส่งกำลัง และหัวลูกสูบแล้ว ไมโครคอนโทรลเลอร์จะสั่งการให้ส่วนบีบอัดกระป๋องทำงาน และเมื่อบีบอัดกระป๋อง ได้ขนาดที่เซตค่าไว้แล้ว เครื่องจะจ่ายค่าตอบแทนออกมาให้ผู้ใช้บริการ หลังจากนั้นกระป๋องที่ถูกบีบอัดจนปริมาณเหลือน้อยแล้วจะตกสู่ด้านล่างของเครื่องซึ่งมีภาชนะจัดเก็บเอาไว้แล้ว

Thesis Title	Canister Buying Machine
Student	Mr. Songpol Ayuwatanachai Mr. Piti Vjijtunarak Mr. Watcharapong Parapinyo
Degree	Bachelor of Engineering in Industrial Engineering King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
Academic Year	2007
Thesis Advisor	Assistant Prof.Dr.Sunpasit Limnararat Dr. Sakon Klongboonjit

ABSTRACT

The objective of this project is to study and develop of Canister Buying Machine that automatically controlled by micro-controller. This machine is designed to reduce the size and volume of the drinking can by collecting and then compressing such can to the smaller size. And finally, this machine will give a payment or any kinds of rewards to whom operating this service.

In general, this machine consists three parts; canister-compresses part, machine controlling circuit and machine lid. In order to operate this machine, the aluminum can is firstly put to the top and passed through the sensor area to the canister compressing area. The compression unit is operated by the motor that controlled by micro controller. After reaching the setting value, the compressing process is stopped and the payment system will be operated. Lastly, the compressed can will be submitted to the container at the bottom of this machine.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรเรื่อง เครื่องรับซื้อกระป๋อง สามารถสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณบุคคลทุกท่านที่มีส่วนเกี่ยวข้องที่ทำให้ปริญญาบัตรฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์

ผศ.ดร.สรรพสิทธิ์ ลิ้มบรรณิน อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาบัตร คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงสำหรับความรู้ คำแนะนำ ความช่วยเหลือและเอาใจใส่ในทุกๆด้านตลอดเวลาที่ผ่านมา รวมทั้งความช่วยเหลือในการสอบไปรเจ็คในทุกๆครั้งที่ผ่านมามีด้วย รวมทั้งให้ความรู้ทั้งในหลักสูตรและนอกหลักสูตร ขอบคุณสำหรับเวลาที่ท่านอาจารย์ได้สละเวลาให้ทุกครั้ง ทั้งที่อาจารย์ว่างหรือไม่ค่อยว่างก็ตาม

ดร.สกันธ์ คล่องบุญจิต อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาบัตรร่วมอีกท่านหนึ่งของปริญญาบัตรเรา คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับความรู้ คำแนะนำ ความช่วยเหลือและเอาใจใส่ในทุกๆด้านตลอดเวลาที่ผ่านมา รวมทั้งความช่วยเหลือในการสอบไปรเจ็คในทุกๆครั้งที่ผ่านมามีด้วย ขอบคุณสำหรับเวลาที่ท่านอาจารย์ได้สละเวลาให้ทุกครั้ง ทั้งที่อาจารย์ว่างหรือไม่ค่อยว่างก็ตาม

รศ.พรศักดิ์ อรรถวานิช หัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหกรรม คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงสำหรับคำแนะนำ ความหวังใจ ความเอาใจใส่ในทุกๆด้าน และทุกสิ่งทุกอย่างตลอดเวลา 4 ปีที่ผ่านมา ขอบคุณที่ทำให้ภาคนี้เป็นภาคที่น่าอยู่ที่สุด ขอบคุณครับ

ผศ.ดร.สิทธิพร พิมพ์สกุล คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับความรู้ คำแนะนำ และความเอาใจใส่ตลอดเวลาที่ผ่านมามีทั้ง 4 ปี รวมทั้งได้มอบโอกาสดีๆหลายอย่างมาให้ แม้บางครั้งคณะผู้จัดทำจะทำให้โอกาสนั้นล้มเหลวก็ตาม ก็ยังให้โอกาสใหม่เสมอ และในการสอบไปรเจ็คแต่ละครั้งก็ได้ให้ความช่วยเหลือเป็นอย่างดีทำให้ไปรเจ็คมีคุณภาพยิ่งขึ้น

ผศ.ดร.กรรณชัย กัลยาศิริ คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับความรู้ คำแนะนำและความเอาใจใส่สอดส่องดูแลไปรเจ็คเราเป็นอย่างดีในตลอดเวลาในการทำไปรเจ็คและตลอดเวลาที่ผ่านมา 4 ปีที่ได้เล่นเรียนที่ภาควิชาอุตสาหกรรมนี้ ขอขอบคุณครับ

ขอขอบคุณ ดร.อนิรุท ไชยจารูมิช, อาจารย์เชาวลิต หามนตรี, อาจารย์กิตติวัฒน์ สิริเกษมสุข ที่ได้ให้ความรู้ ให้คำปรึกษา คำแนะนำ รวมทั้งเสนอข้อคิดเห็นดีๆที่สามารถนำไปพัฒนาไปรเจ็คได้ รวมทั้งยังคอยช่วยเหลือและดูแลในการทำไปรเจ็คเป็นอย่างดีแม้ในเวลาการทำงานหรือนอกเวลาการทำงานของอาจารย์ก็ตาม

นายวีรภัทร ชิตเครือ และนายวิสวัสดิ์ เลิศวนิชกุล คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ที่คอยให้คำปรึกษาและช่วยเหลือในด้านการทำงานจรควมและเขียนโปรแกรมของเครื่องรับซื้อกระป๋องตลอดเวลาของการทำไปรเจ็คของเราจึงทำให้ไปรเจ็คของเราเสร็จสมบูรณ์เป็นอย่างดี

ครอบครัวทั้ง 3 ครอบครัว คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง สำหรับการสนับสนุนที่ดี คอยให้กำลังใจ ความเป็นห่วงเป็นใยให้เสมอมา และสำหรับทุกสิ่งทุกอย่างที่ผ่านมาในชีวิต เพื่อนๆทุกคนที่คอยให้ความช่วยเหลือ คอยเอาใจใส่ ตามทุกข์สุขที่ผ่านมาตลอดเวลาที่ผ่านมา

นายทรงพล อายุวัฒน์ธนชัย
นายปิติ วิจิตรบุญรักษ์
นายวัชรพงษ์ พลະภิญโญ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	จ
สารบัญตาราง	ณ
สารบัญรูป	ญ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	1
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 แรงโมเมนต์และการสมดุล	3
2.1.1 การสมดุลของวัตถุ	3
2.1.1.1 ภาวะภายนอก	3
2.1.1.2 แรงจากน้ำหนักวัตถุ	4
2.1.1.3 แรงปฏิกิริยารองรับ	4
2.1.2 สมการการสมดุล	5
2.1.3 ภาวะภายใน	6
2.2 ความเค้นและความเครียด	8
2.2.1 ความเค้นตั้งฉาก	9
2.2.2 ความเค้นเฉือนเฉลี่ย	11
2.2.2.1 ความเค้นอนุญาต	12
2.2.3 ความเครียด	12
2.2.3.1 ความเครียดตั้งฉากภายใต้แรงตามแนวแกน	12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.2.3.2 คุณลักษณะทางกลของวัสดุ.....	13
2.2.4 ไคอะแกรมความเค้น – ความเครียด.....	14
2.2.4.1 พฤติกรรมความเค้น และความเครียดของวัสดุเหนียวและวัสดุเปราะ.....	15
2.2.4.2 กฎของฮุก.....	17
2.2.4.3 อัตราส่วนของพัชของ.....	17
2.3 แรงเฉือนและโมเมนต์ค้คในคาน.....	18
2.3.1 การค้ค.....	18
2.3.2 ประเภทของคาน.....	18
2.3.2.1 คานประเภทคิเทอร์มินค.....	18
2.3.2.2 คานประเภทอินคิเทอร์มินค.....	19
2.3.3 แผนค้คแรงเฉือนและ โมเมนต์ค้ค.....	19
2.3.4 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกระทำ แรงเฉือนและ โมเมนต์ค้ค.....	21
2.3.5 ความเค้นค้ค.....	23
2.3.5.1 การเปลี่นรูปการค้คของคานตรง.....	23
2.3.5.2 สูตรของการค้ค.....	25
2.3.5.3 การค้คของคานที่มีหน้าค้คไม่สมมาตร.....	27
2.4 การโก่งของคาน.....	28
2.4.1 การหระยยะ โก่งของคานด้วยวิธีอินทิกรัล 2 ชั้น.....	29
2.4.2 เสา.....	30
2.5 ความเค้นผสมและทฤษฎีความเสี่ยหาย.....	34
2.5.1 ความเค้นผสมในระบบความเค้นสองมิต.....	34
2.5.2 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด.....	37
2.6 สกรูส่งกำลัง.....	39
2.6.1 ค้คก้คความ.....	40
2.6.2 ชนิดของเกลี่ยวสำหรับสกรูส่งกำลัง.....	41
2.6.2.1 เกลี่ยวบัตเตรส.....	42
2.6.2.2 เกลี่ยวแอกคมี (Acme Thread) หรือเกลี่ยวสี่เหลี่ยมคางหมู.....	42
2.6.2.3 เกลี่ยวสี่เหลี่ยม.....	42

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ค้คเปลี่นเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.6.3 โมเมนต์บิดสำหรับหมุนสกรูส่งกำลัง.....	42
2.6.4 การออกแบบสกรูส่งกำลัง.....	48
2.6.4.1 ความเค้นวิกฤต.....	48
2.6.4.2 ความเค้นผสม.....	49
2.6.4.3 ความเค้นอัด.....	50
2.6.4.4 ความเค้นเฉือนในพินเกลียว.....	50
2.7 โช้กำลัง.....	51
2.7.1 การคำนวณหาขนาดโช้.....	51
2.7.1.1 แรงในแนวสัมผัส.....	51
2.7.1.2 แรงค้ำยัน.....	52
2.7.1.3 แรงหนีศูนย์กลาง.....	53
2.7.2 การเลือกใช้โช้โรลเลอร์ในทางปฏิบัติ.....	54
2.7.2.1 โช้โรลเลอร์.....	54
2.7.2.2 การหาจำนวนพินของพินเนียน.....	54
2.7.2.3 ตัวประกอบใช้งาน.....	54
2.7.2.4 ค่ารวมหาอัตราทดที่ต้องการได้จากอัตราทด.....	56
บทที่ 3 การออกแบบและวิธีการดำเนินงาน	
3.1 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างชุดลูกสูบ.....	57
3.1.1 หลักการออกแบบลูกสูบ.....	57
3.1.2 การคำนวณลูกสูบ.....	57
3.1.3 การคำนวณหาขนาดก้านสูบ.....	59
3.1.4 การสร้าง.....	61
3.2 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างเฟืองโช้และโช้.....	61
3.2.1 การออกแบบ.....	61
3.2.2 การคำนวณหาขนาดของโช้.....	61
3.2.3 การสร้าง.....	64
3.3 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างสกรูส่งกำลัง.....	64

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3.1 การออกแบบ.....	64
3.3.2 การคำนวณ.....	65
3.3.3 การสร้าง.....	72
3.4 การทดสอบหาแรงที่ใช้ในการอัดกระป๋อง.....	72
3.4.1 อุปกรณ์ในการทดสอบ.....	72
3.4.2 ขั้นตอนการทดสอบ.....	72
3.4.3 ผลการทดสอบ.....	73
3.4.4 สรุปผลการทดสอบ.....	75
บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน	
4.1 แบบชิ้นส่วนจริงของเครื่อง.....	76
4.2 แบบแปลนของชิ้นส่วนต่างๆ.....	84
4.3 วงจรไฟฟ้าควบคุมระบบ.....	95
4.3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในวงจร.....	97
บทที่ 5 สรุปและวิเคราะห์ผลการดำเนินงาน	
สรุปและวิเคราะห์ผลการดำเนินงาน.....	99
หนังสืออ้างอิง.....	101
ภาคผนวก.....	ผ1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 แสดงการใช้สัญลักษณ์แทนจุดรองรับ และประเภทของแรงปฏิกิริยาที่ใช้กับ โครงสร้าง.....	5
ตารางที่ ผ 1 โซโรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/ R 606 – 1976.....	ผ1
ตารางที่ ผ 2 โซโรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/ R 606 – 1976.....	ผ2
ตารางที่ ผ 3 มวลของโซโรลเลอร์ต่อความยาว.....	ผ2
ตารางที่ ผ 4 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงสม่ำเสมอ.....	ผ3
ตารางที่ ผ 5 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกปานกลาง.....	ผ3
ตารางที่ ผ 6 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกปานกลาง (ต่อ)	ผ4
ตารางที่ ผ 7 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกมาก.....	ผ5
ตารางที่ ผ 8 ตัวประกอบของการกระแทก.....	ผ6
ตารางที่ ผ 9 แนวทางในการเลือกอายุใช้งานสำหรับเครื่องจักรกลชนิดต่างๆ.....	ผ6
ตารางที่ ผ 10 ขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลานาคต่างๆ.....	ผ7
ตารางที่ ผ 11 สัดส่วนต่างๆของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง.....	ผ8
ตารางที่ ผ 12 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา และ เหล็กกล้าผสม.....	ผ9
ตารางที่ ผ 13 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา และเหล็กกล้าผสม (ต่อ)	ผ10
ตารางที่ ผ 14 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน f_s และ f_c	ผ11
ตารางที่ ผ 15 ค่าคงที่ทางกายภาพของวัสดุวิศวกรรมบางชนิด.....	ผ11

สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2.1 (a) กราฟที่ต่อกันยาวเป็นสัญลักษณ์เส้น S.....	3
รูปที่ 2.1 (b) แสดงแรงกระทำที่ผิววัตถุ.....	4
รูปที่ 2.2 (a) วัตถุมีแรงภายนอกสี่ทิศทางมากระทำ	6
รูปที่ 2.2 (b) แสดงการตัด Section และพิจารณาส่วนตัดด้านล่าง.....	6
รูปที่ 2.2 (c) แรงภายใน และ โมเมนต์.....	7
รูปที่ 2.2 (d) แสดงภาระภายในที่เกิดขึ้นจากการตัดหน้าตัดวัตถุ.....	7
รูปที่ 2.3 ความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวาง.....	9
รูปที่ 2.4 ความเค้นเฉพาะจุด	10
รูปที่ 2.5 การแผ่กระจายของความเค้น.....	10
รูปที่ 2.6 แสดงการแผ่กระจายของความเค้น.....	11
รูปที่ 2.7 แรงที่กระทำผ่านศูนย์กลางแท่ง.....	11
รูปที่ 2.8 แสดงความเค้นเฉือนเฉลี่ยที่เกิดขึ้นกับพื้นที่หน้าตัดขวาง.....	11
รูปที่ 2.9 วัตถุภายใต้แรงดึงที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่.....	12
รูปที่ 2.10 (a) รูปแสดงขั้นตอนทดสอบ.....	13
รูปที่ 2.10 (b) รูปแสดงขั้นตอนทดสอบที่เสียหาย.....	13
รูปที่ 2.10 (c) รูปแสดงเครื่องทดสอบการดึง (รูปจากบริษัท Testometric ประเทศอังกฤษ)	14
รูปที่ 2.11 ไดอะแกรมแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นที่เป็นจริงกับความเครียด (สำหรับวัสดุเหนียว)	15
รูปที่ 2.12 แสดงการหาค่าความเค้นครากของวัสดุประะ (อลูมิเนียม)	16
รูปที่ 2.13 แสดงค่าความเค้นของวัสดุเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง.....	16
รูปที่ 2.14 ขนาดทางด้านข้างของวัตถุเล็กลงเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึง.....	17
รูปที่ 2.15 (a) แสดงรูปคานที่มีจุดรองรับแบบง่ายของคานประเภท ดิเทอร์มิเนต.....	18
รูปที่ 2.15 (b) แสดงรูปคานปลายยื่นของคานประเภท ดิเทอร์มิเนต.....	18
รูปที่ 2.15 (c) แสดงรูปคานแบบแขวนของคานประเภท ดิเทอร์มิเนต.....	18
รูปที่ 2.16 (a) แสดงรูปของคานปลายยื่นและมีจุดรองรับที่ปลายประเภท อินดีเทอร์มิเนต.....	19
รูปที่ 2.16 (b) แสดงรูปของคานปลายยื่นและมีจุดรองรับ 2 จุดที่ปลายประเภท อินดีเทอร์มิเนต.....	19
รูปที่ 2.16 (c) แสดงรูปของคานต่อเนื่องประเภท อินดีเทอร์มิเนต.....	19
รูปที่ 2.16 (d) แสดงรูปของคานปลายยึด 2 ข้างประเภท อินดีเทอร์มิเนต.....	19
รูปที่ 2.17 แสดงการพิจารณาชิ้นส่วนของคานแต่ละส่วนในสภาพสมดุล	20
รูปที่ 2.18 (ก) แรงเฉือนและ โมเมนต์คัตเป็นบวก.....	20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.18 (ข) ผลของแรงภายนอก แรงเฉือนเป็นบวก.....	21
รูปที่ 2.18 (ค) ผลของแรงภายนอก โมเมนต์คัตเป็นบวก.....	21
รูปที่ 2.19 (ก) พิจารณาคานซึ่งมีจุดรองรับสองจุดที่ปลายทั้งสองของคาน	21
รูปที่ 2.19 (ข) แรงที่กระทำบนวัตถุอิสระ.....	21
รูปที่ 2.20 (a) โมเมนต์คัตรอบแกนคัตในแนวนอน.....	23
รูปที่ 2.20 (b) การไม่เปลี่ยนรูป.....	24
รูปที่ 2.20 (c) การเปลี่ยนรูป.....	24
รูปที่ 2.20 (d) การกระจายความเค้นบนหน้าคัต.....	25
รูปที่ 2.21 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเค้นเฉือน.....	25
รูปที่ 2.22 (a) แสดงการแปรเปลี่ยนความเค้นคัต.....	26
รูปที่ 2.22 (b) แสดงการแปรเปลี่ยนความเค้นคัต.....	26
รูปที่ 2.23 พิจารณาหน้าคัตของคานรูปตัว T.....	27
รูปที่ 2.24 (a) แรงลัพธ์ในแนวแกน x	28
รูปที่ 2.24 (b) แสดงการกระจายความเค้นคัต.....	28
รูปที่ 2.24 (c) แสดงการกระจายความเค้นคัต.....	28
รูปที่ 2.25 แสดงการ โกงของคานที่เกิดจากภาระภายนอกกระทำ.....	29
รูปที่ 2.26 แสดงการยึดปลายเสาวิธีต่าง ๆ.....	32
รูปที่ 2.27 ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับอัตราส่วนความเพริช จากสูตรของออยเลอร์และจอห์นสัน.....	33
รูปที่ 2.28 (ก) พิจารณาระบบความเค้นสองมิติบนวัสดุรูปสี่เหลี่ยม	35
รูปที่ 2.28 (ข) แสดงภาพตัดวัสดุด้วยระนาบเอียงทำมุม θ กับแกน y	35
รูปที่ 2.28 (ค) แรงที่เกิดขึ้นในระบบความเค้นสองมิติ.....	35
รูปที่ 2.29 (ก) มุม 2θ บนวงกลมของมอร์	36
รูปที่ 2.29 (ข) จุดบนวงกลมที่แทนค่าความเค้นในระนาบ xy.....	36
รูปที่ 2.30 ความเค้นกรณพิเศษ.....	37
รูปที่ 2.31 แม่แรง.....	39
รูปที่ 2.32 ซีแคลมป์.....	40
รูปที่ 2.33 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู.....	40
รูปที่ 2.34 (ก) สกรูส่งกำลังชนิดเกลียวสี่เหลี่ยม.....	42
รูปที่ 2.34 (ข) สกรูส่งกำลังชนิดเกลียวแอกมี.....	42

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 2.34 (ค) สกรูส่งกำลังชนิดเกลียวบัตรเตรส.....	42
รูปที่ 2.35 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง.....	43
รูปที่ 2.36 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W.....	44
รูปที่ 2.37 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม.....	45
รูปที่ 2.38 ลักษณะ โซโรเลอร์.....	51
รูปที่ 3.1 แสดงแต่ละชิ้นส่วนของลูกสูบ.....	58
รูปที่ 3.2 พื้นที่หน้าตัดของชิ้นส่วนที่ 4 ของลูกสูบ.....	58
รูปที่ 3.3 แสดงแรงและ โมเมนต์ที่กระทำต่อก้านสูบ.....	60
รูปที่ 3.4 ความเค้นอัดที่ผิวหน้าของพินเกลียว.....	68
รูปที่ 3.5 ความเค้นเฉือนในพินเกลียว.....	69
รูปที่ 3.6 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 68x168 mm ที่ความเร็ว 300 mm/min.....	73
รูปที่ 3.7 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 51x133 mm ที่ความเร็ว 300 mm/min.....	74
รูปที่ 3.8 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 68x116 mm ที่ความเร็ว 300 mm/min.....	74
รูปที่ 3.9 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 68x116 mm ที่ความเร็ว 500 mm/min.....	75
รูปที่ 4.1 แสดงชุดช่องเปิด-ปิดรับกระป๋อง.....	76
รูปที่ 4.2 เซนเซอร์ตัวส่งสำหรับตรวจจับกระป๋อง.....	76
รูปที่ 4.3 เซนเซอร์ตัวรับสำหรับตรวจจับกระป๋อง.....	77
รูปที่ 4.4 ไฟแสดงสถานะของเครื่อง.....	77
รูปที่ 4.5 แสดงมอเตอร์ที่ขับเคลื่อนอัดกระป๋อง.....	78
รูปที่ 4.6 แสดงชุดสกรูส่งกำลัง.....	78
รูปที่ 4.7 แสดงชุดโซ่ส่งกำลัง.....	79
รูปที่ 4.8 ลิimitswitch.....	79
รูปที่ 4.9 แสดงชุดจ่ายค่าตอบแทน.....	80
รูปที่ 4.10 แสดงช่องรับค่าตอบแทน.....	80
รูปที่ 4.11 แสดงชุดวงจรไฟฟ้า.....	81
รูปที่ 4.12 ส่วนทำให้กระป๋องตกแบบอิสระ.....	81
รูปที่ 4.13 ขยะบรรจุภัณฑ์หลังการจัดเก็บ.....	82
รูปที่ 4.14 แสดงรูปเครื่องด้านซ้าย.....	82

สารบัญรูป (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.15 แสดงรูปเครื่องด้านขวา.....	83
รูปที่ 4.16 ที่ยึดลูกสูบกับที่ยึดสกรูส่งกำลัง.....	84
รูปที่ 4.17 ชุดกระบอกลูกสูบ.....	85
รูปที่ 4.18 ที่ยึดแกนสกล.....	86
รูปที่ 4.19 ลูกสูบ.....	87
รูปที่ 4.20 ส่วนที่ใช้กด Limit switch.....	88
รูปที่ 4.21 หน้าแปลนยึดเฟืองโซ่ตาม.....	89
รูปที่ 4.22 กรอบฝาปิด – เปิด และที่ติดแม่เหล็ก.....	90
รูปที่ 4.23 กรอบคันเหยียบ.....	91
รูปที่ 4.24 ที่คันเหยียบ.....	92
รูปที่ 4.25 จานรับโซ่.....	93
รูปที่ 4.26 แกนสกล.....	94
รูปที่ 4.27 วงจรการทำงานของเครื่องรับซื้อกระป๋อง.....	95
รูปที่ 4.28 วงจรการทำงานของเครื่องรับซื้อกระป๋อง (ต่อ).....	96
รูปที่ ผ 1 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซโรลเลอร์แบบ B (สำหรับพีเนียน 19 ฟัน).....	ผ12
รูปที่ ผ 2 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซโรลเลอร์แบบ A (สำหรับพีเนียน 15 ฟัน).....	ผ13
รูปที่ ผ 3 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซโรลเลอร์แบบ A (สำหรับพีเนียน 19 ฟัน).....	ผ14

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ

เนื่องจากในปัจจุบันปัญหาขยะ ได้กลายเป็นปัญหาใหญ่ ซึ่งทำลายสภาพแวดล้อมต่าง ๆ รวมถึงทัศนียภาพอันงดงามทำให้เกิดความเสียหายทางด้านสังคมและความเป็นอยู่ ซึ่งวิธีการลดปัญหาสิ่งแวดล้อมโดยการนำวัสดุเก่าที่ใช้แล้วมาทำขึ้นใหม่ จะลดปัญหาสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการผลิตวัสดุชิ้นใหม่จากทรัพยากรธรรมชาติที่มีอยู่

กระป๋องเป็นขยะชนิดหนึ่งที่สามารถนำรีไซเคิลใหม่ได้ และในการที่จะรีไซเคิลกระป๋องนั้นจำเป็นต้องลดปริมาณของกระป๋องเพื่อการลดต้นทุนในการจัดเก็บและการขนส่ง รวมถึงค่าใช้จ่ายในการจ้างแรงงานคนมาจัดเก็บกระป๋องไปรีไซเคิล

ดังนั้น การศึกษาและออกแบบเครื่องรับซื้อกระป๋องจึงเป็นแนวทางหนึ่งที่จะช่วยแก้ปัญหาดังกล่าว กล่าวคือ การลดปริมาณตั้งแต่เริ่มแรก จึงเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถลดต้นทุนในเรื่องของค่าใช้จ่ายของการจ้างแรงงานคน เวลา การจัดเก็บ และการขนส่งด้วย ซึ่งสิ่งเหล่านี้จะส่งผลไปถึงการลดปัญหาในการทำลายสภาพแวดล้อมในปัจจุบัน

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- เพื่อศึกษาและออกแบบเครื่องรับซื้อกระป๋อง
- เพื่อสร้างเครื่องรับซื้อกระป๋อง

1.3 ขอบเขตของโครงการ

- สร้างเครื่องรับซื้อกระป๋องโดยมีไมโครคอนโทรลเลอร์เป็นตัวควบคุม
- เครื่องสามารถรับกระป๋องอลูมิเนียมได้ทุกขนาด

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- ลดเวลาในการแยกและเก็บกระป๋องออกจากขยะอื่น
- ผู้บริโภคมีโอกาสที่จะได้รับผลตอบแทนหลังจากการบริโภค
- เป็นการปลูกฝังจิตสำนึกในการทิ้งขยะ
- เพื่อลดปัญหาทางด้านสิ่งแวดล้อม การจัดเก็บ การขนส่ง และแรงงานคน
- เพื่อเป็นต้นแบบในการพัฒนาเครื่องรับซื้อกระป๋อง
- เพื่อช่วยลดปริมาณและปริมาตรของขยะจำพวกกระป๋อง



บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 แรงโมเมนต์และการสมดุล (Force Moment and Stability)

2.1.1 การสมดุลของวัตถุ (Equilibrium of a deformable body)

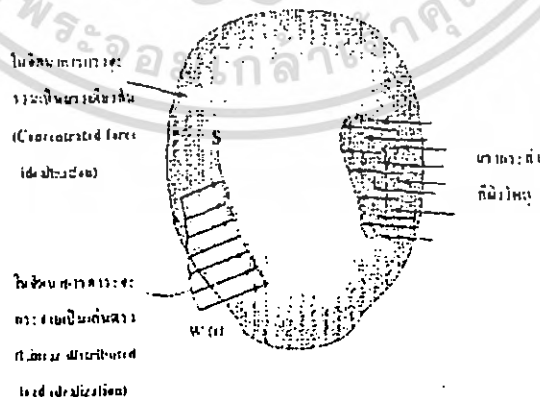
ภาระ (Load) ที่กระทำต่อวัตถุแบ่งออกเป็นชนิดต่างๆ ได้ดังนี้

2.1.1.1 ภาระภายนอก (External Loads)

มีความแตกต่างกันหลายรูปแบบสำหรับภาระภายนอก ซึ่งจะแบ่งประเภทตามแรงที่กระทำต่อผิววัตถุ (Surface Force) และแรงที่เกิดจากน้ำหนักของวัตถุ (Body Force)

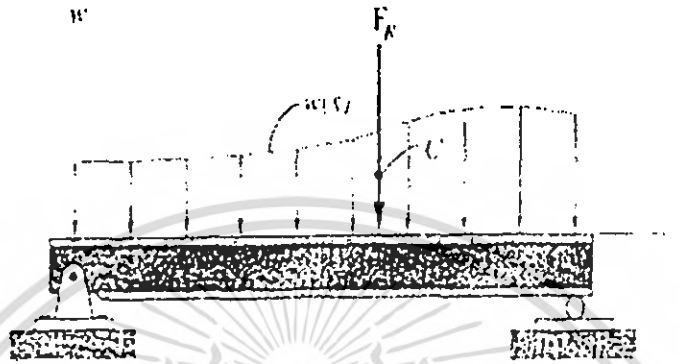
เป็นแรงที่กระทำต่อผิวสัมผัส โดยกระจายอยู่บนพื้นที่สัมผัสระหว่างวัตถุ (Surface Force) ดังรูป 2.1 (a) พื้นที่นั้นเล็กมากเมื่อเปรียบเทียบกับพื้นที่ทั้งหมดของวัตถุและแรงที่กระทำต่อผิววัตถุนี้สามารถที่จะกำหนด หรือ แทนด้วยแรงรวมจุดเดียวได้ (Concentrated Force Idealization) ซึ่งกำหนดให้เป็นจุดดังรูป 2.1 (a) สำหรับตัวอย่างเช่น รถจักรยาน 2 ล้อ เมื่อศึกษาถึงภาระ (Loading) บนรถจักรยาน แรงที่กระทำต่อผิวของล้อเป็นพื้นที่ยาวแคบๆ (Load a Narrow Area) อาจจะเป็นภาระ (Load) ที่กระจายเป็นเส้นตรงก็ได้ (A linear distributed Load, $W(S)$) ในที่นี้ loading ถูกวัดออกมาเป็นความเข้มของแรงต่อความยาว ($\frac{\text{Intensity of Force}}{\text{Length}}$) ตลอดพื้นที่ และถูกแทนด้วยรูปกราฟคู่กันด้วย สัญลักษณ์ยาวตลอดเส้น S (ดังรูป

2.1 (a))



รูปที่ 2.1 (a) กราฟที่ต่อกันยาวเป็นสัญลักษณ์เส้น S

การกระทำของภาระ ตลอดความยาวของคาน (Beam) เป็นตัวอย่างอีกตัวอย่างในเรื่องนี้ ซึ่งภาระนี้ถูกแทนด้วยแรงลัพธ์ ตลอดความยาวของเส้น S (ดังรูป 2.1 (b)) แรงลัพธ์นี้จะสมมูลต่อพื้นที่ภายใต้แรงกระจาย (Distributed Loading Curve) และแรงลัพธ์นี้จะทำที่จุดศูนย์กลางของพื้นที่



รูปที่ 2.1 (b) แสดงแรงกระทำที่ผิววัตถุ

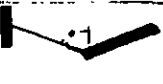
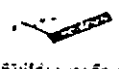


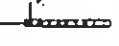



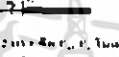
2.1.1.2 แรงจากน้ำหนักวัตถุ (Body Force)

เกิดขึ้นเมื่อวัตถุหนึ่งใช้แรงกระทำกับอีกวัตถุหนึ่ง โดยวัตถุนั้นปราศจากการติดต่อกันโดยตรงระหว่างวัตถุ ตัวอย่างก็คือ ผลของแรงดึงดูดของโลก หรืออำนาจสนามแม่เหล็ก ถึงแม้ว่าแรงของวัตถุจะมีผลต่ออนุภาค (Particle) เล็กๆ ของส่วนประกอบวัตถุแรงเหล่านี้จะถูกแทนด้วยแรงๆเดียว (Single Concentrated Force) ที่กระทำต่อวัตถุ ในกรณีของแรงดึงดูดของโลก เรียกว่า น้ำหนักของวัตถุ โดยกระทำผ่านจุดศูนย์กลาง

2.1.1.3 แรงปฏิกิริยารองรับ (Support Reactions)

แรงที่พื้นผิว (Surface Force) จะถูกกำหนดเป็นจุดรองรับ (Support) ระหว่างวัตถุ ซึ่งถูกเรียกว่า แรงปฏิกิริยา (Reaction) สำหรับโจทย์ ประเภท 2 มิติ เช่น วัตถุอยู่บนพื้นผิวราบ (Coplanar) ดูแรงปฏิกิริยาได้จากตาราง 2.1

ตารางที่ 2.1 แสดงการใช้สัญลักษณ์แทนจุดรองรับ และประเภทของแรงปฏิกิริยาที่ถูกใช้กับโครงสร้าง

ชนิดของการยึด	แรงปฏิกิริยา
 คานยึด	 แรงปฏิกิริยาในแนวตั้งและแนวราบ
 โรลเลอร์	 แรงปฏิกิริยาในแนวตั้งและทิศทาง
 คานยึดแบบตรึง	 แรงปฏิกิริยาในแนวตั้งและแนวราบ, M
 สลลลลลลลล	 แรงปฏิกิริยาในแนวตั้งและทิศทาง, M
 การยึดแบบบอล	 แรงปฏิกิริยาในแนวตั้งและแนวราบ, M , โมเมนต์ในแนวตั้ง, โมเมนต์ในแนวราบ

2.1.2 สมการการสมดุล (Equation of Equilibrium)

ในการหาแก้ปัญหาโจทย์เกี่ยวกับภาวะหรือไหลลทางวิศวกรรม จะใช้หลักการสมดุล ซึ่งมี 2 ลักษณะดังนี้

1. การสมดุลของแรง : วัตถุจะอยู่กับที่ก็ต่อเมื่อ

- ผลรวมของแรงในแนวแกนมีค่าเป็นศูนย์ ($\sum F = 0$)

2. การสมดุลของโมเมนต์ : โมเมนต์จะสมดุลก็ต่อเมื่อ

- ผลรวมของโมเมนต์รอบจุดหมุนของแกนมีค่าเป็นศูนย์ ($\sum M_o = 0$)

ในการคิดค่าภาระของวัตถุใน 3 แกน จะใช้การสมดุลของแรงและโมเมนต์ ดังนี้

- ผลรวมของแรงในแนวแกน X = 0 ($\sum F_x = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Y = 0 ($\sum F_y = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Z = 0 ($\sum F_z = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน X = 0 ($\sum M_x = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Y = 0 ($\sum M_y = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Z = 0 ($\sum M_z = 0$)

ในทางปฏิบัติการหรือไหลล (Loading) บนวัตถุสามารถแทนด้วย Coplanar Force และใช้สมการสมดุลสเกลาร์

ดังนี้

$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum M_o = 0 \quad (2.1)$$

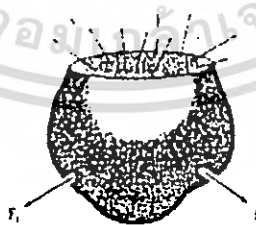
ในที่นี้ O เป็นจุด Origin of Coordinates โมเมนต์จะหมุนรอบแกน Z การนำสมการการสมดุลใช้งานต้องเขียนโคอะแกรมรูปอิสระ (Free – Body – Diagram) ก่อนการหาแรงหรือภาวะภายในที่กระทำ

2.1.3 ภาวะภายใน (Internal Loadings)

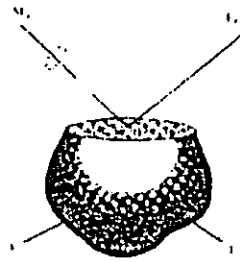
สิ่งที่สำคัญที่สุดของหลักสถิตศาสตร์ (Static) เมื่อนำไปใช้งานจะค้นหาแรงลัพธ์ (Resultant Force) และ โมเมนต์ (Moment) ที่กระทำภายในวัตถุ ซึ่งเป็นสิ่งจำเป็นที่ต้องหาคู่กันเมื่อเกิดภาวะภายใน (Internal Loads) ตัวอย่างรูปที่ 2.2 (a) วัตถุมีแรงภายนอกสี่ทิศทางมากระทำ เพื่อที่จะหาภาวะภายใน ที่กระทำเฉพาะพื้นที่ภายในวัตถุ ใช้วิธีการตัด Sections เพื่อให้วัตถุถูกแบ่งออกเป็นสองส่วน และเขียนโคอะแกรมรูปอิสระ (Free – Body – Diagram) ถ้าพิจารณาภาพตัดรูป 2.2 (a) เมื่อตัด Section และพิจารณาส่วนตัดข้างล่างรูป 2.2 (b) จะเกิดการกระจายของแรงภายในที่กระทำบนพื้นที่ส่วนที่ตัด (Expose Area) แรงเหล่านี้จะทำให้วัตถุสมดุล การกระจายของแรงที่ไม่รู้ค่านัน สามารถใช้หลักการสถิตศาสตร์ หาค่าผลลัพธ์ ของแรงภายใน และ โมเมนต์ได้จากรูป 2.2 (c) แรงลัพธ์ F_R และ โมเมนต์ลัพธ์ M_{RO} เป็นผลลัพธ์ของภาวะภายใน ที่จุด O เท่านั้น



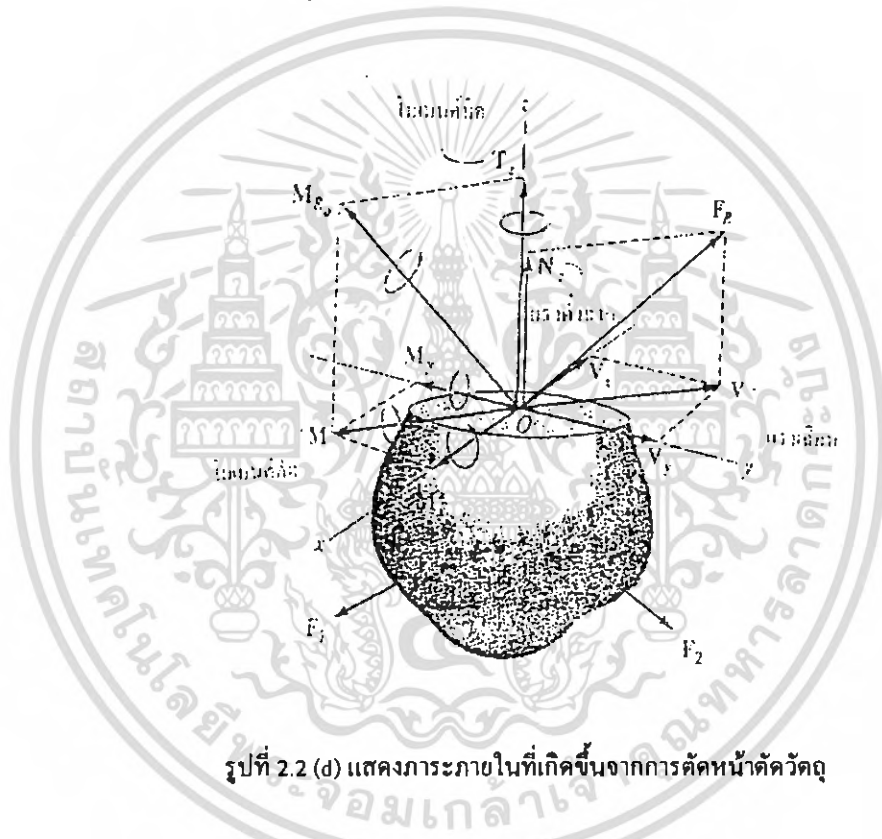
รูปที่ 2.2 (a) วัตถุมีแรงภายนอกสี่ทิศทางมากระทำ



รูปที่ 2.2 (b) แสดงการตัด Section และพิจารณาส่วนตัดด้านล่าง



รูปที่ 2.2 (c) แรงภายใน และ โมเมนต์



รูปที่ 2.2 (d) แสดงภาวะภายในที่เกิดขึ้นจากการตัดหน้าตัดวัตถุ

เนื่องจากการสมดุล และแต่ละส่วนของวัตถุก็สมดุลด้วยตามลำดับ F_R และ M_{RO} สามารถที่จะหาได้โดยการใช้สมการ $\sum F = 0$, $\sum M_o = 0$ เมื่อให้ F_R กระทำผ่านจุด O ถึงแม้ว่าการคำนวณค่าจะไม่ขึ้นอยู่กับตำแหน่งที่ตั้งของจุด O นี้ อีกทางหนึ่ง M_{RO} ขึ้นอยู่กับตำแหน่งที่ตั้งของจุด O เนื่องจากแขนของโมเมนต์ต้องมีขอบเขตจาก O ไปยังเส้นที่แรงแต่ละแรงกระทำบนโคะแกรมรูปอิสระ ผลลัพธ์จะถูกแสดงที่จุด O ซึ่งเป็นจุดศูนย์กลางถ่วง (Centroid) ของพื้นที่หน้าตัด ปกติแล้วจุด O จะตั้งฉากกับ Longitudinal Axis ของ Member

ต่อมาจะแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างแรงลัพธ์ภายในและ โมเมนต์ที่เกิดขึ้นจากการกระจายของแรงบนพื้นที่หน้าตัดรูป 2.2 (b) และส่วนประกอบของแรง F_R และ โมเมนต์ M_{RO} ที่กระทำตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัดภายในระนาบ

ของพื้นที่ที่ถูกพิจารณา ด้าดังแกน x, y, z ขึ้นจากจุดกำเนิด O ดังแสดงในรูป 2.2 (d) เมื่อแรง F_R และโมเมนต์ M_{RO} สามารถแก้ปัญหาได้โดยใช้ Three Components และมี Loadings 4 แบบ ที่แตกต่างกันดังนี้

- N_z คือ Normal Force เป็นแรงที่กระทำตั้งฉากกับพื้นที่แรงนี้จะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาผลักหรือดึงให้วัตถุแยกออกเป็น 2 ส่วน
- V คือ Shear Force เป็นแรงเฉือน ซึ่งหาจากสมการ $V = V_x + V_y$ เส้น Shear Force อยู่ใน plane ของพื้นที่หน้าตัด
- T_z คือ Torsional Moment เป็น โมเมนต์บิดหรือทอร์ก (Torque) เมื่อมีภาระภายนอก (External Load) มาบิดวัตถุ
- M คือ Bending Moment เป็น โมเมนต์คด ซึ่งค่า $M = M_x + M_y$

ฉะนั้น

$$F_R = N_z + V \quad (2.2)$$

และ

$$M_{RO} = M + T_z \quad (2.3)$$

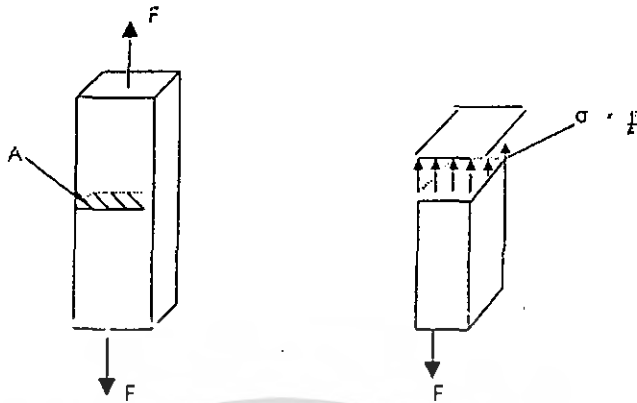
ในที่นี้การแทนโมเมนต์ (Moment) หรือทอร์ก (Torque) แสดงในมิติ 3 มิติ และใช้สัญลักษณ์ Curl เข้าช่วย โดยใช้กฎหัวแม่มือขวา ซึ่ง หัวแม่มือแทนหัวลูกศร (Arrow Head) ของ Vector และนิ้วทั้งสี่ที่เหยียดหรือ Curl เป็นทิศทางหมุน (Rotation)

ตัวที่ไม่รู้ค่า (Unknown) ในส่วนประกอบ x, y, z ของแรงและ โมเมนต์ดังแสดงในรูป 2.2 (d) สามารถหาค่าได้จากสมการ 6 สมการ ($\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum F_z = 0, \sum M_x = 0, \sum M_y = 0, \sum M_z = 0$)

2.2 ความเค้นและความเครียด (Stress and Strain)

ในการออกแบบ คำนวณ โครงสร้าง หรือเครื่องจักรกลต่างๆ มีความจำเป็นอย่างมากที่จะต้องรู้ค่าของแรงภายนอกหรือภาระภายนอก (External Forces or External Loads) ที่วัตถุต้องรับและในการหาค่าแรงภายนอกที่มากระทำกับวัตถุที่ต้องการออกแบบนี้ จำเป็นต้องใช้ในการสมดุลแรงในหลักสถิต (Static) แรงภายนอก ที่กระทำต่อวัตถุส่งผลให้เกิดแรงภายในหรือภาระภายใน (Internal Forces or Internal Loads) ในวัตถุ แรงในวัตถุนี้จะเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้วัตถุเกิดความเสียหายและพังทลาย โดยขนาดของวัตถุก็เป็นอีกสาเหตุที่สำคัญที่จะทำให้วัตถุเกิดความเสียหายหรือคงทนอยู่ได้ ดังนั้นในการพิจารณาแรงภายในกับพื้นที่หน้าตัดของวัสดุ จึงเป็นสิ่งสำคัญที่จะบ่งบอกว่าวัสดุนั้นมีความเหมาะสมหรือไม่ที่จะนำมาทำการสร้างเครื่องจักรที่กำลังทำการออกแบบอยู่ แรงภายในต่อพื้นที่หน้าตัดของวัตถุ หรือความเข้มข้นของแรงที่แผ่กระจายตลอดพื้นที่หน้าตัดขวางของวัตถุ เรียกว่า ความเค้นใช้สัญลักษณ์ σ (sigma) และความเค้นในท่อนวัตถุซึ่งมีพื้นที่หน้าตัด A ภายใต้แรงกระทำ F ตามแนวแกนดังรูป 3.1 หาได้โดยนำพื้นที่หน้าตัดขวาง ซึ่งตั้งฉากกับแนวแกนไปหารแรงกระทำ

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$



รูปที่ 2.3 ความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวาง

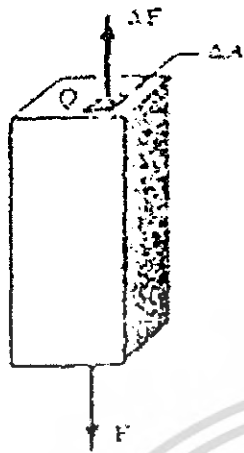
2.2.1 ความเค้นตั้งฉาก (Normal Stress)

จากรูป 2.3 มีแรงสองแรงกระทำที่ปลายทั้งสองข้าง กำหนดให้แรงทั้งสองมีขนาดเท่ากัน และกระทำตามแนวแกนแท่งของวัตถุ เรียกว่าแท่งวัตถุนั้นอยู่ภายใต้แรงกระทำตามแนวแกน พื้นที่หน้าตัดขวางของแท่งวัตถุที่ใช้หาความเค้นหรือความเข้มของแรงจะตั้งฉากกับแนวแกนของแท่งวัตถุ ดังนั้นความเค้นจึงตั้งฉากกับระนาบพื้นที่หน้าตัด เรียกความเค้นนี้ว่าความเค้นตั้งฉาก (Normal Stress); ตามสมการ (2.4) ค่า σ เป็นค่าที่ได้จากการนำพื้นที่หน้าตัดขวางไปหารแรงกระทำตามแนวแกน ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยของความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวาง ไม่ใช่ความเค้นเฉพาะจุดบนพื้นที่หน้าตัดขวาง

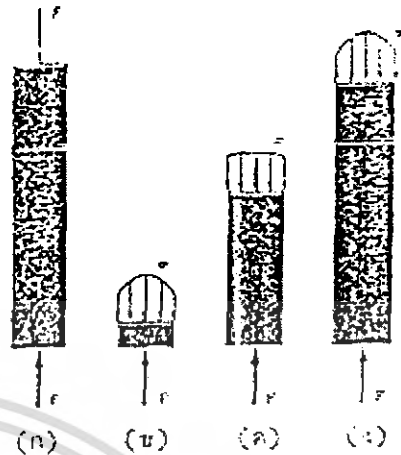
ในการหาความเค้นที่จุด Q ของพื้นที่หน้าตัดขวางควรพิจารณาพื้นที่เล็กๆ ΔA ตามรูป 2.4 ให้ ΔF หารด้วย ΔA จะได้ความเค้นเฉลี่ยบนพื้นที่ ΔA ให้ ΔA เข้าใกล้ศูนย์ ได้ความเค้นที่ Q

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2.5)$$

ความเค้นที่ได้ที่จุด Q นั้นต่างจากความเค้นเฉลี่ยที่ได้จากสมการ (2.4) ความเค้นที่จุดต่างๆ จะไม่เท่ากันทุกจุดบนพื้นที่หน้าตัดขวาง ในแท่งวัตถุยาวที่ถูกแรง F อีกที่ปลายทั้งสองข้างดังรูป 2.5 (ก) ความแตกต่างของความเค้นจะต่างกัมน้อยบนพื้นที่หน้าตัดขวางที่ห่างไกลจากจุดที่แรงกระทำดังรูป 2.5 (ค) และต่างกันมากบนพื้นที่หน้าตัดขวางที่อยู่ใกล้จุดที่แรงกระทำดังรูป 2.5 (ข) และรูป 2.5 (ง)



รูปที่ 2.4 ความเค้นเฉยเฉพาะจุด



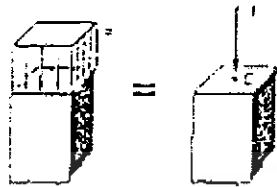
รูปที่ 2.5 การแผ่กระจายของความเค้น

ตามสมการ (2.5) ขนาดของแรงลัพธ์ คือ

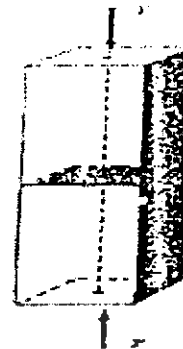
$$\int dF = \int_A \sigma dA \quad (2.6)$$

ความเค้นเฉลี่ยบนทุกๆ พื้นที่หน้าตัดขวางตลอดความยาวเท่ากันและเท่ากับความเค้นเฉลี่ยที่เกิดจากแรง F ที่ปลายทั้งสอง ซึ่งสามารถหาได้กัวยหลักของสถิติศาสตร์ การแผ่กระจายของความเค้นแนวตั้งฉากที่แปรเปลี่ยนไปตามพื้นที่หน้าตัดขวางของแท่งวัตถุ นั้น ไม่สามารถหาได้โดยใช้หลักสถิติศาสตร์ การที่จะหาการแผ่กระจายของความเค้นดังกล่าวจะต้องพิจารณาถึงผลของการเปลี่ยนรูปของอนุภาคอันเนื่องมาจากวิธีการกระทำของแรงที่ปลายแท่งวัตถุ

ในทางปฏิบัติ สมมติว่าความเค้นตามแนวตั้งฉากแผ่กระจายสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดขวาง ค่าความเค้น σ จึงเท่ากับ σ_{ave} ซึ่งหาได้จากสมการ (2.4) เมื่อสมมติว่าการแผ่กระจายของความเค้นสม่ำเสมอ แรงภายในก็แผ่กระจายสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดขวางด้วย ตามหลักสถิติศาสตร์เบื้องต้นแรงรวมหรือแรงลัพธ์ F จะต้องอยู่ที่จุดศูนย์กลางของพื้นที่หน้าตัดขวาง (Centroid ; C) ดังรูป 2.6 แสดงว่าความเค้นจะแผ่กระจายสม่ำเสมอหาพื้นที่หน้าตัดขวางที่พิจารณาคความเค้นนั้นๆ ดังรูป 2.7 แรงแบบนี้เรียกว่า Centric Loading จะพบในชิ้นส่วนที่รับแรงสองแรงจำพวกโครงเครื่องกล และโครงสร้างที่ต่อกันด้วยสลักค้ำโครงสร้างในรูป 2.3 เป็นต้น



รูปที่ 2.6 แสดงการแผ่กระจายของความเค้น



รูปที่ 2.7 แรงที่กระทำผ่านศูนย์กลางแท่ง

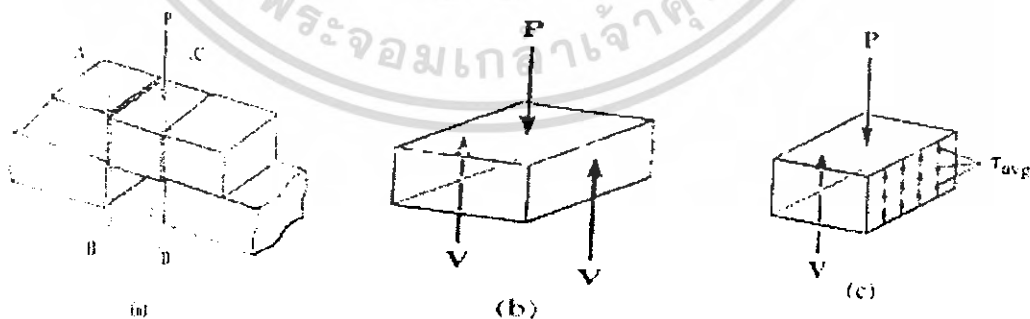
2.2.2 ความเค้นเฉือนเฉลี่ย (Average Shearing Stress)

ความเค้นเฉือน เป็นความเค้นที่เกิดจากแรงภายใน กระทำในทิศทางขนานกับพื้นที่หน้าตัด โดนตลอดทั้งพื้นที่หน้าตัดจะมีความเค้นเฉลี่ยเท่ากันทั้งหมด ไม่ว่าจะอยู่ตำแหน่งใดของพื้นที่หน้าตัด ดังรูป 2.8 จะ ได้สมการดังนี้

$$\tau_{avg} = \frac{V}{A} \quad (2.7)$$

กำหนดให้

- τ_{avg} หมายถึงความเค้นเฉือนเฉลี่ยที่หน้าตัด
- V หมายถึงผลลัพธ์แรงเฉือนภายในที่หน้าตัดหาจากสมการ การสมดุล
- A หมายถึง พื้นที่หน้าตัดที่แรงเฉือนผ่าน



รูปที่ 2.8 แสดงความเค้นเฉือนเฉลี่ยที่เกิดขึ้นกับพื้นที่หน้าตัดขวาง

2.2.2.1 ความเค้นอนุญาต (Allowable Stress)

เป็นความเค้นที่อนุญาตให้ใช้งานได้ โดยชิ้นงานไม่เกิดความเสียหาย ซึ่งจะเผื่อค่าความปลอดภัยไว้ (Factor of Safety) ซึ่งตัวคูณค่าความปลอดภัยนี้ สามารถหาค่าได้จากสูตร ดังต่อไปนี้

$$\text{ตัวคูณค่าความปลอดภัย} = N = \frac{\text{ภาวะสูงสุด}}{\text{ภาวะอนุญาต}} = \frac{\text{ความเค้นสูงสุด}}{\text{ความเค้นอนุญาต}} \quad (2.8)$$

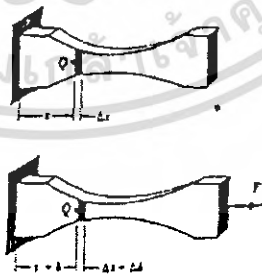
ตัวคูณค่าความปลอดภัยนี้เป็นสิ่งหนึ่งที่สำคัญมากสำหรับวิศวกรที่ต้องตัดสินใจเลือกใช้ในการออกแบบ ถ้าเลือกใช้ค่าตัวคูณความปลอดภัยน้อย ความปลอดภัยของชิ้นส่วนเครื่องจักรกลและโครงสร้างก็จะต่ำอาจก่อให้เกิดอันตรายได้ขณะใช้งาน ถ้าเลือกใช้ค่าตัวคูณความปลอดภัยค่าสูงก็จะสิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายสูงหรืออาจใช้ประโยชน์ได้ไม่เต็มที่ ทำให้น้ำหนักของเครื่องปั้นที่ออกแบบเพิ่มขึ้น

2.2.3 ความเครียด (Strain)

2.2.3.1 ความเครียดตั้งฉากภายใต้แรงคานแนวแกน (Normal Strain under Axial Loading)

สำหรับแท่งวัตถุที่มีหน้าตัดขวางคงที่ ความเค้นถือว่าเท่ากันตลอดความยาว สามารถหาความเครียดได้จากอัตราส่วนของระยะยืดต่อความยาวเดิมได้เลย ในกรณีที่พื้นที่หน้าตัดเปลี่ยนไปตามความยาว ความเค้นก็จะเปลี่ยนไปตามความยาวด้วย สามารถหาความเครียดที่จุดใดๆ ที่ Q ได้โดยพิจารณาชิ้นส่วนเล็กๆ ยาว Δx ตามรูป 2.9 ชิ้นส่วนดังกล่าว จะยืดออกเป็นระยะ $\Delta \delta$ ภายใต้แรง F จะได้ความเครียดตั้งฉากที่จุด Q

$$\epsilon = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta \delta}{\Delta x} = \frac{d\delta}{dx} \quad (2.9)$$



รูปที่ 2.9 วัตถุภายใต้แรงดึงที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่

ในกรณีที่แท่งวัตถุยาว L มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ความเครียดจะคงที่ ซึ่งทราบแล้วว่าเท่ากับระยะยืดทั้งหมดหารด้วยความยาวเดิมทั้งหมด

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2.10)$$

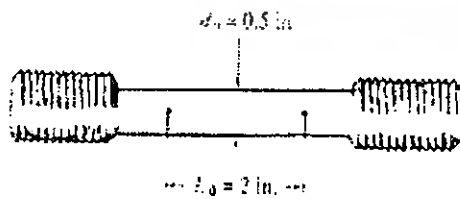
ความเครียด ไม่มีหน่วยเนื่องจากหน่วยของระยะยืดและความยาวเดิมของแท่งวัสดุเป็นหน่วยเดียวกันทำให้ไม่มีหน่วย ไม่ว่าในระบบ SI หรือแบบอังกฤษค่าความเครียดจะมีตัวเลขเหมือนกันเท่ากันทุกประการ

2.2.3.2 คุณสมบัติทางกลของวัสดุ (Mechanical Properties of Material)

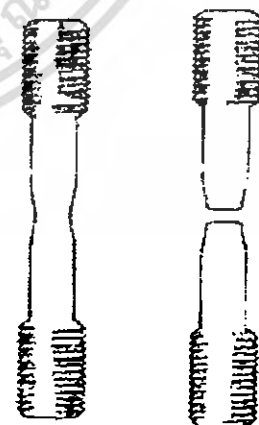
ความแข็งแรงของวัสดุขึ้นอยู่กับความสามารถในการรับภาระ (Load) โดยปราศจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง หรือปราศจากความเสียหาย คุณสมบัตินี้มีอยู่ในเนื้อของวัสดุเอง และสามารถหาได้โดยการทดสอบ มีวิธีการทดสอบอยู่หลายวิธีที่จะประเมินค่าความแข็งแรงของวัสดุ ภายใต้ภาระซึ่งสมาคมของประเทศอเมริกา มีชื่อเรียกว่า สมาคมวัสดุและทดสอบแห่งอเมริกา (American Society for Testing and Material) มีชื่อเรียกย่อว่า ASTM ได้มีการทดสอบวัสดุ ซึ่งเป็นที่ยอมรับกันทั่วไป

การทดสอบคุณสมบัติทางกลของวัสดุ สามารถทดสอบแรงดึง (Tension) หรือแรงอัด (Compression) ซึ่งเป็นการหาความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นปกติเฉลี่ย (Average Normal Stress) และความเครียดปกติเฉลี่ย (Average Normal Strain) เช่น โลหะ เซรามิก พอลิเมอร์ และ โลหาสวม การทดสอบนี้จะทดสอบชิ้นงาน (Specimen) ของวัสดุที่ถูกทำขึ้นเป็นรูปและขนาดเป็นมาตรฐาน (Standard shape and size) ก่อนการทดสอบจะต้องมีการทำเครื่องหมาย 2 จุดที่กำหนดความยาวของชิ้นทดสอบ เครื่องหมายนี้จะอยู่ห่างจากปลายทั้งสองของชิ้นทดสอบ (Specimen) เพราะว่าการกระจายความเครียดที่ด้านปลาย บางทีอาจจะสลับซับซ้อนเนื่องจากถูกจับยึดแน่น เมื่อมีการใส่ภาระเข้าไป การวัดจะถูกกระทำตั้งแต่พื้นที่หน้าตัดของวัสดุชิ้นงานทดสอบ (Cross Section Area, A_0) และความยาวเกจของชิ้นงานทดสอบ (Gauge Length Distance, L_0) ระหว่างเครื่องหมายที่กำหนด (mark) ดังตัวอย่าง ชิ้นงานทดสอบใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $d_0 = 0.5$ นิ้ว และความยาวเกจ (L_0) = 2 นิ้ว การใส่ภาระเป็นภาระตามแนวแกนและต้องไม่ทำให้ชิ้นงานโค้งงอ

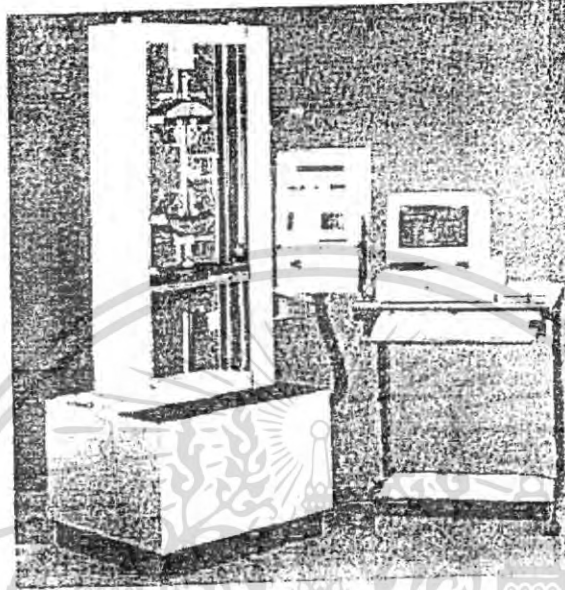
ปกติปลายของชิ้นทดสอบจะถูกยึดแบบ Ball และ Socket Joint ดังชิ้นทดสอบข้างล่างนี้



รูปที่ 2.10 (a) รูปแสดงชิ้นทดสอบ



รูปที่ 2.10 (b) รูปแสดงชิ้นทดสอบที่เสียหาย



รูปที่ 2.10 (c) รูปแสดงเครื่องทดสอบการดึง (รูปจากบริษัท Testometric ประเทศอังกฤษ)

2.2.4 ไดอะแกรมความเค้น – ความเครียด (Stress – Strain Diagram)

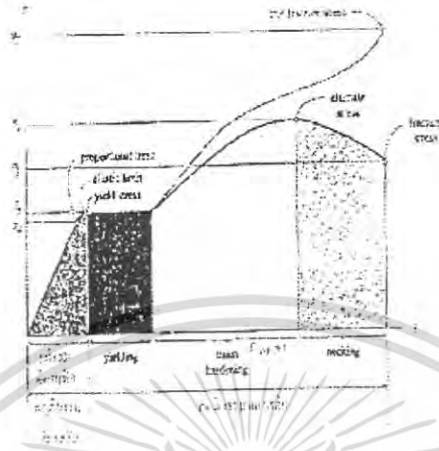
จากข้อมูลของการทดสอบแรงดึง และแรงอัด สามารถคำนวณค่าต่างๆที่เกิดจากความเค้นและความเครียด ในชิ้นที่ทดสอบ และสามารถพล็อตค่าผลลัพธ์ออกมาเป็นกราฟที่เรียกว่า ไดอะแกรมความเค้น – ความเครียด (Stress – Strain Diagram)

จาก
$$\sigma = \frac{F}{A_0}$$

และ
$$\epsilon = \frac{\delta}{L_0}$$

เมื่อนำค่าความเค้นและความเครียดมาได้จากกราฟดึงวัสดุเหนียวไปพล็อตกราฟ แสดงความสัมพันธ์กันและกันจะได้ ไดอะแกรมความเค้นและความเครียดดังนี้

พฤติกรรมอีลาสติก (Elastic Behavior) : ชิ้นงานจะถูกยืดแล้วกลับคืนมาที่ตำแหน่งเดิมได้อีกเมื่อเอาภาระออกช่วง นี้เป็นช่วง อีลาสติก (Elastic)



รูปที่ 2.11 ไดอะแกรมแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นที่เป็นจริงกับความเครียด (สำหรับวัสดุเหนียว)

การคราก (Yielding) เป็นช่วงที่วัสดุเปลี่ยนรูปร่างอย่างถาวร ซึ่งช่วงนี้มีค่าความเค้นครากคงที่
 สเตรน ฮาร์ดเนนิง (Strain Hardening) : เมื่อเกิดการคราก (Yielding) และใส่ภาระไปอีก กราฟส่วนโค้งจะเพ่งสูงขึ้น
 อย่างต่อเนื่องจนถึงจุดความเค้นสูงสุด (Ultimate Stress, σ_u) กราฟส่วนโค้งนี้
 เรียกว่า Strain Hardening จุดนี้พื้นที่หน้าตัดจะลดลง
 เนคคิง (Necking) : ที่ความเค้นสูงสุด (Ultimate Stress) พื้นที่หน้าตัดของชิ้นงานจะลดลงเรียกว่า คอ
 (neck) และแรงจะกระทำจนกระทั่งวัสดุขาด

สัญลักษณ์ จากรูปไดอะแกรมความเค้นความเครียด อธิบาย ได้ดังนี้

- σ_{pl} (Proportional Stress) หมายถึง ความเค้นที่เกิดขึ้นจากการออกแรงดึงวัสดุ ซึ่งความเค้นจะแปรผันเป็นเส้นตรงกับ
ความเครียดตลอดเวลา ณ ตำแหน่งนี้เป็นเส้นตรงตำแหน่งสุดท้าย
- σ_y (Yield Stress) หมายถึง ความเค้นคราก
- σ_u (Ultimate Stress) หมายถึง ความเค้นสูงสุด บางครั้งเรียกว่า Peak Stress
- σ_f (Fracture Stress) หมายถึง ความเค้นที่ทำให้วัสดุขาดหรือเสียหาย

2.2.4.1 พฤติกรรมความเค้น และความเครียดของวัสดุเหนียวและวัสดุเปราะ

กรณีที่เป็นวัสดุเหนียว (Ductile Material) เมื่อนำวัสดุเหนียวมาทดสอบแรงดึง จะให้ความสัมพันธ์ดังไดอะแกรม
 ที่กล่าวมาแล้วข้างต้น วัสดุที่ใช้ทดสอบจะมีการยืดตัวตามแนวแกนและหดตัวของหน้าตัดในแนวข้าง ซึ่งสามารถหาค่า
 เปอร์เซ็นต์การยืดตัว และเปอร์เซ็นต์การหดตัวได้ดังนี้

$$\text{เปอร์เซ็นต์การยืดตัว (Percent Elongation)} = \frac{L_f - L_0}{L_0} \times (100\%) \quad (2.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยกำหนด L_f หมายถึง Length of Fracture ซึ่งเป็นค่าความยาวสุดท้ายก่อนวัสดุขาด

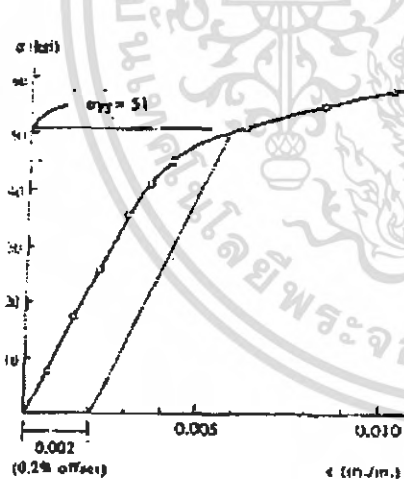
L_0 หมายถึง Length of Origin ซึ่งเป็นความยาวเริ่มต้น

$$\text{เปอร์เซ็นต์การหดตัวของหน้าตัด (Percent Elongation)} = \frac{A_o - A_f}{A_f} \times (100\%) \quad (2.12)$$

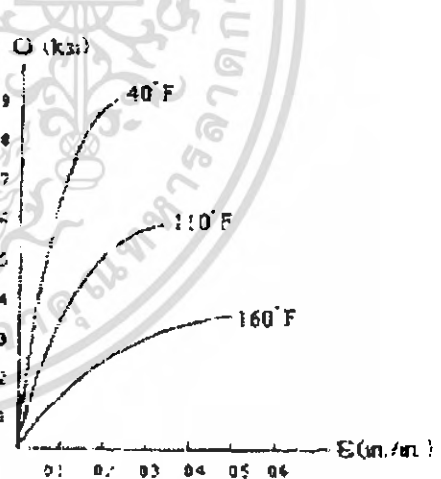
โดยกำหนด A_0 หมายถึง Area of Origin ซึ่งเป็นค่าพื้นที่หน้าตัดเริ่มต้น

A_f หมายถึง Area of Fracture ซึ่งเป็นพื้นที่หน้าตัดก่อนขาด

ในกรณีที่เป็นเหล็กเหนียว (Mild Steel) ค่าเปอร์เซ็นต์การยืดตัวจะมีค่าประมาณ 38% และเปอร์เซ็นต์การหดตัวจะมีค่าประมาณ 60% กรณีเป็นวัสดุเปราะ (Brittle Material) เมื่อนำวัสดุเปราะมาดึง เช่น อลูมิเนียม เหล็กหล่อสีเทา เป็นต้น จะไม่สามารถหาค่าจุดครากของวัสดุได้ เนื่องจากจะเกิดการขาดอย่างรวดเร็ว ดังนี้ จึงหาค่าจุดครากด้วยวิธีออฟเซต (Offset Method) โดยวัสดุเปราะทั่วไปจะใช้ค่า 0.2% offset โดยคิดที่แกนของความเครียดที่ตำแหน่ง 0.002 ของค่าความเครียดแล้วลากเส้นตรงจากตำแหน่งนั้นให้ขนานขึ้นไปกับกราฟที่พล็อตไว้ โดยให้ขนานกับกราฟช่วงที่เป็นเส้นตรงไปตัดกราฟ จุดที่ตัดคือ จุดคราก (Yield) ดังรูป 2.12 นอกจากนี้ ค่าความเค้นของวัสดุยังขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของวัสดุด้วย ถ้าวัสดุมีอุณหภูมิสูงขึ้นค่าความเค้นจะลดลง ดังรูป 2.13



รูปที่ 2.12 แสดงการหาค่าความเค้นครากของวัสดุเปราะ (อลูมิเนียม)



รูปที่ 2.13 แสดงค่าความเค้นของวัสดุเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

2.2.4.2 กฎของฮุก (Hooke's Law)

กฎของฮุกเป็นการหาค่าโมดูลัสความยืดหยุ่น (Modulus of Elastic) ซึ่งค่าโมดูลัสยืดหยุ่นนี้หาจากสัดส่วนระหว่างค่าความเค้นต่อความเครียดของวัสดุนั้นๆ เมื่อมีแรงมากระทำ ดังสมการ

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (2.13)$$

โดยกำหนด E หมายถึง โมดูลัสความยืดหยุ่น (Modulus of Elastic หรือ Young's Modulus)

ค่าของ E นั้นมีค่าคงที่เสมอเฉพาะในช่วงของกราฟเส้นตรงจาก 0 ถึงจุด Proportional Limit เท่านั้น

2.2.4.3 อัตราส่วนของพิวซอง (Poisson Ratio)

วัตถุเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึงหรือแรงอัดก็ตาม ขนาดด้านข้างจะเปลี่ยนแปลงด้วย เมื่ออยู่ภายใต้แรงอัดขนาดด้านข้างจะโตขึ้น แต่ถ้าอยู่ภายใต้แรงดึงขนาดทางด้านข้างจะเล็กลง ซึ่งแสดงว่าเมื่อออกแรงดึงตามแนวแกนทำให้เกิดความเค้นและความเครียดตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัดขวาง แล้วยังเกิดความเค้น และความเครียดทางด้านข้างด้วย วัสดุที่เป็นเนื้อเดียวกันตลอดและมีความเครียดด้านข้างในแนวแกนถือได้ว่าเท่ากัน



รูปที่ 2.14 ขนาดทางด้านข้างของวัตถุเล็กลงเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึง

อัตราส่วนของความเครียดทางด้านข้าง (Lateral Strain : ϵ_y, ϵ_z) ต่อกความเครียดตามแนวยาว (Axial Strain : ϵ_x) เรียกว่าอัตราส่วนของพิวซอง ใช้สัญลักษณ์ ν (nu)

$$\nu = \frac{\text{Lateral Strain}}{\text{Axial Strain}} \quad (2.14)$$

หรือ

$$\nu = -\frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} = -\frac{\epsilon_z}{\epsilon_x} \quad (2.15)$$

แต่

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_x}{E}$$

ฉะนั้น

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\frac{\nu\sigma_x}{E} \quad (2.16)$$

2.3 แรงเฉือนและโมเมนต์คดในคาน (Shear Force and Bending Moments in Beams)

2.3.1 การคด (Bending)

เมื่อคานมีแรงกระทำ คานจะเกิดการคด (Bending) สิ่งเหล่านี้จะมีความสำคัญต่อโครงสร้างทางวิศวกรรม ในหัวข้อนี้จะหาความเค้นในคานหรือโครงสร้าง ซึ่งเป็นผลมาจากการคดของคาน เริ่มต้นจะอธิบายถึงการกำหนดเครื่องหมายที่ใช้ในไดอะแกรมแรงเฉือน และไดอะแกรมโมเมนต์คดสำหรับคานหรือเฟลา ไดอะแกรมแรงเฉือนจะใช้สำหรับหาค่าโมเมนต์คดในคานหรือเฟลา สิ่งแรกจะพิจารณาโครงสร้างที่เป็นเส้นตรงและพื้นที่หน้าตัดสมมาตรสม่ำเสมอ และเป็นวัตถุที่มีคุณสมบัติเป็น Homogeneous Linear Elastic ต่อจากนั้น จะศึกษาถึงการคดของวัตถุที่เป็นหน้าตัดไม่สมมาตร และวัสดุที่ทำจากวัสดุต่างๆ ประกอบกัน การพิจารณาจะพิจารณาโครงสร้างที่เป็นส่วนโค้งด้วย

2.3.2 ประเภทของคาน (Beam)

คานที่ใช้กันโดยทั่วไป แบ่งออกเป็น 2 ประเภท ดังนี้

2.3.2.1 คานประเภทคิเทอร์มินเนต (Determinate Beam)

เป็นคานประเภทที่สามารถหาค่าแรงปฏิกิริยาของคานได้ โดยวิธีสมดุล โมเมนต์รอบแกนของคานได้ ประเภทนี้ตัวแปรของแรงปฏิกิริยาที่ไม่ทราบค่า จะมีค่าเท่ากับสมการที่ตั้งขึ้นตามกฎข้อที่หนึ่งของนิวตัน ซึ่งคานประเภทนี้ ได้แก่ คานที่มีจุดรองรับแบบง่าย (Simple Support) คานปลายยื่น (Cantilever Beam), คานแบบแขวน (Overhanging Beam) ดังรูป 2.15



(a) คานที่มีจุดรองรับแบบง่าย



(b) คานปลายยื่น



(c) คานแบบแขวน

รูปที่ 2.15 แสดงรูปของคานประเภท คิเทอร์มินเนต

2.3.2.2 คานประเภทอินดีเทอร์มิเนต (Indeterminate Beam)

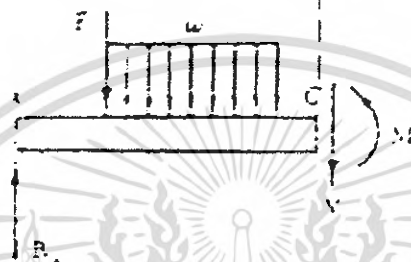
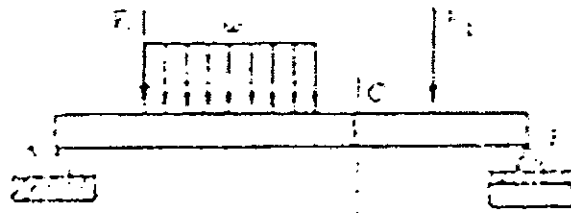
เป็นคานประเภทที่ไม่สามารถ หาค่าแรงปฏิกิริยาของคานได้ โดยวิธีสมดุลโมเมนต์รอบแกนของคานโดยวิธีธรรมดา ต้องใช้ทฤษฎีของสามโมเมนต์ (Three Moment) หรือใช้วิธีการหาแรงปฏิกิริยาจากค่าของระยะโค้ง และค่ามุมความชันของคาน แล้วนำไปสู่ค่าของแรงปฏิกิริยาของคาน ซึ่งคานประเภทนี้ ได้แก่ คานที่มีจุดยึดทั้งสองข้าง (Double End Fixed) หรือคานปลายยื่น แต่มีจุดรองรับที่ปลายยื่น (Restrained Beam) และคานต่อเนื่อง (Continuous Beam) ดังรูป 2.16



รูปที่ 2.16 แสดงรูปของคานประเภท อินดีเทอร์มิเนต

2.3.3 แผนผังแรงเฉือนและโมเมนต์คัต (Shearing Force and Bending Moment Diagrams)

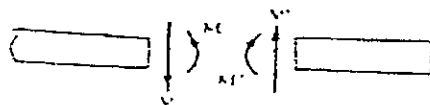
การหาค่าสูงสุดของแรงเฉือนและ โมเมนต์คัตในคานนั้นวิธีที่สะดวกก็คือกำหนดจุดของแรงเฉือนและ โมเมนต์คัตเทียบกับระยะ X ที่วัดจากปลายหนึ่งของคาน ซึ่งค่าสูงสุดของแรงเฉือนและ โมเมนต์คัตนี้ใช้ในการออกแบบคานให้สามารถรับภาระที่ต้องการได้โดยปลอดภัย และค่าของ M ที่แปรไปตามระยะ X นี้ยังใช้ในการเขียนเบนของคานในบทต่อไปอีกด้วยแผนผังแรงเฉือนและ โมเมนต์คัตหาได้โดยการหาแรงเฉือน V และ โมเมนต์คัต M ที่จุดใดๆของคานจากการตัดคานตรงจุดที่ต้องการและพิจารณาชิ้นส่วนของคานแต่ละส่วนในสภาพสมดุล ดังรูป 2.17



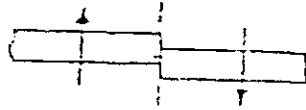
รูปที่ 2.17 แสดงการพิจารณาชิ้นส่วนของคานแต่ละส่วนในสภาพสมดุล

เครื่องหมายของ V และ M ให้ยึดหลักในการกำหนดตามที่ได้อธิบายมาแล้วในบทต้นๆ แรงเฉือน V และ โมเมนต์คด M ที่จุดที่พิจารณาของคานเป็นบวกเมื่อแรงภายในและ โมเมนต์คดภายในกระทำบนแต่ละส่วนของคานโดยตรงดังรูป 2.18 (ก) โดยจำง่าย ๆ ว่า

- 1) แรงเฉือนที่ C เป็นบวกเมื่อแรงภายนอก (แรงกระทำและแรงปฏิกิริยา) ที่กระทำบนคานมีแนวโน้มที่จะเคลื่อนคานออกจากกันดังรูป 2.18 (ข)
- 2) โมเมนต์คดที่ C เป็นบวกเมื่อแรงภายนอกกระทำบนคานมีแนวโน้มที่จะตัดคาน ดังแสดงในรูป 2.18 (ค)



รูปที่ 2.18 (ก) แรงเฉือนและ โมเมนต์คดเป็นบวก



รูปที่ 2.18 (ข) ผลของแรงภายนอก แรงเฉือนเป็นบวก



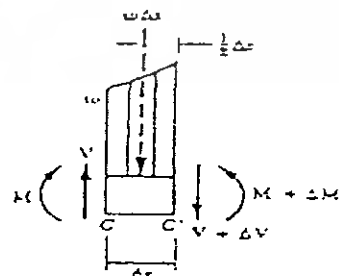
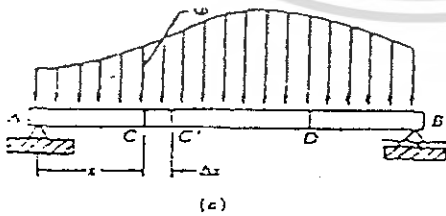
รูปที่ 2.18 (ค) ผลของแรงภายนอก โมเมนต์คดเป็นบวก

2.3.4 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกระทำ แรงเฉือนและโมเมนต์คด (Relation among Load, Shearing and Bending Moment)

วิธีการหาแรงเฉือนและ โมเมนต์คดตามที่ได้กล่าวผ่านมาแล้วนั้นค่อนข้างยุ่งยากมากที่จะใช้กับคานที่มีแรงกระทำแบบเป็นจุดมากกว่าสองหรือสามแรงขึ้นไป หรือเมื่อมีแรงกระทำแบบแผ่กระจายไปตามคาน การสร้างแผนผังแรงเฉือน โดยเฉพาะแผนผังโมเมนต์คดจะยุ่งยากขึ้น ถ้าทราบความสัมพันธ์ระหว่างแรงที่กระทำต่อคาน แรงเฉือน และ โมเมนต์คดที่กำลังพิจารณา

มาพิจารณาคานซึ่งมีจุดรองรับสองจุดที่ปลายทั้งสองของคาน (Simply Supported Beam) AB มีแรงแผ่กระจายอยู่บนคาน w ต่อหนึ่งหน่วยความยาวดังรูป 2.19 (ก) และให้ C และ C' เป็นจุดบนคาน ห่างกันเป็นระยะ Δx แรงเฉือนและ โมเมนต์คดที่ C แทนด้วย v และ M ตามลำดับและสมมติว่าเป็นบวกแรงเฉือนและโมเมนต์คดที่ C' แทนด้วย $v + \Delta v$ และ $M + \Delta M$

ตัดส่วนของคาน CC' ออกมาพิจารณาในลักษณะของวัตถุอิสระดังรูป 2.19 (ข) แรงที่กระทำบนวัตถุอิสระประกอบด้วยแรงกระทำขนาด $w\Delta x$ แรงภายในและ โมเมนต์ภายในที่ C และ C' เมื่อสมมติว่าแรงเฉือนและ โมเมนต์เป็นบวก แรงเฉือนและ โมเมนต์จะกระทำกับคาน ดังรูป



รูปที่ 2.19 (ก) พิจารณาคานซึ่งมีจุดรองรับสองจุดที่ปลายทั้งสองของคาน รูปที่ 2.19 (ข) แรงที่กระทำบนวัตถุอิสระ

ความสัมพันธ์ ระหว่างแรงกระทำและแรงเฉือน หาได้โดยเขียนผลรวมของแรงกระทำในแนวตั้งบนวัตถุอิสระ CC' เท่ากับศูนย์

$$\Sigma F_y = 0 ; v - (v + \Delta v) - w \Delta x = 0$$

$$\Delta v = -w \Delta x$$

หารด้วย Δx และให้ Δx เข้าสู่ศูนย์ได้

$$\frac{dV}{dx} = -w \quad (2.17)$$

จากสมการ (2.17) แสดงว่าความชันของแรงกระทำตามรูป 2.19 (ก) ความชัน (Slope) $\frac{dV}{dx}$ ของเส้นโค้งแรงเฉือนเป็นลบ ค่าทางตัวเลขของความชันที่จุดใดๆ เท่ากับแรงกระทำต่อหนึ่งหน่วยความยาวที่จุดนั้น

Integrate สมการ (2.17) ระหว่างจุด C และ D ได้

$$V_D - V_C = - \int_C^D w dx \quad (2.18)$$

$$V_D - V_C = - (\text{พื้นที่ใต้เส้นโค้งของแรงกระทำระหว่าง C และ D}) \quad (2.19)$$

สังเกตผลที่ได้มานี้สามารถหาได้โดยพิจารณาสมดุลของคานช่วง CD เมื่อพื้นที่ใต้เส้นโค้งแทนแรงกระทำทั้งหมดในช่วง CD

พิจารณาสมการ (2.17) จะพบว่าใช้ไม่ได้กับแรงที่กระทำเป็นจุด เพราะเส้นโค้งของแรงเฉือนไม่ต่อเนื่องกัน ในทำนองเดียวกันสมการ (2.18) และสมการ (2.19) ก็เช่นกัน สมการ (2.18) และสมการ (2.19) จะใช้ได้ในช่วงระหว่างแรงกระทำที่เป็นแรงกระทำเป็นจุด

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเฉือนและโมเมนต์คด หาได้โดยพิจารณาวัตถุอิสระดังรูป 2.19 (ข) แล้วเขียนผลรวมของโมเมนต์รอบ C' เท่ากับศูนย์

$$\Sigma M_{C'} = 0 ; (M + \Delta M) - M - v \Delta x + w \frac{\Delta x \Delta x}{2} = 0$$

$$\Delta M = v \Delta x - 1w \left(\frac{\Delta x}{2} \right)^2$$

หารด้วย Δx และให้ Δx เข้าสู่ศูนย์ได้

$$\frac{dM}{dx} = v \quad (2.20)$$

สมการ(2.20) แสดงว่าความชัน (Slope) $\frac{dM}{dx}$ ของเส้นโค้งโมเมนต์ตัดเท่ากับค่าของแรงเฉือน ซึ่งเป็นจริงทุกๆจุด

ที่ไม่มีแรงกระทำแบบเป็นจุด สมการ (2.20) แสดงให้เห็นว่าความเค้นเฉือนเป็นศูนย์ เมื่อโมเมนต์ตัดสูงสุด คุณสมบัติอันนี้ช่วยให้สะดวกในการหาจุดที่คานจะแตกหักภายใต้โมเมนต์ตัด

Integrate สมการ (2.20) ระหว่างจุด C และ D ได้

$$M_D - M_C = - \int_{x_C}^{x_D} V dx \quad (2.21)$$

$$M_D - M_C = \text{พื้นที่ใต้เส้นโค้งระหว่าง C และ D} \quad (2.22)$$

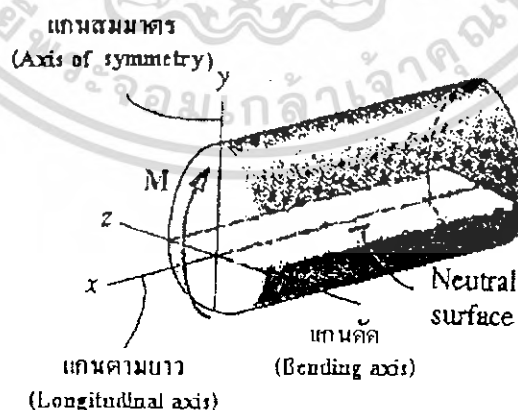
ข้อสังเกตพื้นที่ใต้เส้นโค้งแรงเฉือนจะเป็นบวกเมื่อแรงเฉือนเป็นบวกและเป็นลบ เมื่อแรงเฉือนเป็นลบ

2.3.5 ความเค้นดัด (Bending Stress)

คานเมื่อถูกโมเมนต์ตัดกระทำ จะเกิดความเค้นขึ้นในหน้าตัดของแกน ความเค้นนี้เรียกว่าความเค้นดัด (Bending Stress) ซึ่งอยู่ในประเภทของความเค้นปกติ (Normal Stress) และเป็นได้ทั้งความเค้นดึงและความเค้นอัด ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับตำแหน่งบนหน้าตัด

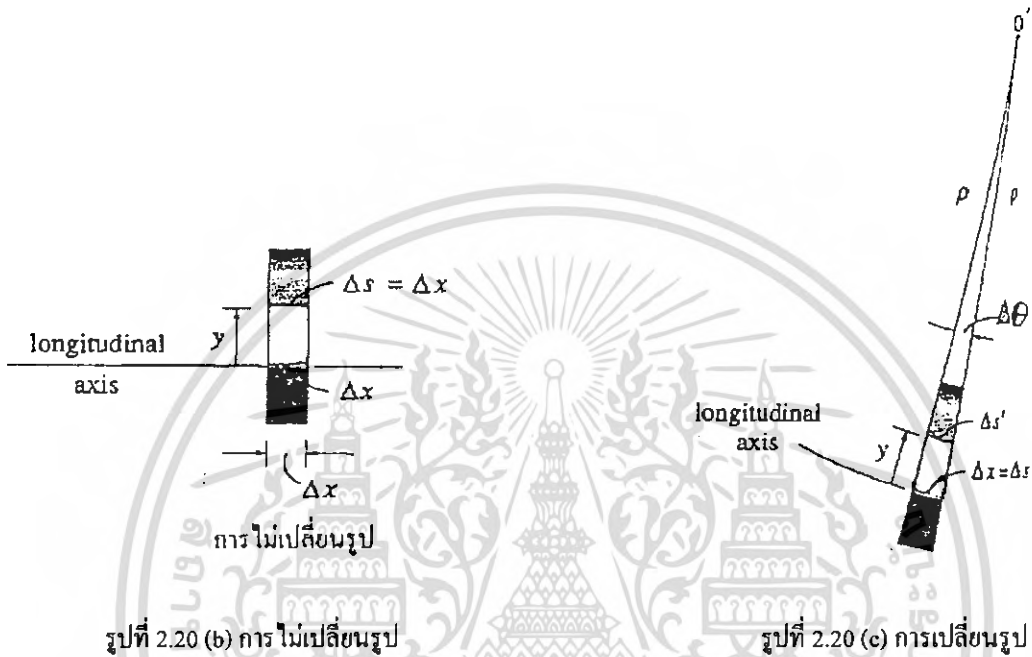
2.3.5.1 การเปลี่ยนรูปการดัดของคานตรง (Bending Deformation of a Straight Member)

จะอภิปรายถึง การเปลี่ยนรูปที่เกิดขึ้นเมื่อคานเป็นรูปปริซึมตรง ทำจากวัสดุที่มีลักษณะเป็น Homogeneous และถูกอัด ในที่นี้จะกำหนดให้คานมีพื้นที่หน้าตัดสมมาตรในแนวตั้ง เมื่อเทียบกับแกนหลักและ โมเมนต์ตัดจะถูกใส่เข้าไปให้หมุนรอบแกนดัดในแนวนอน ดังรูป 2.20 (a)



รูปที่ 2.20 (a) โมเมนต์ตัดรอบแกนดัดในแนวนอน

ส่วนในกรณีพฤติกรรมของคานหรือคานที่มีหน้าตัดไม่สมมาตร หรือทำจากวัสดุผสมที่แตกต่างกันไปจะนำไปอธิบายในหัวข้อต่อไป เช่น การเปลี่ยนรูปของวัสดุ เช่น ยาง สามารถอธิบายได้ว่าเกิดอะไรขึ้น และในที่นี่จะอธิบายถึงวัสดุหรือคานเป็นรูปปรีซึมตรง เมื่อถูกโมเมนต์คดกระทำ จะเกิดการเปลี่ยนรูปดังรูป 2.20 (c)



เพื่อที่จะแสดงค่าการเปลี่ยนรูป ซึ่งจะเกิดความเครียดของวัสดุในทิศทางตามแนวยาว (Longitudinal) จะแยกส่วน (Segment) ของคานที่มีระยะยาว x โดยพิจารณา เพียงความยาว ΔX จากรูป 2.20 (b) และรูป 2.20 (c) เกิดการเปลี่ยนรูป ΔS กลายเป็น $\Delta S'$ (หลังจากการเปลี่ยน)

∴ ความเครียดปกติตลอดความยาว ΔS หาได้คือ

$$\epsilon = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s}$$

จากรูป 2.20 (b) และรูป 2.20 (c) จะได้ว่า $\Delta s' = (\rho - y)\Delta\theta$ และ $\Delta s = \rho\Delta\theta$ แทนค่าได้ดังนี้

$$\therefore \epsilon = \lim \frac{(\rho - y)\Delta\theta - \rho\Delta\theta}{\rho\Delta\theta}$$

$$\therefore \epsilon = -\frac{y}{\rho} \quad (2.23)$$

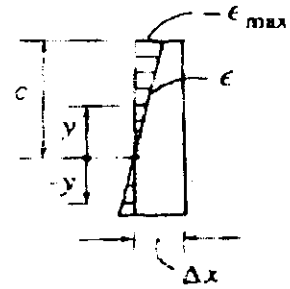
จากรูป 2.20 (d) เป็นการกระจายความเครียดบนหน้าตัดได้ ω ตำแหน่งระยะ C ซึ่งเป็นระยะห่างไกลที่สุดจากศูนย์กลาง (ซึ่งตำแหน่งนี้เป็นจุดที่แกนสะเทินถูกลากผ่าน) ค่าของความเครียดปกติสูงสุดหาได้ดังนี้

$$\therefore \epsilon_{\max} = \frac{c}{\rho}$$

$$\therefore \frac{\epsilon}{\epsilon_{\max}} = \frac{y/\rho}{c/\rho}$$

$$\epsilon = \frac{y}{c} \epsilon_{\max} \quad (2.24)$$

ดังนั้น



รูปที่ 2.20 (d) การกระจายความเครียดบนหน้าตัด

2.3.5.2 สูตรของการคด (The Flexure Bending Formula)

พิจารณาจากรูป 2.21

จาก

$$\epsilon = \frac{y}{c} \epsilon_{\max}$$

จาก Hooke's Law ;

$$\sigma = E\epsilon$$

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

หรือ

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\therefore \sigma = \frac{-y}{c} (\sigma_{\max}) \quad (2.25)$$

พิจารณาจากรูป 2.22 แรงลัพธ์บนหน้าตัดมีค่าดังนี้

$$FR = \sum F_x$$

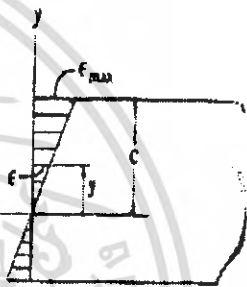
$$\int_A dF = 0$$

$$\int \sigma dA = 0$$

$$\frac{\sigma_{\max}}{c} \int_A \sigma dA = 0$$

เนื่องจากค่าของ $\frac{\sigma_{\max}}{c}$ จะต้องไม่เท่ากับศูนย์ เพราะฉะนั้น ค่าที่เท่ากับศูนย์ คือ $\int_A ydA = 0$ ในอีกนัยหนึ่ง

โมเมนต์แรกของพื้นที่หน้าตัดรอบแกนสะเทิน (Neutral axis) ต้องเป็นศูนย์ สภาพการณ์นี้ ถ้าแกนสะเทิน คือ แกนศูนย์ถ่วงหรือแกนคดในแนวอนสำหรับพื้นที่หน้าตัด และต้องหาค่าพื้นที่หน้าตัด โดยต้องรู้ตำแหน่งของแกนสะเทิน เพื่อที่จะหาความสัมพันธ์ของความเค้นในแกนอันนำไปสู่ผลลัพธ์ของโมเมนต์ภายใน M ที่กระทำต่อผิวหน้าตัด โมเมนต์นี้จะมีค่าเท่ากับโมเมนต์ที่กระจายรอบแกนสะเทินโมเมนต์ของแรง dF รอบแกนสะเทิน คือ $dM = ydF$ ดังรูป 2.22 ในที่นี้ค่าของ



รูปที่ 2.21 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเครียดเฉือน

โมเมนต์มีค่าเป็นบวก เนื่องจากใช้กฎมือขวา ทิศทางไปทางบวกของแกน Z เนื่องจาก $dF = \sigma dA$ เมื่อ y เป็นบวกและ σ มีค่าเป็นลบ (อัด) จะได้ $(M_R)_Z$ เท่ากับโมเมนต์ลัพธ์ รอบแกน Z เพราะฉะนั้น $(M_R)_Z$ เท่ากับ ΣM_Z ฉะนั้น โมเมนต์ลัพธ์รอบแกน Z หาค่าได้ดังนี้



รูปที่ 2.22 แสดงการแปรเปลี่ยนความเค้นตัด

$$\begin{aligned}
 M &= \int_A y dF \\
 M &= \int_A y (-\sigma) dA \\
 M &= \int_A y \left(\frac{y}{c} \sigma_{\max} \right) dA \\
 M &= \frac{\sigma_{\max}}{c} \int_A y^2 dA \\
 \sigma_{\max} &= \frac{Mc}{I}
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

ในที่นี้ค่าของ $\int_A y^2 dA$ แทนด้วย I

- กำหนดให้
- σ_{\max} หมายถึง ความเค้นปกติสูงสุดจากการคดในแกนที่เกิดขึ้นบนพื้นที่หน้าตัด ณ ตำแหน่งไกลที่สุดจากจุดแกนสะเทิน
 - M หมายถึง โมเมนต์ลัพธ์ภายใน หากหาวิธีคดพื้นที่หน้าตัด (Section) และใช้สมการการสมดุล โดยคำนวณรอบแกนสะเทินของหน้าตัด
 - I หมายถึง โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดคำนวณรอบแกนสะเทิน
 - C หมายถึง ระยะตั้งฉากจากแกนสะเทิน ถึงจุดไกลที่สุดจากแกนสะเทิน ระยะ c ที่ไกลที่สุดเป็นตำแหน่งที่ σ_{\max} กระทำ

จาก $\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I}$

$$\frac{\sigma_{\max}}{c} = \frac{M}{I}$$

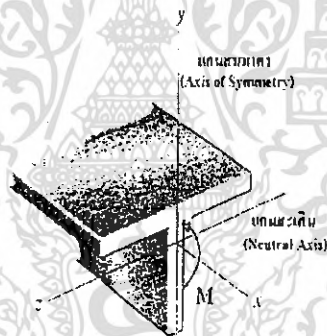
จากสมการของ $\sigma = \frac{-y}{c} (\sigma_{\max})$

∴ จะได้ว่า $\sigma = \frac{-My}{I}$ (2.27)

หมายถึง เครื่องหมาย (-) เกิดจากตั้งแกน x, y, z โดยใช้กฎมือขวา M มีค่าเป็นบวก (+) ตลอดแกน Z และแกน y ทิศทางขึ้นเป็นบวก ทำให้ σ เป็นลบ เนื่องจาก σ กระทำทิศทางตรงข้ามกับแกน x ที่ตั้งไว้

2.3.5.3 การค้ำของคานที่มีหน้าตัดไม่สมมาตร (Unsymmetric Bending)

พิจารณาหน้าตัดของคานรูปตัว T (T - Shape) ดังรูป 2.23 หน้าตัดของคานจะสมมาตรเฉพาะด้านซ้ายและขวา เท่านั้น ส่วนด้านบนและล่าง ไม่สมมาตรกัน และเพื่อให้ได้มาซึ่งกฎเกณฑ์



รูปที่ 2.23 พิจารณาหน้าตัดของคานรูปตัว T

พิจารณาคานที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่สมมาตร ดังรูป 2.24 (a) คานเป็นรูปมีลักษณะปริซึม ตั้งแกน x, y และ z กำหนดให้ผลลัพธ์ของโมเมนต์หมุนรอบแกน z ให้การกระจายความเค้นกระทำบนหน้าตัดซึ่งมีแรงลัพธ์เป็นศูนย์ และผลลัพธ์ของโมเมนต์ภายในรอบแกน y มีค่าเป็นศูนย์ ผลลัพธ์ของโมเมนต์รอบแกน z มีค่าเป็น M ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังนี้

พิจารณาแรงที่กระทำที่ Element เล็กๆ dA ที่ตำแหน่ง o, y, z ของหน้าตัดคานดังรูป 2.24 (a) ณ ตำแหน่งพื้นที่หน้าตัด dA จะได้ $dF = \sigma dA$

พิจารณาจากรูป 2.24 (a) โดยใช้หลักการสถิตศาสตร์ แรงลัพธ์ในแนวแกน x มีค่าเป็นศูนย์

จะได้
$$\sum F_x = 0$$

$$\int_A \sigma dA = 0$$

โมเมนต์ลัพท์รอบแกน y มีค่าเป็นศูนย์

$$\Sigma M_y = (M_R)_y$$

จะได้

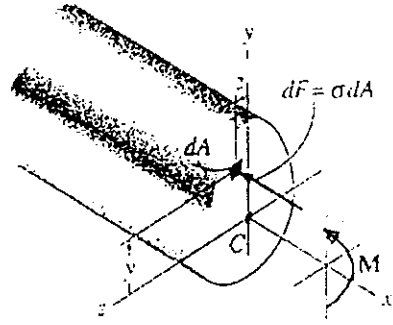
$$\int_A z \sigma dA = 0$$

โมเมนต์ลัพท์รอบแกน z มีค่าเป็นศูนย์

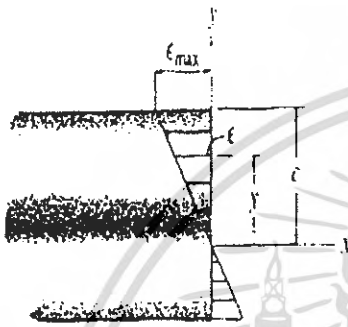
$$\Sigma M_z = (M_R)_z$$

จะได้

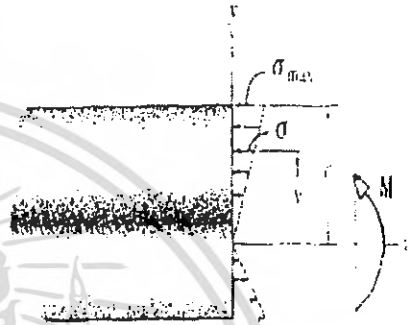
$$\int_A y \sigma dA = 0$$



รูปที่ 2.24 (a) แรงลัพท์ในแนวแกน x



รูปที่ 2.24 (b) แสดงการกระจายความเค้นดกดกิต



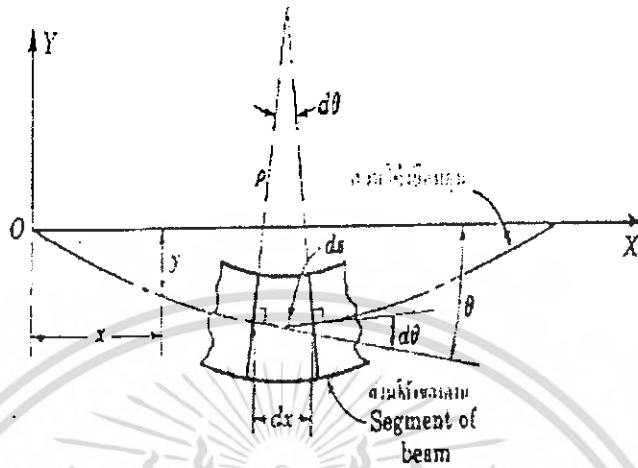
รูปที่ 2.24 (c) แสดงการกระจายความเค้นค้ด

จากรูปหน้าตัดที่กำหนดขึ้นสามารถเขียนรูปแสดงการกระจายความเค้นดกดกิตและรูปแสดงการกระจายความเค้นค้ดได้ ดังรูป 2.24 (b) และรูป 2.24 (c)

2.4 การโก่งของคาน (Deflection of Beams)

ในหัวข้อนี้จะพิจารณาถึงคานที่ถูกภาระภายนอกกระทำ การออกแบบคานจะพิจารณาถึงความแข็งแรงของคานด้วย ตัวอย่างในการออกแบบเครื่องมืองานโลหะ สำหรับงานที่ต้องการความแม่นยำ เช่น เฟลาเครื่องกลึง เครื่องกัด หรือเครื่องเจียรระโน ต้องรักษาไม่ให้เกิดการเปลี่ยนแปลง การเปลี่ยนรูปที่ต้องคำนึงถึงอย่างหนึ่งคือ การโก่งของคาน

2.4.1 การหาระยะโค้งของคานด้วยวิธีอินทิกรัล 2 ชั้น (Double Integration Method)



รูปที่ 2.25 แสดงการโค้งของคานที่เกิดจากภาระภายนอกกระทำ

จากรูป 2.25 แสดงการโค้งของคาน โดยเลือกปลายคานด้านซ้ายเป็นจุดกำเนิดของแกน x ตลอดความยาวและแกน y ทิศทางขึ้นเป็นบวก เป็นระยะโค้งของคานการโค้งจะเกิดขึ้นดังรูป 2.25

ค่าของ $\tan \theta = \frac{dy}{dx}$

เมื่อเล็กน้อย $\tan \theta = \theta$

Differential 2 ชั้น จะได้ $\frac{d\theta}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2}$

ถ้าพิจารณาการแปรเปลี่ยนของ θ ที่ตำแหน่งหน่วยความยาว ds ซึ่งสาเหตุเกิดจากการค้ำโรคานจะได้ค่า

$$ds = \rho d\theta$$

ค่า ρ เป็นรัศมีของส่วนโค้ง

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{ds} \approx \frac{d\theta}{dx}$$

หรือ $\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2}$

จากสูตรของการดัดงอ (Flexure Formula) จะได้ $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$

แทนค่า $\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M \quad (2.28)$$

สมการนี้เป็นสมการความแตกต่างของส่วนโค้งยึดหยุ่นของคาน ถ้า EI เรียกว่า Flexure Rigidity ของคาน โดยปกติแล้วค่า EI จะคงที่ตลอดความยาวของคาน แต่ถ้าเปลี่ยนชนิดของคานหรือเปลี่ยนหน้าตัดในเวลาเดียวกัน ค่า EI ไม่คงที่ ถ้า Take Integrate จะได้

$$EI \frac{dy}{dx} = \int M dx + C_1 \quad (2.29)$$

Take Integrate อีกครั้งหนึ่งจะได้

$$EI \int dy = \iint M dx \cdot dx + C_1 x + C_2$$

$$EI y = \iiint M dx \cdot dx + C_1 x + C_2 \quad (2.30)$$

สมการ EIy นี้เป็นสมการระยะโค้งของคาน โดยการอินทิกรัลจากสมการโมเมนต์ของคาน 2 ครั้ง ณ ตำแหน่งนั้นๆบนหน้าคาน

2.4.2 เสา

เสามีลักษณะเป็นท่อนตรงและรับแรงกดในแนวแกน ถ้าแรงมีค่าไม่มากนักเสาที่เรียวยาวก็ยังคงอยู่ในสภาพที่ตรงได้ ถ้าเพิ่มแรงขึ้นถึงค่าหนึ่ง เสดังกล่าวก็อาจเกิดการโค้งงอขึ้น (buckling) แรงที่ทำให้เกิดการโค้งงอนี้ เรียกว่า แรงวิกฤต (critical load) ความเค้นที่เกิดในเสาขณะที่จะเริ่มเกิดการโค้งงอจะต่ำกว่าความเค้นใช้งานก็ได้ อย่างไรก็ตามเมื่อเกิดการโค้งงอขึ้นแล้ว ชิ้นงานนั้นก็ไม่สามารถที่จะทำหน้าที่ได้ตามต้องการ ฉะนั้นการออกแบบจึงอาจจะจำกัดแรงที่ทำให้เกิดการโค้งงอแทนที่จะจำกัดความเค้น

ชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลจำนวนมากก็ทำหน้าที่เช่นเดียวกับเสา เช่น ก้านสูบ สูตรที่ใช้กับเสาจะจำแนกออกตาม

อัตราส่วนความเพรียว (slenderness ratio) $\frac{L_e}{k}$ โดยที่

L_e คือ ความยาวสมมูล (equivalent length)

k คือ $\left(\frac{I}{A}\right)^{\frac{1}{2}}$ รัศมีจอร์จัน

I คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของหน้าตัด

A คือ พื้นที่หน้าตัด

เนื่องจากการออกแบบเสาที่อาจจะเกิดการโก่งงอจะจำกัดแรงกด แทนที่จะจำกัดความเค้น ดังนั้นจึงต้องใช้ค่า

ความปลอดภัยกับแรงกด ถ้าให้ F_c เป็นแรงวิกฤต แรงกดใช้งานคือ $F = \frac{F_c}{N}$

สำหรับเสาที่มีขนาดยาวจะนิยมใช้สูตรของออยเลอร์ (Euler) คือ

$$F = \frac{\pi^2 EA}{N \left(\frac{L_e}{k} \right)^2}$$

$$F = \frac{\pi^2 EI}{NL_e^2}$$

(2.31)

ซึ่งถ้าเป็นเหล็กโครงสร้างแล้วจะใช้สูตรของออยเลอร์เมื่ออัตราส่วนความเพียมากกว่า 115 จากสูตรจะเห็นว่า เสาจะเกิดการโก่งรอบแกน ซึ่งโมเมนต์ความเฉื่อยของหน้าตัดหรือรัศมีจอร์ชันมีค่าน้อยที่สุด ส่วนค่าความปลอดภัย สำหรับเสานี้ ในทางการออกแบบเครื่องกลแนะนำให้ใช้ประมาณ 3.5

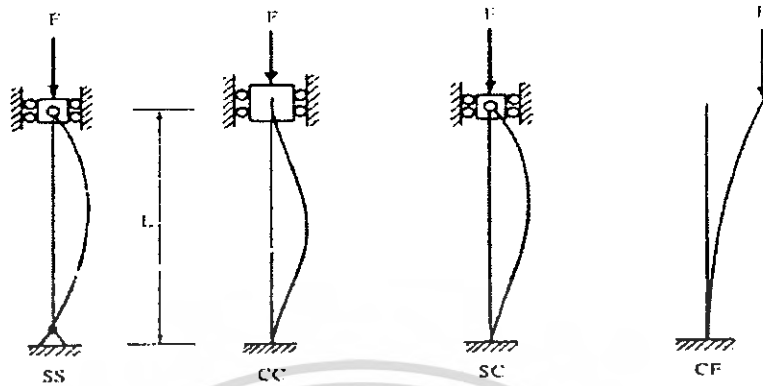
สำหรับค่าความยาวสมมูลนี้ก็ขึ้นอยู่กับลักษณะของปลายชิ้นงานที่ยึดอยู่ ดังรูปที่ 2.26

ปลายยึดแบบธรรมดา (SS : simply supported) $L_e = L$ (2.32)

ปลายยึดแน่นสองข้าง (CC : clamped) $L_e = 0.5L$ (2.33)

ปลายยึดแบบธรรมดา - ยึดแน่น (SC : simply supported - clamped) $L_e = 0.707L$ (2.34)

ปลายยึดแน่น - อิสระ (CF : clamped - free) $L_e = 2L$ (2.35)



รูปที่ 2.26 แสดงการยึดปลายเสาวิธีต่าง ๆ

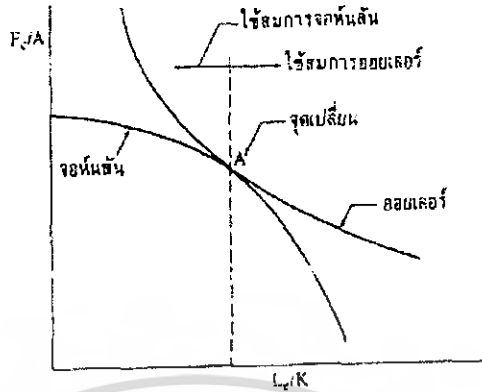
จะเห็นว่าปลายแบบ CC มีความแข็งแรงสูงสุดและปลายแบบ CF รับแรงกดได้น้อยที่สุด ในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่มีลักษณะเช่นเดียวกับเสา ปลายมักจะเป็นแบบ SS, SC หรือ CF ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะที่แท้จริงของชิ้นงานนั้น

สำหรับเสาที่มีขนาดสั้นลงมาก สูตรของออยเลอร์จะใช้งานไม่ได้คืบคั้น ทั้งนี้เพราะความเสียหายที่แท้จริงอาจจะเนื่องมาจากผลของการโค้งงอ และการที่ความเค้นในเสาเกินขีดจำกัดยืดหยุ่นพร้อมกันในกรณีเช่นนี้ผู้ออกแบบมักจะนิยมใช้สูตรของจอห์นสัน (Johnson) หรือที่เรียกอีกชื่อหนึ่งว่าสูตรพาราโบลา (parabolic formula) คือ

$$F = \frac{\sigma_Y A}{N} \left(1 - \frac{\sigma_Y \left(\frac{L_e}{k} \right)^2}{4\pi^2 E} \right) \quad (2.36)$$

สำหรับเหล็กโครงสร้างแล้ว จะใช้สูตรของจอห์นสันเมื่ออัตราส่วนความเพียวมีค่าประมาณ $40 \leq \frac{L_e}{k} \leq 115$

เนื่องจากเส้นกราฟจากสูตรของออยเลอร์และจอห์นสันจะสัมผัสกันที่จุด A ดังรูปที่ 2.27 ซึ่งเรียกว่า จุดเปลี่ยน (transition point) และ $\frac{L_e}{k} = 115$ ดังกล่าวมาแล้วก็คือค่าประมาณที่จุด A นี้ เพราะฉะนั้นสำหรับวัสดุอื่น ๆ ที่มีค่า E แตกต่างกันไปอีกมาก ก็อาจจะหาจุดเปลี่ยนเพื่อเลือกใช้สูตรที่ถูกต้องได้ โดยการให้ความลาด (slope) ของกราฟที่ได้จากสมการที่ (2.31) และสมการที่ (2.36) เท่ากันคือ



รูปที่ 2.27 ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับอัตราส่วนความเพริช จากสูตรของออยเลอร์และจอนสั้น

ซึ่งจะได้จุดเปลี่ยน คือ

$$\frac{d\left(\frac{F}{A}\right)}{d\left(\frac{L_e}{k}\right)} \Big|_{\text{ออยเลอร์}} = \frac{d\left(\frac{F}{A}\right)}{d\left(\frac{L_e}{k}\right)} \Big|_{\text{จอนสั้น}}$$

$$\frac{L_e}{k} = \left(\frac{2\pi^2 E}{\sigma}\right)^{0.5} \quad (2.37)$$

สำหรับสูตรของเสาอื่น ๆ ที่มีอยู่ แต่ไม่เป็นที่นิยมใช้ในการออกแบบเครื่องจักรกลก็คือ สูตรเส้นตรงและสูตรซีแคนต์ (secant formula) จะไม่กล่าวถึงในที่นี้สมการที่ (2.31) และสมการที่ (2.36) อาจจัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\sigma_c = \alpha \frac{F}{A} \quad (2.38)$$

โดยที่

$$\alpha = \frac{\sigma_Y \left(\frac{L_e}{k}\right)^2}{\pi^2 E}$$

สำหรับสูตรของออยเลอร์

$$\alpha = \frac{1}{\sigma_Y \left(\frac{L_e}{k} \right)^2} \quad \text{สำหรับสูตรของจอร์นสัน}$$

ค่า σ_c นี้เรียกว่า ความเค้นสมมูล (equivalent stress) ซึ่งได้มาจากการให้

$$N = \frac{F_c}{F} = \frac{\sigma_Y}{\sigma_c}$$

และเป็นการบอกถึงความปลอดภัยอีกวิธีหนึ่งว่า ความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำกว่าความต้านแรงดึงครากเท่าไร

2.5 ความเค้นผสมและทฤษฎีความเสียหาย

การออกแบบชิ้นงาน จะพิจารณาถึงความเค้นดึง ความเค้นกด หรือความเค้นเฉือน อย่างใดอย่างหนึ่งโดยเฉพาะ แต่ทว่ายังมีชิ้นงานอีกเป็นจำนวนมากที่เมื่อรับแรงแล้วทำให้เกิดความเค้นมากกว่าหนึ่งชนิดพร้อมกันในชิ้นส่วนเดียว เพราะฉะนั้นจึงจำเป็นต้องสามารถรวมความเค้นเหล่านี้เข้าด้วยกัน เรียกว่า ความเค้นผสม (combined stress) เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาขนาดของชิ้นงาน การที่สามารถหาความเค้นผสมได้อย่างเดียวอาจจะไม่มีรากฐานเพียงพอที่จะนำไปใช้อธิบายถึงเหตุที่ชิ้นงานแตกหักหรือเกิดความเสียหายขึ้น ทั้งนี้เพราะความเค้นที่เกิดขึ้นมีหลายชนิดพร้อม ๆ กัน ด้วยเหตุนี้เองจึงมีผู้พยายามตั้งทฤษฎีขึ้นมาใช้อธิบายถึงความเสียหายของชิ้นงาน โดยพยายามเชื่อมโยงเข้ากับสิ่งที่สามารถทดสอบได้ เช่น ความต้านแรงดึง ความต้านแรงดึงคราก หรือความเครียดที่ได้จากการทดสอบแรงดึงของวัสดุอย่างธรรมดา ทฤษฎีเหล่านี้มีอยู่หลายทฤษฎีด้วยกัน ซึ่งเรียกว่า ทฤษฎีความเสียหาย

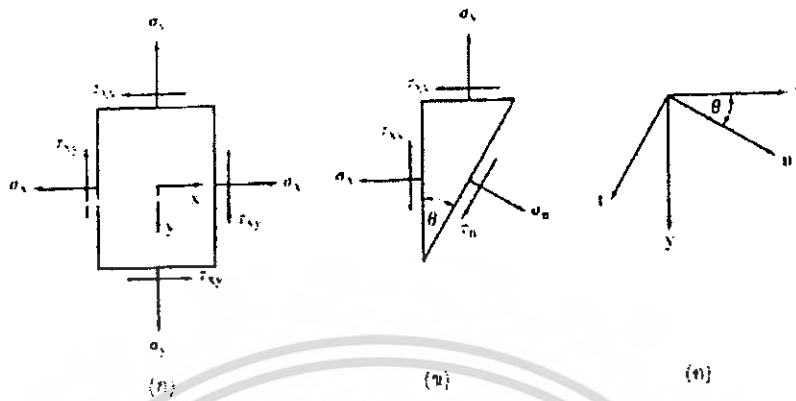
2.5.1 ความเค้นผสมในระบบความเค้นสองมิติ

ชิ้นงานโดยทั่วไปมี 3 มิติ และความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานก็เป็นแบบ 3 มิติด้วย เนื่องจากรูปร่างของชิ้นงานจะมีความยาวด้านหนึ่งน้อยกว่าอีกสองด้านมาก และความเค้นที่เกิดขึ้นในทิศทางหนึ่งก็มักจะมิตินานน้อยกว่าในอีกสองทิศทางด้วย ฉะนั้นจึงสามารถสมมติให้ปัญหาทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เป็นระบบความเค้นแบบ 2 มิติได้

พิจารณาระบบความเค้นสองมิติบนวัสดุชิ้นเล็ก ๆ รูปสี่เหลี่ยม ดังรูปที่ 2.28 (ก) ถ้าตัดวัสดุชิ้นเล็ก ๆ นี้ด้วยระนาบเอียงทำมุม θ กับแกน y จะมีความเค้นดึง σ_n ตั้งฉากกับหน้าตัดและความเค้นเฉือน τ_n ขนานกับหน้าตัด ดังรูปที่ 2.28 (ข) ถ้าให้วัสดุชิ้นเล็ก ๆ นี้มีความหนาหนึ่งหน่วย รวมแรงในทิศทางของ σ_n และ τ_n ตามหลักกลศาสตร์ จะได้ว่า

$$\sigma_n = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy} \sin \theta \cdot \cos \theta \quad (2.39)$$

$$\tau_n = (\sigma_y - \sigma_x) \sin \theta \cdot \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (2.40)$$



รูปที่ 2.28 ระบบความเค้นสองมิติ

จากกลศาสตร์วัสดุพบว่า เมื่อดิฟเฟอเรนเชียล (differentiate) σ_n เทียบกับ θ แล้วให้ผลที่ได้เท่ากับศูนย์ เมื่อแก้สมการหาค่ามุม θ จะได้มุมซึ่งเป็นทิศทางของความเค้นหลัก (principal stress) มุม θ ที่ได้นี้จะมี 2 ค่า เรียกว่า ทิศทางหลัก (principal direction) สมการความเค้นหลักที่ได้จากการกระทำ

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad (2.41)$$

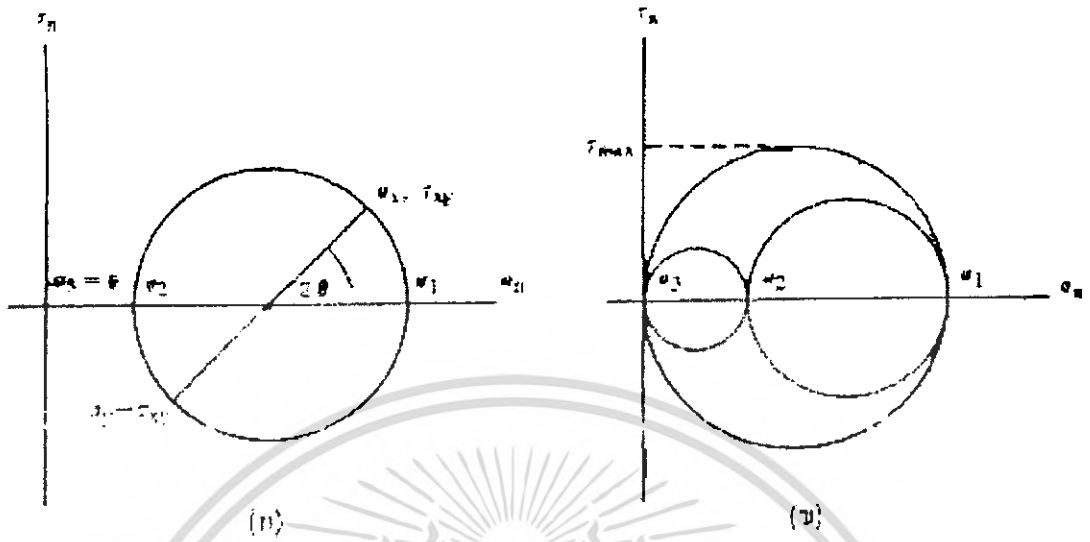
ดังกล่าวแล้วคือ

ในกรณีนี้ความเค้นหลักค่าที่สามคือ σ_3 มีค่าเท่ากับศูนย์ สมการที่ (2.39) และสมการที่ (2.40) สามารถจะเขียนให้อยู่ในรูปของมุมคู่คือ 2θ ได้ ซึ่งทำให้สร้างรูปหาค่าความเค้นที่มุม θ ต่าง ๆ กันได้เรียกว่า วงกลมของมอร์ (Mohr's circle) ซึ่งมีวิธีสร้างดังนี้คือ

1. เขียนแกนความเค้นปกติ (ดึงหรือกด) และความเค้นเฉือน
2. กำหนดจุด (σ_x, τ_{xy}) และ $(\sigma_y, -\tau_{xy})$ บนระนาบของ σ_n, τ_n
3. ลากเส้นระหว่างจุดในข้อที่ 2 ตัดแกน σ_n แล้วใช้จุดตัดนี้เป็นจุดศูนย์กลางสำหรับเขียนวงกลม ดังรูปที่ 2.29 (ก)

กลม ดังรูปที่ 2.29 (ก)

4. มุม 2θ บนวงกลมของมอร์ วัดตามทิศทางในรูปที่ 2.29 (ก) เทียบกับแกน σ_n ตรงกับมุม θ ที่วัดบนวัสดุชิ้นเล็ก ๆ ในรูปที่ 2.29 (ข) และจุดบนวงกลมนี้แทนค่าความเค้นในระนาบ xy



รูปที่ 2.29 วงกลมของมอร์

ความเค้นหลัก คือ จุดที่วงกลมตัดแกน σ_n ในที่นี้มี σ_1 และ σ_2 ส่วน σ_3 มีค่าเท่ากับศูนย์ รูปวงกลมของมอร์ที่สมบูรณ์จะเป็นดังรูปที่ 2.29 (ข) ค่าความเค้นเฉือนสูงสุด τ_{max} ก็คือ รัศมีของวงกลมวงใหญ่ที่สุด หรือ

$$\tau_{max} = \text{ค่าสูงสุด} \begin{cases} 0.5 |\sigma_1 - \sigma_2| \\ \text{ของ } 0.5 |\sigma_1| \\ 0.5 |\sigma_2| \end{cases} \quad (2.42)$$

นั่นคือ
$$\tau_{max} = 0.5 (\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (2.43)$$

ในกรณีของรูปที่ 2.28 และจากสมการที่ (2.41) ความเค้น σ_1 หรือ σ_2 อาจจะมีเครื่องหมายต่างกันได้ (เป็นความเค้นดึงและความเค้นกด) ถ้า เป็นบวก σ_1 และ σ_2 เป็นลบ ดังนั้น

$$\tau_{max} = 0.5 (\sigma_1 - \sigma_2) \quad (2.44)$$

ถ้า σ_1 และ σ_2 เป็นบวกทั้งคู่ σ_1 และ σ_2 มากกว่า



รูปที่ 2.30 ความเค้นกรณีพิเศษ

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{1/2} \quad (2.45)$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{1/2} \quad (2.46)$$

อีกกรณีหนึ่งที่อาจพบมากในการออกแบบเครื่องจักรกล ซึ่งเป็นความเค้นกรณีพิเศษดังแสดงในรูปที่ 2.30 ซึ่งจะลดรูปสมการที่ (2.41) เหลือเพียง

จากสมการที่ (2.45) จะเห็นได้ว่า σ_1 และ σ_2 จะมีเครื่องหมายต่างกันอยู่เสมอ ดังนั้นในกรณีเช่นนี้ความเค้นเฉือนสูงสุด คือ

ความเค้นที่ได้กล่าวมาแล้วนี้เกิดจากการรวมความเค้นมากกว่าหนึ่งชนิดเข้าด้วยกัน ทั้งนี้เพื่อใช้เป็นหลักในการคำนวณออกแบบ ความเค้นชนิดนี้จึงมีชื่อเรียกว่า ความเค้นผสม

2.5.2 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

การออกแบบ ได้ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด เพราะว่าทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดเหมาะสำหรับวัสดุเหนียว มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าเกณฑ์ของเทรสกา (Tresca's criterion) เป็นทฤษฎีที่นิยมใช้กันมาก เพราะใช้ได้ง่ายและปลอดภัย ทฤษฎีนี้กล่าวว่า วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับความต้านแรงเฉือนสูงสุดของวัสดุชนิดเดียวกัน ที่ได้จากการทดสอบแรงดึงเมื่อถึงจุดคราก

จากกลศาสตร์วัสดุพบว่า ความต้านแรงเฉือนสูงสุดเมื่อวัสดุได้รับแรงดึงจนถึงจุดครากมีค่าเท่ากับ $\frac{\sigma_y}{2}$ และเกิดบนระนาบเอียงทำมุม 45° กับแนวแรงดึงซึ่งทดสอบ ซึ่งตามทฤษฎีนี้จะเริ่มเกิดความ

เสียหาย เมื่อ τ_{\max} ในสมการที่ (2.42) เท่ากับ $\frac{\sigma_y}{2}$ เพราะฉะนั้นสมการที่ต้องนำมาคิดในการออกแบบคือ

$$0.5(\sigma_1 - \sigma_2) = \pm 0.5 \left(\frac{\sigma_y}{N} \right)$$

หรือ $0.5 \sigma_1 = \pm 0.5 \left(\frac{\sigma_y}{N} \right)$

หรือ $0.5 \sigma_2 = \pm 0.5 \left(\frac{\sigma_y}{N} \right)$

ซึ่งจัดรูปใหม่ได้เป็น

$$(\sigma_1 - \sigma_2) = \pm \left(\frac{\sigma_y}{N} \right) \quad (2.47)$$

$$\sigma_1 = \pm \left(\frac{\sigma_y}{N} \right) \quad (2.48)$$

$$\sigma_2 = \pm \left(\frac{\sigma_y}{N} \right) \quad (2.49)$$

หรือ $x - y = \pm 1, x = \pm 1, y = \pm 1 \quad (2.50)$

สมการที่ (2.50) สามารถสร้างรูปแสดงขอบเขตของความเค้นที่ยอมให้มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบ ดังรูปที่

ดังที่ได้กล่าวมาแล้วว่า ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากจะมีสถานะของความเค้นเป็นกรณีพิเศษดังรูปที่ 2.30 ในกรณีนี้ถ้ายอมให้มีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_y}{N} \quad (2.51)$$

แล้วแทนค่า τ_{\max} ลงในสมการที่ (2.46) แล้วจัดรูปใหม่จะได้

โดยที่ $\tau_y = \frac{\sigma_y}{2}$ ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

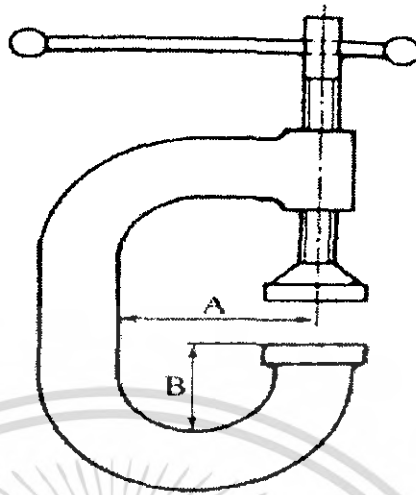
$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau}{\tau_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.52)$$

2.6 สกรูส่งกำลัง

สกรูส่งกำลัง (Power Screws) เป็นชิ้นส่วนที่ใช้ในเครื่องจักรกลมีวัตถุประสงค์หลัก ๆ เพื่อใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเลื่อน ดังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า สกรูเลื่อน (translation Screws) นอกจากนี้จะใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเลื่อนแล้ว สกรูส่งกำลังยังใช้ในการยกน้ำหนักที่ตัวสกรูรับอีกด้วย ตัวอย่างของสกรูส่งกำลังที่ใช้ในเครื่องจักรกลต่าง ๆ ได้แก่ แม่แรง (Screw Jack) สำหรับยกน้ำหนักดังรูปที่ 2.31



รูปที่ 2.31 แม่แรง

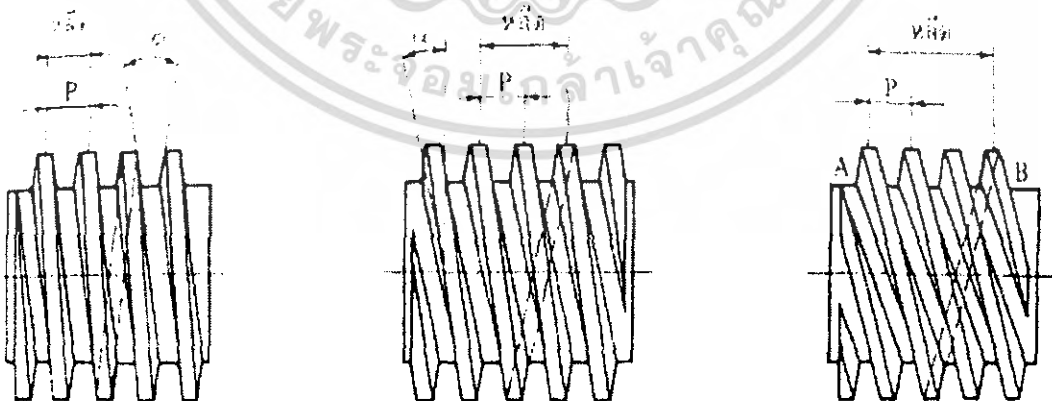


รูปที่ 2.32 ซีแกลมป์

รูปที่ 2.32 แสดงซีแกลมป์ (C-Clamp) สำหรับจับยึดชิ้นงานและสกรูพลา (Lead Screw) สำหรับเครื่องกลึง เป็นต้น จากตัวอย่างที่กล่าวมาแล้วจะเห็นได้ว่า การออกแบบหรือเลือกขนาดของสกรูส่งกำลังจะต้องคิดถึงความแข็งแรงของตัวสกรูที่จะรับแรงกดหรือแรงดึง ความสามารถในการรับแรงเฉือนของตัวสกรู ความแข็งแรงและการสึกหรอของเกลียว ตลอดจนกำลังงานที่ต้องการ

2.6.1 คำจำกัดความ

ก่อนที่จะกล่าวถึงชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง จำเป็นที่จะต้องทำความเข้าใจกับคำจำกัดความบางคำซึ่งจะต้องใช้อยู่เสมอ โดยพิจารณาจากรูปที่ 2.33 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.33 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู

ระยะพิทช์ (Pitch) : P : หมายถึงระยะทางที่วัดตามแนวแกนของสกรูจากจุดหนึ่งบนเกลียวหนึ่งไปยังจุดเดียวกันของเกลียวที่อยู่ถัดไป

หลิค (Lead) : le : หมายถึงระยะทางที่สกรูเคลื่อนที่ได้ตามแนวแกนของสกรู ในขณะที่สกรูหมุนไปหนึ่งรอบ ถ้าเป็นสกรูหนึ่งปาก (Single Thread) ระยะของหลิคมีค่าเท่ากับระยะพิทช์ สำหรับสกรูสองปาก (Double Thread) เกลียวจะมีปากคาบระหว่างเกลียวสองเกลียว ดังรูปที่ 2.34 (ข) ดังนั้นเมื่อสกรูหมุนไปหนึ่งรอบ การเคลื่อนที่ในแนวแกนของสกรูจึงเป็นสองเท่าของระยะพิทช์ ถ้าสกรูเป็นแบบ n ปากระยะของหลิคคือ

$$le = n \cdot P \quad (2.53)$$

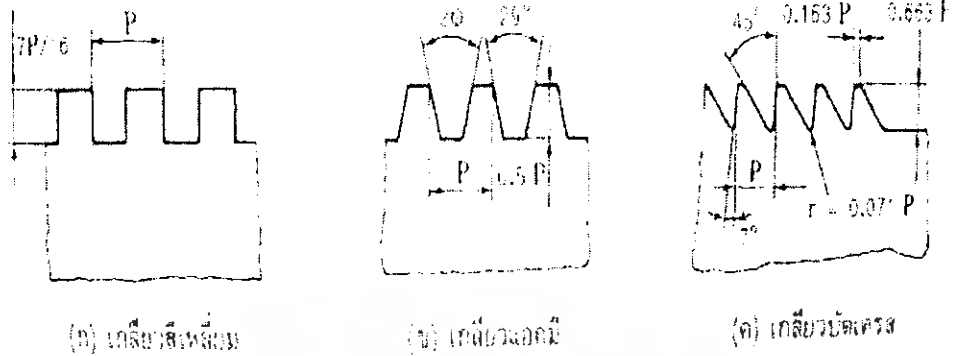
มุมฮิลิกซ์หรือมุมหลิค (Helix or Lead angle) : หมายถึงมุมระหว่างระนาบที่สัมผัสกับความเอียงของเกลียวและระนาบที่ตั้งฉากกับแกนของสกรู ถ้าให้ d เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู และนำส่วนที่สกรูเคลื่อนที่ไปในขณะที่หมุนหนึ่งรอบมาลือออก ก็จะได้ลักษณะมุมหลิคคือ

$$\tan \alpha = \frac{le}{\pi \cdot d} \quad (2.54)$$

เส้นผ่าศูนย์กลางใหญ่เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางที่ใหญ่ที่สุดของสกรูส่งกำลัง ซึ่งนับรวมถึงความสูงของเกลียวด้วย ขนาดระบุ (Nominal Size) ของสกรูส่งกำลังจะบอกโดยใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใหญ่เสมอ และเส้นผ่าศูนย์กลางน้อยเป็นเส้นผ่าศูนย์กลางที่เล็กที่สุดของสกรู

2.6.2 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

สกรูส่งกำลังที่ใช้อยู่ในปัจจุบันนี้ส่วนมากจะมีขนาดตามหน่วยระบบอังกฤษ ส่วนเครื่องจักรที่จะผลิตออกมาในอนาคตจะค่อยๆเปลี่ยนแปลงไปใช้ในระบบหน่วยเอสไอ ซึ่งสำหรับสกรูส่งกำลังแล้วรูปร่าง และขนาดของเกลียวจะเป็นไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ในที่นี้จะกล่าวถึงเกลียวที่มีใช้กันมากในระบบหน่วยอังกฤษและเกลียวที่มีอยู่ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเท่านั้น ซึ่งมีหลัก ๆ ดังนี้



รูปที่ 2.34 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

2.6.2.1 เกลียวบัตเตรส (Buttress Thread)

เป็นเกลียวที่มีรูปร่างลักษณะเป็นพื้นเลื่อยดังในรูปที่ 2.34 (ค) เกลียวชนิดนี้มีความแข็งแรงมากกว่าเกลียวอีกสองชนิดที่จะกล่าวต่อไป แต่จุดมุ่งหมายก็เพื่อที่จะใช้รับแรงในทิศทางเดียว จึงไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้สำหรับโปรเจกต์นี้ เนื่องจากเกลียวชนิดนี้มีใช้ไม่มากนัก ดังนั้นจึงมิได้มีการกำหนดขนาดเป็นมาตรฐาน ค่าในตารางที่ ผ 11 เป็นเพียงค่าที่แนะนำให้ทดลองใช้เท่านั้น

2.6.2.2 เกลียวแอกมี (Acme Thread) หรือเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู

เป็นเกลียวที่มีการใช้งานมาเป็นเวลานานที่สุด รูปร่างของเกลียวเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู โดยมีมุมของเกลียว (Thread Angle) 2ϕ เท่ากับ 29° ดังในรูปที่ 2.34 (ข) ประสิทธิภาพของเกลียวชนิดนี้น้อยกว่าเกลียวสี่เหลี่ยม

2.6.2.3 เกลียวสี่เหลี่ยม (Square Thread)

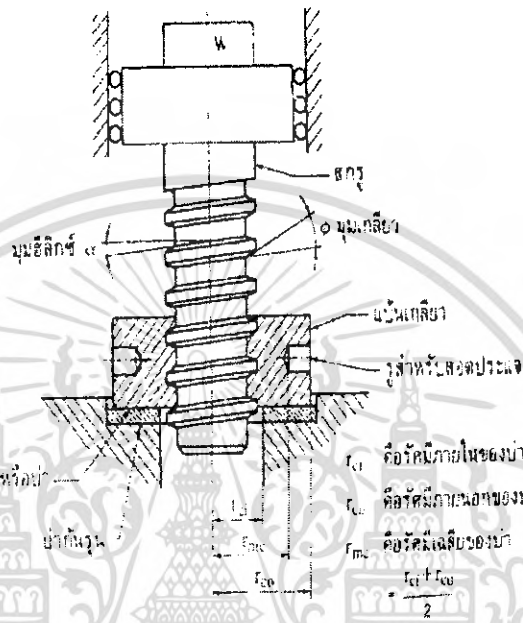
เป็นเกลียวชนิดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในจำพวกเกลียวของสกรูส่งกำลัง ซึ่งเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า เกลียวเซลเลอร์ (Seller's Thread) โดยมีลักษณะของเกลียวดังรูปที่ 2.34 (ก) แต่เนื่องจากการตัดเกลียวสี่เหลี่ยมผืนผ้านี้ทำได้ยากและค่าใช้จ่ายสูงจึงมีการนำมาใช้งานน้อยลงดังนั้นเกลียวชนิดนี้จึงมิได้มีการทำเป็นมาตรฐานทั่วไป ตารางที่ ผ 11 แสดงขนาดของสกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยม ซึ่งจะนำมาประกอบกับการเลือกใช้ได้

จากความเหมาะสมกับการใช้งานจริงกับเครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องนำอัดลมจึงเลือกใช้เกลียวชนิดเกลียวสี่เหลี่ยม ซึ่งต่อไปจะขอกล่าวเกี่ยวกับทฤษฎีของเกลียวชนิดเกลียวสี่เหลี่ยมเท่านั้น

2.6.3 โมเมนต์บิดสำหรับหมุนสกรูส่งกำลัง

พิจารณาสกรูส่งกำลังดังรูปที่ 2.35 ซึ่งมีมุมฮีลิคัล α องศา และมุมเกลียวของสกรู ϕ องศา ในการยกน้ำหนัก W ขึ้นลง ทำได้โดยการหมุนเป็นเกลียวซึ่งตั้งอยู่บนที่รองรับ เรียกว่า บ่า (collar) สมมติให้แรง F ที่ใช้ยกน้ำหนักขึ้นการทำอยู่

บนเกลียวที่มีรัศมีเฉลี่ยของสกรู $r = \frac{(r_o + r_i)}{2}$ ณ ตำแหน่ง α ดังรูปที่ 7.6 ในขณะที่ยกน้ำหนักขึ้นจะมีแรงเสียดทาน F_f กระทำบนผิวหน้าของเกลียวด้านการเคลื่อนที่ของสกรู



รูปที่ 2.35 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง

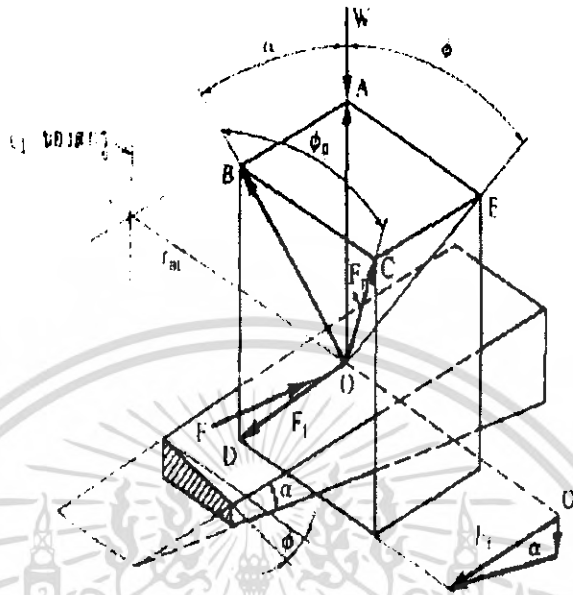
- โดยที่ F_n คือ แรงปฏิกิริยาซึ่งมีทิศตั้งฉากกับผิวหน้าของเกลียว
 OA คือ เวกเตอร์ของแรงที่มีขนาดเท่ากับน้ำหนัก แต่ทิศทางตรงข้าม
 OB คือ เวกเตอร์ของแรงรวมระหว่างแรง และ
 F_s คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของเกลียวและแป้นเกลียว

รวมแรงในแนวตั้งจะได้

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

แต่ $F_f = f_s F_n$ แทนค่าลงในสมการข้างบนนี้จะได้ว่า

$$F_n = \frac{W}{\cos\alpha \cdot \cos\phi_n - f_s \sin\alpha} \quad (2.55)$$



รูปที่ 2.36 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W

ในการหาโมเมนต์บิดที่เกิดจากการใช้แรง F เพื่อยกน้ำหนักขึ้น ให้รวมโมเมนต์รอบแกนกลางของสกรู

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

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

แทนค่า F_n จากสมการที่ (2.55) ลงในสมการข้างบน และให้ d_m แทนเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนัก (สำหรับสกรูเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู d_m ก็คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ d_2)

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

หรือ

$$T_R = \frac{W d_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos \phi_n \tan \alpha}{\cos \phi_n - f_s \tan \alpha} \right) \quad (2.56)$$

ในการใช้สมการที่ (2.56) จำเป็นที่จะต้องทราบมุม ϕ_n ซึ่งสามารถหาได้โดยพิจารณารูปที่ 2.36 ดังนี้

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

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

เพราะฉะนั้น $\tan\varphi_n = \cos\alpha \cdot \tan\varphi$ (2.57)

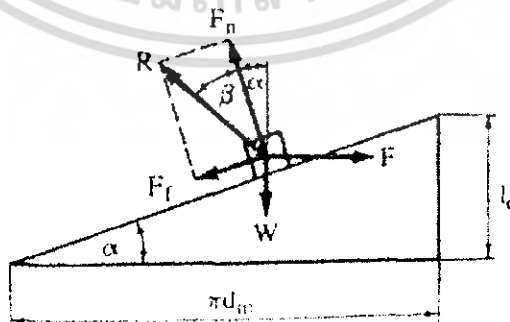
โดยปกติแล้วมุมสลิป α จะมีค่าน้อย(ประมาณ 2° ถึง 6°) ดังนั้น ค่าของ $\cos\alpha$ จึงเกือบเท่ากับ 1 ฉะนั้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณต่างๆ ไปจึงอนุญาตให้ใช้ $\varphi_n = \varphi$ ได้ ซึ่งทำให้เขียนสมการที่ (2.56) ใหม่ได้เป็น

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos\varphi \tan\alpha}{\cos\varphi - f_s \tan\alpha} \right) \quad (2.58)$$

ในกรณีของสกรูส่งกำลังที่มีเกลียวสี่เหลี่ยม มุม $\varphi = 0$ จากสมการที่ (2.58) จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ยกน้ำหนัก W เท่ากับ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \tan\alpha}{1 - f_s \tan\alpha} \right) \quad (2.59)$$

ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 2.36 จะเห็นว่าในกรณีของเกลียวสี่เหลี่ยม แรง F_n จะเท่ากับ OB ซึ่งถ้าให้นำเกลียวจำนวนหนึ่งรอบมาคลี่ออกแล้วจะได้ระบบของแรงที่เห็นได้ชัดเจนกว่าดังรูปที่ 2.37 โดยที่มุม β เรียกว่า มุมความเสียดทาน ซึ่ง $\tan\beta = f_s$



รูปที่ 2.37 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม

เมื่อรวมแรงในแนวตั้งและแนวระดับจะได้

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

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

หรือ

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

ดังนั้น

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

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

หรือ

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

ซึ่งเหมือนกับสมการที่ (2.59) ที่ได้หามาแล้ว

ในการหมุนสกรูเพื่อยกน้ำหนักลงแรง F และ F_L ดังรูปที่ 2.36 จะกลับทิศทาง การหาสูตรก็ทำได้ในทำนองเดียวกันกับการยกน้ำหนักขึ้น ซึ่งจะได้สมการดังนี้ คือ

สำหรับสกรูที่มีมุมเกลียว φ องศา

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos\varphi \tan\alpha}{\cos\varphi - f_s \tan\alpha} \right) \quad (2.60)$$

สำหรับเกลียวสี่เหลี่ยม

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \tan(\alpha + \beta) = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \tan\alpha}{1 - f_s \tan\beta} \right) \quad (2.61)$$

นอกจากแรงที่กระทำต่อสกรูส่งกำลังดังที่ได้กล่าวมาแล้ว สกรูในรูปที่ 2.35 ยังมีแรงเสียดทานที่บารองรับอีกด้วย แรงเสียดทานนี้ทำให้ต้องใช้แรงหรือ โมเมนต์บิดในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงมากขึ้นถ้าให้ f_c แทนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของบารองรับและเป็นเกลียว แรงเสียดทานจะมีค่าเท่ากับ

$$F_c = f_c W$$

ถ้าสมมติให้แรงเสียดทานกระทำที่รัศมีเฉลี่ยของบารองรับ r_{mc} โมเมนต์บิดที่ต้องใช้เพื่อเอาชนะความเสียดทานนี้คือ

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

ดังนั้นจากสมการที่ (2.58) ถึงสมการที่ (2.61) โมเมนต์บิดที่ต้องใช้ในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงสำหรับสกรูส่งกำลังที่มีมุมเกลียว ϕ และ θ องศา คือ

มุมเกลียว ϕ องศา ;

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos\phi \tan\alpha}{\cos\phi - f_s \tan\alpha} \right) + r_{mc} f_c W \quad (2.62)$$

มุมเกลียว θ องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม) ;

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \tan\alpha}{1 - f_s \tan\alpha} \right) + r_{mc} f_c W \quad (2.63)$$

มุมเกลียว 0 องศา

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s + \cos\phi \tan\alpha}{\cos\phi - f_s \tan\alpha} \right) + r_{mc} f_c W \quad (2.64)$$

มุมเกลียว 0 องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม) ;

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left(\frac{f_s - \tan\alpha}{1 - f_s \tan\alpha} \right) + r_{mc} f_c \quad (2.65)$$

ในกรณีที่ใช้เบริงลูกปืนกันรุน (ball thrust bearing) รองรับแทนบารองรับ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าน้อยมาก ซึ่งทำให้ไม่ต้องคิดถึงค่า $r_{mc} f_c W$ ในสมการที่ (2.62) หรือสมการที่ (2.65) ก็ได้

2.6.4 การออกแบบสกรูส่งกำลัง

การคำนวณหาความเค้นในส่วนต่างๆ ของสกรูส่งกำลังโดยใช้สมการเบื้องต้น ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อนเป็นการประมาณค่าของความเค้นที่เกิดขึ้นเท่านั้น ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความขบขันระหว่างเกลียวของสกรูและเป็นเกลียว ตลอดจนการกระจายของแรงบนเกลียวว่าจะเข้าใกล้กับสภาพที่ได้สมมติเอาไว้เพียงใด เกลียวที่อยู่ใกล้กับน้ำหนักอาจจะรับแรงมากกว่าเกลียวที่อยู่ห่างออกไป ความหลวมระหว่างสกรูและเป็นเกลียวอาจทำให้แรงกระจายไม่สม่ำเสมอ หรือการโค้งของเกลียวอาจทำให้เกลียวบางเกลียวรับแรงมากเกินไป เป็นต้น แต่สิ่งเหล่านี้เป็นสิ่งที่ไม้อาจจะทราบได้อย่างแน่นอน ดังนั้นการคำนวณความเค้นในสกรูก็ยังถือหลักการที่ได้ใช้มาแล้วในบทก่อนในการออกแบบควรจะต้องคิดถึงสิ่งต่างๆ ดังต่อไปนี้

2.6.4.1 ความเค้นวิกฤต (critical or bucking stress)

ในการคำนวณหาขนาดของสกรูที่รับแรงกดแต่เพียงอย่างเดียว ถ้าเป็นสกรูสั้นก็สามารถที่จะใช้สมการของความเค้นกด

$$\sigma_c = \frac{W}{A_r} \quad (2.66)$$

เนื่องจากพื้นเกลียวก็จะช่วยรับแรงนี้ด้วย ดังนั้นพื้นที่รับแรง A_r ก็ควรจะมีความใหญ่กว่าพื้นที่ซึ่งคิดที่เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย ซึ่งอาจจะประมาณได้ว่าควรจะเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยและเส้นผ่านศูนย์กลางพิช เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงขอแนะนำให้ใช้พื้นที่ของเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

คำว่าสกรูสั้นในที่นี้หมายถึง สกรูซึ่งมีอัตราส่วนความเพริช $\frac{L}{k} < 40$ ถ้าหากสกรูมีอัตราส่วนความเพริชมากกว่านี้ สกรูอาจจะเกิดการโค้งงอขึ้นได้ก่อนที่ความเค้นจะถึงค่าที่กำหนดเอาไว้ก็ได้ ในกรณีเช่นนี้การออกแบบสกรูต้องใช้สูตรของเสาแทนสมการที่ (2.66)

สำหรับสกรูที่มีความยาวปานกลางให้ใช้สูตรของจอห์นสัน

$$W = \frac{A_r \sigma_y}{N} \left(1 - \frac{\sigma_y \left(\frac{L_e}{k} \right)^2}{4\pi^2 E} \right) \quad 40 < \frac{L_e}{k} < 110 \quad (2.67)$$

สำหรับสกรูยาวให้ใช้สูตรของออยเลอร์

$$W = \frac{\pi^2 EI}{Nl_e^2} \quad \frac{L_e}{k} > 40 \quad (2.68)$$

ถ้าวัสดุที่ใช้ทำตัวสกรูไม่ใช่เหล็กกล้า ค่าของความเพียวที่แบ่งระหว่างการใช้สูตรออยเลอร์และจอห์นสันจะคำนวณได้จากสมการ

$$\frac{L_e}{k} = \left(\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y} \right)^{1/2} \quad (2.69)$$

2.6.4.2 ความเค้นผสม

ถ้าสกรูยาวไม่มากนักก็จะไม่เกิดการโก่งงอขึ้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงกดหรือในบางกรณีสกรูส่งกำลังอาจจะใช้รับแรงดึงก็ได้ นอกจากนี้แล้วก็ยังมีความเค้นเฉือนอันเนื่องมาจากการบิดของสกรูอีกด้วย การคำนวณในกรณีเช่นนี้ต้องใช้ความเค้นผสมซึ่งมีอยู่หลายทฤษฎีดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อน สำหรับทฤษฎีที่ปลอดภัยและใช้ได้ง่ายก็คือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดซึ่งได้กล่าวไว้แล้วในทฤษฎีหัวข้อที่ 2.5 โดยที่ $\tau_y = \frac{\sigma_y}{2}$ ดังที่ได้กล่าวมาแล้วซึ่งมีสมการเป็น

$$\tau_d = \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{1/2} \quad (2.70)$$

โดยที่ τ_d เป็นค่าความเค้นเฉือนใช้งาน และ

$$\tau = \frac{T_r}{J} = \frac{16T}{\pi \sigma_r^3}$$

โดยที่ d_r คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

ในการใช้ทฤษฎีนี้กับตัวสกรู ผู้เขียนขอแนะนำให้ใช้ $\tau_y = 0.6\sigma_y$ แทนที่จะใช้ $\tau_y = 0.5\sigma_y$ ดังเช่นที่กล่าวไว้ในทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ทั้งนี้เป็นเพราะเกลียวของสกรูก็จะช่วยในการรับแรงด้วยแต่ไม่ได้นำมาคิดในการหาความเค้นในตัวสกรู

2.6.4.3 ความเค้นอัด

ความเค้นอัดในที่นี้ หมายถึงความเค้นที่เกิดจากการที่ผิวหน้าของฟันเกลียวของตัวสกรูอัดกับผิวหน้าของฟันเกลียวของแป้นเกลียวหรือส่วนที่เป็นเกลียวตัวเมีย ดังรูปที่ 2.35 ในการคำนวณหาความเค้นอัดนี้ให้ใช้พื้นที่ภาพฉายของเกลียวส่วนที่อัดกันอยู่ ถ้าจำนวนเกลียวดังกล่าวนี้เท่ากับ n เกลียวพื้นที่นี้คือ

$$A = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_r^2) n \quad (2.71)$$

ดังนั้นความเค้นอัด

$$\sigma_y = \frac{4W}{\pi (d^2 - d_r^2) n} \quad (2.78)$$

2.6.4.4 ความเค้นเฉือนในฟันเกลียว

นอกจากความเค้นต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาแล้ว ในฟันเกลียวยังเกิดความเค้นคัตและความเค้นเฉือนที่โคนฟันเกลียวอีกด้วย เนื่องจากความสูงของฟันเกลียวมีค่าน้อยดังนั้นโมเมนต์คัตที่โคนฟันเกลียวจึงมีค่าน้อยด้วย ฉะนั้นเกลียวส่วนมากจึงทนต่อความเค้นคัตได้ ส่วนความเค้นเฉือนอาจจะมีค่ามาก จากทฤษฎีกลศาสตร์วัสดุ ความเค้นเฉือนสูงสุด สำหรับพื้นที่หน้าคัตที่รับแรงเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเท่ากับ

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

ให้ b เป็นความหนาของโคนฟันเกลียว ดังนั้นพื้นที่รับแรงเฉือน

$$A = \pi d_r b n$$

เพราะฉะนั้น

$$\tau = \frac{3W}{2\pi \cdot d_r b n} \quad (2.79)$$

ค่า d_r นี้ต้องเลือกใช้ที่โคนฟันเกลียวของสกรูหรือแป้นเกลียว แล้วแต่จะตรวจสอบที่ส่วนไหน

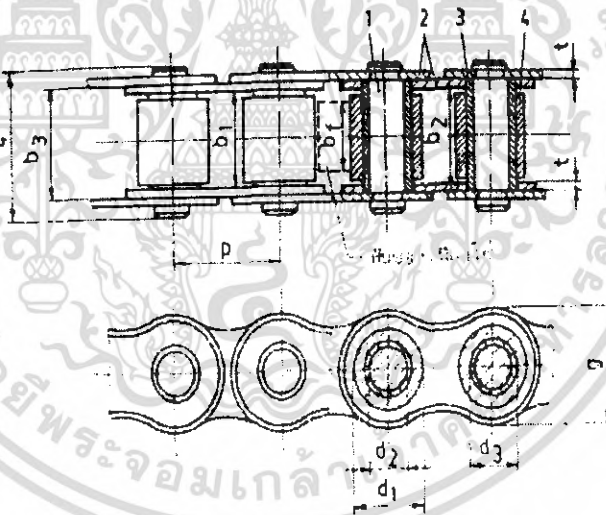
2.7. โഴ้กำลัง

2.7.1 การคำนวณหาขนาดโゾ้

การคำนวณหาขนาดของโゾ้ ต้องพิจารณาถึงแรงต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในโゾ้ส่งกำลัง รวมทั้งความเค้นที่เกิดขึ้นตามชิ้นส่วนต่าง ๆ ในโゾ้ส่งกำลัง ส่วนในทางปฏิบัติการคำนวณหาขนาดโゾ้ มักจะใช้วิธีเลือกขนาดโゾ้จากแคตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิตโゾ้ โดยทำตามคำแนะนำในแคตตาล็อกนั้น ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป หลังจากที่เลือกขนาดโゾ้ได้แล้ว อาจตรวจสอบว่าโゾ้จะใช้งานได้หรือไม่ด้วยสมการ

$$F = \frac{F_b}{N_b} \quad (2.80)$$

โดยที่ F_b = แรงแตกหักน้อยที่สุดของโゾ้
 N_b = ค่าความปลอดภัยซึ่งควรมีค่าระหว่าง 7 ถึง 15



รูปที่ 2.38 ลักษณะ โゾ้โรเลอร์

แรงต่าง ๆ รวมทั้งความเค้นที่เกิดขึ้นตามส่วนต่าง ๆ ภายในโゾ้ที่ต้องพิจารณา ในการคำนวณออกแบบ

2.7.1.1 แรงในแนวสัมผัส

ในการส่งกำลัง ถ้าโゾ้รับแรงสม่ำเสมอและเฟืองโゾ้หมุนด้วยความเร็วคงที่ โゾ้จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ v และมีแรงในแนวเส้นสัมผัส F_t ซึ่งจะหาค่าได้จากกำลังที่ส่ง P_p หรือโมเมนต์บิดที่ต้องการส่ง T

ความเร็วของโซ่หาได้จาก

$$v = \pi d n = P_c \cdot z \cdot n \approx P \cdot z \cdot n \quad (2.81)$$

ดังนั้นแรงในแนวเส้นสัมผัส

$$F = \frac{W_p}{v} \quad (2.82)$$

หรือ
$$F_t = \frac{2\pi \cdot nT}{V} = \frac{2\pi \cdot nT}{Pzn} = \frac{2\pi \cdot T}{Pz} = \frac{2T}{d}$$

โดยที่ F_t = แรงในแนวสัมผัส
 W_p = กำลังงาน
 T = โมเมนต์บิด
 v = ความเร็วของเฟืองโซ่
 z = จำนวนฟันของเฟืองโซ่
 n = ความเร็วรอบของเฟืองโซ่

2.7.1.2 แรงดึงชั้นต้น

แรงดึงชั้นต้นในโซ่ด้านหย่อนที่เหมาะสมควรมีค่าเท่ากับแรงที่เหลืออยู่ในโซ่ด้านหย่อน (คือแรง F_{L4} ในรูปที่

2.38) ซึ่งสามารถคำนวณหาค่าได้ คือ

$$h = F_{L2} \sin 2\alpha = F_{N2} \sin \gamma$$

และ

$$F_{L1} = F_{L2} \cos 2\alpha + F_{N2} \cos \gamma$$

ดังนั้น

$$\begin{aligned} F_{L1} &= F_{L2} \left(\cos 2\alpha + \frac{\sin 2\alpha \cos \gamma}{\sin \gamma} \right) \\ &= F_{L2} \frac{\sin(2\alpha + \gamma)}{\sin \gamma} \end{aligned} \quad (2.83)$$

และ

$$F_{L2} = F_{L1} \frac{\sin\gamma}{\sin(2\alpha + \gamma)} = F_{L1} \frac{\sin\gamma}{\sin\left(\frac{360}{z} + \gamma\right)} \quad (2.84)$$

ถ้าให้ z_b เป็นจำนวนฟันทั้งหมดในส่วนของโค้งสัมผัสระหว่างโซ่กับเฟืองโซ่ ดังนั้นแรงที่เหลืออยู่ในโซ่จะเท่ากับ

$$F_i = F_t \left(\frac{\sin\gamma}{\sin\left(\frac{360}{z} + \gamma\right)} \right)^{z_b} \quad (2.85)$$

โดยที่ F_t = แรงดึงขั้นต้น
เมื่อให้ β เป็นมุมสัมผัส จะได้ว่า

$$z_b = \frac{\beta_z}{360}$$

ในทางปฏิบัติแรงที่เหลืออยู่มีค่าน้อยมาก ตัวอย่างเช่น ถ้ามุมสัมผัส $\beta = 120^\circ$, $\gamma = 15^\circ$ และ $z = 19F_t$ จะเท่ากับ 0.76% ของ F_t และถ้า $z = 11 : F_t$ จะเท่ากับ 2.12 % ของ F_t

2.7.1.3 แรงหนีศูนย์กลาง

ในขณะที่กำลังที่ข้อต่อของโซ่ จะมีแรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมีของเฟืองโซ่ F_c ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$F_c m r \omega^2 = \frac{mv^2}{r} = w \cdot v^2 \cdot 2 \sin\alpha \quad (2.86)$$

โดยที่ F_c = แรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมี
 w = น้ำหนักโซ่ต่อความยาว 1 m

และความยาวโซ่ $\approx 2r \cdot \sin\alpha$

เมื่อแยกแรงนี้ออกเป็นแรงย่อยในแนวของข้อต่อโซ่ F_{ct} จะได้ว่า

$$0.5 \frac{F_c}{F_{ct}} = \sin \alpha$$

ดังนั้น

$$F_{ct} = \frac{F_c}{2 \sin \alpha} = \frac{w \cdot v^2}{g} \quad (2.87)$$

2.7.2 การเลือกใช้โซโรลเลอร์ในทางปฏิบัติ

2.7.2.1 โซโรลเลอร์

ในการเลือกขนาด โซจะต้องทราบข้อมูลดังต่อไปนี้ คือ

- กำลังงานที่ต้องการส่งเป็น kW
- ความเร็วรอบของเพลาขับและเพลาคามเป็น rpm
- การใช้งาน เช่น ชนิดของอุปกรณ์ขับและอุปกรณ์ที่ต้องการขับ

จากข้อมูลดังกล่าวนี้ จึงเริ่มต้นการเลือกขนาด โซตามขั้นตอนดังนี้ คือ

2.7.2.2 การหาจำนวนฟันของพีเนียน (คือจำนวนฟันบนเฟืองโซเล็ก)

เพื่อให้โซมีอายุใช้งานได้สูงสุด ทำงานได้อย่างราบรื่น และมีสมรรถนะที่อำนวยประโยชน์ที่สุดการหาจำนวนฟันบนพีเนียน ควรพิจารณาสิ่งต่อไปนี้

- ในการขับส่วนมากจะใช้จำนวนพิตซ์ของ โซเป็นเลขคู่ และใช้พีเนียนที่มีฟันเป็นเลขคี่เพื่อให้แน่ใจว่าโซและฟันบนพีเนียนจะเกิดการสึกหรออย่างสม่ำเสมอ
- โดยทั่วไป ถ้าเป็นการขับอย่างสม่ำเสมอพีเนียนไม่ควรมีฟันน้อยกว่า 17 ฟัน เนื่องจากว่าโซจะวางตัวบนพีเนียนในลักษณะของรูปหลายเหลี่ยม ทำให้ความเร็วในการเคลื่อนที่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ซึ่งผลที่เกิดขึ้นนี้จะน้อยมากเมื่อพีเนียนมีจำนวนฟันมากขึ้น นั่นคือเมื่อมากกว่า 17 ฟัน
- ถ้ามีการกระตุกเล็กน้อยควรใช้พีเนียนที่มีจำนวนฟันอย่างน้อย 23 ฟัน
- พีเนียนควรผ่านกรรมวิธีทางความร้อน ให้มีความแข็ง HV10-550

2.7.2.3 ตัวประกอบใช้งาน

สำหรับโซเพื่อใช้ประกอบในการเลือกขนาดโซ ซึ่งจะแบ่งออกเป็น 3 กลุ่ม ตามลักษณะของการใช้งาน

กลุ่มที่ 1 แรงกระทำสม่ำเสมอ เช่น

เครื่องกวาดและเครื่องผสมของเหลว กิ่งของเหลว

เครื่องกำเนิดไฟฟ้า

เครื่องเป่าแบบหอยโข่ง (centrifugal blower) และพัดลมขนาดเล็ก

เครื่องอัดอากาศแบบหอยโข่ง

อุปกรณ์ลำเลียง ลิฟท์ บรรรไคเลื่อน
เครื่องจักรในอุตสาหกรรมอาหารและเครื่องคั้ม เช่น
เครื่องบรรจุขวด เครื่องบรรจุกระป๋อง
เครื่องสูบลมแบบหอยโข่ง แบบเฟือง แบบโรตารี
เครื่องพิมพ์
เครื่องจักรกลงานไม้ชนิดงานละเอียด

ตัวประกอบใช้งานในกลุ่มนี้ดูได้จากตารางที่ ผ 4

กลุ่มที่ 2 แรงกระทำที่มีการกระตุกปานกลาง เช่น
เครื่องกวาดและเครื่องผสมของเหลวกับของแข็ง หรือของผสมที่มีความหนาแน่นเปลี่ยนแปลง
เครื่องเป่าแบบหอยโข่งความดันสูง พัดลมในงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่
เครื่องมือสายเคเบิล (cable reels)
เครื่องผสมซีเมนต์
เครื่องอัดอากาศแบบลูกสูบ ที่มีลูกสูบตั้งแต่สามลูกสูบขึ้นไป
อุปกรณ์ลำเลียง และลิฟท์ ที่มีอัตราการลำเลียงไม่สม่ำเสมอ
ปั่นจั่น และรอกขนาดใหญ่
เครื่องจักรในอุตสาหกรรมอาหารและเครื่องคั้ม เช่น เครื่องผสมแป้ง เครื่องบด เครื่องหั่น
เครื่องชักผ้า
เครื่องมือกล เช่น เครื่องรีด เครื่องกลึงและเครื่องกัด
เครื่องอัด เครื่องอัดก้อน
เครื่องที่ใช้ผลิตกระดาษ เช่น เครื่องผสมเยื่อกระดาษ เครื่องรีดกระดาษ
เครื่องสูบลมแบบลูกสูบ ที่มีลูกสูบตั้งแต่สามลูกสูบขึ้นไป
เตาเผาแบบหมุน (rotary kiln)
เครื่องรีดโลหะ
เครื่องทอผ้า
เครื่องจักรกลงานไม้ เช่น เครื่องเลื่อยไม้

ตัวประกอบใช้งานในกลุ่มนี้ดูได้จากตารางที่ ผ 5 และ ผ 6

กลุ่มที่ 3 แรงกระทำที่มีการกระตุกมาก เช่น
เครื่องกำเนิดไฟฟ้า เช่น เครื่องเชื่อมไฟฟ้า
เครื่องผลิตก้อนอิฐ
เครื่องจักรกลในโรงงานน้ำตาล
เครื่องขกรถ และลากรถ

เครื่องบดซีเมนต์

เครื่องอัดอากาศแบบลูกสูบ ที่มีลูกสูบหนึ่งหรือสองลูกสูบ

อุปกรณ์ลำเลียง ลิฟท์ แบบเลื่อน ไปกลับ และแบบเข่า

เครื่องบดหิน

เครื่องขุด และเครื่องดักดิน

เครื่องมือกล เช่นเครื่องไส

เครื่องจักรกลในเหมืองแร่

เครื่องสูบน้ำมัน

เครื่องผลิตกระดาษ เช่น เครื่องบดเยื่อกระดาษ

เครื่องบดถ่านหิน

เครื่องสูบบนลูกสูบ ที่มีลูกสูบหนึ่งหรือสองลูกสูบ

เครื่องรีดโลหะ

ตัวประกอบใช้งานในกลุ่มนี้ดูได้จากตารางที่ 7

2.7.2.4 คำนวณหาอัตราทดที่ต้องการได้จากอัตราทด

$$m\omega = \frac{\text{ความเร็วรอบของเพลารอบสูง}}{\text{ความเร็วรอบของเพลารอบต่ำ}} = \frac{n_1}{n_2}$$

คำนวณหาจำนวนฟันบนเฟืองโซ่ใหญ่ โดยการคูณจำนวนฟันบนพีเนียนด้วยอัตราทดถ้าจำนวนฟันที่ได้ไม่เหมาะสมก็ให้เลือกใช้พีเนียนให้มีจำนวนฟันมากขึ้น และมีอัตราทดตามต้องการจำนวนฟันของเฟืองโซ่ที่ใช้กับโซ่ เพื่อให้โซ่มีอายุใช้งานอย่างอำนวยประโยชน์ที่สุด จำนวนฟันของเฟืองโซ่ไม่ควรมากกว่า 120 ฟัน คำนวณหาค่าลิ้งที่ใช้เลือกโซ่ P ได้โดยการคูณค่าลิ้งที่ต้องการส่งด้วยตัวประกอบใช้งาน เพราะฉะนั้น ค่าลิ้งที่ใช้เลือกโซ่

$$P = W_p \cdot N_s \quad (2.88)$$

เลือกขนาดโซ่ที่ต้องการใช้งานโดยพิจารณาจากรูป 1 2 หรือ 3 ในช่องหมายเลข 1 โดยพยายามเลือกใช้โซ่ที่มีระยะพิชชน้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ก่อน ด้วยการให้ความเร็วรอบของพีเนียนในการเลือก ซึ่งจะได้โซ่ที่ประหยัดที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม ถ้าต้องการให้มีขนาดกระทัดรัด ใช้งานได้ที่ความเร็วสูง และขับได้อย่างราบรื่น ก็ควรเลือกใช้โซ่หลายชั้นที่มีระยะพิชชน้อย เมื่อกำลังที่พีเนียนส่งมีค่ามากกว่าค่าในช่องหมายเลข 1 ก็อาจเลือกใช้โซ่หลายชั้นในช่องหมายเลข 2 3 และ 4 ตามลำดับ สำหรับโซ่ในแผนภูมิทั้งสามที่กล่าวมานี้ ถ้าใช้งานอย่างเต็มที่จะมีอายุใช้งานประมาณ 15,000 ชั่วโมง

บทที่ 3

การออกแบบและวิธีการดำเนินงาน

3.1 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างชุดลูกสูบ

ชุดลูกสูบทำหน้าที่ในการอัดกระป๋อง ซึ่งหน้าสัมผัสของลูกสูบจะสัมผัสโดยตรงกับกระป๋องที่จะทำการอัด ดังนั้นการนำเหล็กมาทำเป็นลูกสูบจึงเป็นสิ่งที่ไม่สมควรเป็นอย่างยิ่ง เพราะหัวลูกสูบจะเป็นส่วนที่สัมผัสน้ำดลอคเวลาที่เครื่องทำการอัด เนื่องจากน้ำที่ยังคั่งค้างอยู่ภายในกระป๋องจะเประอะเปื้อนหัวลูกสูบ ขณะที่กระป๋องถูกอัดจนบวม และกระป๋องอาจเกิดการฉีกขาด ในส่วนท้ายของลูกสูบประกอบเข้ากับก้านสูบด้วยวิธีการยึดน๊อต เพื่อจุดประสงค์ในการถอดเปลี่ยนลูกสูบเมื่อครบอายุการใช้งาน หรือลูกสูบชำรุดเสียหาย ส่วนก้านสูบจะยึดติดกับสกรูส่งกำลังด้วยวิธีการเชื่อม เพื่อต้องการความแข็งแรงระหว่างการเชื่อมติด และเพื่อต้องการความเป็นอันหนึ่งอันเดียวกันในการทำงาน และจากความเป็นอันหนึ่งอันเดียวกันของลูกสูบกับสกรูส่งกำลังนี้ทำให้สามารถกำหนดตำแหน่งที่แน่นอนของลูกสูบได้จากการกำหนดระยะเวลาเคลื่อนที่ของสกรูส่งกำลัง

3.1.1 หลักการออกแบบลูกสูบ

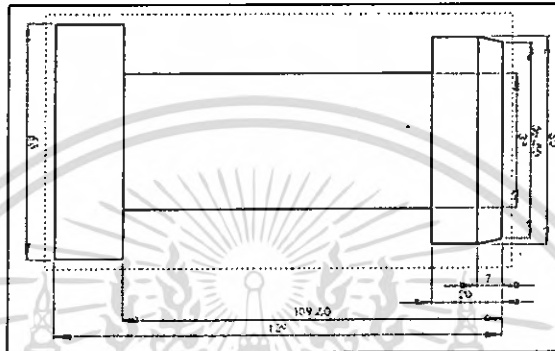
ในการออกแบบ ต้องพิจารณาถึงขนาดของแรงที่ชุดลูกสูบต้องรับ และขนาดของแรงที่กระทำต่อชุดลูกสูบ คือ 3.131 kN และค่าแรงกระทำนี้ ได้จากการทดลองอัดกระป๋องที่ห้องปฏิบัติการ การใช้งานของชุดลูกสูบที่ยาวนาน ทนนาน และไม่เสียรูปร่าง คือสิ่งที่ต้องการ ดังนั้นทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดจึงต้องถูกนำมาใช้พิจารณาหาค่าความเค้นที่เกิดขึ้นภายในลูกสูบ เพื่อนำมาเป็นแนวทางในการเลือกวัสดุที่จะนำมาใช้สร้างลูกสูบ ขณะเดียวกันทฤษฎีโมเมนต์ดัดในคาน จะใช้คำนวณเรื่องการโก่งงอของก้านสูบ และกฎของฮุก จะใช้ในการพิจารณาการทำงานของลูกสูบว่ายังคงใช้งานได้ดี ไม่เสียรูปร่าง และหลักทฤษฎีที่ถูกกล่าวอ้างอิงมาทั้งหมดนี้จะถูกนำมาใช้ในหัวข้อการคำนวณต่อไป

3.1.2 การคำนวณลูกสูบ

สำหรับการคำนวณหาขนาดของลูกสูบ เป็นการคำนวณหาการเสียรูปร่าง ของลูกสูบในขณะที่รับแรงกดอัด โดยการเสียรูปร่างนั้นจะคำนึงถึงระยะหดเนื่องจากการอัด ระยะหดของลูกสูบสามารถคำนวณได้ดังนี้จากกฎของฮุก จากสมการที่ 2.13 จะเป็น

$$\delta = \int_0^L \frac{F(x)}{E.A(x)} dx \quad (3.1)$$

- เมื่อ $F(x)$ = แรงกดที่กระทำในแต่ละชั้นของลูกสูบในฟังก์ชัน x
 L = ความยาวในแนวนอนของแต่ละชั้นของลูกสูบ
 $A(x)$ = พื้นที่หน้าตัดในแต่ละชั้นของลูกสูบในฟังก์ชัน x
 E = ค่าดัชนีความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity)

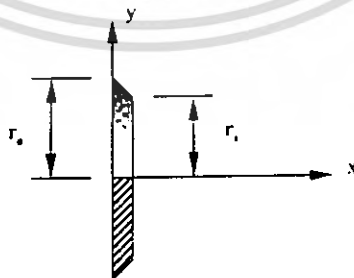


รูปที่ 3.1 แสดงแต่ละชั้นส่วนของลูกสูบ

จากรูปจะเห็นว่าในแต่ละชั้นส่วนของลูกสูบมีแรงภายในเท่ากันทุกชั้นส่วน และเป็นวัสดุชนิดเดียวกัน ดังนั้นจากสมการข้างต้น จึงเป็น

$$\delta = \frac{F}{E} \left[\left(\frac{L}{A} \right)_1 + \left(\frac{L}{A} \right)_2 + \left(\frac{L}{A} \right)_3 \right] + \frac{F}{E} \int_0^L \frac{1}{A(x)} dx \quad (3.2)$$

พิจารณาที่พื้นที่หน้าตัดของชั้นส่วนสุดท้ายของลูกสูบ



รูปที่ 3.2 พื้นที่หน้าตัดของชั้นส่วนที่ 4 ของลูกสูบ

จากความสัมพันธ์ของแกน X และ Y

$$y = mx + b$$

$$y = \frac{(r_o - r_i)}{L} \cdot (x) + r_o$$

และจาก $A(x) = \pi (y^2)$

$$A(x) = \pi \left[\frac{(r_o - r_i)}{L} \cdot (x) + r_o \right]^2$$

$$\delta = \frac{F}{E} \left[\left(\frac{L}{A} \right)_1 + \left(\frac{L}{A} \right)_2 + \left(\frac{L}{A} \right)_3 \right] + \frac{F}{E} \int_0^L \frac{dx}{\pi \left[\frac{(r_o - r_i)}{L} \cdot (x) + r_o \right]^2}$$

$$\delta = \frac{F}{E} \left[\left(\frac{L}{A} \right)_1 + \left(\frac{L}{A} \right)_2 + \left(\frac{L}{A} \right)_3 + \frac{L_4}{\pi(r_i - r_o)} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_o} \right) \right]$$

เมื่อ $F = -3.131 \text{ kN}$ (เป็นแรงกด)

$E = 71 \text{ Gpa}$

$L_1 = 19.5 \text{ mm}$

$A_1 = 3631.681 \text{ mm}^2$

$L_2 = 89.5 \text{ mm}$

$A_2 = 1194.591 \text{ mm}^2$

$L_3 = 13.0 \text{ mm}$

$A_3 = 3631.681 \text{ mm}^2$

$L_4 = 7.0 \text{ mm}$

$r_i = 28.250 \text{ mm}, r_o = 34.000 \text{ mm}$

แทนค่าในสมการจะได้

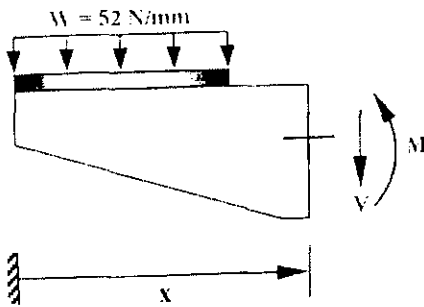
$$\delta = -4.061 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

เพราะฉะนั้นระยะหดของลูกสูบเท่ากับ $4.061 \times 10^{-3} \text{ mm}$ ซึ่งน้อยมากเมื่อเทียบกับความยาวทั้งหมดของลูกสูบ

3.1.3 การคำนวณหาขนาดก้านสูบ

สำหรับการคำนวณหาขนาดของก้านสูบนั้น จะคำนวณหาความหนาของก้านสูบ โดยพิจารณาก้านสูบในลักษณะของคาน และใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดในการคำนวณหาความหนาของก้านสูบ

ทฤษฎีแรงเฉือนสูงสุดและโมเมนต์คัตในคานพบว่าที่โคนของก้านสูบนั้นเกิดแรงเฉือน และโมเมนต์คัตสูงสุด จึงพิจารณาค้นหาที่โคนของก้านสูบ



รูปที่ 3.3 แสดงแรงและโมเมนต์ที่กระทำต่อก้านสูบ

$$V = -3.131 \text{ kN}$$

$$M = (-3.131)(x-34) \text{ kN}\cdot\text{mm}$$

ใช้ค่า x ซึ่งเป็นระยะความยาวตามมีค่าเท่ากับ 100 mm

จากสมการที่ 2.52

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau}{\tau_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.52)$$

เมื่อ

$$\tau = \frac{F_s}{A_s} = \frac{(3.131 \times 10^3)}{(37 \cdot b)} = \frac{84.622}{b} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{[(3.131 \cdot 10^3) \cdot (100 - 34)]}{\frac{1}{12} \cdot (b) \cdot (37)^3} \cdot \left(\frac{37}{2} \right) = \frac{905.680}{b} \text{ N/mm}^2$$

โดย

$$\sigma_y = 303.380 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_y = (0.5) \cdot \sigma_y = (0.5) \cdot (303.380) = 151.690 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

แทนค่าลงในสมการที่ 2.52

$$\frac{1}{2} = \left[\left(\frac{84.622}{b} \cdot \frac{1}{151.690} \right)^2 + \left(\frac{905.680}{b} \cdot \frac{1}{303.380} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{4} = \frac{0.311}{b^2} + \frac{8.912}{b^2} = \frac{9.223}{b^2}$$

$$\therefore b^2 = 36.892 \text{ mm}^2$$

เพราะฉะนั้นความหนาของก้านสูบควรมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ 6.074 mm
ดังนั้น จึงเลือกใช้ความหนาของก้านสูบเท่ากับ 7 mm

3.1.4 การสร้าง

ชุดลูกสูบประกอบไปด้วยส่วนสำคัญ 3 ส่วน คือ

1. ลูกสูบ มีลักษณะเป็นทรงกระบอก ยาว 129 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ด้านหัวมีขนาด 56.5 mm และที่ด้านท้ายมีขนาด 68 mm
2. ก้านสูบ มีขนาดยาว 68 mm หนา 5 mm โดยที่โคนของก้านสูบจะใหญ่กว่าด้านปลายมีขนาด 35 mm และที่ด้านปลายของก้านสูบจะเชื่อมติดกับเหล็ก โดยที่เหล็กตัวนี้จะทำหน้าที่เป็นเป็นรับลูกสูบ
3. สกรูส่งกำลังซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไปในหัวข้อสกรูส่งกำลัง

3.2 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างเฟืองโซ่และโซ่

3.2.1 การออกแบบ

ประสิทธิภาพการส่งกำลังที่สูงและความเร็วในการอัดกระป๋องในแต่ละรอบ คือสองสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาควบคู่กันไป ประสิทธิภาพการส่งกำลังที่ดีมีอยู่ในการส่งกำลังแบบโซ่ เพราะจะไม่เกิดปัญหาการสลิปขึ้น ดังที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังแบบสายพาน ทำให้ความเร็วในการอัดที่เหมาะสม จึงเป็นสิ่งที่ต้องหามาให้ได้ การเปลี่ยนอัตราทดเป็นทางเลือกหนึ่งที่จะสะดวกที่จะสามารถปรับเปลี่ยนความเร็วในการอัดได้ ซึ่งต้องทำการทดลองเปลี่ยนความเร็ว และได้มาซึ่งความเร็วในการอัดที่เหมาะสมที่สุด

การเลือกใช้เฟืองโซ่ และ โซ่จำเป็นต้องออกแบบให้มีขนาดมาตรฐานหาได้ง่ายตามท้องตลาดเพราะจะเป็นการสะดวกกว่า และประหยัดต้นทุนเป็นอย่างมากกว่าการที่จะผลิตขึ้นเอง

3.2.2 การคำนวณหาขนาดของโซ่

จากสมการที่ 2.88 ใช้ในการหาคำสั่งงานสำหรับโซ่เลือกโซ่

$$P = W_p \cdot N_s \quad (2.88)$$

เมื่อ $W_p = 200 \text{ Watt}$

$N_s =$ ตัวประกอบการใช้งานสำหรับแรงกระทำ เท่ากับ 1.84 สำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกปานกลาง โซ่โรเลอร์แบบ B, จำนวนฟันของเฟืองขับคือ 13 ฟัน, และใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบสม่ำเสมอ (มอเตอร์ไฟฟ้า)

แทนค่าลงในสมการที่ 2.88 จะพบว่า

$$P = 200 \times 1.84 = 368 \text{ Watt}$$

$$P = 0.368 \text{ kW}$$

ที่ $P = 0.368 \text{ kW}$ และความเร็วรอบ 700 rpm จะพบว่า ที่ระยะพิทช์เท่ากับ 9.525 mm ชื่อโซ่ตามมาตรฐานมีชื่อว่า ISO/R 606 06 B-1 สามารถทนต่อแรงแตกหักได้ 8.93 kN (จากตารางที่ ผ 1) จากนั้นทำการตรวจสอบความสามารถในการรับแรงของโซ่ในขณะที่ใช้งานจริง

จากสมการที่ 2.81 สามารถใช้ในการหาความเร็วเชิงเส้นของโซ่

$$V = p \cdot z \cdot n \tag{2.81}$$

เมื่อ $p =$ ระยะพิทช์ $= 9.525 \text{ mm}$

$z =$ จำนวนฟันเฟืองขับ $= 13$ ฟัน

$n =$ ความเร็วรอบของเฟืองขับ $= 700 \text{ r.p.m}$

แทนค่าต่าง ๆ ลงในสมการที่ 2.81 จะพบว่า

$$V = \frac{(9.525)}{1000} \cdot 13 \cdot \frac{(700)}{60} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V = 1.445 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

จากสมการที่ 2.82 หาแรงในแนวสัมผัส

$$F_t = \frac{W_p}{V} \tag{2.82}$$

$$F_t = \frac{200}{1.445} \cdot \frac{1}{10^3} \text{ kN}$$

$$F_t = 0.138 \text{ kN}$$

จะพบว่าแรงดึงในโซ่ที่ใช้สำหรับดึงโซ่เพื่อให้เกิดแรงบิดนั้นมีค่า 0.138 kN

หาแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักของโซ่ โดยพิจารณาจากสมการที่ 2.87

$$F_{ct} = \frac{W}{g} \cdot V^2 \tag{2.87}$$

$$\text{โดย } \frac{W}{g} = 0.39 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$F_{ct} = \frac{0.39 \times 1.445^2}{1000} \text{ kN}$$

$$F_{ct} = 0.814 \times 10^{-3} \text{ kN}$$

แรงดึงรวมทั้งหมดในโซ่เท่ากับ

$$F = F_t + F_{ct}$$

$$F = 0.138 + 0.814 \times 10^{-3} \text{ kN}$$

$$N_b = \frac{F_b}{F}$$

$$N_b = \frac{8.93}{0.139} = 64.245$$

ดังนั้นจะพบว่าโซ่สามารถทนแรงที่ใช้ในขณะที่ทำงานได้ถึง 64 เท่า

ถ้าหากเลือกใช้โซ่รูดจักรยานยนต์เพราะหาซื้อง่ายและมีราคาถูก เป็นโซ่โรลเลอร์ ISO/R 606 08B-1 ซึ่งมีความสามารถทนต่อแรงแตกหักได้ 17.85 kN มีระยะพิคซ์ 12.7 mm และมอเตอร์ที่ใช้มีกำลังงานเท่ากับ 200 วัตต์

$$V = p \cdot z \cdot n \quad (2.81)$$

เมื่อ $p =$ ระยะพิคซ์ = 12.7 mm

$z =$ จำนวนฟันเฟืองขับ = 13 ฟัน

$n =$ ความเร็วรอบของเฟืองขับ = 700 r.p.m

แทนค่าต่าง ๆ ลงในสมการที่ 2.81 จะพบว่า

$$V = \frac{(12.7)}{1000} \cdot 13 \cdot \frac{(700) \text{ m}}{60 \text{ s}}$$

$$V = 1.926 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

จากสมการที่ 2.82 หาแรงในแนวสัมผัส

$$F_t = \frac{W_p}{V} \quad (2.82)$$

$$F_t = \frac{200}{1.926} \cdot \frac{1}{10^3} \text{ kN}$$

$$F_t = 0.104 \text{ kN}$$

จะพบว่าแรงดึงในโซ่ที่ใช้สำหรับดึงโซ่เพื่อให้เกิดแรงบิดนั้นมีค่า 0.104 kN

หาแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักของโซ่ โดยพิจารณาจากสมการที่ 2.87

$$F_{ct} = \frac{W}{g} \cdot V^2 \quad (2.87)$$

$$\text{โดย } \frac{W}{g} = 0.68 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$F_{ct} = \frac{0.68 \times 1.926^2}{1000} \text{ kN}$$

$$F_{ct} = 2.522 \times 10^{-3} \text{ kN}$$

แรงดึงรวมทั้งหมดในโซ่เท่ากับ

$$F = F_t + F_{ct}$$

$$F = 0.104 + 2.522 \times 10^{-3} \text{ kN}$$

$$N_b = \frac{F_b}{F}$$

$$N_b = \frac{17.85}{0.107} = 166.823$$

ดังนั้นจะพบว่าโซ่นั้นสามารถทนแรงที่ใช้ในขณะที่ทำงานได้ถึง 166 เท่า

3.2.3 การสร้าง

จากการคำนวณจะเห็นว่าโซ่ที่ขนาด $p = 9.525 \text{ mm}$ มีความแข็งแรงเพียงพอ แต่ในทางปฏิบัติแล้ว ถ้าเลือกใช้โซ่ขนาด $p = 12.7 \text{ mm}$ จะสามารถหาซื้อได้ง่าย และมีราคาถูก เพราะเป็นโซ่รถจักรยานยนต์มีใช้ในท้องตลาดทั่วไป ดังนั้นจึงเลือกที่จะใช้โซ่ขนาด ISO/R 606 08B-1 ขนาดเฟืองขับ 13 ฟัน และเฟืองตาม 32 ฟัน

3.3 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างสกรูส่งกำลัง

3.3.1 การออกแบบ

การออกแบบชุดสำหรับอัดกระป๋องให้ได้ตามขนาดที่ต้องการนั้น สามารถทำได้หลายวิธี ทั้งระบบไฮดรอลิกและระบบนิวเมติก แต่เนื่องจากทั้งสองระบบนี้มีราคาค่าลงทุนในการสร้างที่ไม่เหมาะสมกับลักษณะของงาน ดังนั้นระบบสกรูส่งกำลังจึงถูกเลือกนำมาใช้ในงานนี้ โดยสกรูส่งกำลังมีหลักการทำงานคือ เปลี่ยนแรงบิดที่ส่งมาจากการขับของมอเตอร์ให้เป็นแรงเคลื่อนที่แบบเส้นตรงตามแนวแกนของสกรูส่งกำลัง สำหรับลักษณะของเกลียวที่เลือกมาใช้ นั้น เป็นแบบเกลียวปากสี่เหลี่ยมเพราะสามารถส่งถ่ายกำลังได้สูงกว่าเกลียวชนิดอื่นๆอีกทั้งยังสามารถจัดหาเกลียวสำเร็จรูปได้ง่ายตามท้องตลาดอีกด้วย

3.3.2 การคำนวณ

สำหรับการคำนวณหาขนาดของสกรูส่งกำลัง เป็นการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียวและตรวจสอบการหักหรือโค้งงอเนื่องจากแรงวิกฤตของการเป็นเกลียวยาวจากสมการที่ 2.62. แรงบิดที่ใช้ในการยกแรง W ของสกรูส่งกำลังที่มีมุมเกลียว ϕ องศา

$$T_R = \frac{W \cdot d_m}{2} \cdot \left[\frac{f_s + \cos\phi \cdot \tan\alpha}{\cos\phi - f_s \cdot \tan\alpha} \right] + r_{mc} \cdot f_c \cdot W \quad (2.62)$$

สมมติฐาน 1. สกรูส่งกำลังมีเกลียวเป็นแบบเกลียวสี่เหลี่ยม ($\phi = 0$)

2. ไม่มีบารอรับ

ดังนั้น สมการที่ 2.62 จะเป็น

$$T_R = \frac{W \cdot d_m}{2} \cdot \left[\frac{f_s + \tan\alpha}{1 - f_s \cdot \tan\alpha} \right] \quad (2.59)$$

เมื่อ $W =$ แรงหรือน้ำหนักที่ที่ต้องการยก $= mg = 319.2 \times 9.81 \times 10^3 = 3.131 \text{ kN}$

$f_s =$ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของเกลียวและเป็นเกลียว (ตารางที่ ผ 14) $= 0.14$

สมมติ $d =$ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (ตารางที่ ผ 11) $= \frac{7}{16} \text{ in} = 11.113 \text{ mm}$

$d_3 =$ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย $= 0.266 \text{ in} = 6.756 \text{ mm}$

จำนวนเกลียวต่อความยาว 1 นิ้ว $= 8 \frac{\text{thread}}{\text{in}}$

เป็นเกลียวแบบ 1 ปาก

จากการสมมติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางจะพบว่า

$d_m =$ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย $= \frac{0.438 + 0.266}{2} \text{ in} = 8.935 \text{ mm}$

$P =$ ระยะพิทช์ $= \frac{1}{8} \text{ in} = 3.175 \text{ mm}$

$l_c =$ ระยะหัตถ์ $= nP = 1 \times 3.175 = 3.175 \text{ mm}$

$$\tan\alpha = \frac{l_c}{\pi \cdot d_m} = \frac{3.175}{\pi \times 8.935} = 0.113$$

แทนค่าลงในสมการที่ 2.59 จะได้

$$T_R = \frac{(3.131 \times 8.935)}{2} \cdot \left[\frac{0.14 + 0.113}{1 - (0.14 \times 0.113)} \right] \text{ Nm}$$

เพราะฉะนั้นแรงบิดมีค่าเท่ากับ 3.596 Nm

ทำการตรวจสอบ

1.ความเค้นวิกฤต (Critical of Bucking stress)

เมื่อ โมเมนต์ความเฉื่อย (Moment of Inertia) มีค่าเท่ากับ

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_3)^4 = A \cdot k^2 = \pi \cdot (r_3)^2 \cdot k^2$$

หรือ

$$k = \frac{d_3}{4} = \frac{6.756}{4} = 1.689 \text{ mm}$$

และอัตราส่วนความเพรียมีค่าเท่ากับ

$$\frac{l_e}{k} = \frac{(316 \times 1)}{1.689} = 187.093$$

ดังนั้น จะเห็นว่าอัตราส่วนความเพรียมีค่ามากกว่า 110 จึงต้องใช้สูตรของออยเลอร์ จากสมการที่ 2.31 ในการคำนวณหาแรงวิกฤต

$$W = \frac{\pi^2 \cdot EI}{N \cdot l_e^2} \quad (2.31)$$

$$= \frac{\pi^2 \cdot (207) \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (3.378)^4 \right)}{2 \times (316 \times 1)^2} = 1.046 \text{ kN}$$

จากการตรวจสอบจะพบว่าเกลียวนั้นสามารถที่จะรับแรงสูงสุดได้เพียง 1.046 kN เท่านั้น เพราะฉะนั้นจึงต้องสมมติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียวขึ้นมาใหม่

สมมติ d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (ตารางที่ พ 11) = $\frac{1}{2}$ in = 12.7 mm

d_3 = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย = 0.366 in = 9.296 mm

จำนวนเกลียวต่อความยาว 1 นิ้ว = $6.5 \frac{\text{thread}}{\text{in}}$

เป็นเกลียวแบบ 1 ปาก

จากการสมมติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางจะพบว่า

d_m = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย = $\frac{0.500 + 0.366}{2}$ in = 10.998 mm

P = ระยะพิตช์ = $\frac{1}{6.5}$ in = 3.908 mm

l_e = ระยะหัดัด = $nP = 1 \times 3.908 = 3.908$ mm

$$\tan \alpha = \frac{l_e}{\pi \cdot d_m} = \frac{3.908}{\pi \times 10.998} = 0.113$$

แทนค่าลงในสมการที่ 2.59 จะได้

$$T_R = \frac{(3.131 \times 10.998)}{2} \cdot \left[\frac{0.14 + 0.113}{1 - (0.14 \times 0.113)} \right] \text{ Nm}$$

เพราะฉะนั้นแรงบิดมีค่าเท่ากับ 4.426 Nm

ทำการตรวจสอบ

1. ความเค้นวิกฤต (Critical of Bucking stress)

เมื่อโมเมนต์ความเฉื่อย (Moment of Inertia) มีค่าเท่ากับ

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_3)^4 = A \cdot k^2 = \pi \cdot (r_3)^2 \cdot k^2$$

หรือ
$$k = \frac{d_3}{4} = \frac{9.296}{4} = 2.324 \text{ mm}$$

และอัตราส่วนความเพรียมีค่าเท่ากับ

$$\frac{l_c}{k} = \frac{(316 \times 1)}{2.324} = 135.967$$

ดังนั้น จะเห็นว่าอัตราส่วนความเพรียมีค่ามากกว่า 110 จึงต้องใช้สูตรของออยเลอร์ จากสมการที่ 2.31 ในการคำนวณหาแรงวิกฤต

$$W = \frac{\pi^2 \cdot EI}{N \cdot l_c^2} = \frac{\pi^2 \cdot (207) \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (4.648)^4 \right)}{2 \times (316 \times 1)^2} = 3.751 \text{ kN}$$

จากการตรวจสอบจะพบว่าเกลียวนั้นสามารถที่จะรับแรงสูงสุดได้ 3.751 kN ซึ่งมีความแข็งแรงและปลอดภัย

เพียงพอในการใช้งาน

2. ความเค้นผสม (Combine stress)

จากสมการที่ 2.70

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{(0.6) \cdot \sigma_y}{N} = \left[\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.70)$$

เมื่อ σ = ความเค้นดึงฉากที่กระทำพื้นที่หน้าตัดเกลียว

$$= \frac{W}{A_3} = \frac{W}{\left[\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 \right]} = \frac{3.131 \times 10^3}{\left[\frac{\pi}{4} \cdot (9.296)^2 \right]} = 46.132 \text{ MPa}$$

τ = ความเค้นเฉือนเนื่องจากการบิดของเพลลา

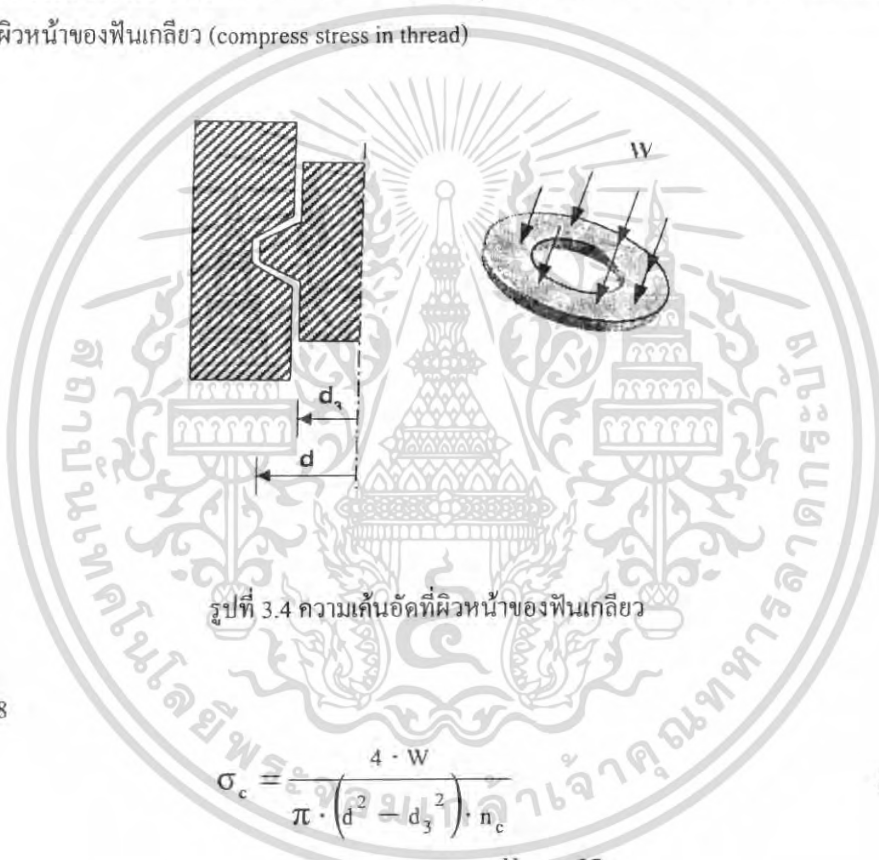
$$= \frac{T \cdot r}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \times 4.426 \times 10^3}{\pi \cdot (9.296)^3} = 28.06 \text{ MPa}$$

แทนค่าลงในสมการที่ 2.70 จะพบว่า

$$\sigma_y = \left[\frac{N}{0.6} \right] \cdot \left[\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2}{0.6} \right] \cdot \left[\left(\frac{46.132}{2} \right)^2 + 28.06^2 \right]^{\frac{1}{2}} \text{ MPa}$$

เพราะฉะนั้นความเค้นจากการคำนวณที่คำนึงถึงความเค้นผสมมีค่าเท่ากับ 121.079 MPa แต่ความเค้นของวัสดุที่นำมาใช้งานจริงมีค่าเท่ากับ 303.380 MPa ซึ่งจะเห็นได้ว่าความเค้นของวัสดุที่นำมาใช้มีค่ามากกว่าความเค้นใช้งานถึง 2.506 เท่า

3.ความเค้นอัดที่ผิวหน้าของฟันเกลียว (compress stress in thread)



จากสมการที่ 2.78

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot (d^2 - d_3^2) \cdot n_c} \quad (2.78)$$

เมื่อ $n_c =$ จำนวนเกลียวขณะที่ได้รับแรงกด (ช่วงเกลียวตัวเมีย) $= \frac{H}{P} = \frac{37}{3.908} = 9.468 \text{ thread}$

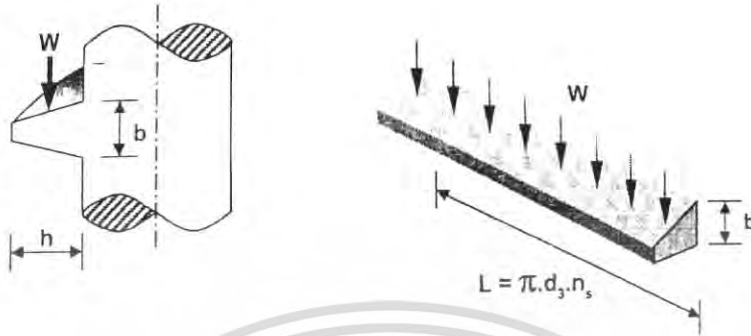
โดยที่ H = ความยาวของเกลียวตัวเมีย

แทนค่าลงในสมการที่ 2.78 จะได้

$$\sigma_c = \frac{4 \times 3.131 \times 10^3}{\pi \cdot (12.7^2 - 9.296^2) \cdot (9.468)} = 5.623 \frac{\text{MPa}}{\text{thread}}$$

4.ความเค้นเฉือนในฟันเกลียว (Shear stress in thread)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา หรือต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 ความเค้นเฉือนในฟันเกลียว

จากสมการที่ 2.79

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{V \cdot Q}{1 \cdot l} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot b \cdot n_s} \quad (2.79)$$

เมื่อ n_s = จำนวนเกลียวขณะที่ได้รับแรงเฉือน (ช่วงเกลียวตัวเมีย) = n_c

b = ความกว้างของโคนฟันเกลียว

แทนค่าลงในสมการที่ 2.79 จะพบว่า

$$\tau_y = \frac{3 \cdot (3.131 \times 10^3) \cdot (2)}{2 \cdot \pi \cdot (9.296) \cdot (2.1) \cdot (9.468) \text{ thread}} \text{ MPa}$$

เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนในฟันเกลียวมีค่าเท่ากับ $16.176 \frac{\text{MPa}}{\text{thread}}$

ถ้าหากสมมติ

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (ตารางที่ พ 11) = 1 in = 25.4 mm

d_3 = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย = 0.781 in = 19.837 mm

จำนวนเกลียวต่อความยาว 1 นิ้ว = $4 \frac{\text{thread}}{\text{in}}$

เป็นเกลียวแบบ 1 ปาก

จากการสมมติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางจะพบว่า

$$d_m = \text{ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย} = \frac{1 + 0.781}{2} \text{ in} = 22.619 \text{ mm}$$

$$P = \text{ระยะพิตช์} = \frac{1}{4} \text{ in} = 6.350 \text{ mm}$$

$$l_e = \text{ระยะลีด} = nP = 1 \times 6.350 = 6.350 \text{ mm}$$

$$\tan \alpha = \frac{l_e}{\pi \cdot d_m} = \frac{6.350}{\pi \times 22.619} = 0.089$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าลงในสมการที่ 2.59 จะได้

$$T_R = \frac{(3.131 \times 22.619)}{2} \cdot \left[\frac{0.14 + 0.089}{1 - (0.14 \times 0.089)} \right] \text{ Nm}$$

เพราะฉะนั้นแรงบิดมีค่าเท่ากับ 8.211 Nm

ทำการตรวจสอบ

1. ความเค้นวิกฤต (Critical of Bucking stress)

เมื่อ โมเมนต์ความเฉื่อย (Moment of Inertia) มีค่าเท่ากับ

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_3)^4 = A \cdot k^2 = \pi \cdot (r_3)^2 \cdot k^2$$

หรือ

$$k = \frac{d_3}{4} = \frac{19.837}{4} = 4.959 \text{ mm}$$

และอัตราส่วนความเพรียมีค่าเท่ากับ

$$\frac{I_c}{k} = \frac{(316 \times 1)}{4.959} = 63.723$$

ดังนั้น จะเห็นว่าอัตราส่วนความเพรียมีค่าน้อยกว่า 110 จึงต้องใช้สูตรของจอห์นสัน จากสมการที่ 2.36 ในการคำนวณหาแรงวิกฤต

$$W = \frac{A_3 \cdot \sigma_y}{N} \cdot \left[1 - \frac{\sigma_y \cdot \left(\frac{I_c}{k} \right)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right] \quad (2.36)$$

$$= \frac{\left[\frac{\pi}{4} \cdot (19.837)^2 \right] \cdot (303.380)}{(2 \times 10^3)} \cdot \left[1 - \frac{(303.380) \cdot (63.723)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot (207 \times 10^3)} \right] \text{ kN}$$

จากการตรวจสอบจะพบว่าเกลียวนั้นสามารถที่จะรับแรงสูงสุดได้ 46.881 kN ซึ่งมีความแข็งแรงและปลอดภัยเพียงพอในการใช้งาน

2. ความเค้นผสม (Combine stress)

จากสมการที่ 2.70

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{(0.6) \cdot \sigma_y}{N} = \left[\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.78)$$

เมื่อ σ = ความเค้นตั้งฉากที่กระทำพื้นที่หน้าตัดเกลียว

$$= \frac{W}{A_3} = \frac{W}{\left[\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 \right]} = \frac{3.131 \times 10^3}{\left[\frac{\pi}{4} \cdot (19.837)^2 \right]} = 10.131 \text{ MPa}$$

τ = ความเค้นเฉือนเนื่องจากการบิดของเพลลา

$$= \frac{\tau \cdot r}{J} = \frac{16 \cdot \tau}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \times 8.211 \times 10^3}{\pi \cdot (19.837)^3} = 5.357 \text{ MPa}$$

แทนค่าลงในสมการที่ 2.70 จะพบว่า

$$\sigma_y = \left[\frac{N}{0.6} \right] \cdot \left[\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2}{0.6} \right] \cdot \left[\left(\frac{10.131}{2} \right)^2 + 5.357^2 \right]^{\frac{1}{2}} \text{ MPa}$$

เพราะฉะนั้นความเค้นจากการคำนวณที่คำนึงถึงความเค้นผสมมีค่าเท่ากับ 24.576 MPa แต่ความเค้นของวัสดุที่นำมาใช้งานจริงมีค่าเท่ากับ 303.380 MPa ซึ่งจะเห็นได้ว่าความเค้นของวัสดุที่นำมาใช้มีค่ามากกว่าความเค้นใช้งานถึง 12.345 เท่า

3. ความเค้นอัดที่ผิวหน้าของพินเกลียว (compress stress in thread)

จากสมการที่ 2.78

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot (d^2 - d_3^2) \cdot n_c}$$

เมื่อ n_c = จำนวนเกลียวขณะที่ได้รับแรงกด (ช่วงเกลียวตัวเมีย) = $\frac{H}{P} = \frac{37}{6.35} = 5.827 \text{ thread}$

โดยที่ H = ความยาวของเกลียวตัวเมีย

แทนค่าลงในสมการที่ 2.78 จะได้

$$\sigma_c = \frac{4 \times 3.131 \times 10^3}{\pi \cdot (25.4^2 - 19.837^2) \cdot (5.827)} = 2.719 \frac{\text{MPa}}{\text{thread}}$$

4. ความเค้นเฉือนในพินเกลียว (Shear stress in thread)

จากสมการที่ 2.79

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} = \frac{3 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot b \cdot n_s} \quad (2.79)$$

เมื่อ n_s = จำนวนเกลียวขณะที่ได้รับแรงเฉือน (ช่วงเกลียวตัวเมีย) = n_c

b = ความกว้างของโคนพินเกลียว

แทนค่าลงในสมการที่ 2.79 จะพบว่า

$$\tau_y = \frac{3 \cdot (3.131 \times 10^3) \cdot (2)}{2 \cdot \pi \cdot (19.837) \cdot (4.4) \cdot (5.827)} \frac{\text{MPa}}{\text{thread}}$$

เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนในพินเกลียวมีค่าเท่ากับ $5.879 \frac{\text{MPa}}{\text{thread}}$

3.3.3 การสร้าง

จากการคำนวณข้างต้นพบว่า สกรูส่งกำลังขนาด $\frac{1}{2}$ นิ้ว ที่ทำจากวัสดุ AISI 1030 HR มีความสามารถเพียงพอที่จะใช้ในการอัดกระป๋อง (มีความสามารถในการยกมวลขนาด 319.2 kg_f) โดยที่เกลียวไม่เกิดความเสียหายอย่างรุนแรง (อาจเกิดการสึกหรอเนื่องจากการเสียดสีที่เกลียวตัวผู้และเกลียวตัวเมียบ้างเล็กน้อย) แต่ในความเป็นจริงแล้วการจัดซื้อแปรงรองรับเพลลาขนาด $\frac{5}{16}$ นิ้ว นั้นหาซื้อได้ยาก และมีราคาแพง จึงเลือกใช้สกรูส่งกำลังขนาด 1 นิ้ว ที่ทำจากวัสดุ AISI 1030 HR เพื่อให้สามารถใช้กับแปรงรองรับเพลลาขนาด $\frac{3}{4}$ นิ้ว ได้ซึ่งแปรงรองรับเพลลาขนาดนี้สามารถหาซื้อได้ง่าย และมีราคาถูก และที่สกรูส่งกำลังขนาด 1 นิ้ว นี้ยังสามารถรับภาระสูงสุดได้ถึง 4058.788 kg_f อีกด้วย จึงเป็นการเพิ่มความแข็งแรง และเพิ่มความสามารถในการทำงานอีกด้วย

3.4 การทดสอบหาแรงที่ใช้ในการอัดกระป๋อง

ในการคำนวณเพื่อออกแบบสร้างเครื่องต้นแบบสิ่งจำเป็นและสำคัญที่ต้องรู้ก็คือ แรงที่ใช้สำหรับอัดกระป๋องให้ตามขนาดที่ต้องการ ดังนั้นจึงได้ทำการทดสอบโดยแบ่งเป็นทั้งหมด 3 ครั้ง โดยแต่ละครั้งใช้ขนาดกระป๋องที่แตกต่างกัน ซึ่งผลที่ได้จากการทดสอบนี้เครื่องทดสอบได้แสดงผลออกมาเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของแรงที่ใช้ในการกดอัดกับระยะทางที่ใช้กดอัด

3.4.1 อุปกรณ์ในการทดสอบ

ใช้เครื่องทดสอบความแข็งแรงของวัสดุเนื่องจากการดึงหรือการกด

3.4.2 ขั้นตอนการทดสอบ

- set เครื่องทดสอบโดยปรับตั้งความเร็วไว้ที่ $300 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ ที่ระยะกดให้เหลือระยะกระป๋องหลังกดเป็น 16 mm
- ทำการดำเนินการเครื่องทดสอบ
- รวบรวมผลจากเครื่องทดสอบในรูปแบบของกราฟ
- ทำการทดสอบตามขั้นตอนที่ 1 จนจบขั้นตอนที่ 3 ใหม่กับกระป๋องที่เหลืออีก 2 ขนาด
- เปรียบเทียบว่ากระป๋องแบบใดที่ใช้แรงในการกดมากที่สุด

- นำกระป๋องที่ใช้แรงกดมากที่สุดมาทดสอบที่ความเร็ว 500 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$ เพื่อแรงที่ได้จะนำไปใช้สำหรับการคำนวณต่อไป

3.4.3 ผลการทดสอบ

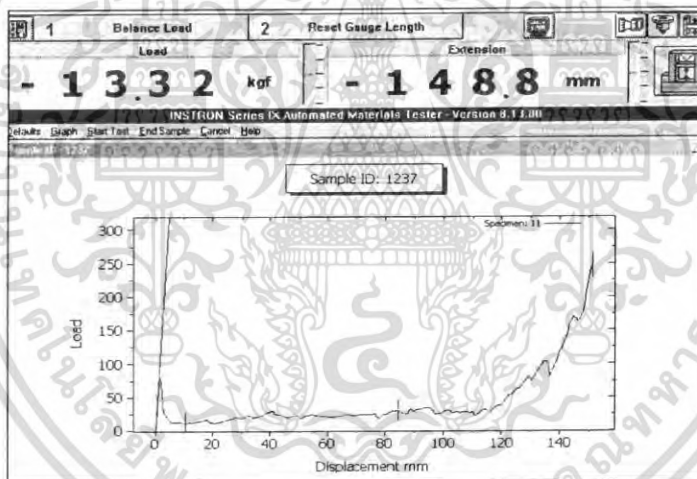
กระป๋องขนาด 68x168 mm

ที่ความเร็ว 300 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$

ระยะกด 150 mm

ระยะเวลาในการกด 30 sec

แรงในการกด 248.8 kg_f



รูปที่ 3.6 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 68x168 mm ที่ความเร็ว 300 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$

กระป๋องขนาด 51x133 mm

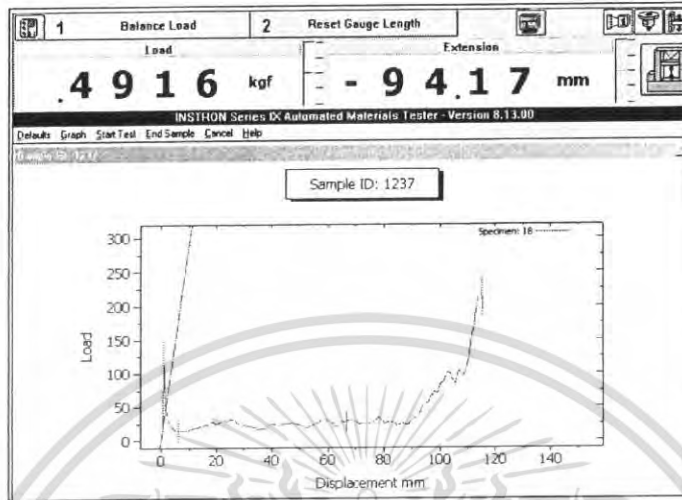
ที่ความเร็ว 300 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$

ระยะกด 115 mm

ระยะเวลาในการกด 23 sec

แรงในการกด 223.6 kg_f

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.7 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 51x133 mm ที่ความเร็ว 300 mm/min

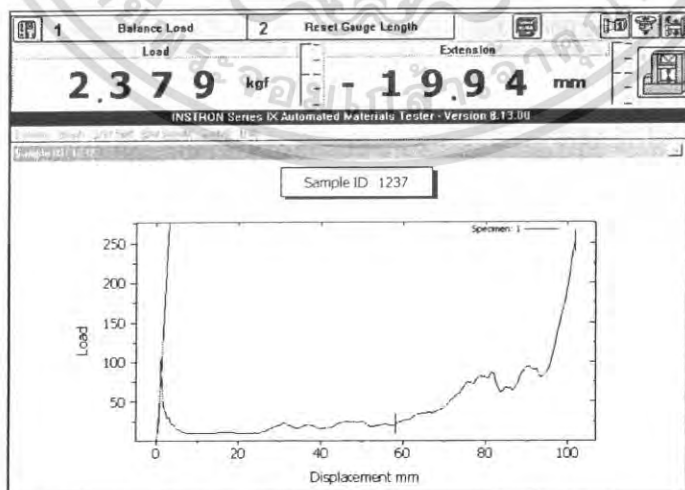
กระป๋องขนาด 68x116 mm

ที่ความเร็ว 300 mm/min

ระยะกด 100 mm

ระยะเวลาในการกด 20 sec

แรงในการกด 251.6 kg_f



รูปที่ 3.8 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 68x116 mm ที่ความเร็ว 300 mm/min

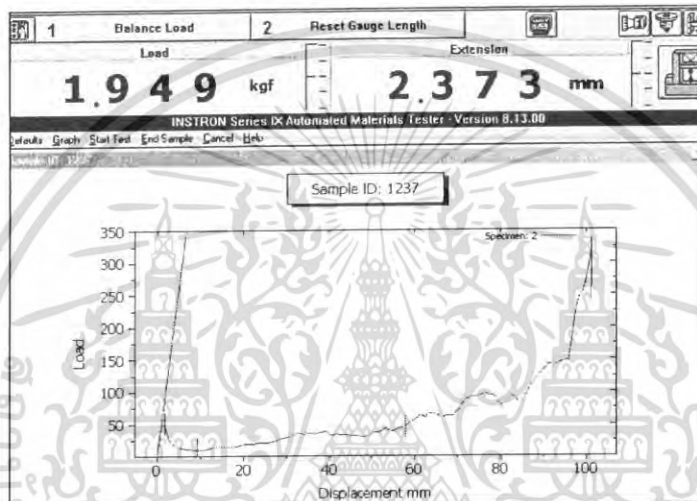
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา หรือต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ความเร็ว 500 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$

ระยะกด 100 mm

ระยะเวลาในการกด 12 sec

แรงในการกด 319.2 kg_f



รูปที่ 3.9 แสดงผลการทดสอบของกระป๋องขนาด 68x116 mm ที่ความเร็ว 500 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$

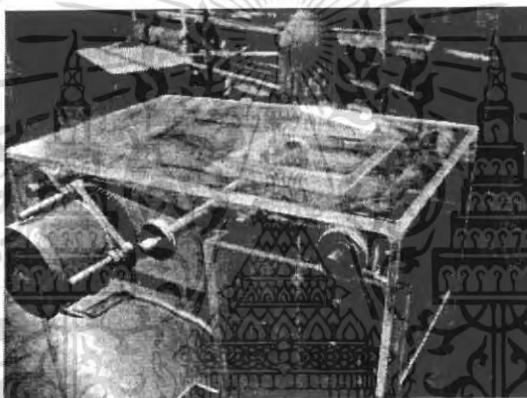
3.4.4 สรุปผลการทดสอบ

จากการทดสอบแรงกดของกระป๋อง 3 ขนาด กระป๋องขนาด 68x116 mm ซึ่งเป็นกระป๋องน้ำอัดลมใช้แรงในการกดมากที่สุดที่ความเร็วเดียวกัน และจากการทดสอบกระป๋องขนาด 68x116 mm เพิ่มที่ความเร็ว 500 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$ เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณต่อไป

บทที่ 4

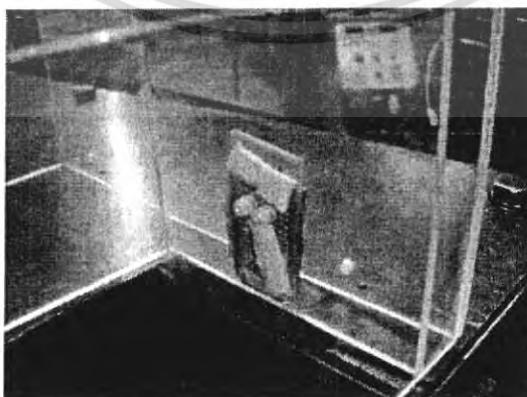
ผลการดำเนินงาน

4.1 แบบชิ้นส่วนจริงของเครื่องรับซื้อกระป๋อง



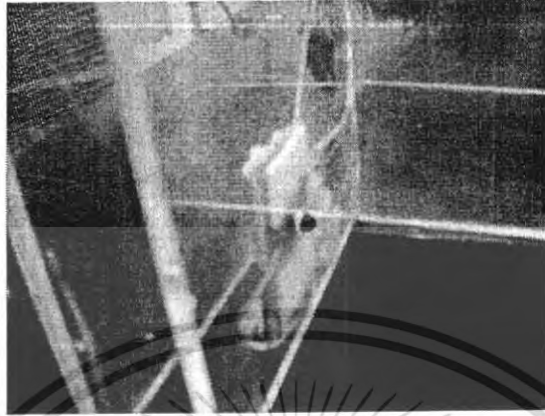
รูปที่ 4.1 แสดงชุดช่องเปิด-ปิดรับกระป๋อง

ชุดช่องเปิด-ปิดรับกระป๋องนั้น สร้างขึ้นจากอคริลิก ซึ่งในส่วนนี้จะมีสวิตช์มอเตอร์เป็นตัวควบคุมการเปิด-ปิดของช่องรับกระป๋อง โดยทำงานร่วมกับชุดเพื่องขับเคลื่อน และสายพาน



รูปที่ 4.2 เซนเซอร์ตัวส่งสำหรับตรวจจับกระป๋อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 เซนเซอร์ตัวรับสำหรับตรวจจับกระป๋อง

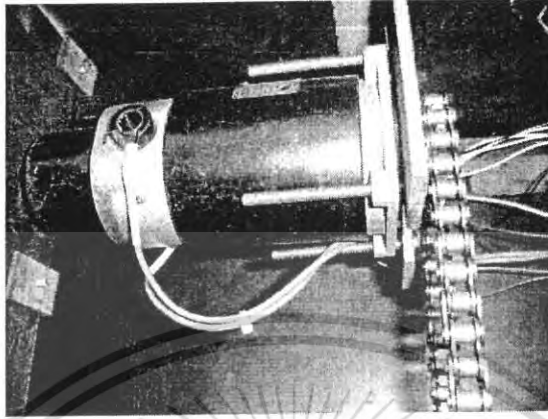
ตัวส่งและตัวรับสัญญาณของเซนเซอร์จะอยู่ในชุดของช่องเปิด-ปิดรับกระป๋อง โดยจะอยู่ด้านท้ายของชุดช่องเปิด-ปิดรับกระป๋อง และอยู่ก่อนส่วนของการบีบอัดกระป๋อง



รูปที่ 4.4 ไฟแสดงสถานะของเครื่อง

ไฟแสดงสถานะของเครื่องจะอยู่บริเวณด้านบนของเครื่องซึ่งจะมีสถานะ 3 อย่างคือ เมื่อเป็นแดงแสดงว่าเครื่องรับซื้อกระป๋องพร้อมทำงานแล้ว สีเขียวแสดงสถานะว่าเครื่องกำลังทำงานอยู่ และสีเหลืองแสดงสถานะที่จะบอกว่าค่าตอบแทนในที่จัดเก็บหมด ไม่สามารถให้บริการได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



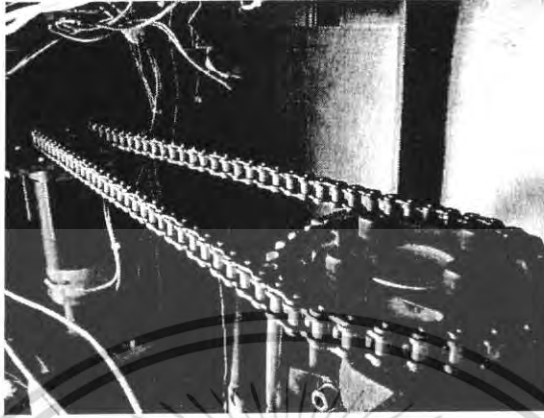
รูปที่ 4.5 แสดงมอเตอร์ที่ขับเคลื่อนระบบอัดกระป๋อง

มอเตอร์ที่ขับเคลื่อนระบบอัดกระป๋องนั้นเป็นมอเตอร์ กระแสตรงซึ่งใช้ควบคู่กับเฟืองขับขนาด 13 ฟันและโซ่ของรถจักรยานยนต์เป็นตัวส่งกำลัง ไปยังสกรูส่งกำลัง



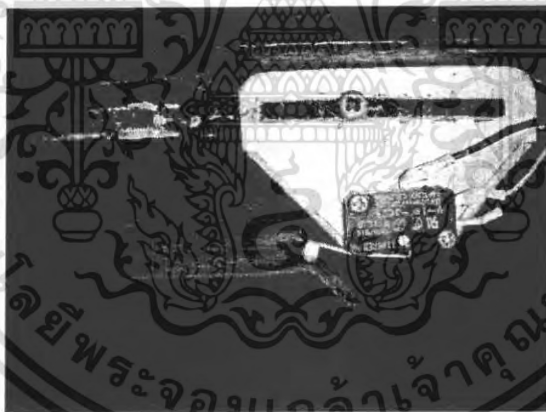
รูปที่ 4.6 แสดงชุดสกรูส่งกำลัง

ชุดสกรูส่งกำลังเป็นชุดที่หมุนได้ โดยรับกำลังมาจากโซ่และมอเตอร์ โดยในส่วนนี้จะมียานโซ่ขนาด 32 ฟัน ที่ใช้ในการรับแรงที่ส่งผ่านมาทางโซ่จักรยานยนต์ และแปลงแรงแบบหมุนให้เป็นแรงที่กระทำในแนวเส้นตรงไปกระทำกับกระป๋อง



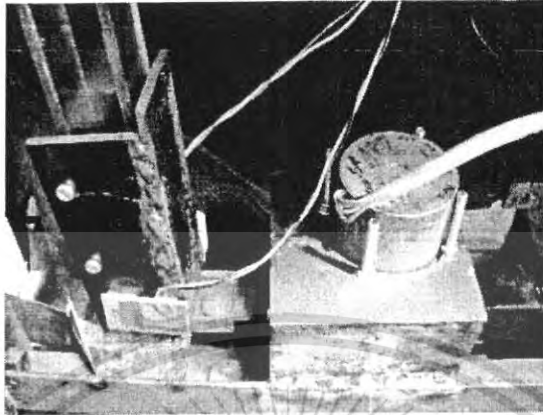
รูปที่ 4.7 แสดงชุดโซ่ส่งกำลัง

ประกอบด้วยโซ่จักรยานยนต์ และเฟืองขับขนาด 13 ฟัน และเฟืองที่เป็นจานโซ่ขนาด 32 ฟัน เพื่อรับแรงจากมอเตอร์มาสู่สกรูส่งกำลังและแปลงแรงให้อยู่ในเส้นตรง และกระทำกับกระป๋องต่อไป



รูปที่ 4.8 ลิมิตสวิตช์

ลิมิตสวิตช์ใช้ในการควบคุมการทำงานของส่วนอัดกระป๋อง โดยจะเป็นตัวส่งสัญญาณบอกระยะแก่ไมโครคอนโทรลเลอร์ ว่าควรจะสั่งให้มอเตอร์หมุนเพื่อส่งแรง หรือหยุดเมื่อใด



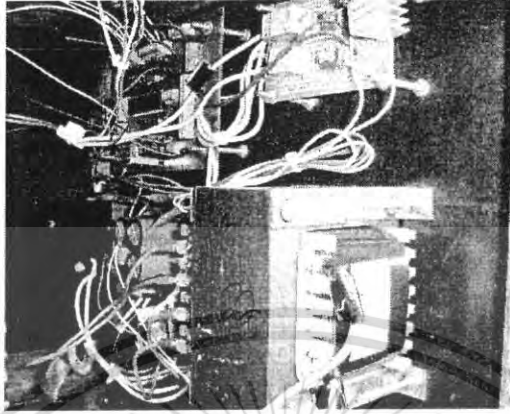
รูปที่ 4.9 แสดงชุดจ่ายค่าตอบแทน

ชุดจ่ายค่าตอบแทนในที่นี้คือเครื่องรับซื้อกระป๋องที่ได้สร้างขึ้นนั้นจะจ่ายค่าตอบแทนเป็น ชิพ (chip) ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์เปลี่ยนแปลงเป็นค่าตอบแทนชนิดอื่นได้ตามที่ผู้นำเครื่อง ไปใช้ต้องการ



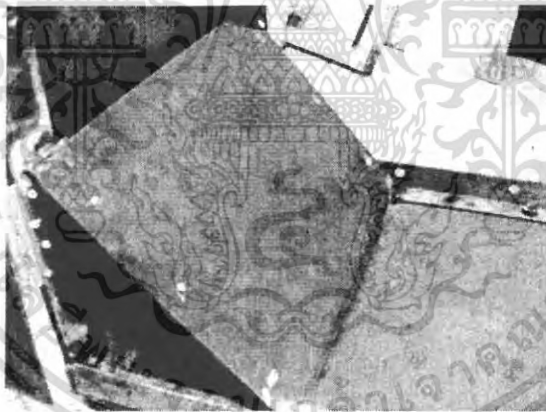
รูปที่ 4.10 แสดงช่องรับค่าตอบแทน

ช่องรับค่าตอบแทนจะอยู่ที่ด้านหน้าของเครื่อง เป็นช่องที่ใช้รับค่าตอบแทนที่จะได้รับหลังจากเครื่องรับซื้อกระป๋องทำการจัดเก็บกระป๋องที่ลดปริมาตรแล้ว



รูปที่ 4.11 แสดงชุดวงจรไฟฟ้า

ชุดวงจรไฟฟ้าถือว่าเป็นสิ่งสำคัญอีกอย่างหนึ่งของเครื่องรับซื้อกระป๋องเครื่องนี้เลยทีเดียว เพราะเครื่องรับซื้อกระป๋องนี้ควบคุมโดยใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์ซึ่งอยู่บนวงจรไฟฟ้านี้



รูปที่ 4.12 ส่วนทำให้กระป๋องแตกแบบอิสระ

ส่วนทำให้กระป๋องแตกแบบอิสระ เป็นส่วนที่ทำให้กระป๋องที่ถูกบีบอัดจนปริมาตรเหลือน้อยแล้วตกลงมาแล้วไม่กองกันอยู่ที่เดียว ซึ่งทำให้ไม่ต้องเก็บกระป๋องบ่อยๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา 81 ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.13 ขยะบรรจุภัณฑ์หลังการจัดเก็บ

ขยะบรรจุภัณฑ์หลังการจัดเก็บ ซึ่งในรูปนี้จะใช้เปรียบเทียบกับกระป๋องที่ยังไม่ได้ลดปริมาตร



รูปที่ 4.14 แสดงรูปเครื่องดันซ้าย

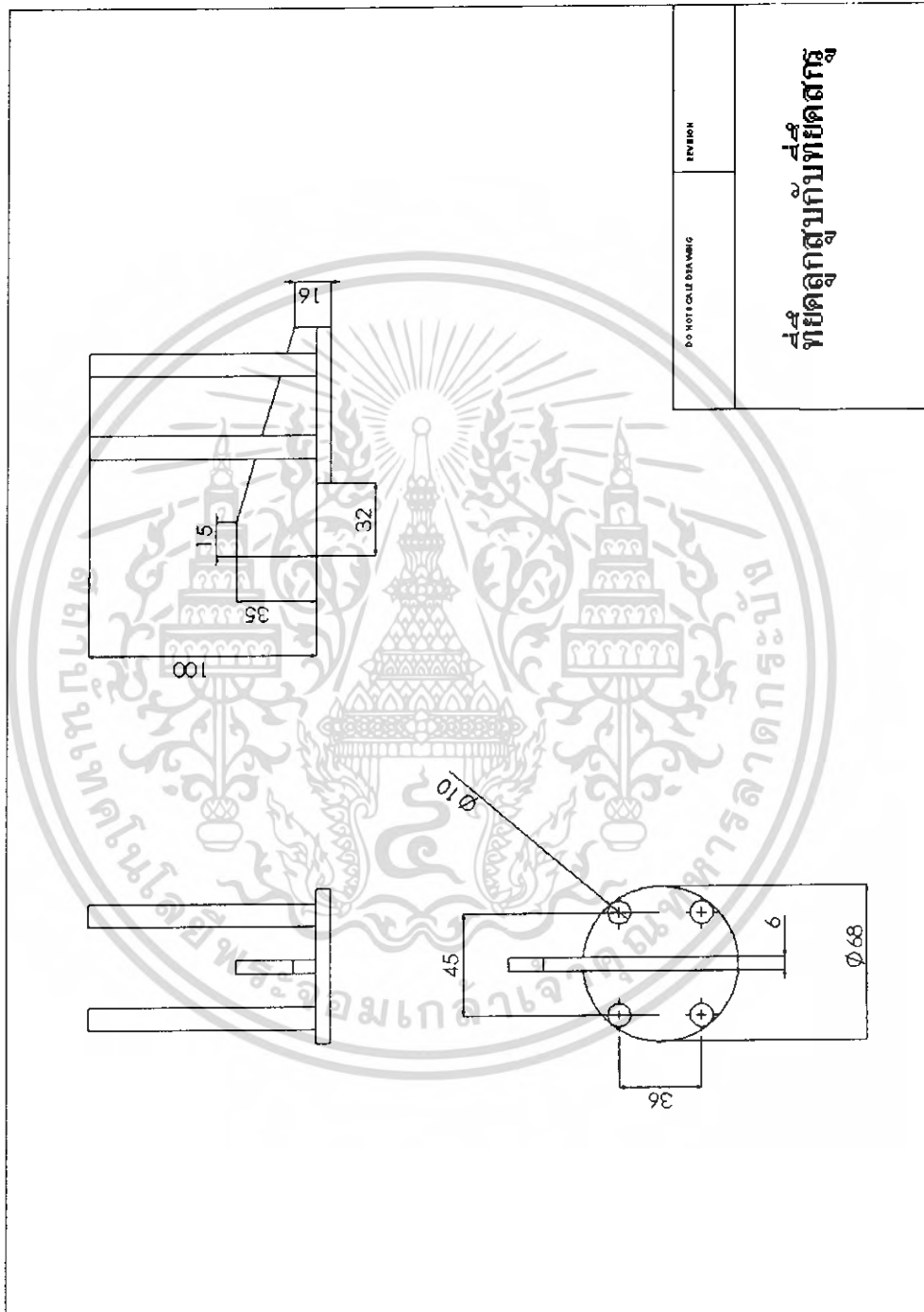
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา 82 ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



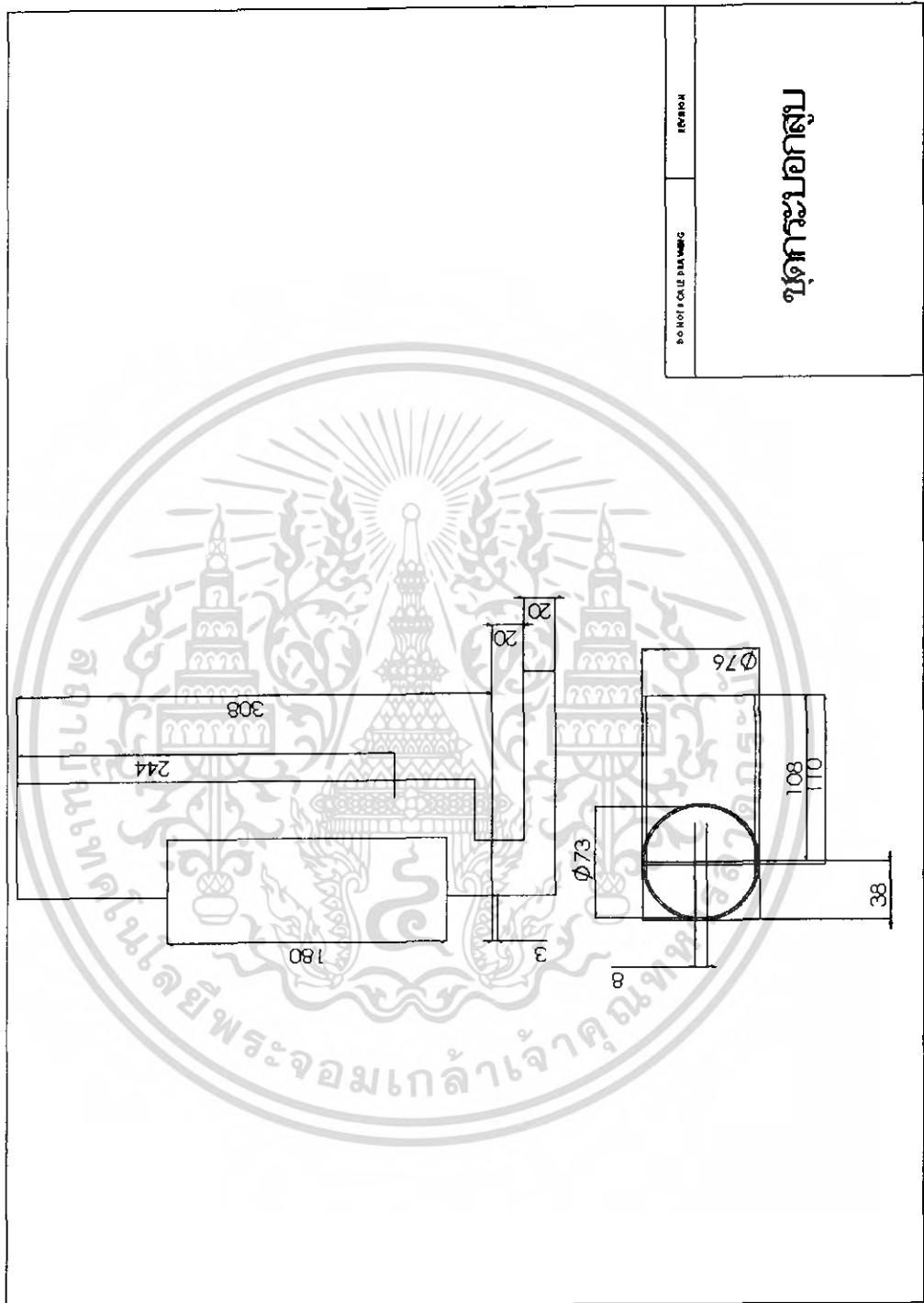
รูปที่ 4.15 แสดงรูปเครื่องด้านขวา



4.2 แบบแปลนของชิ้นส่วนต่างๆ

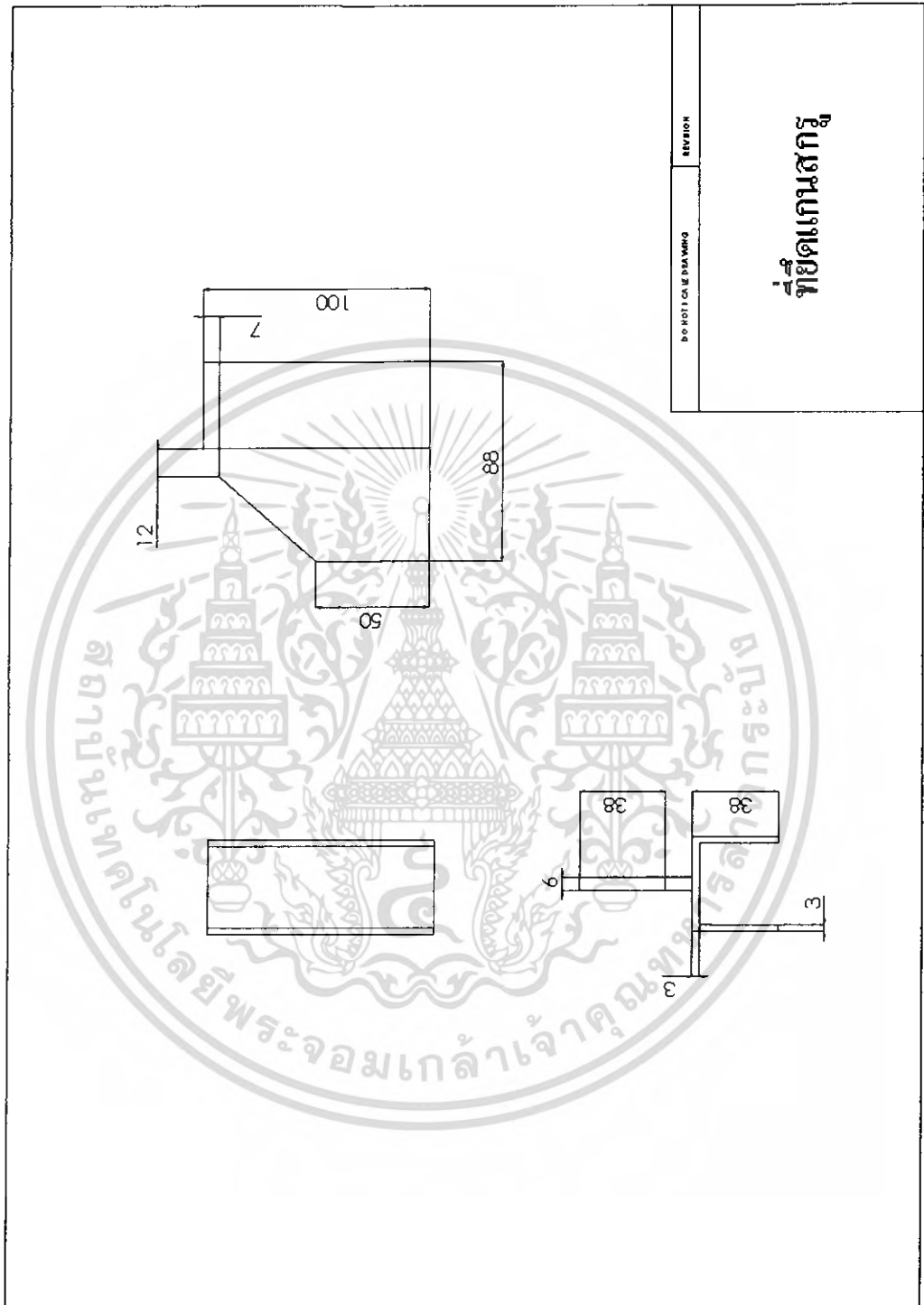


รูปที่ 4.16 ที่ขีดถูกสูบลูกกับที่ขีดศกรู

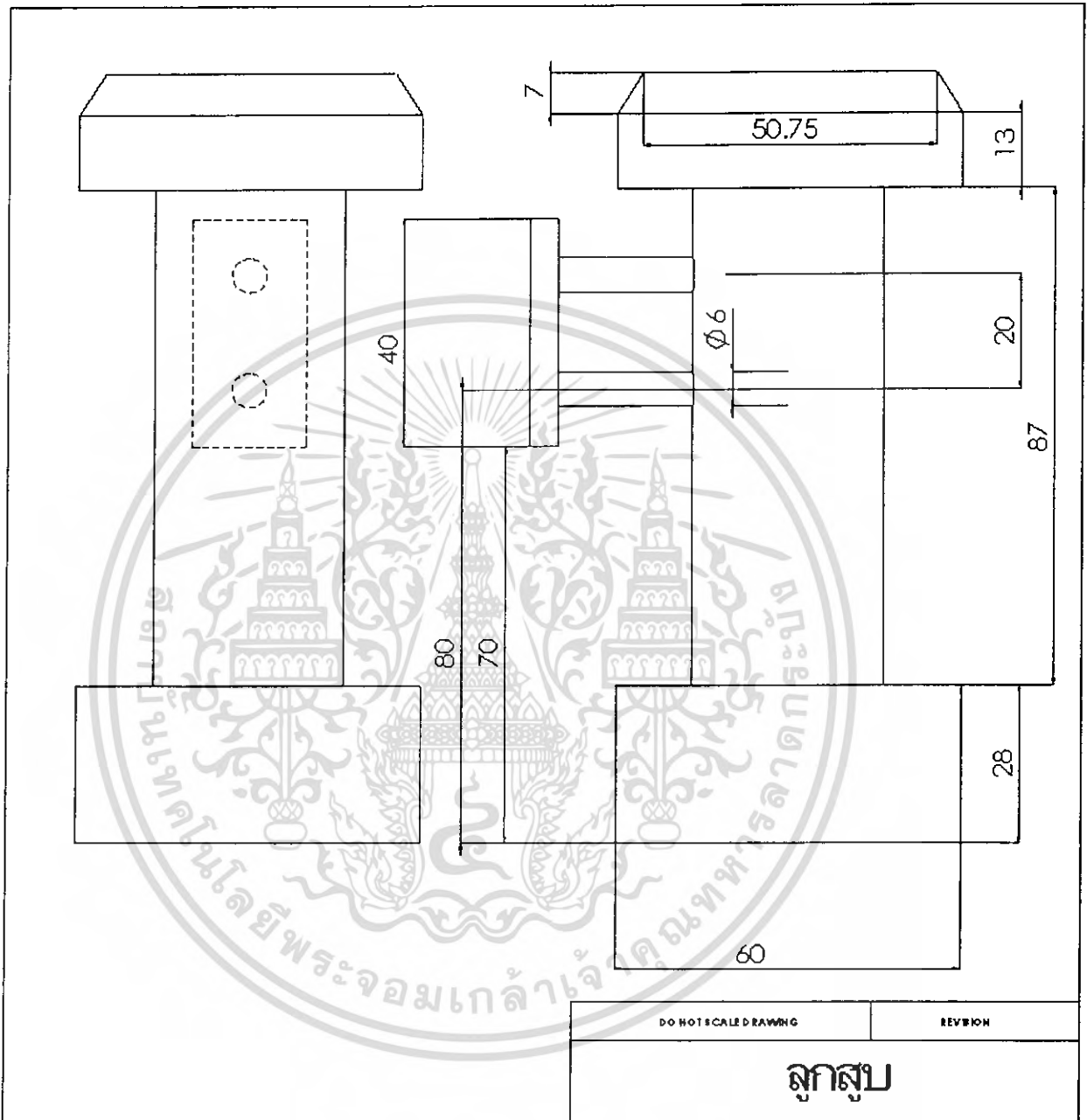


BOHOTOILEPAAWAC	IRVIAO
กษิยวสขยขัฒ	

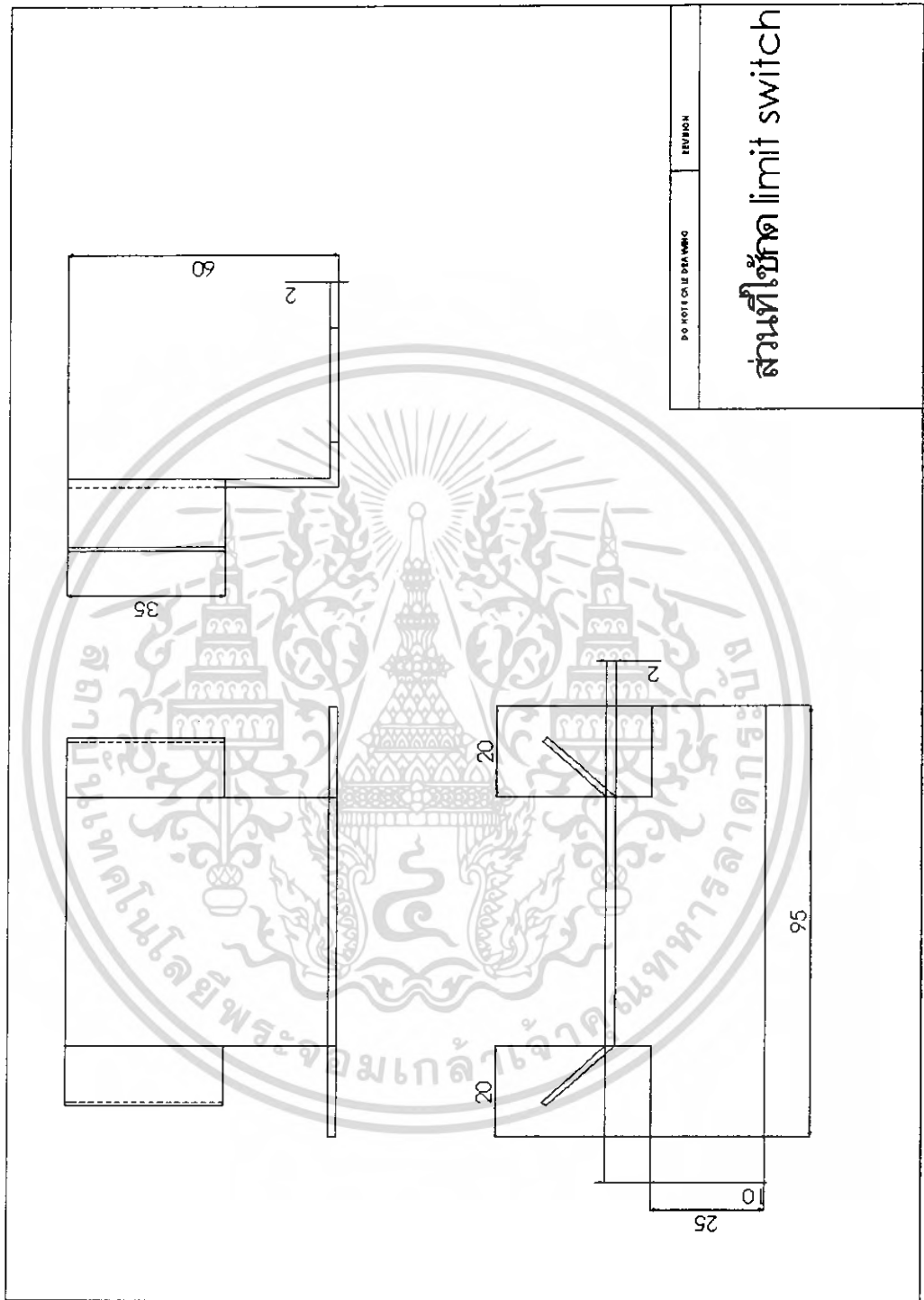
รูปที่ 4.17 ชุดกระบอกลูกสูบ



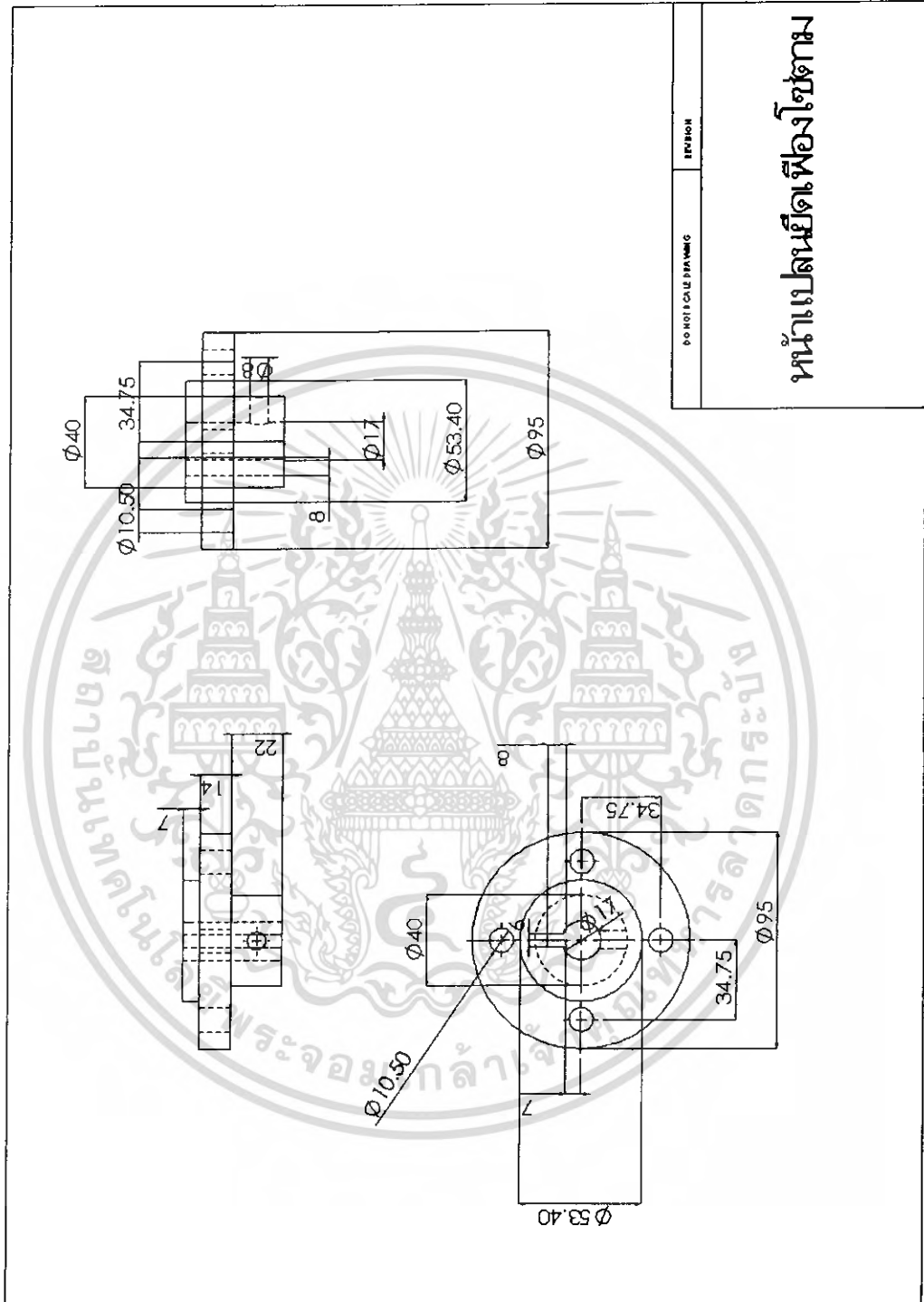
รูปที่ 4.18 ที่ยึดแกนสกรู



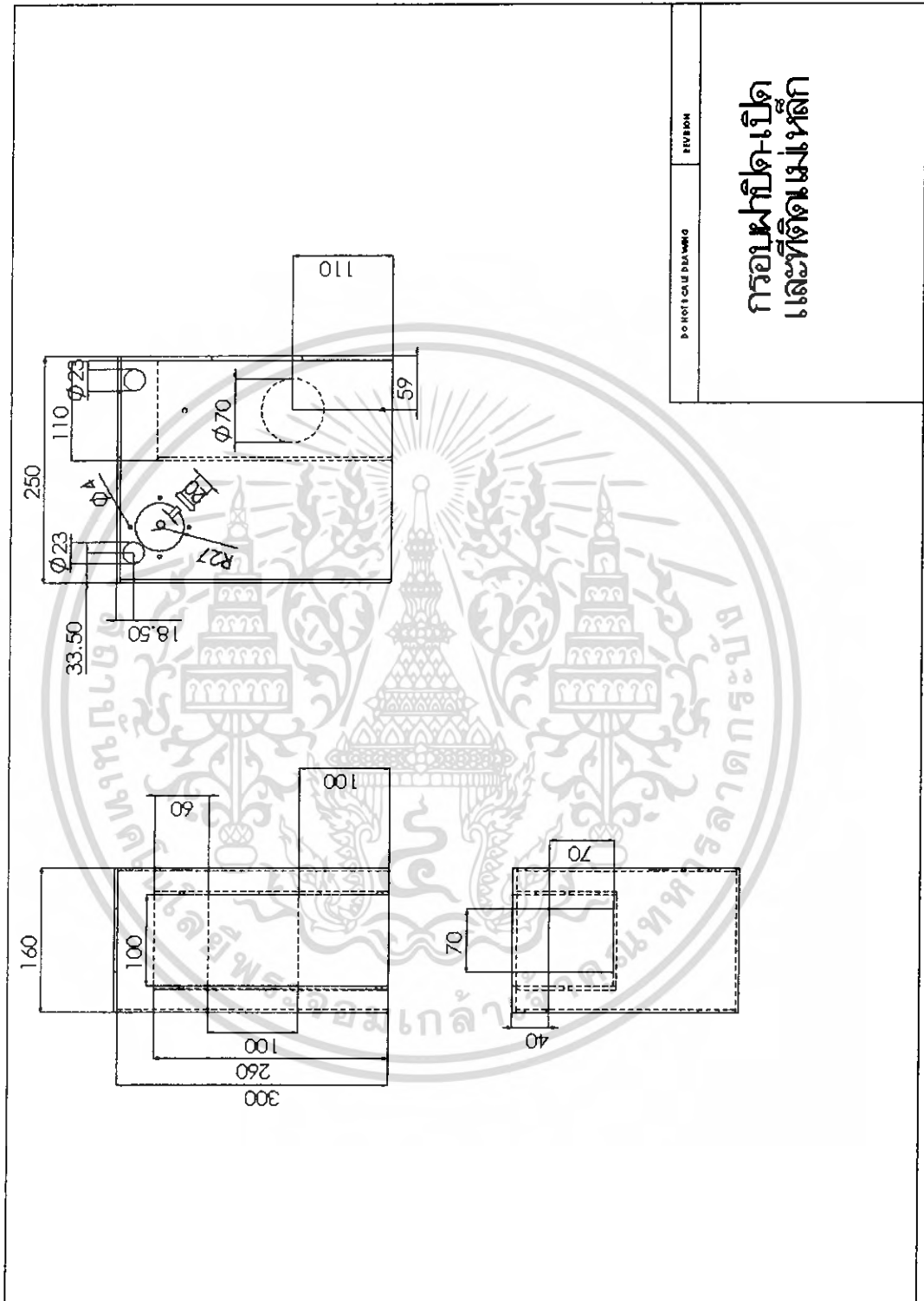
รูปที่ 4.19 ลูกสูบ



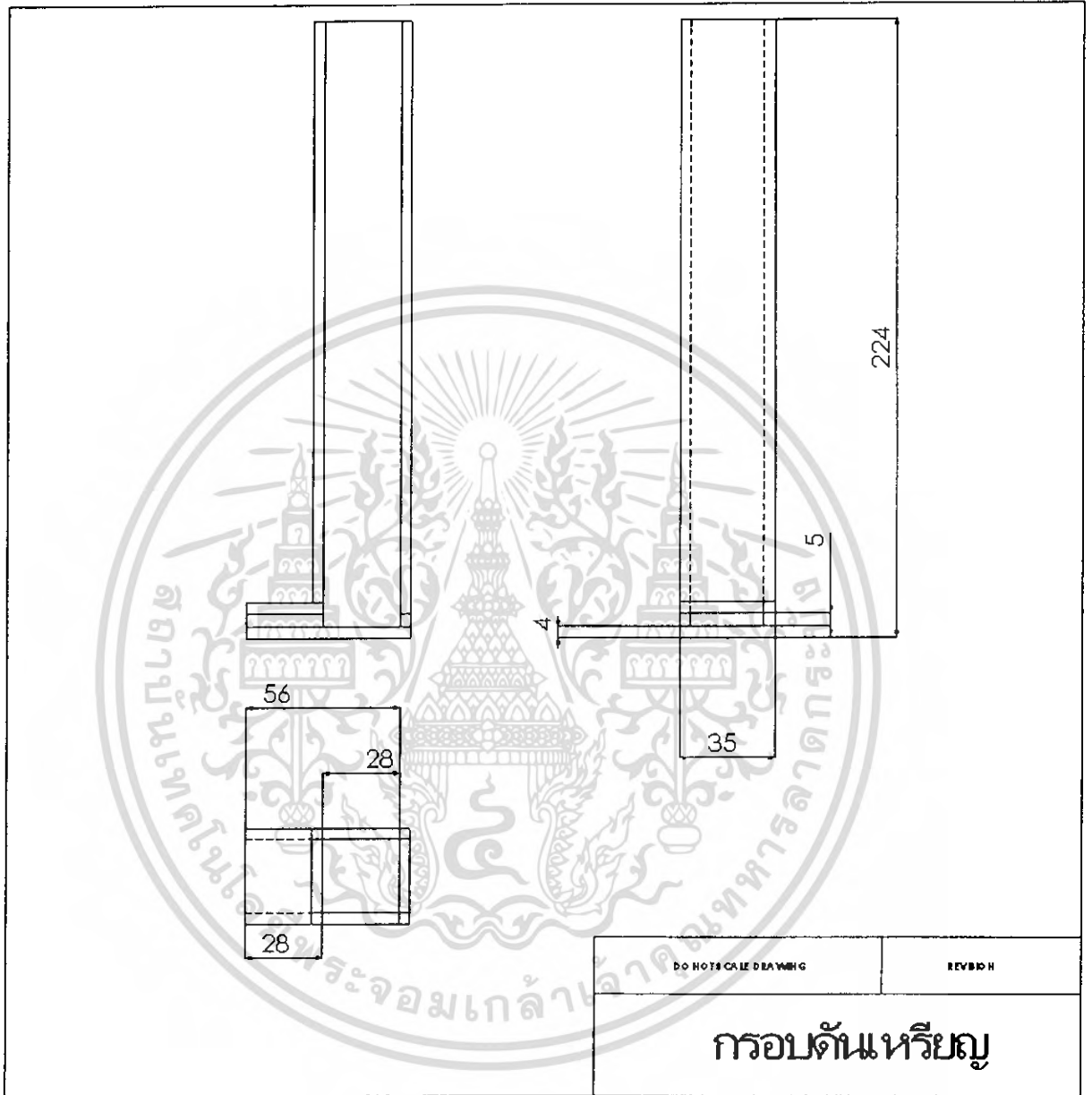
รูปที่ 4.20 ส่วนที่ใช้กด Limit switch



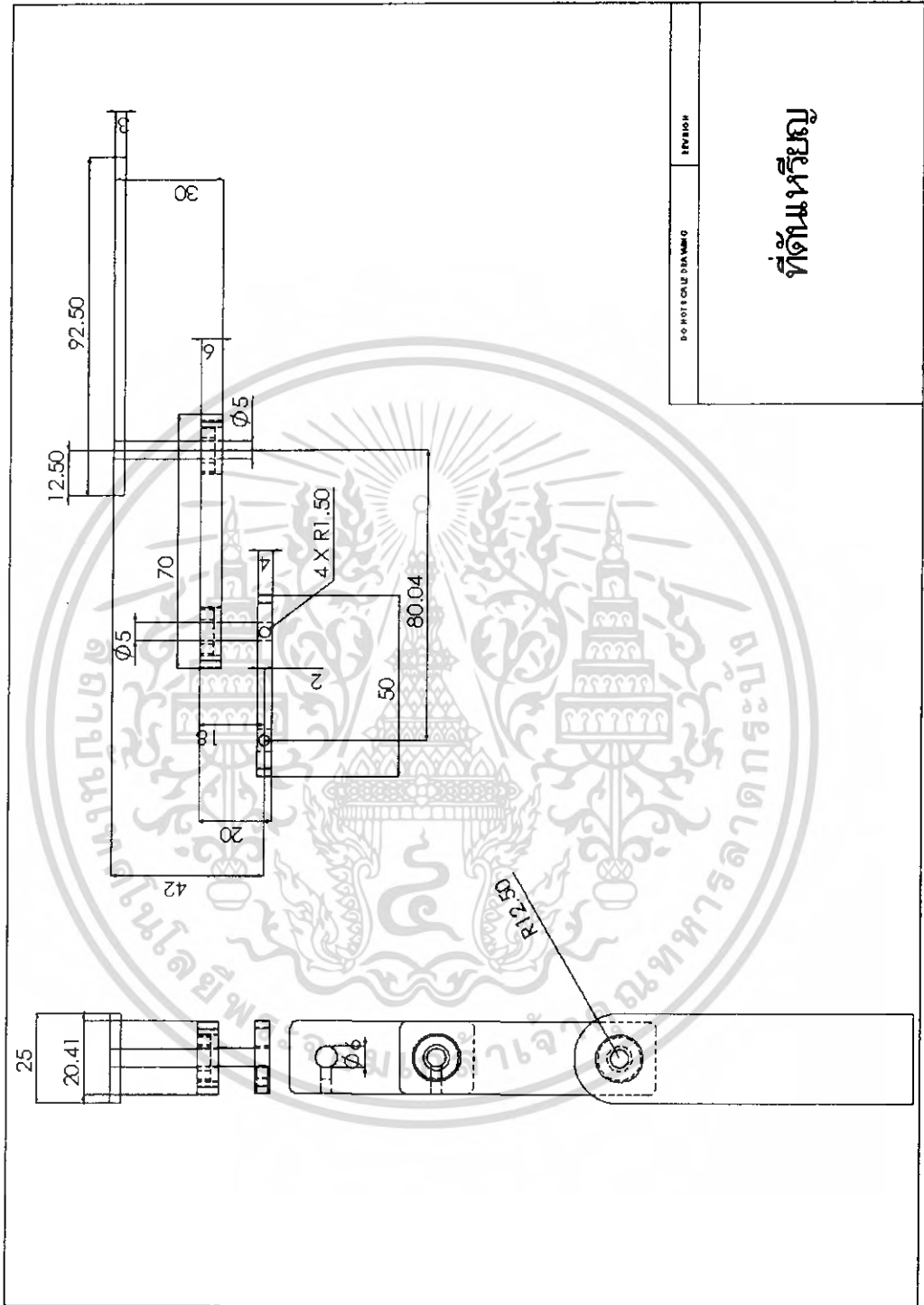
รูปที่ 4.21 หน้าแปลนยึดเฟืองโซ่ตาม



รูปที่ 4.22 กรอบฝาปิด - เปิด และที่ติดแม่เหล็ก

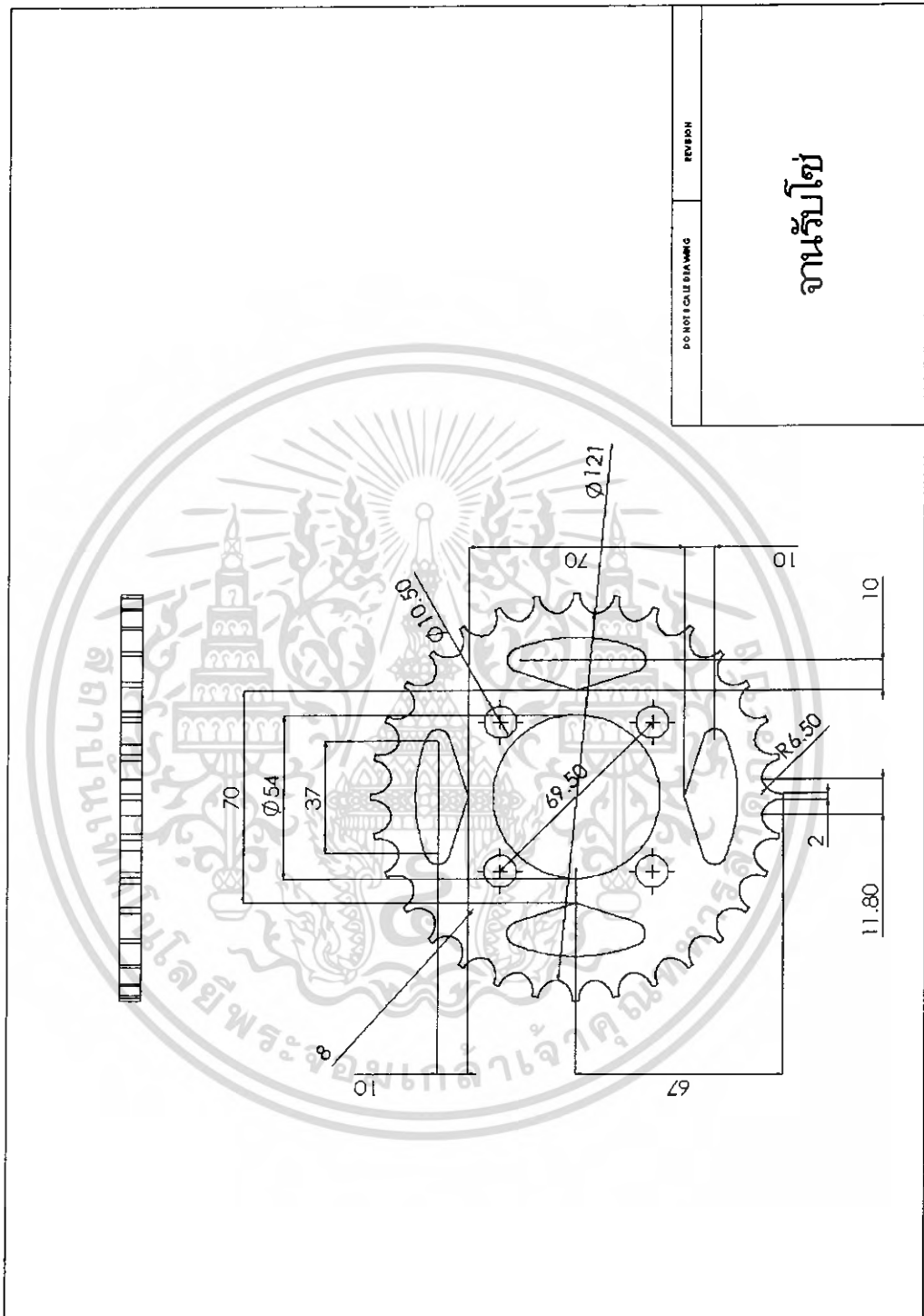


รูปที่ 4.23 กรอบคั่นเหรียญ

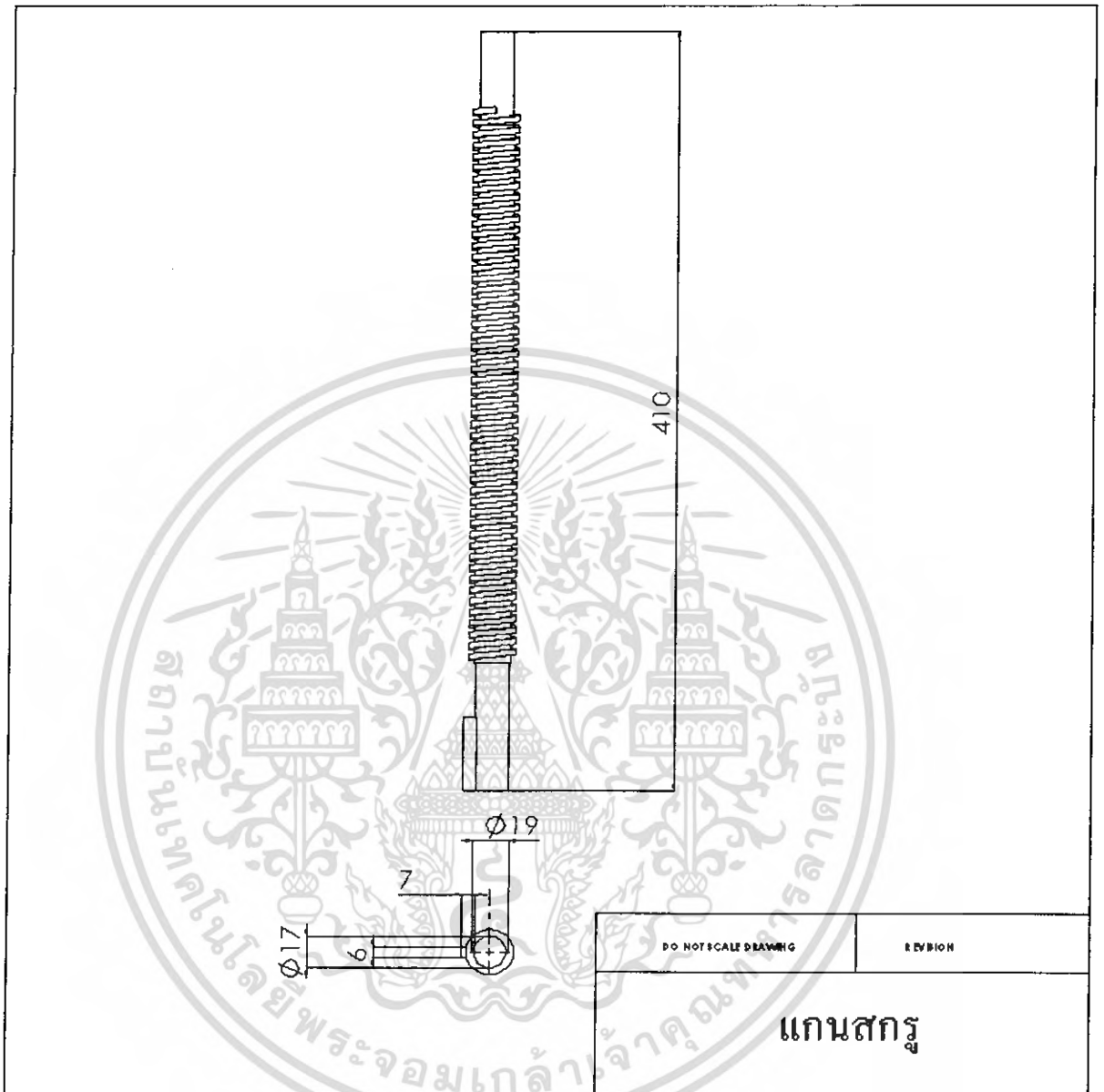


DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
ที่ต้นเหรียญ	

รูปที่ 4.24 ที่ต้นเหรียญ

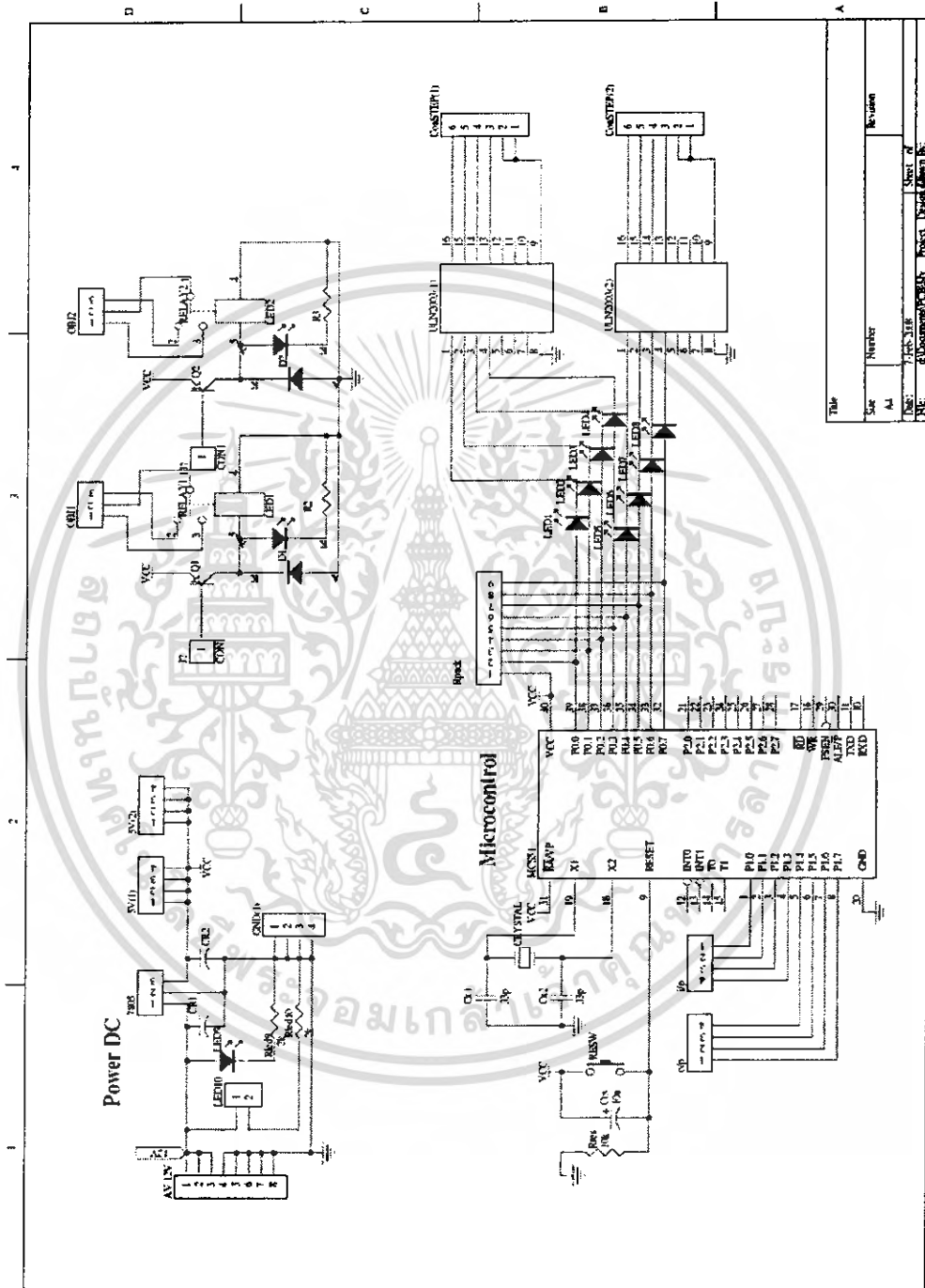


รูปที่ 4.25 งานรับโซ่

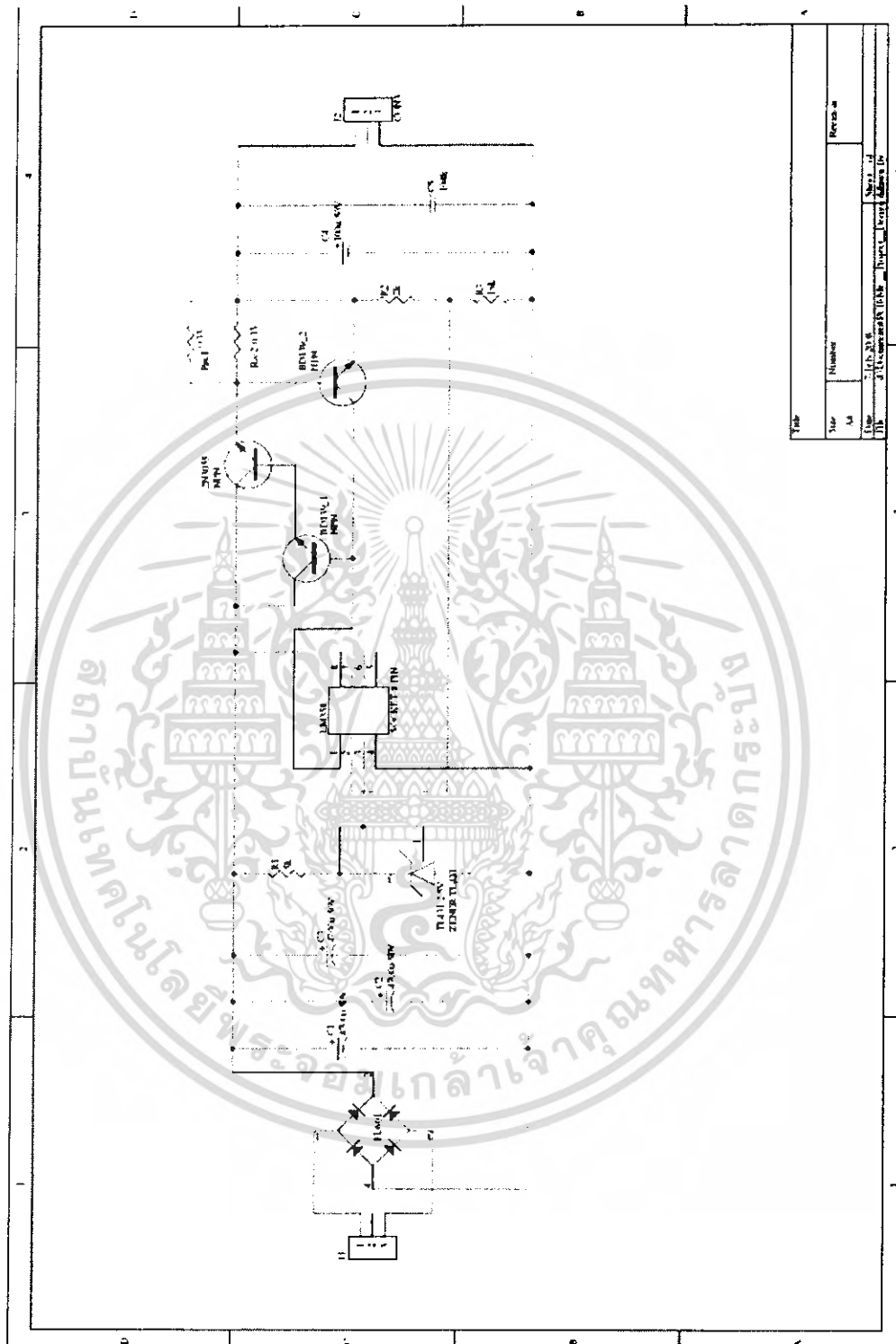


รูปที่ 4.26 แกนสกรู

4.3 วงจรไฟฟ้าควบคุมระบบ



รูปที่ 4.27 วงจรการทำงานของเครื่องรับข้อกระป๋อง



File	Number	Revision
1	1.1	
Date: 21/05/2016 Drawn by: [Name] Checked by: [Name] Approved by: [Name]		

รูปที่ 4.28 วงจรการทำงานของเครื่องรับซีอีกระเบื้อง (ต่อ)

4.3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในวงจร

ชนิดของอุปกรณ์ที่ใช้ในวงจร	จำนวนอุปกรณ์
- Transformer	1
- Power Switch	1
- Bridge	1
- C electrolyte	
- 4700/50	1
- 100/50	1
- C ceramic 100	1
- Op-amp LM358	1
- Transistor pnp BD139	1
- Transistor npn 2N3055 and Heat sink	1
- Resistor	
- 0.3Ω 5W	3
- 5kΩ	1
- 2kΩ	1
- 18kΩ	1
- TL431	1
- Atmel At89C51	1
- Resistor	
- pack 10kΩ	1
- 1kΩ	6
- LED	
- MC7805	1
- C electrolyte	
- 1000/50	1
- 100/16	1
- ULN2003	2
- Stepping Motor	2
- Infrared Receiver	3
- Infrared Emitter	3

ชนิดของอุปกรณ์ที่ใช้ในวงจร

จำนวนอุปกรณ์

- Diode 1N4001	2
- Relay 6V	2
- Servo Motor	1
- Connector	
- ลูกเต๋า	
- สายไฟ	



บทที่ 5

สรุปและวิเคราะห์ผลการดำเนินงาน

สำหรับเครื่องรับซื้อกระป๋องที่สร้างขึ้นมานั้น มีการควบคุมเครื่องด้วยไมโครคอนโทรลเลอร์ ซึ่งทำให้สามารถโปรแกรมและตั้งค่าต่างๆในการทำงานของเครื่องได้ เช่น ขั้นตอนการทำงานของเครื่องรับซื้อกระป๋องก็ใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์เป็นตัวควบคุมและเรียงลำดับการทำงานก่อนหลังโดยการโปรแกรมลำดับการทำงานของเครื่องให้กับไมโครคอนโทรลเลอร์ และในกรณีที่เกิดความผิดพลาดในการอัดกระป๋อง เช่น อัดแล้วไม่ได้ขนาดที่ต้องการ ก็จะใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์ควบคุมให้ถอยกลับแล้วอัดกระป๋องใหม่อีกครั้งหนึ่งจนกว่าจะได้ขนาดที่ต้องการ และใช้การอัดกระป๋องด้วยกลไกของสกรูส่งกำลัง ซึ่งมีค่าใช้จ่ายน้อยกว่าการอัดกระป๋องแบบอื่น อาทิเช่น การใช้ไฮดรอลิก หรือใช้ระบบนิวแมติก และผู้จัดทำได้คิดสื่อเพื่อการเคลื่อนย้ายที่สะดวกยิ่งขึ้นด้วย

สำหรับการให้บริการเครื่องรับซื้อกระป๋องนั้น เครื่องรับซื้อกระป๋องสามารถรับซื้อกระป๋องอลูมิเนียมได้เท่านั้น ซึ่งสามารถรับกระป๋องอลูมิเนียมได้ทุกขนาด คือ กระป๋องน้ำผลไม้ กระป๋องน้ำอัดลม จนถึงกระป๋องเบียร์ที่มีขนาดยาว ถ้าผู้ใช้บริการนำกระป๋องที่ไม่รู้ว่าเป็นวัสดุอะไร เครื่องก็จะมีส่วนที่คัดกระป๋องเหล็กออกมาไม่ให้เข้าไปในเครื่องได้ การคัดแยกกระป๋องที่เป็นกระป๋องเหล็กจะใช้แม่เหล็กอยู่ที่ช่องใส่กระป๋องสำหรับผู้มาใช้บริการ ถ้าผู้ใช้บริการนำกระป๋องเหล็กมาใช้กับเครื่องรับซื้อกระป๋อง เมื่อหยอดกระป๋องลงทางช่องก็จะติดอยู่ที่แม่เหล็ก และให้ผู้ใช้บริการหยิบคืนไป

ในการทำงานจริงๆของเครื่องนั้นกระป๋องที่นำมาใช้บริการได้ต้องเป็นกระป๋องอลูมิเนียมเท่านั้น และเมื่อใส่กระป๋องอลูมิเนียมก็จะผ่านไปได้และเมื่อผ่านลงไปสู่เครื่องแล้วส่วนที่เปิดรับกระป๋องก็จะปิดและแสดงไฟสัญญาณสีเขียวซึ่งหมายความว่าเครื่องกำลังทำงานอยู่ กระป๋องจะตกไปสู่ส่วนของการบีบอัดที่ใช้กำลังการอัดจากสกรูส่งกำลังและมอเตอร์ เมื่อบีบอัดจนได้ขนาดแล้ว เครื่องให้ค่าตอบแทนก็จะจ่ายค่าตอบแทนออกมา ซึ่งในเครื่องที่ได้จัดทำนั้นจะจ่ายค่าตอบแทนเป็นชิพ (chip) ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับการจ่ายค่าตอบแทนแบบอื่นๆได้ เช่น ครอบส่วนลด จ่ายเป็นลูกอม จ่ายเป็นเงิน หรือจะใช้คู่กับเทคโนโลยี RFID เป็นต้น ซึ่งเมื่อค่าตอบแทนในเครื่องหมด เครื่องจะปิดฝาและแสดงไฟสัญญาณสีแดง เพื่อให้รู้ว่าตอนนี้ค่าตอบแทนหมด เครื่องไม่สามารถทำงานได้จนกว่าจะเติมค่าตอบแทน หลังจากเครื่องในส่วนของการจ่ายค่าตอบแทนทำงานแล้วกระป๋องก็จะตกสู่ส่วนของการจัดเก็บกระป๋อง

สำหรับแนวทางในการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องรับซื้อกระป๋อง ซึ่งทางผู้จัดทำเห็นว่าเครื่องรับซื้อกระป๋องที่ได้สร้างขึ้นจะสามารถพัฒนาให้ดีขึ้นได้และก่อให้เกิดประโยชน์ในอนาคตได้มากกว่านี้ จึงเสนอแนวทางในการปรับปรุงดังนี้

- ลักษณะรูปร่างของเครื่องควรจะปรับปรุงให้สวยงามมากขึ้น เพื่อดึงดูดผู้ใช้บริการให้มาใช้บริการ
- ขนาดของกระป๋องหลังจากการบีบอัดสามารถทำให้มีขนาดเล็กลงได้มากกว่านี้ โดยเพิ่มงบประมาณในการจัดซื้อหม้อแปลงและมอเตอร์ให้มีกำลังงานมากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ในส่วนที่เปิด-ปิดรับกระป๋องเป็นอะคริลิกเพราะเนื่องจากในตอนแรกจะสร้างเครื่องให้สามารถมองเห็นกระบวนการทำงานภายในเครื่องได้ แต่ในการจัดทำจริงแล้วนั้นวัสดุจากอะคริลิกมีความเปราะบางทำให้ไม่สามารถรับแรงได้มากจึงควรมีวัสดุชนิดอื่นที่มีความแข็งแรงมาจัดทำแทน
- ค่าตอบแทนสามารถปรับเปลี่ยนได้ตามความเหมาะสมในการนำไปใช้ อาทิเช่น คุปอง, บัตรสะสมแต้ม, เหรียญ, ขนม ฯลฯ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หนังสืออ้างอิง

- ดร. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2541. การออกแบบเครื่องจักรกล 1. บ.ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน), กรุงเทพฯ
- ดร. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, 2521. การออกแบบเครื่องจักรกล 2. บ.ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน), กรุงเทพฯ
- บรรจบ อรรถธร, 2541. กลศาสตร์ของแข็ง. มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพฯ
- รศ. บรรเลง ศรีนิล, 2523. เขียนแบบเครื่องกล 03. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, กรุงเทพฯ
- รศ. สมชัย นรเศรษฐ์โสภณ, 2533. กลศาสตร์ของแข็ง. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, กรุงเทพฯ
- ผศ. อำนาจ ทองผาสุก, 2538. การควบคุมมอเตอร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, กรุงเทพฯ
- Hibbeler, R.C., Mechanics of Materials, Prentice-Hall International, New Jersey



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

คุณสมบัติและตารางในการออกแบบ

ตารางที่ ผ 1 ไซ้โรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/ R 606 – 1976

ขนาดเป็น mm

ไซ้ ISO	พิสัย p	d ₁ max	b ₁ min	d ₂ max	b ₃ min	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
05B	8.00	5.00	3.00	2.31	4.90	4.51	7.85	11.18
06B	9.525	6.35	5.72	3.28	8.66	8.93	16.97	24.92
08A	12.70	7.95	7.95	3.96	11.31	13.83	27.66	41.50
08B	12.70	8.51	7.75	4.45	11.43	17.85	31.20	44.54
10A	15.875	10.16	9.53	5.08	13.97	21.78	43.56	65.33
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	13.41	22.27	44.54	66.81
12A	19.05	11.91	12.70	5.94	17.88	31.20	62.39	93.59
12B	19.05	12.07	11.68	5.72	15.75	28.94	57.88	86.82
16A	25.40	15.88	15.88	7.92	22.74	55.62	111.25	166.87
16B	25.40	15.88	17.02	8.28	25.58	42.28	84.56	126.84
20A	31.75	19.05	19.05	9.53	27.59	86.82	173.64	260.46
20B	31.75	19.05	19.56	10.19	29.14	64.55	129.10	193.65
24A	38.10	22.23	25.40	11.10	35.59	124.59	249.17	373.76
24B	38.10	25.40	25.40	14.63	38.05	97.90	195.81	293.71

ตารางที่ ผ 2 ไซ์โรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/ R 606 – 1976

ขนาดเป็น มม

ไซ์ ISO	พิคซ์ p	d ₁ max	b ₁ min	d ₂ max	b ₃ min	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
28A	44.45	25.40	25.40	12.70	37.32	169.12	338.25	507.37
28B	44.45	27.94	30.99	15.90	46.71	129.10	258.20	387.30
32A	50.80	28.58	31.75	14.27	45.34	222.49	444.98	667.47
32B	50.80	29.21	30.99	17.81	45.70	169.12	338.25	507.37
40A	63.50	39.68	38.10	19.84	55.02	347.08	694.16	1041.23
40B	63.50	39.37	38.10	22.89	55.88	262.61	525.23	787.84
48A	76.20	47.63	47.63	23.80	67.95	500.60	1001.21	1501.81
48B	76.20	48.26	45.72	29.24	70.69	400.54	800.99	1201.43
56B	88.90	53.98	53.34	34.32	81.46	542.89	1085.77	-
64B	101.60	63.50	60.96	39.40	92.15	712.01	1423.92	-
72B	114.30	72.39	68.58	44.48	103.94	898.89	1797.78	-

ตารางที่ ผ 3 มวลของไซ์โรลเลอร์ต่อความยาว

ไซ์ ISO	มวลของไซ์, kg/m			ไซ์ ISO	มวลของไซ์, kg/m			
	หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น		หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น	สี่ชั้น
06B	0.39	0.74	1.10	06A	0.33	0.65	0.98	
08B	0.68	1.34	1.99	08A	0.61	1.22	1.83	2.44
10B	0.85	1.70	2.55	10A	0.98	1.96	2.95	3.93
12B	1.16	2.31	3.45	12A	1.59	3.05	4.54	6.10
16B	2.71	5.42	8.13	16A	2.50	5.00	7.50	10.00
20B	3.70	7.40	11.10	20A	3.68	7.35	11.03	14.70
24B	6.70	13.75	20.75	24A	5.54	11.07	16.61	22.14
28B	8.25	16.80	25.40	28A	7.52	15.00	22.60	30.10
32B	9.22	18.45	27.67	32A	9.67	19.34	29.02	38.69
40B	15.48	31.55	47.62	40A	15.48	30.95	46.43	61.90
48B	24.71	50.00	75.45	48A				
56B	33.20	67.60		56A				
64B	44.64	89.29		64A				
72B	59.50			72A				

ตารางที่ ๔ ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงสม่ำเสมอ

โซโรลเลอร์แบบ B				โซโรลเลอร์แบบ A			
จำนวน พื้นบน ศ.เดียว	อุปกรณ์ขับ *			จำนวน พื้นบน ศ.เดียว	อุปกรณ์ขับ **		
	สม่ำเสมอ	กระทุก ปานกลาง	กระทุก มาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	1.72	2.16	2.59	11	1.41	1.41	1.69
12	1.59	1.98	2.38	12	1.28	1.28	1.54
13	1.47	1.84	2.21	13	1.19	1.19	1.43
14	1.35	1.69	2.03	14	1.10	1.10	1.32
15	1.27	1.58	1.90	15	1.00	1.00	1.20
16	1.19	1.49	1.79	16	0.93	0.93	1.11
17	1.12	1.40	1.69	17	0.86	0.86	1.03
18	1.05	1.32	1.58	18	0.81	0.81	0.98
19	1.00	1.25	1.50	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	0.95	1.19	1.43	19	1.00	1.00	1.20
21	0.91	1.14	1.36	20	0.93	0.93	1.12
22	0.86	1.08	1.29	21	0.88	0.88	1.06
23	0.83	1.03	1.24	22	0.84	0.84	1.01
24	0.79	0.99	1.19	23	0.80	0.80	0.96
25	0.76	0.95	1.14	24	0.75	0.78	0.93
				25	0.75	0.75	0.90

ตารางที่ ๕ ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทุกที่มีการกระทุกปานกลาง

โซโรลเลอร์แบบ B				โซโรลเลอร์แบบ A			
จำนวน พื้นบน ศ.เดียว	อุปกรณ์ขับ *			จำนวน พื้นบน ศ.เดียว	อุปกรณ์ขับ **		
	สม่ำเสมอ	กระทุก ปานกลาง	กระทุก มาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	2.16	2.59	3.02	11	1.69	1.83	1.97
12	1.95	2.38	2.78	12	1.54	1.67	1.79
13	1.84	2.21	2.57	13	1.43	1.55	1.67
14	1.69	2.03	2.36	14	1.32	1.43	1.54

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ๘ 6 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระตุ้นที่มีการกระตุ้นปานกลาง (ต่อ)

จำนวน พืชมบน ค.เป็ยน	ไซโรลเลอร์แบบ B			จำนวน พืชมบน ค.เป็ยน	ไซโรลเลอร์แบบ A		
	อุปกรณซ์*				อุปกรณซ์**		
	สม่า เลมอ	กระตุ้น ปานกลาง	กระตุ้น มาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
15	1.58	1.90	2.22	15	1.20	1.30	1.40
16	1.49	1.79	2.08	16	1.11	1.20	1.30
17	1.40	1.69	1.97	17	1.03	1.12	1.21
18	1.32	1.58	1.84	18	0.98	1.06	1.14
19	1.25	1.50	1.75	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	1.19	1.43	1.67	19	1.20	1.30	1.40
21	1.14	1.36	1.59	20	1.12	1.21	1.31
22	1.08	1.29	1.51	21	1.06	1.15	1.24
23	1.03	1.24	1.45	22	1.01	1.09	1.18
24	0.99	1.19	1.39	23	0.96	1.04	1.12
25	0.95	1.14	1.33	24	0.93	1.01	1.09
				25	0.90	0.97	1.04

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ๗ 7 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกมาก

ไซโรลเลอร์แบบ B				ไซโรลเลอร์แบบ A			
จำนวน พื้นบน คิเดียน.	อุปกรณ์ขับ*			จำนวน พื้นบน คิเดียน	อุปกรณ์ขับ**		
	สม่ำเสมอ	กระตุก ปานกลาง	กระตุก มาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	3.02	3.45	3.88	11	1.97	2.11	2.39
12	2.78	3.17	3.57	12	1.79	1.92	2.18
13	2.57	2.94	3.31	13	1.67	1.79	2.02
14	2.36	2.70	3.04	14	1.54	1.65	1.87
15	2.22	2.53	2.85	15	1.40	1.50	1.70
16	2.08	2.38	2.68	16	1.30	1.39	1.57
17	1.97	2.25	2.53	17	1.21	1.29	1.47
18	1.84	2.11	2.37	18	1.14	1.22	1.38
19	1.75	2.00	2.25	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	1.67	1.90	2.14	19	1.40	1.50	1.70
21	1.59	1.82	2.05	20	1.31	1.40	1.59
22	1.51	1.72	1.94	21	1.24	1.33	1.50
23	1.45	1.65	1.86	22	1.18	1.26	1.43
24	1.39	1.59	1.79	23	1.12	1.20	1.36
25	1.33	1.52	1.70	24	1.09	1.16	1.32
				25	1.04	1.12	1.27

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 8 ตัวประกอบของการกระแทก

ชนิดของแรง	N _s		
	บอลแบร์ริง	โรลเลอร์แบร์ริง	ตัวอย่าง
แรงเขยิบมา-เขยิบไป	1.0	1.0	มอเตอร์ไฟฟ้า เครื่องอัดอากาศ
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.5	1.0	เครื่องตัดโลหะ ขึ้นฉันทัน
แรงกระแทกอย่างหนัก	2.0-3.0	1.3-2.0	เครื่องบดแร่ เครื่องเขยิบ

ตารางที่ 9 แนวทางในการเลือกอายุใช้งานสำหรับเครื่องจักรกลชนิดต่างๆ

ชนิดของเครื่องจักรกล	อายุเป็นชั่วโมงทำงาน
เครื่องมือวัดและเครื่องมือที่ใช้ไม่บ่อยนัก ตัวอย่างเช่น เครื่องมือสำหรับห้องทดลอง อุปกรณ์สำหรับประตูดึง	500
เครื่องยนต์เครื่องปั้น	500-2,000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานช่วงเวลาสั้น ๆ หรือทำงานเป็นพัก ๆ ตัวอย่างเช่น เครื่องมือต่าง ๆ รอกยกของในโรงงาน เครื่องจักรที่ทำงานโดยอัตโนมัติ เครื่องจักรกลเบาเกษตรกรรม ชิ้นงานที่ใช้ในงานประกอบ เครื่องยนต์ดับ ชิ้นงานที่ใช้ในงานหล่อ เครื่องจักรกลที่ใช้ในบ้าน	4,000-8,000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานเป็นพัก ๆ แต่มีความสำคัญต่องานที่ทำมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรลากรของโรงงานถลุง อุปกรณ์สำหรับสายงานผลิต ลีฟท์ ขึ้นฉันทันค้ำหัวใบ เครื่องมือกลที่ใช้ไม่บ่อยนัก	8,000-12,000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ไม่ได้ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ไฟฟ้า ชุดเพื่องานสำหรับงานทั่วไป	12,000-20,000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรกลโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไป ชิ้นงานที่ช่วยของตลอดเวลา เครื่องเป่าลม เหล็กค้ำค้ำตั้ง	20,000-30,000
เครื่องจักรที่ใช้งานต่อเนื่อง (ทำงาน 24 ชั่วโมง) ตัวอย่างเช่น เครื่องแยกของ เครื่องอัดอากาศ ปั๊ม เหล็กค้ำค้ำตั้ง ออกกังของสวามันค้ำเสียง รอกในเหมืองแร่ มอเตอร์ไฟฟ้า	40,000-60,000
เครื่องจักรที่ใช้งานตลอด ชั่วโมง ละการทำงานมีความสำคัญมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรที่ใช้ในการผลิตกระดาษและเยื่อกระดาษ โรงไฟฟ้า ขึ้นฉันทันเหมืองแร่ สลัดค้ำค้ำน้ำประปา เครื่องจักรในเรือเดินสมุทร	100,000-200,000

ที่มา : แด็คคาล็อกและข้อมูลทางวิศวกรรมทั่วไปของ SKF Industries, Phila., Pa.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ผ 10 ขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาดต่างๆ

ขนาด เพลาน(d) mm	ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส ISO/R 773 ISO/R 774 b×h	ลิ่มแบน ISO 2491 ISO 2492 b×h	ขนาดเดือย DIN 6881 b×h	ลิ่มวงเคียน ISO 3912		
				b×h ₁ ×R	t ₁	t ₂
3-4				1.0×1.40×4	1.0	0.6
4-5				1.5×2.60×7	2.0	0.8
5-6				2.0×2.60×7	1.8	1.0
6-7	2×2			2.0×3.70×10	2.9	1.0
7-8	2×2			2.5×3.70×10	2.7	1.2
8-10	3×3			3.0×5.00×13	3.8	1.4
10-12	4×4			3.0×6.50×16	5.3	1.4
12-14	5×5	5×3		4.0×6.50×16	5.0	1.8
14-16	5×5	5×3		4.0×7.50×19	6.0	1.8
16-18	5×5	6×4		5.0×6.50×16	4.0	2.3
18-20	6×6	6×4		5.0×7.50×19	5.5	2.3
20-22	6×6	6×4		5.0×9.00×22	7.0	2.3
22-25	8×7	8×5	8×3.5	6.0×9.00×22	6.5	2.8
25-28	8×7	8×5	8×3.5	6.0×10.0×25	7.5	2.8
28-32	8×7	8×5	8×3.5	8.0×11.0×28	8.0	3.3
32-38	10×8	10×6	10×4.0	10.0×13.0×32	10.0	3.3
38-44	12×8	12×6	12×4.0			
44-50	14×9	14×6	14×4.5			
50-58	16×10	16×7	16×5.0			
58-65	18×11	18×7	18×5.0			
65-75	20×12	20×8	20×6.0			
78-85	22×14	22×9	22×7.0			
85-95	25×14	25×9	25×7.0			
95-110	28×16	28×10	28×7.5			
110-130	32×18	32×11	32×8.5			
130-150	36×20	36×12	36×9.0			
150-170	40×22	40×14				
170-200	45×25	45×16				
200-230	50×28	50×18				
230-260	56×32					
260-290	63×32					

ขนาด เพลาน(d) mm	ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส ISO/R 773 ISO/R 774 b×h	ลิ่มแบน ISO 2491 ISO 2492 b×h	ขนาดเดือย DIN 6881 b×h	ลิ่มวงเคียน ISO 3912		
				b×h ₁ ×R	t ₁	t ₂
290-330	70×36					
330-380	80×40					
380-440	90×45					
440-500	100×50					

*ขนาดตามมาตรฐานของประเทศสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน
ความยาวของลิ่มที่ควรเลือกใช้ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเป็น mm คือ

ตารางที่ ผ 11 สัดส่วนต่างๆของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

ขนาด (นิ้ว)	เกลียวตีเกลี่ยม		เกลียวแอกมี			เกลียวตัดตรง (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	5	0.708	0.755	16	
1	4	0.781	5	0.800	0.880	12	
$1\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	1.000	5	0.925	1.005	12	
$1\frac{1}{4}$			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
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{2}$	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	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ๘ 12 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา และ เหล็กกล้าผสม

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	65	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR&turned	72	44	31	63	140	-
	CD	84	76	16	57	177	65
1040	A	67	50	31	58	126	-
	N	76	51	32	61	149	-
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	-
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	-
	HR	105	67	15	-	-	-
	CD	114	104	9	-	-	54
1118	A	92	43	24	40	187	-
	N	109	62	20	39	217	-
	HR	142	83	18	38	295	-
2330	A	95	38	13	21	192	-
	N	147	73	10	14	293	-
	HR	75	50	35	55	140	-
3140	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
4130	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	-
4140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	-
4340	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50
4340	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	-
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 13 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา และเหล็กกล้าผสม (ต่อ)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	-
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	-
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	-
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	-
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	-
8640	N	92	52	26	60	183	-
	CD	140	120	11	38	277	-
8740	CDA	107	90	14	45	217	60
	HRA	95	64	25	55	190	60
8740	CDA	107	95	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	-
	HRA	113	71	22	41	229	45
9255	N	135	84	20	43	269	-
	HR	115	75	22	58	241	45
E9310	A	119	64	17	42	241	-
	N	132	83	19	58	269	-
	HR	123	80	18	47	241	-
9440	HRA	93	59	25	53	183	-
	N	110	72	25	58	223	-

ที่มา : ASME Handbook-Material Properties, McGraw-Hill, 1954 ; Ryerson Data Book, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

หมายเหตุ : HR วิตโฟน
 HRA วิตโฟนและแอนนิล
 CD วิตเย็น
 CDA วิตเย็นและแอนนิล
 HRN วิตโฟนและนอร์มัลไล
 A แอนนิล
 N นอร์มัลไล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

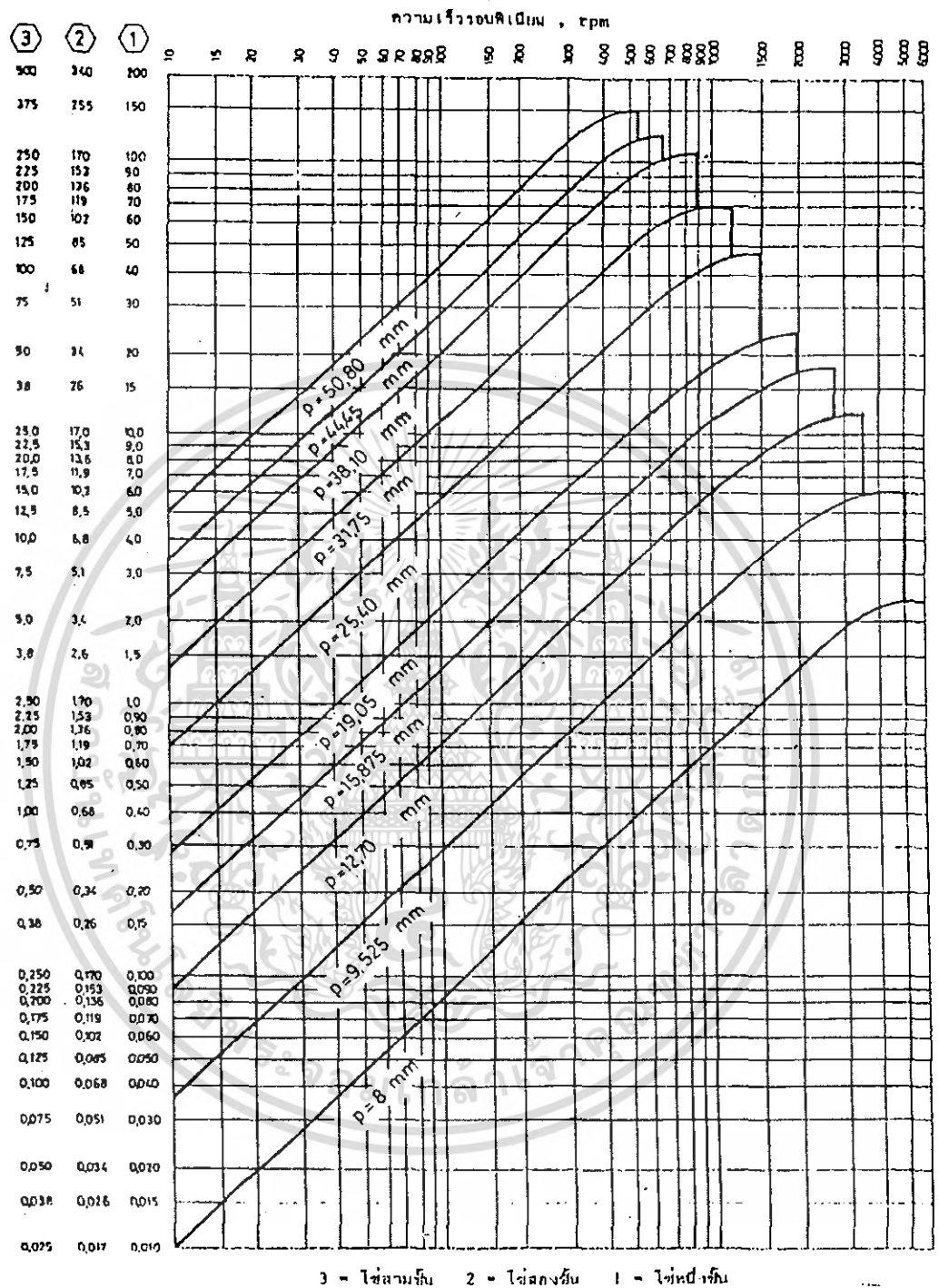
ตารางที่ ผ 14 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน f_s และ f_c

วัสดุ	เหล็ก	ทองเหลือง	บรอนซ์	เหล็กหล่อ
เหล็ก (แข็ง)	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
เหล็ก (หล่อลิ้น)	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

ตารางที่ ผ 15 ค่าคงที่ทางกายภาพของวัสดุวิศวกรรมบางชนิด

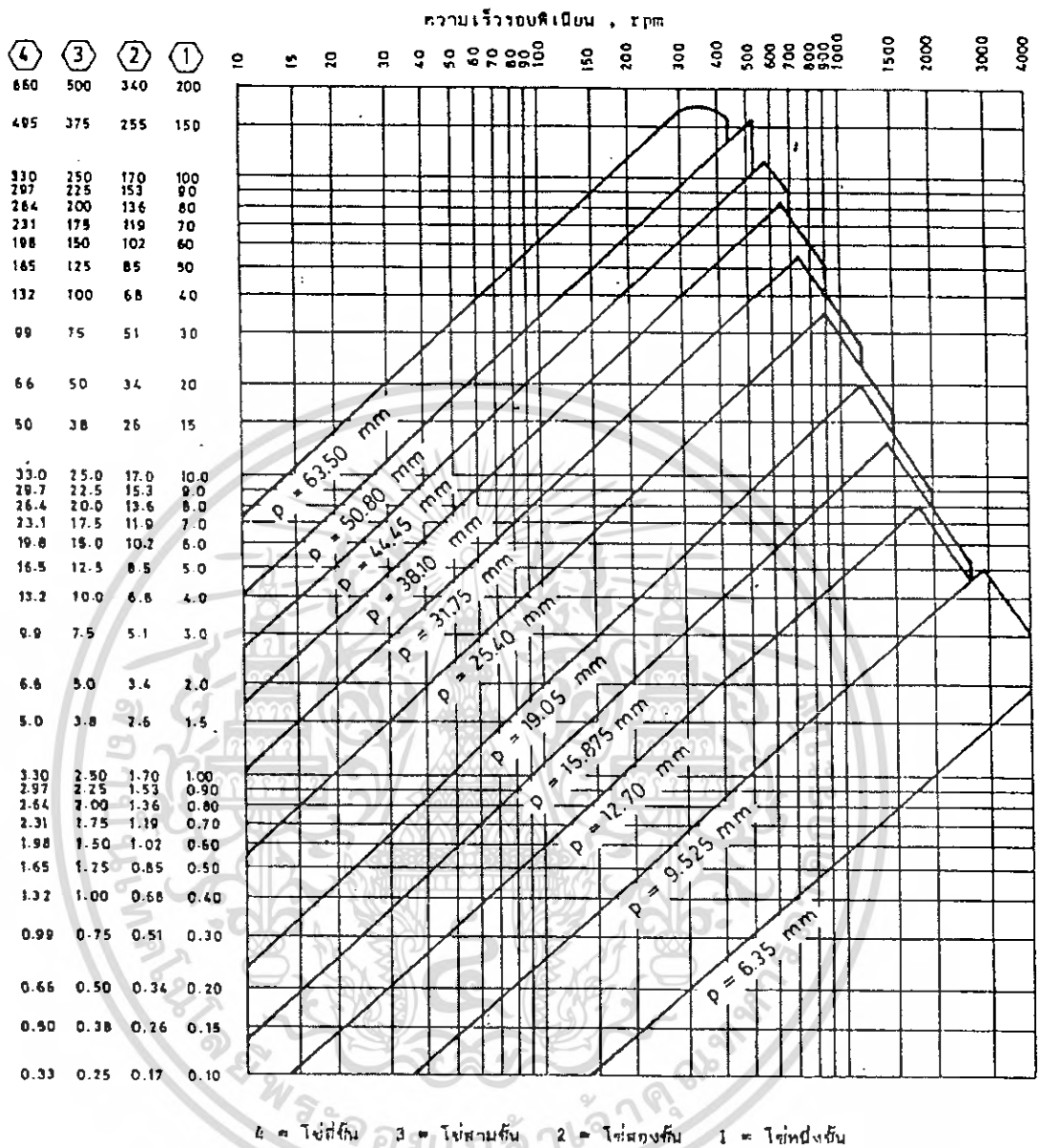
วัสดุ	โมดูลัสความยืดหยุ่น E		โมดูลัสความแข็งแกร่ง G		อัตราส่วน ปัวซอง ν	น้ำหนักจำเพาะ w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminium (all alloys)	10.3	71.0	3.90	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.00	48.3	0.265	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.62	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Carbon steel	30.0	207.0	11.50	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Cast iron, gray	14.5	100.0	6.00	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Copper	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Douglas fir	1.8	11.0	0.60	4.1	0.330	0.016	28	4.3
Glass	6.7	46.2	2.70	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.00	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Lead	5.3	36.5	1.90	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesium	6.5	44.8	2.40	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molybdenum	48.0	331.0	17.00	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.50	65.5	0.320	0.319	551	85.5
Nickel silver	18.5	127.0	7.00	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Nickel steel	30.0	207.0	11.50	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Phosphor bronze	16.1	111.0	6.00	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Stainless steel (18-8)	27.5	190.0	10.60	73.1	0.305	0.280	484	76.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



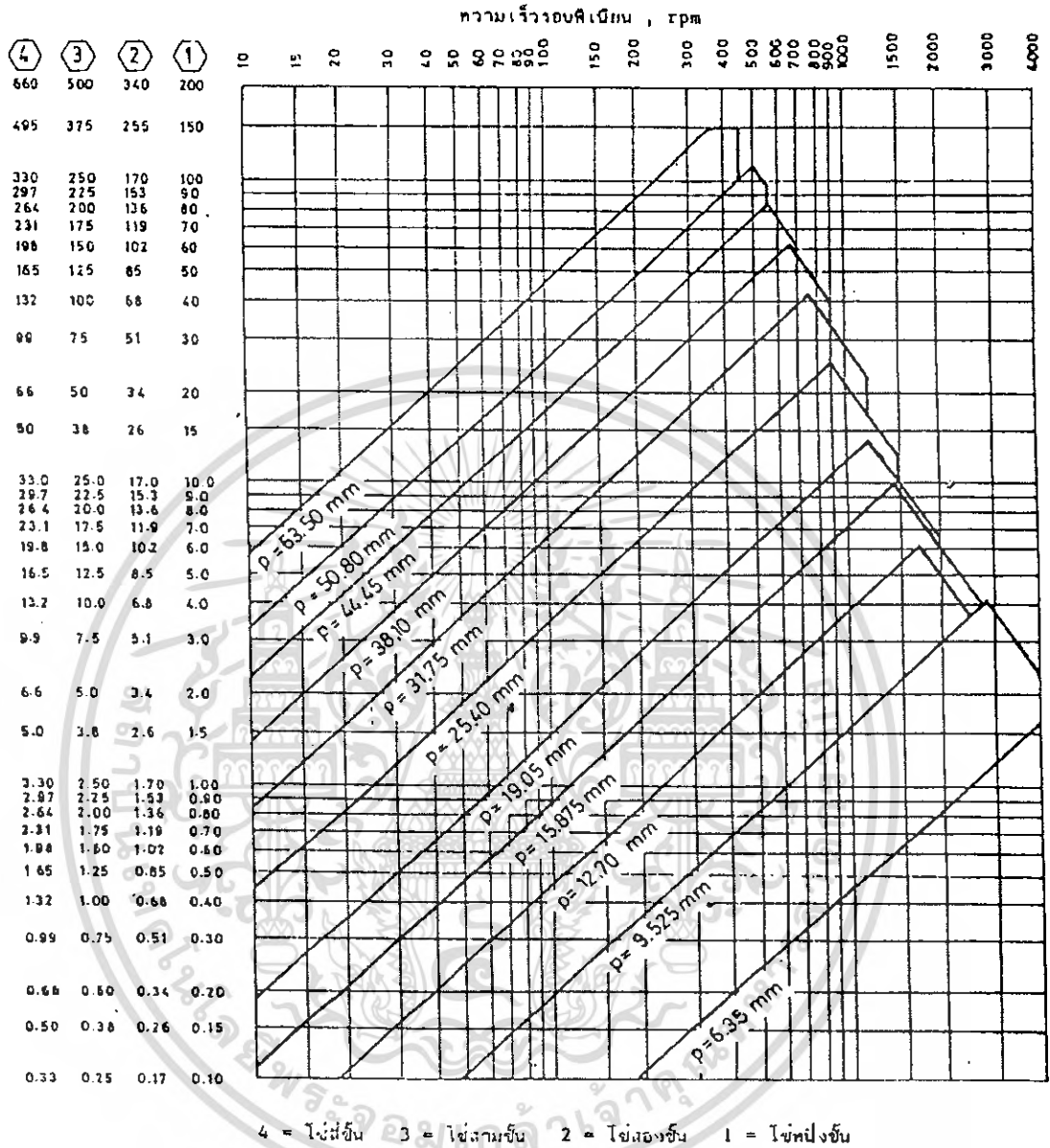
รูปที่ ผ 1 แผนภูมิที่ใช้เลือกโชโรลเลอร์แบบ B (สำหรับพินเนียน 19 ฟัน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ๒ แผนภูมิที่ใช้เลือกไซโรลเลอร์แบบ A (สำหรับพีเนียน 15 ฟัน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ผ 3 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซโรลเตอร์แบบ A (สำหรับพีเนียง 19 ฟัน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้