

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

เครื่องผ่ามะพร้าว

COCONUT CUTTER MACHINE



โดย

นายจิรวัดน์

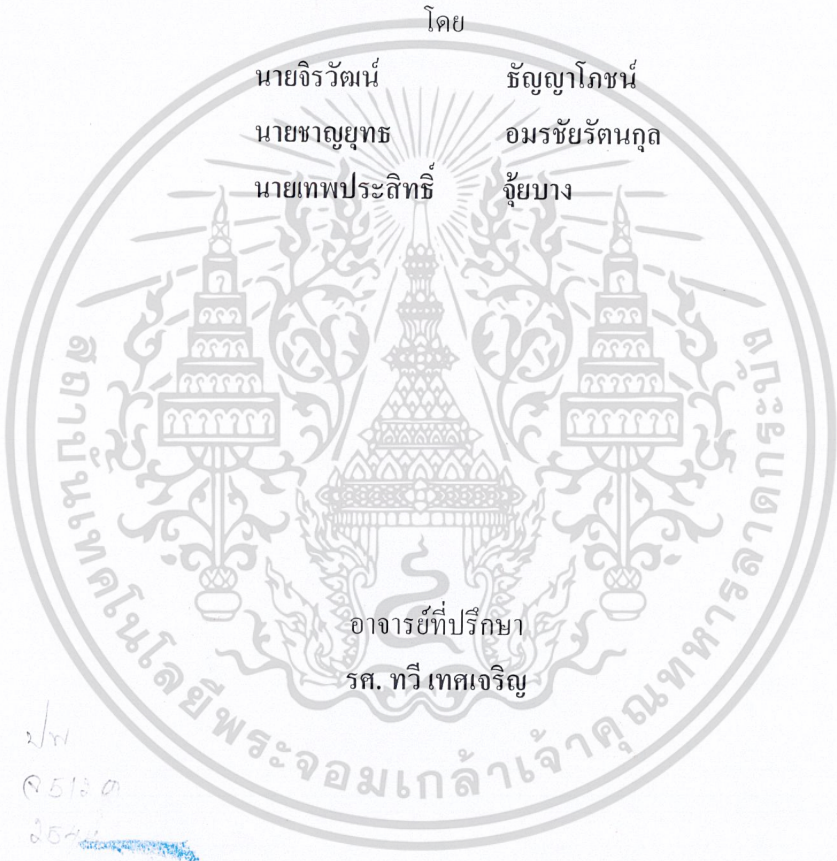
ชัยญาโกชน์

นายชาญยุทธ

อมรชัยรัตนกุล

นายเทพประสิทธิ์

จួយาง



อาจารย์ที่ปรึกษา  
รศ. ทวี เทศเจริญ

2/71  
95130  
2546

เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน...45980  
วัน, เดือน, ปี...27 ก.พ. 2546

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

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานปีการศึกษา 2544 นั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีสารบัญช  
2546

ปริญญาโท ปีการศึกษา 2544

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง เครื่องผ่ามะพร้าว

COCONUT CUTTER MACHINE

ผู้จัดทำ

- |                    |               |              |          |
|--------------------|---------------|--------------|----------|
| 1. นายจิรวัดน์     | ธัญญาโกชน์    | รหัสประจำตัว | 42515765 |
| 2. นายชาญยุทธ      | อมรชัยรัตนกุล | รหัสประจำตัว | 42515769 |
| 3. นายเทพประสิทธิ์ | จួយาง         | รหัสประจำตัว | 42015346 |



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ. ทวี เทศเจริญ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เครื่องผ่านะพร้าว

|                                   |               |          |
|-----------------------------------|---------------|----------|
| นายจิรวัดน์                       | รัชญาโกชน์    | 42515765 |
| นายชาญยุทธ                        | อมรชัยรัตนกุล | 42515769 |
| นายเทพประสิทธิ์                   | จួយาง         | 42015346 |
| รศ. ทวี เทศเจริญ อาจารย์ที่ปรึกษา |               |          |
| ปีการศึกษา 2544                   |               |          |

### บทคัดย่อ

ในปัจจุบันมีการใช้น้ำมันมะพร้าวมากขึ้น โดยอุปกรณ์ที่ใช้ในการผ่านะพร้าวส่วนใหญ่จำเป็นต้องใช้แรงคน ทำให้มีอัตราการผลิตน้อยกว่าความต้องการ เครื่องผ่านะพร้าวจึงได้ถูกพัฒนาขึ้น เพื่อเพิ่มผลผลิตสามารถผ่านะพร้าวได้จำนวน 480 ผล/วัน แต่ถ้าใช้แรงคนผ่านจะได้เพียง 180 ผล/วัน



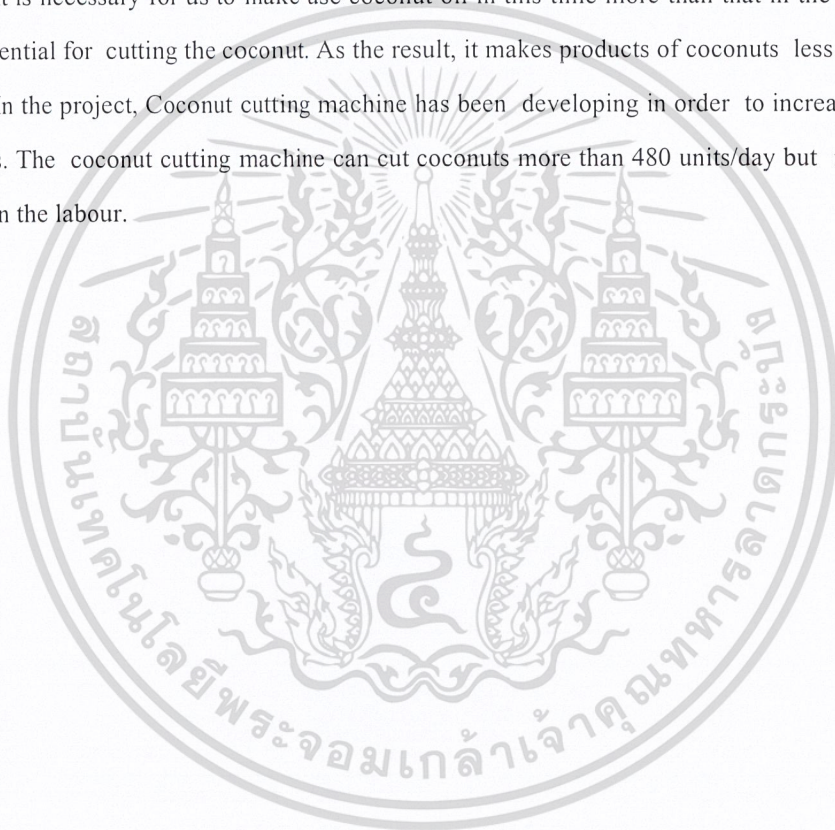
## Coconut Cutter Machine

|                               |                    |         |
|-------------------------------|--------------------|---------|
| Jirawat                       | Tunyapoch          |         |
| Chanyut                       | Amornchairatanakul |         |
| Teprasit                      | Chuaibang          |         |
| Assoc. Prof. Tawee Tedcharoen |                    | Advisor |

## ABSTRACT

It is necessary for us to make use coconut oil in this time more than that in the past. Labour is almosts essential for cutting the coconut. As the result, it makes products of coconuts less.

In the project, Coconut cutting machine has been developing in order to increase the products of coconuts. The coconut cutting machine can cut coconuts more than 480 units/day but it is leses 180 units/day in the labour.



### กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือ และร่วมมือจากหลายๆ ฝ่ายด้วยกัน บุคคลที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ รศ. ทวี เทศเจริญ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้ความเอาใจใส่ แนะนำ และให้ความช่วยเหลือเสมอมา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก และต้องขอขอบคุณคุณคุณมณฑา รวมทั้งเพื่อนๆ ที่ช่วยแนะนำและให้กำลังใจ

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้พวกเรามีวันนี้ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้จัดทำมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมา ในทุกๆ ด้าน อันหาที่เปรียบมิได้ ผู้จัดทำขอระลึกในพระคุณอันสูงสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้



จิรวัดน์                      ธัญญาโกชน์  
 ชาญยุทธ                    อมรชัยรัตนกุล  
 เทพประสิทธิ์                จุ้ยบาง

## สารบัญ

|  | หน้าที่ |
|--|---------|
| บทคัดย่อภาษาไทย                          | I       |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ                       | II      |
| กิตติกรรมประกาศ                          | III     |
| สารบัญ                                   | IV      |
| สารบัญตาราง                              | VII     |
| สารบัญภาพ                                | VIII    |
| บทที่ 1 บทนำ                             | 1       |
| 1.1ความเป็นมาของโครงการ                  | 1       |
| 1.2วัตถุประสงค์ของโครงการ                | 1       |
| 1.3ขอบเขตของโครงการ                      | 1       |
| 1.4ขั้นตอนดำเนินงาน                      | 1       |
| บทที่2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง                |         |
| 2.1 ลิมและสลัก                           | 2       |
| 2.1.1 ชนิดของลิม                         | 2       |
| 2.1.2 ความเค้นที่รอยต่อด้วยลิม           | 3       |
| 2.2การออกแบบเพลลา                        | 6       |
| 2.2.1 วัสดุเพลลา                         | 7       |
| 2.2.2 ขนาดเพลลา                          | 7       |
| 2.2.3 การพิจารณาในการออกแบบ              | 7       |
| 2.2.4 การออกแบบเพลลาตามโค้ดของ ASME      | 8       |
| 2.2.5 การออกแบบเพลลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง | 11      |
| 2.2.6 ความเร็ววิกฤตของเพลลา              | 12      |
| 2.3 การเชื่อม                            | 13      |
| 2.3.1 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า                 | 14      |
| 2.3.2 การเชื่อมด้วยแก๊ส                  | 14      |
| 2.3.3 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร            | 15      |
| 2.3.4 การตัดในรอยเชื่อม                  | 17      |
| 2.3.5 การบิดในรอยเชื่อม                  | 18      |
| 2.4 เฟืองคอกจอก                          | 20      |
| 2.4.1 ลักษณะของเฟืองคอกจอก               | 20      |
| 2.4.2 ความแข็งแรงของฟันเฟือง             | 22      |
| 2.4.3 จำนวนฟันสมมูล                      | 24      |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

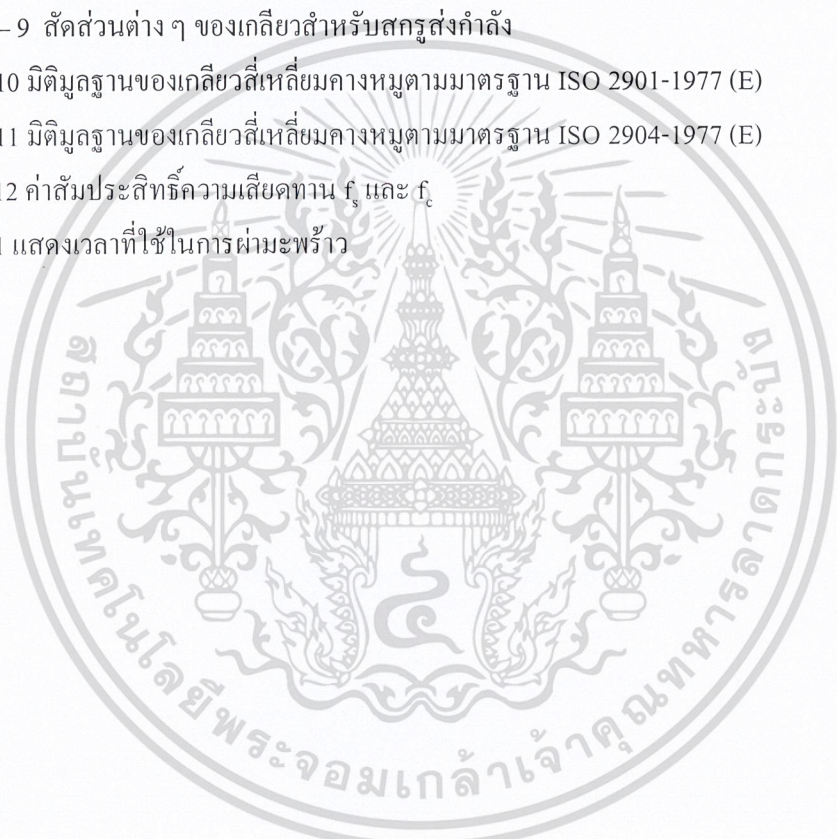
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|   |    |
|---|----|
| 2.4.4 แรงพลวัต  | 26 |
| 2.4.5 ความคงทนของผิวหน้าพื้นเฟืองคอกจอก               | 26 |
| 2.4.6 การออกแบบเฟืองคอกจอกตามวิธีของสมาคมผู้ผลิตเฟือง | 27 |
| 2.5 ชุดเฟืองหนอน                                      | 34 |
| 2.5.1 ลักษณะทั่วไปของชุดเฟืองหนอน                     | 35 |
| 2.5.2 ความสัมพันธ์อื่น ๆ                              | 37 |
| 2.5.3 พิตช์มาตรฐาน                                    | 38 |
| 2.5.4 ประสิทธิภาพชุดเฟืองหนอน                         | 38 |
| 2.5.5 ขนาดเกลิยวหนอน                                  | 40 |
| 2.5.6 ความแข็งแรงของเฟืองหนอน                         | 41 |
| 2.5.7 แรงพลวัต  | 43 |
| 2.5.8 ความคงทนของผิวหน้าพื้นเฟืองหนอน                 | 43 |
| 2.5.9 การระบายความร้อน                                | 44 |
| 2.5.10 ข้อคิดทั่วไปในการคำนวณออกแบบ                   | 45 |
| 2.6 การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลย่อย                | 47 |
| 2.6.1 ความเค้นอย่างง่าย                               | 47 |
| 2.6.2 ความเครียด                                      | 48 |
| 2.6.3 การบิด  | 49 |
| 2.6.4 คาน   | 50 |
| 2.7 ความเค้นผสมและทฤษฎีความเสียหาย                    | 52 |
| 2.7.1 ความเค้นผสมในระบบความเค้นสองมิติ                | 52 |
| 2.7.2 ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด                         | 55 |
| 2.7.3 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด                        | 56 |
| 2.7.4 ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮิลล์                    | 57 |
| 2.8 สกรูส่งกำลัง                                      | 60 |
| 2.8.1 คำจำกัดความ                                     | 61 |
| 2.8.2 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง                 | 63 |
| 2.8.3 เกลียวในระบบหน่วยอังกฤษ                         | 63 |
| 2.8.4 เกลียวที่เหลื่อมคางหมูตามมาตรฐานไอเอสโอ         | 65 |
| 2.8.5 การให้ชื่อ                                      | 72 |
| 2.8.6 โมเมนต์บิดสำหรับหมุนสกรูส่งกำลัง                | 72 |
| 2.8.7 ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลัง                      | 77 |
| 2.8.8 การลื้อคด้วยตัวเอง                              | 79 |
| 2.8.9 การออกแบบสกรูส่งกำลัง                           | 80 |

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| บทที่ 3 การคำนวณและการออกแบบ  |     |
| 3.1 หาขนาดเกลียวส่งกำลัง      | 83  |
| 3.2 การออกแบบคาน              | 84  |
| 3.3 การหาขนาดของมีด           | 86  |
| 3.4 การออกแบบเฟืองดอกจอก      | 87  |
| 3.5 การหาขนาดของลิ้ม          | 91  |
| 3.6 การหาขนาดแบร็ง            | 92  |
| บทที่ 4                       |     |
| 4.1 วัตถุประสงค์ในการทดลอง    | 94  |
| 4.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง   | 94  |
| 4.3 ขั้นตอนการทดลอง           | 94  |
| 4.4 ตารางบันทึกผลการทดลอง     | 95  |
| บทที่ 5                       |     |
| วิจารณ์ผลการทดลอง             | 96  |
| สรุปผลการทดลอง                | 96  |
| ภาคผนวก                       |     |
| ก. ตัวประกอบของโรลเลอร์แบร็ง  | 97  |
| ข. ขนาดลิ้มมาตรฐาน            | 99  |
| ค. สูตรสำเร็จของคานและหน้าตัด | 100 |
| ง. แบบเครื่องผ่ามะพร้าว       | 103 |

## สารบัญตาราง

|   |    |
|---|----|
| ตารางที่ 2-1 ความเค้นใช้งานสำหรับเฟืองดอกจอกใช้กับสมการของ AGMA               | 30 |
| ตารางที่ 2-2 ค่าตัวประกอบของการกระจายแรง $K_m$                                | 31 |
| ตารางที่ 2.3 ความเค้นสัมผัสใช้งาน   | 33 |
| ตารางที่ 2-4 ค่าสัมประสิทธิ์ความยืดหยุ่น $C_e, (N/mm^2)^{1/2}$                | 33 |
| ตารางที่ 2-5 ขนาดของเกลียวตัวหนอนที่แนะนำให้ใช้                               | 41 |
| ตารางที่ 2-6 จำนวนปากของเกลียวที่เหมาะสมกับอัตราทด                            | 41 |
| ตารางที่ 2-7 ค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส                 | 42 |
| ตารางที่ 2-8 ค่าคงที่ $K_w, N/mm^2$   | 43 |
| ตารางที่ 2-9 สัดส่วนต่างๆ ของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง                         | 64 |
| ตารางที่ 2-10 มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977 (E) | 66 |
| ตารางที่ 2-11 มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2904-1977 (E) | 67 |
| ตารางที่ 2-12 ค่าสัมประสิทธิ์ความเค้น $f_t$ และ $f_c$                         | 78 |
| ตารางที่ 4-1 แสดงเวลาที่ใช้ในการผ่ามะพร้าว                                    | 95 |



## สารบัญภาพ

|  |    |
|--|----|
| รูปที่ 2.1 ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส  | 2  |
| รูปที่ 2.2 ความเค้นบนลิ่ม  | 3  |
| รูปที่ 2.3 แรงบนรอยต่อด้วยลิ่ม   | 4  |
| รูป 2.4 เพลลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ  | 8  |
| รูป 2.5 เพลลาโค้งเนื่องจากน้ำหนัก  | 13 |
| รูปที่ 2.6 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า  | 14 |
| รูป 2.7 การเชื่อมแก๊ส  | 14 |
| รูป 2.8 รอยเชื่อมมุม   | 15 |
| รูป 2.9 รอยเชื่อมชนิดต่างๆ   | 15 |
| รูป 2.10 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร   | 15 |
| รูป 2.11 รอยเชื่อมรับแรงคด   | 17 |
| รูป 2.12 หน้าตัดรอยเชื่อม  | 18 |
| รูป 2.13 รอยเชื่อมรับแรงบิด  | 18 |
| รูปที่ 2-14 รูปร่างทั่วไปของเฟืองคอกจอก  | 21 |
| รูปที่ 2-15 แรงบนฟันเฟืองคอกจอก  | 22 |
| รูปที่ 2-16 เฟืองคอกจอก  | 22 |
| รูปที่ 2-17 เฟืองคอกจอกขบกัน   | 24 |
| รูปที่ 2-18 ตัวประกอบของสัดส่วน $J$ สำหรับเฟืองคอกจอกฟันตรง ( $\Phi = 20^\circ, \Sigma = 90^\circ$ )               | 27 |
| รูปที่ 2-19 ตัวประกอบของสัดส่วน $J$ สำหรับเฟืองเดี่ยหมุม $\Phi = 20^\circ, \psi = 35^\circ, \Sigma = 90^\circ$     | 28 |
| รูปที่ 2-20 ตัวประกอบของขนาดสำหรับเฟืองคอกจอก, $K_s$   | 29 |
| รูปที่ 2-21 ตัวประกอบของสัดส่วน $I$ สำหรับเฟืองคอกจอกฟันตรง ( $\Phi = 20^\circ, \Sigma = 90^\circ$ )               | 31 |
| รูปที่ 2-22 ตัวประกอบของสัดส่วน $I$ สำหรับเฟืองเดี่ยหมุม ( $\Phi = 20^\circ, \psi = 35^\circ, \Sigma = 90^\circ$ ) | 32 |
| รูปที่ 2-23 ตัวประกอบของอายุงาน, $C_L$   | 34 |
| รูปที่ 2-24 ชุคเฟืองหนอน   | 34 |
| รูปที่ 2-25 เกลียวตัวหนอนแบบตรง (ก) หนึ่งปาก (ข) สองปาก (ค) การคลี่เกลียวออก                                       | 35 |
| รูปที่ 2-26 ขอบเฟืองหนอนชนิดต่างๆ  | 36 |
| รูปที่ 2-27 ชุคเฟืองหนอนฟันโอบหนึ่งด้าน  | 36 |
| รูปที่ 2-28 เกลียวตัวหนอนแบบลำตัวโค้ง  | 37 |
| รูปที่ 2-29 ชุคเฟืองหนอนฟันโอบสองด้าน  | 37 |
| รูปที่ 2-30 กราฟประสิทธิภาพ-มุมหลิศ  | 39 |
| รูปที่ 2-31 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของชุคเฟืองหนอนที่มีการหล่อลื่นอย่างดี   | 39 |

กราฟ A ใช้กับวัสดุที่มีความเสียดทาน กราฟ B ใช้กับวัสดุที่มีคุณภาพดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|   |    |
|---|----|
| รูปที่ 2.32 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน                     | 45 |
| รูปที่ 2-33 เกลียวตัวหอนแบบสวมติดเพลลา                        | 46 |
| รูปที่ 2-34 แรงชนิดต่างๆ                                      | 47 |
| รูปที่ 2-35 ท่อกลมผนังบาง ผ่าตลอดความยาว                      | 50 |
| รูปที่ 2-36 คานและแกนสะเทิน                                   | 51 |
| รูปที่ 2-37 ระบบความเค้นสองมิติ                               | 52 |
| รูปที่ 2-38 วงกลมของมอร์                                      | 53 |
| รูปที่ 2-39 ความเค้นกรณีพิเศษ                                 | 54 |
| รูปที่ 2-40 ของเขตของความเค้นจากทฤษฎีความเสียหาย              | 55 |
| รูปที่ 2-41 ระนาบออกตะซีดรัค                                  | 57 |
| รูปที่ 2-42 การเปรียบเทียบของเขตของความเค้น                   | 59 |
| รูปที่ 2-43 แม่แรง  | 60 |
| รูปที่ 2-44 สกรูเพลต  | 60 |
| รูปที่ 2-45 สกรูเพลต  | 61 |
| รูปที่ 2-46 ซีแคลมป์  | 61 |
| รูปที่ 2-47 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู                            | 62 |
| รูปที่ 2-48 มุมหลัด   | 63 |
| รูปที่ 2-49 ชนิดของเกลียวของสกรูส่งกำลัง                      | 63 |
| รูปที่ 2-50 ขนาดต่างๆ ของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู               | 65 |
| รูปที่ 2-51 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง              | 73 |
| รูปที่ 2-52 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W | 74 |
| รูปที่ 2-53 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม                    | 75 |
| รูปที่ 2-54 ประสิทธิภาพของเกลียวแอกมี                         | 78 |
| รูปที่ 2-55 ฟันเกลียวรับแรงคล้ายกับคานยื่น                    | 82 |

## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ความเป็นมาของโครงการ

กระบวนการแปรรูปมะพร้าวเริ่มจากมะพร้าวผลจากสวนผ่านเข้าเครื่องผ่าโดยน้ำจะผ่านกระบวนการบรรจุส่งให้กับลูกค้าที่ต้องการ ส่วนผลมะพร้าวผ่าซีกจะผ่านกระบวนการอบแห้ง ทำการดองเนื้อมะพร้าว ออกแล้วนำไปผ่านกระบวนการเพื่อให้ได้น้ำมันออกมา กะลามะพร้าวที่เหลือสามารถนำไปทำเป็นเชื้อเพลิงได้ เพราะเหตุนี้เองจึงทำให้เกิด Project ขึ้นนี้ เพื่อวัตถุประสงค์คือเพื่อเพิ่มกำลังการผลิตให้แก่เกษตรกรชาวสวนมะพร้าว เพื่อเพิ่มความปลอดภัยในการผ่ามะพร้าว เพื่อนำความรู้ที่ได้จากการศึกษาไปใช้ในงานจริง เพื่อพัฒนากระบวนการผลิตให้ดียิ่งขึ้น

#### 1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- 1.2.1 เพื่อเพิ่มกำลังผลิตให้แก่เกษตรกรชาวสวนมะพร้าว
- 1.2.2 เพื่อเพิ่มความปลอดภัยในการผ่ามะพร้าว
- 1.2.3 เพื่อนำความรู้ที่ได้จากการศึกษาไปใช้ในงานจริง
- 1.2.4 เพื่อพัฒนากระบวนการผลิตให้ดีขึ้น

#### 1.3 ขอบเขตของโครงการ

ออกแบบสร้างเครื่องผ่ามะพร้าวให้ได้อัตราการผ่า 1 นาทีต่อ 1 ลูก โดยให้มีความปลอดภัยในขณะการทำงาน

#### 1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 ศึกษาทฤษฎีต่างๆ พร้อมทั้งออกแบบและคำนวณ
- 1.4.2 ดำเนินการและงบประมาณที่จะใช้
- 1.4.3 สร้างเครื่องผ่ามะพร้าวและทดสอบใช้งานจริง
- 1.4.4 บันทึกผลการทดลองและทำการแก้ไขจุดบกพร่องที่เกิดขึ้นในการใช้งาน
- 1.4.5 ทำรายงานและสรุปผลที่ได้ว่าเป็นไปตามเป้าหมายหรือไม่

## บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

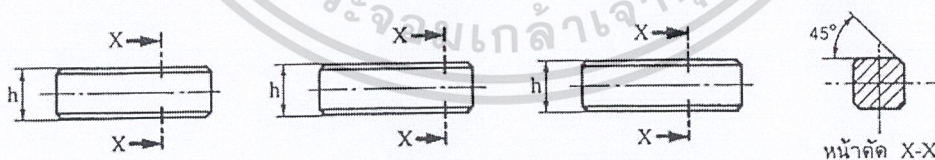
### 2.1 ลิมและสลัก

ลิมเป็นแท่งโลหะที่ใส่ไว้ในร่องของชิ้นส่วนทั้งสองที่ยึดอยู่ด้วยกันซึ่งเรียกว่าร่องลิม ฉะนั้นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่จะนำมายึดกับเพลาลและเพลาลเองก็จะต้องทำร่องลิมไว้เพื่อใส่ลิม ลิมทำหน้าที่ป้องกันการเกิดการหมุนสัมพัทธ์ขึ้นระหว่างชิ้นส่วนทั้งสอง ในบางครั้งยังอาจใช้ลิมทำหน้าที่กันมิให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวแกนของเพลาลด้วย การตัดร่องลิมบนเพลาลทำให้ความแข็งแรงของเพลาลลดลง ทั้งนี้ย่อมขึ้นอยู่กับขนาดและชนิดของร่องลิม ลิมแบ่งออกเป็นหลายชนิด ดังนั้นการเลือกใช้และการติดตั้งจึงขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายอย่าง เช่น กำลังที่จะส่ง ชนิดของพิคัดความถี่ ความมั่นคงของรอยต่อ และราคา ในการส่งกำลังน้อย ๆ อาจใช้หมุดเกลียวปรับ (set screw) ขันขึ้นชิ้นส่วนติดกับเพลาลกลมได้โดยตรงโดยไม่ต้องใช้ลิม แต่โดยมากมักใช้ลิมยึด การใช้หมุดเกลียวปรับมักใช้ยึดลิมติดกับร่องลิมบนเพลาล เพื่อป้องกันชิ้นส่วนเคลื่อนตัวในแนวแกนของเพลาล

#### 2.1.1 ชนิดของลิม

ลิมแบ่งออกเป็นหลายชนิดด้วยกันดังนี้คือ

1. ลิมสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิมสี่เหลี่ยมจัตุรัส ลิมชนิดนี้จะฝังอยู่ในเพลาลครึ่งหนึ่ง และฝังอยู่ในคุมของเฟือง (hub) ล้อสายพานหรือข้อเหวี่ยงอีกประมาณครึ่งหนึ่งของความหนา ลิมชนิดนี้มักใช้กับเครื่องจักรกลอุตสาหกรรมทั่วไป ลิมสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิมสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและสี่เหลี่ยมจัตุรัส ตามลำดับ ถ้ามีพื้นที่หน้าตัดเท่ากันตลอดความยาวเรียกว่า เฟียเธอร์คีย์ (feather key) มักใช้กับงานที่ต้องการให้คุมล้อเลื่อนไปบนเพลาลได้ เพียงแต่ป้องกันมิให้เกิดการหมุนสัมพัทธ์เท่านั้น บางครั้งอาจต้องยึดลิมให้ติดกับเพลาลด้วยหมุดเกลียวปรับด้วย เช่น เฟืองทดของรถยนต์ เป็นต้น



รูปที่ 2.1 ลิมสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิมสี่เหลี่ยมจัตุรัส

การเลือกใช้ลิมต้องเลือกใช้ตามขนาดมาตรฐาน นอกจากนี้ยังต้องเลือกขนาดลิมให้สอดคล้องกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาลที่ใช้งานกับลิมด้วย ดังตารางดังต่อไปนี้

1. ถ้าเพลาลมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 630 mm อาจคำนวณหาขนาดของลิมได้โดยใช้สม

การ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$t = 0.068d \quad (2.1)$$

$$b = \sqrt{t(d - t)} \quad (2.2)$$

2. ถ้าเพลารับแรงกระทัดเดียวครั้ง หรือเปลี่ยนทิศทางการหมุนบ่อย ๆ ต้องใช้ขนาดลิมโตกว่าในตารางที่ 8.2 ซึ่งคำนวณหาขนาดลิมได้โดยใช้สมการ

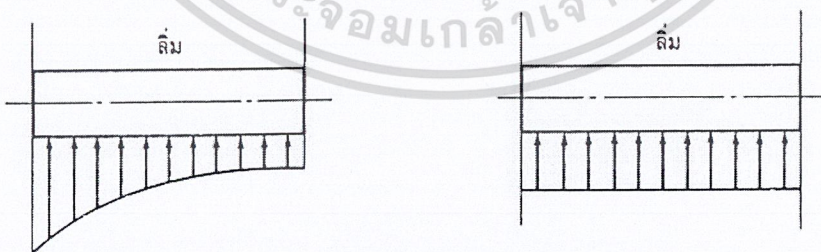
$$t = 0.1d \quad (2.3)$$

$$b = \sqrt{t(d - t)} \quad (2.4)$$

### 2.1.2 ความเค้นที่รอยต่อด้วยลิม

เมื่อใช้ลิมต่อเพลากับคูลูเพื่อส่งโมเมนต์บิด ความเค้นที่เกิดขึ้นในลิมจะเป็นแบบสามมิติและมีความยุ่งยากในการคิดคำนวณมาก ความเค้นที่เกิดขึ้นนี้เป็นผลมาจากแรง 2 ชนิดคือ

1. แรงเนื่องจากการสวมอัดลิมลงในร่องลิม เช่น การสวมอัดลิมแบบธรรมดาหรือแบบเรียวแรงเหล่านี้ทำให้เกิดความเค้นอัดขึ้นในลิมซึ่งไม่อาจหาค่าที่แน่นอนของแรงเหล่านี้ได้
2. แรงเนื่องจากการส่งโมเมนต์บิด ทำให้เกิดความเค้นอัดและความเค้นเฉือนในลิมแรงที่กระทำตามแนวขวางของลิมจะไม่กระจายอย่างสม่ำเสมอตลอดความยาวลิม แต่จะมีค่ามากในบริเวณใกล้กับจุดที่รับโมเมนต์บิด ทั้งนี้เนื่องมาจากการบิดระหว่งเพลากับคูลู เพราะเพลามีความแข็งดิ่งบิด (torsional stiffness) น้อยกว่าคูลู มีผู้ทำการทดลองหาลักษณะการกระจายความเค้นตลอดความยาวลิม พบว่ามีลักษณะดังรูป

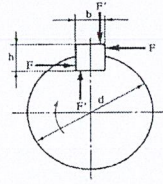


รูปที่ 2.2 ความเค้นบนลิม

ในการหาความเค้นที่เกิดขึ้นในลิมนั้น เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงมักจะใช้ข้อสมมติฐาน ดังนี้คือ

- แรงที่กระจายตลอดความยาวของลิมมีค่าสม่ำเสมอ
- ไม่คิดแรงที่เกิดจากการสวมอัดลิม

จากสมมติฐานดังกล่าวทำให้คำนวณหาขนาดของลิ่มได้ง่ายขึ้น ในทางปฏิบัติการคำนวณ



รูปที่ 2.3 แรงบนรอยต่อด้วยลิ่ม

พิจารณารอยต่อด้วยลิ่มให้  $F$  เป็นแรงที่กระทำกับลิ่มเนื่องจากโมเมนต์บิด และ  $F$  เป็นแรงที่กดลิ่มไว้ไม่ให้ลิ่มเอียง โมเมนต์บิดบนเพลทำให้คูลิ่มมีแรงต้านทาน  $F$  เกิดขึ้นซึ่งกระทำในแนวตั้งฉากกับลิ่ม สมมติว่าแรงนี้กระทำที่จุดกึ่งกลางของลิ่มส่วนที่โผล่พ้นจากเพล ดังนั้นจึงหาแรง  $F$  ได้จากสมการ

$$T = F \left[ \frac{d}{2} + \frac{h}{4} \right] \cong \frac{Fd}{2} \quad (2.5)$$

จากข้อสมมติฐานที่ได้กล่าวมาแล้ว เมื่อคิดว่าลิ่มขาดเนื่องจากแรงเฉือน ฉะนั้น

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{bl \tau d}{2} \quad (2.6)$$

โดยที่  $T$  คือโมเมนต์บิดบนเพล

$F$  คือแรงที่กระทำกับลิ่ม

$d$  คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพล

$b$  คือความกว้างของลิ่ม

$l$  คือความยาวของลิ่ม

$\tau$  คือความเค้นเฉือนบนลิ่ม

แต่เมื่อคิดว่าลิ่มโดนอัดแตก

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{hl \sigma_c d}{4} \quad (2.7)$$

โดยที่  $h$  คือความสูงของลิ่ม

$\sigma_c$  คือความเค้นอัดบนลิ่มหรือเพลหรือคูลิ่ม

เนื่องจากโมเมนต์บิดบนเพลมีค่าเท่ากัน ดังนั้นจากสมการที่ 6 และสมการที่ 7 จะได้

$$\frac{bl \tau_d}{2} = \frac{hl \sigma_c d}{4} \quad (2.8)$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ค่าความเค้นเฉือนที่วัสดุรับได้จะมีค่าประมาณ ของความเค้นอัดที่วัสดุรับได้ นั่นคือ  $\tau = 0.5\sigma_c$  เมื่อแทนค่าลงในสมการจะได้ว่า

$$b = h$$

ซึ่งแสดงให้เห็นว่าลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นลิ่มที่ดีที่สุด เพราะความสามารถรับแรงเฉือนและแรงอัดได้เท่ากัน แต่เมื่อพิจารณาทางด้านแข็งแรงของเพลาล้วนแล้วจะเห็นว่าไม่เหมาะสม เนื่องจากร่องลิ่มของลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสจะต้องเจาะลงไปบนเพลาลึกมาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงไม่นิยมใช้ลิ่มชนิดนี้เท่าใดนัก ยกเว้นในกรณีที่ใช้กับเพลารูปวงกลมเท่านั้น ในกรณีที่ลิ่ม เพล และคูล้อ ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน ให้ทำการคำนวณโดยใช้ค่าความเค้นอัดของวัสดุที่มีความต้านแรงอัดน้อยที่สุด

ถ้าลิ่มและเพลาล้วนทำจากวัสดุชนิดเดียวกัน ก็สามารถจะหาความยาวของลิ่มได้โดยถือว่าลิ่มและเพลารับโมเมนต์บิดเท่ากัน ดังนั้น

$$T = \frac{bl \tau_d}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \tau \quad (2.9)$$

เพราะฉะนั้น

$$l = \frac{\pi d^2}{8b} \quad (2.10)$$

โดยทั่วไปแล้วกรรมวิธีการออกแบบจะเริ่มต้นด้วยการหาขนาดของเพลที่ใช้ จากนั้นจึงเลือกขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลที่ต้องการจากตาราง แล้วจึงคำนวณหาความยาวของเพลแล้วจึงคำนวณหาความยาวของลิ่ม และเลือกใช้ความยาวค่ามาก จากนั้นจึงใช้ความยาวของคูล้อให้เท่ากับความยาวของลิ่ม แม้ว่า จะยาวเกินความต้องการไปบ้างก็ตาม

ในทางปฏิบัติพบว่าค่าการคำนวณหาความยาวลิ่มจึงมักจะใช้สมการที่ความเค้นอัดบนลิ่มคือ

$$\sigma_c = \frac{4T}{d h l_c} \leq \sigma_{cd} \quad (2.11)$$

ดังนั้นจึงหาความยาวประสิทธิผล (effective length) ของลิ่ม  $l_c$  ได้จากสมการ

$$l_e \geq \frac{4T}{d h \sigma_{cd}} \quad (2.12)$$

โดยที่  $l_e$  คือความยาวประสิทธิผลของลิ้ม เป็นความยาวของลิ้มส่วนที่ไว้รับแรงอัดจริง ๆ  
 $\sigma_{cd}$  คือค่าความเค้นอัดใช้งานของวัสดุ

เมื่อคำนวณโดยใช้สมการดังกล่าวแล้วควรตรวจสอบค่าความเค้นเนื่องด้วย แต่มีข้อควรระวังก็คือ ควรจะใช้ลิ้มให้ยาวกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลามากอย่างน้อย 25% ทั้งนี้เพื่อป้องกันการขาดตัวของลิ้มในร่องลิ้มของเพลาลูกและคูล้อ

## 2.2 การออกแบบเพลาลูก

เพลาลูก (shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลังแกน (axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกันกับเพลาลูกแต่ไม่หมุน ส่วนมากเป็นตัวรองรับชิ้นส่วนที่หมุนเช่น ล้อ สายพาน เป็นต้น อย่างไรก็ตามทั้งเพลาลูกและแกนก็นิยมเรียกรวมกันว่า เพลาลูก ไม่ว่าจะชิ้นส่วนนั้นจะหมุนหรืออยู่นิ่งก็ตาม

สปินเดิล (spindle) เป็นเพลาลูกขนาดสั้นที่ไม่หมุน เช่น เพลาลูกที่หัวแท่นกลึง (Head-stock spindle) เป็นต้น

สตับชาฟต์ (stub shaft) หรือบางครั้งเรียก เฮดชาฟต์ (head shaft) เป็นเพลาลูกที่ติดเป็นชิ้นส่วนต่อเนื่องกับเครื่องยนต์ มอเตอร์ หรือเครื่องต้นกำลังอื่นๆ มีขนาด รูปร่าง และส่วนที่ยื่นออกมาสำหรับใช้ต่อกับเพลาลูกอื่นๆ

เพลาลูกแนว (line shaft) หรือเพลาลูกส่งกำลัง (power transmission shaft) หรือเพลาลูกเมน เป็นเพลาลูกซึ่งต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง และใช้ในการส่งกำลังไปยังเครื่องจักรกลอื่นๆ โดยเฉพาะ

แจ็กชาฟต์ (jackshaft) หรือแกนเตอร์ชาฟต์ (counter shaft) เป็นเพลาลูกขนาดสั้นที่ต่อระหว่างเครื่องต้นกำลังกับเพลาลูกเมนหรือเครื่องจักรกล

เพลาลูกอ่อน (flexible shaft) เป็นเพลาลูกที่สามารถอ่อนตัวหรืองอโค้งได้ เพลาลูกประเภทนี้ทำด้วยสายลวดใหญ่ (cable) ลวดสปริงหรือลวดเกลียว (wire rope) ใช้ในการส่งกำลังในลักษณะที่แกนหมุนทำมุมกันได้ แต่ส่งกำลังได้น้อย

เพลาลูกอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลา ทำให้เพลาลูกเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาลูกให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้นอกจากนั้นเพลาลูกยังจะต้องมีความแข็งแรง (rigidity) เพียงพอ เพื่อลดมุมบิดภายในเพลาลูกให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะโก่ง (deflection) ของเพลาลูกก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดของเพลาลูกเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลาลูกมีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤต (critical speed) ของเพลาลูกลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลาลูกมีการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลาลูกเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลาลูก เช่น บอลเบริง (ball bearing) ก็ต้องมีการเอียงแนว (misalignment) ในการใช้งานที่พอเหมาะ กับเพลาลูกด้วย

### 2.2.1 วัสดุเพลลา

วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลลาทั่วไปคือ เหล็กกล้าละมุน ( mild steel ) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้ว มักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลลา เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น เพลลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 90 mm. มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อน อย่างไรก็ตาม เพื่อให้เพลลามีราคาถูกที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่นๆ

### 2.2.2 ขนาดของเพลลา

เพื่อให้เพลลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลลาซึ่งเป็นขนาดระบุ ( normal size ) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบร์ริงที่ใช้รองรับเพลลาด้วย ขนาดระบุของเพลลาได้จากตาราง ขนาดระบุของเพลลาตามมาตรฐาน ISO/R 775-1969

### 2.2.3 การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณหาขนาดของเพลลาที่พอเหมาะขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ในบางครั้งการหาขนาดเพลลา เพื่อให้เพลลาทนต่อแรงที่มากกระทำอย่างเฉียว ไม่เป็นการเพียงพอ เช่น ในกรณีของเพลลาลูกเบี้ยว ( cam shaft ) ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน ต้องการให้มีตำแหน่งที่เที่ยงตรง ดังนั้นมุมบิดของเพลลาที่เกิดขึ้นในขณะใช้งาน จะต้องไม่เกินที่กำหนดไว้ เป็นต้น นั่นคือเพลลาจะต้องมีความแข็งแรงอยู่ภายในพิกัดที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากเกินไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้ว ยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือน ซึ่งมีผลทำให้เฟืองและแบร์ริงที่รองรับเพลลาอยู่เกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้นถึงแม้ว่าจะไม่มาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลลาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศา ต่อความยาวเพลลา 1 เมตร สำหรับเพลลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1 องศา ต่อความยาวเพลลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา ในกรณีของเพลลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้ว จะให้มีมุมบิดได้ไม่เกิน 0.5 องศา ตลอดความยาวของเพลลา

ความแข็งแรงที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ความแข็งแรงทางด้านระยะโค้ง เพราะจะต้องใช้ระยะโค้งของเพลลาที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นตัวสำคัญในการกำหนดระยะเบียดระหว่างล้อสายพาน เฟืองโครงของเครื่องจักร ตลอดจนการเลือกชนิดของแบร์ริงสำหรับรองรับเพลลาให้เหมาะสม ถ้าเพลลามีระยะโค้งมากเกินไป จะทำให้ความยาวของฟันเฟืองส่วนที่สัมผัสหรือขบกันลดลง เป็นผลทำให้อัตราส่วนการขบ ( contact ratio ) ของเฟืองลดลงด้วย ทำให้การส่งกำลังของเฟืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควร การเลือกแบร์ริงมารองรับเพลลาที่เช่นกัน จำเป็นจะต้องเลือกแบร์ริงชนิดที่อนุญาตให้มีการเอียงแนวสำหรับการใช้งาน ได้พอเหมาะกับระยะโค้งของเพลลาที่จะเกิดขึ้น ซึ่งอาจจะเป็นแบร์ริงแบบธรรมดาหรือแบร์ริงแบบปรับแนวได้เอง ( self-aligning bearing ) ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับค่าระยะโค้งเป็นสำคัญระยะโค้งดังกล่าวมานี้ก็ไม่มีมาตรฐานกำหนดเป็นแนวทางไว้ โดยทั่วไปแล้วผู้ออกแบบอาจถือค่าต่อไปนี้ เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งแรงทางด้านระยะโค้งได้ดังนี้คือ

สำหรับเพลลาเครื่องจักรกลทั่วไป ค่าระยะโค้งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบร์ริงควรจะไม่เกิน

0.08 mm.

สำหรับเพลาที่มีเฟืองตรง ( spur gear ) คุณภาพดีอยู่ด้วย ระยะโค้ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกัน ไม่ควรเกิน 0.125 mm. และความลาดเอียงของเพลา ณ ตำแหน่งนี้ควรจะน้อยกว่า 0.0286 องศา

สำหรับเพลาที่มีเฟืองดอกจอก ( bevel gear ) คุณภาพดีติดอยู่ ระยะโค้ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกัน ไม่ควรเกิน 0.075 mm.

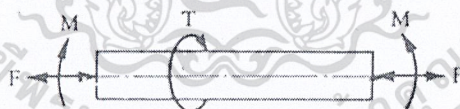
จากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นว่าขนาดของเพลาอาจจะหามาได้ โดยใช้ความแข็งแรงที่ตรงความต้องการ แทนที่จะเป็นความแข็งแรงในการรับแรงภายนอกได้ การหาระยะโค้งของเพลาที่มีขนาดเท่ากันตลอด อาจทำได้โดยใช้วิธีที่ได้เรียนรู้มาแล้วในวิชา กลศาสตร์วัสดุ เช่น วิธีการอินทิเกรตสองครั้ง วิธีพื้นที่ของ โมเมนต์คัต เป็นต้น

สำหรับเพลาที่มีขนาดไม่เท่ากันตลอด ( stepped shaft ) การใช้วิธีดังกล่าวมาแล้ว อาจจะล่าช้า และเสียเวลาโดยเฉพาะวิธีการอินทิเกรตสองครั้ง เพราะต้องใช้สภาพของขอบเขต ( boundary condition ) ใหม่ทุกครั้งที่เพลาเปลี่ยนขนาด วิธีที่นิยมใช้กัน ( แต่ก็ยังใช้เวลามาก ) ก็คือวิธี graphical integration และ numerical integration

#### 2.2.4 การออกแบบเพลาตามโค้ดของ ASME

ก่อนปี พ.ศ. 2497 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณหาขนาดของเพลาส่งกำลัง ซึ่งกำหนดเป็น โค้ด ( code ) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา ( ASME ) ถึงแม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้วก็ตาม วิธีการออกแบบเพลาตามโค้ด ASME ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งจะกล่าวถึงดังต่อไปนี้

วิธีการดังกล่าวนี้ ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพลา ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ ในการหาสมการ สำหรับการออกแบบเพลา ให้พิจารณาเพลา ดังรูปด้านล่างนี้ ให้เพลาเป็นแบบกลมและกลวง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ  $d_i$  และ  $d_o$  ตามลำดับ ความเค้นต่างๆที่เกิดขึ้นบนเพลา มีดังต่อไปนี้



รูป 2.4 เพลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ

$$\text{ความเค้นดึงหรือกด} \quad \sigma_a = \frac{4 F}{\pi (d_o^2 - d_i^2)} \quad (2.13)$$

$$\text{ความเค้นคัต} \quad \sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32Md}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad (2.14)$$

$$\text{ความเค้นเฉือน} \quad \tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad (2.15)$$

ในกรณีที่เป็นแรงกด อาจมีผลจากการโค้งงอได้ ดังนั้นสมการ ความเค้นดึงหรือกด จะกลายเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sigma_a = \frac{4\alpha F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.16)$$

เพลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพลามุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลาก็เกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิติศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า ( fatigue factor ) มาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าให้  $C_m$  = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด

$C_t$  = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ดังนั้นสมการ (2.15) จะกลายเป็น

$$\sigma_b = \frac{32C_m M d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.17)$$

และ

$$\tau = \frac{16C_t T d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.18)$$

ความเค้นกดหรือความเค้นดึงรวมคือ  $\sigma = \sigma_a + \sigma_b$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$= [\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2]^{1/2} \quad (2.19)$$

แทนค่าสมการ ลงในสมการข้างบนนี้แล้วจัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)} [(C_t T)^2 + \left[\frac{\alpha F_a(1+K)^2}{8} + C_m M\right]^2]^{1/2} \quad (2.20)$$

โดยที่  $K = d_i/d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการ จะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)} [(C_t T)^2 + (C_m M)^2]^{1/2} \quad (2.21)$$

หรือในกรณีของเพลาดัน  $K = d_i/d = 0$  เมื่อแทนค่าลงในสมการ ก็จะได้สมการที่มีรูปคล้ายกับในหนังสือกลศาสตร์วัสดุทั่วไปคือ

$$D^3 = \frac{16}{\pi\tau} [(C_1 T)^2 + (C_m M)^2]^{1/2} \quad (2.22)$$

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งหาได้จากตาราง ค่าตัวประกอบความล้า สำหรับตัวประกอบของการโก่งงอ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

$\alpha = 1$  เมื่อ F เป็นแรงดึง

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044\left(\frac{L}{K}\right)} \quad \text{เมื่อ } L/K \leq 115 \quad (2.23)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y \left(\frac{L}{K}\right)^2}{\pi^2 n E} \quad \text{เมื่อ } L/K > 115 \quad (2.24)$$

โดยที่  $n = 1.00$  เมื่อปลายเป็นแบบ ss  
 $n = 2.25$  เมื่อปลายเป็นแบบ cc  
 $n = 1.60$  เมื่อปลายเพลาถูกขึ้นเป็นบางส่วน (partially restrained)  
 $L =$  ความยาวจริงของเพลา

จะเห็นว่าสมการ (2.23) เป็นสมการสูตรของเส้นตรง (straight line formula) และสมการ เป็นสมการของออยเลอร์ ซึ่งแก้ไขค่าคงที่ใหม่จากนี้คือของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่า เพลาซึ่งมีโซ่อยู่ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$$\tau_d = 55 \text{ N/mm}^2 \quad \text{สำหรับเพลาที่ไม่มีร่องลิ้น}$$

$$\tau_d = 41 \text{ N/mm}^2 \quad \text{สำหรับเพลาที่มีร่องลิ้น}$$

แต่ถ้ากำหนดควัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการ โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณคือ

$$\tau_d = 0.3 \tau_y \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18 \tau_u \quad (2.25)$$

และถ้าเพลาที่มีร่องลิ้น ให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของค่าในสมการ ความแข็งแรงทางด้านการบิด

สำหรับเพลาที่มีขนาดสม่ำเสมอ มุมบิดเป็น rad จะหาค่าได้จากสมการ

$$\tau_d = 0.3 \sigma_y \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18 \sigma_u \quad (2.26)$$

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Theta = \frac{584TL}{Gd^4} \quad (2.27)$$

ถ้าเป็นเพลากลมกลวง

$$\Theta = \frac{584TL}{(1-K^4)Gd^4} \quad (2.28)$$

ฉะนั้นถ้าต้องการให้เพลามีความแข็งแรงตรงตามลักษณะการใช้งานแล้ว ก็ควรที่จะใช้สมการ ตรวจสอบคุณสมบัติให้อยู่ในค่าที่ต้องการ

### 2.2.5 การออกแบบเพลากายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

การออกแบบเพลากายโดยคิดถึงแรงที่เปลี่ยนแปลงขนาดเป็นวัฏจักร ก็จะสามารถกระทำได้ตามวิธีการออกแบบสำหรับความล้าที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อนคือ

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\tau_{eq}}{\tau_n} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.29)$$

แทนค่า  $\sigma_{cu}$  และ  $\tau_{cu}$  จากค่าจำกัดความเค้นลงในสมการข้างบนนี้ จะได้ว่า

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + K_f \frac{\sigma_a}{\sigma_n} \right)^2 + \left( \frac{\tau_m}{\tau_y} + K_{fs} \frac{\tau_a}{\tau_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.30)$$

ในกรณีที่ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด  $\tau = \tau_y = \frac{\sigma_y}{2}$

ฉะนั้นคูณด้วย  $\tau_y$  ในสมการ (48) จะได้สมการสำหรับการออกแบบอีกรูปหนึ่งคือ

$$\tau = \left[ \frac{1}{4} \left( \sigma_m + K_f \frac{\sigma_y \sigma_a}{\sigma_n} \right)^2 + \left( \tau_m + K_{fs} \frac{\tau_y \tau_a}{\tau_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.31)$$

ถ้าไม่มีแรงดึงหรือกด F กระทำต่อเพลากลวง จากสมการ (2.29) และสมการ (2.30) จะได้

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3 (1-K^4)} \quad (2.32)$$

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3 (1-K^4)} \quad (2.33)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (2.34)$$

$$\tau_a = \frac{16T_a}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (2.35)$$

แทนค่าสมการ (2.33) และสมการ (2.34) ลงในสมการ แล้วจัดรูปใหม่จะได้

$$\tau = \left[ (M_m + K_r \frac{\sigma_y}{\sigma_n} Ma)^2 + (T_m + K_{ts} \frac{\tau_y}{\tau_n} T_a)^2 \right]^{1/2} \quad (2.36)$$

สมการที่ (2.35) นี้ก็เป็นสมการสำหรับใช้ออกแบบเพลลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงในอีกรูปแบบหนึ่ง โดยอาศัยทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

ถ้าหากว่ามีความต้องการใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล ซึ่ง

$$\tau = \frac{\tau_y}{N} = \frac{0.577\sigma_y}{N} = \frac{\sigma_y}{N\sqrt{3}} \quad (2.37)$$

ก็สามารถที่จะหารูปสมการทำนองเดียวกันกับสมการ โดยเริ่มแทนค่าลงในสมการ แล้วรวมพจน์ในทำนองเดียวกัน ซึ่งจะได้ว่า

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3(1-K^4)} \frac{1}{3} \left[ 4(M_m + K_r \frac{\sigma_y}{\sigma_n} M_a)^2 + (T_m + K_{ts} \frac{\tau_y}{\tau_n} T_a)^2 \right]^{1/2} \quad (2.38)$$

ซึ่งเป็นสมการที่สามารถใช้ในการออกแบบได้ อย่างไรก็ตามการที่จะถือทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด หรือทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล เป็นหลักในการออกแบบ ก็อาจใช้สมการ เพียงสมการเดียวได้ โดยที่จะต้องเลือกใช้ค่า และให้ถูกต้องกับทฤษฎีเท่านั้น

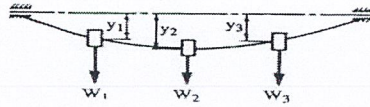
## 2.2.6 ความเร็ววิกฤตของเพลลา

ในทางปฏิบัติแล้ว จุดศูนย์กลางของมวลของเพลลาจะอยู่เยื้องไปจากแกนศูนย์กลางการหมุนของเพลลา ทั้งนี้เนื่องมาจาก

- ในการผลิตเพลลา มวลมิได้กระจายออกไปรอบแกนหมุนอย่างสม่ำเสมอ
  - น้ำหนักของเพลลา เฟือง ล้อสายพาน และอื่นๆ ทำให้เกิดระยะโก่งในขณะที่ยังไม่หมุน
- เมื่อเพลลาเริ่มหมุนเร็วขึ้น พลังงานจลน์ของมวลจะมีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งมีค่าเท่ากับพลังงานศักย์ของเพลลาที่ทำให้เกิดระยะโก่งของเพลลาในขณะที่อยู่นิ่ง ซึ่งจะเป็นผลให้เพลลาเกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรง ความเร็วของเพลลาในขณะที่เกิดปรากฏการณ์เช่นนี้ เรียกว่า ความเร็ววิกฤต (critical speed)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.5 เพลากล่องเนื่องจากน้ำหนัก

พิจารณาเพลาดังรูป ซึ่งประกอบด้วยน้ำหนัก  $W_1$ ,  $W_2$  และ  $W_3$  ซึ่งทำให้เกิดระยะโค้ง  $y_1$ ,  $y_2$  และ  $y_3$  ณ ตำแหน่งของน้ำหนักตามลำดับ ความเร็ววิกฤตของ เพลาซึ่งรองรับอย่างธรรมดาสามารถหาได้จากสมการ

$$n_c = 945 \left[ \frac{W_1 y_1 + W_2 y_2 + W_3 y_3}{W_1 y_1^2 + W_2 y_2^2 + W_3 y_3^2} \right]^{1/2} \quad (2.39)$$

ถ้าเพลามีน้ำหนักคิดอยู่เป็นจำนวน  $m$  ก่อน สมการข้างต้นก็สามารถเขียนได้เป็น

$$n_c = 945 \left[ \frac{\sum wy}{\sum wy^2} \right]^{1/2} \quad (2.40)$$

โดยที่  $m$  แทนจำนวน  $m$  พจน์

$W$  คือ น้ำหนัก มีหน่วยเป็น  $N$

$y$  คือ ระยะโค้ง มีหน่วยเป็น  $mm$

$n_c$  คือ ความเร็ววิกฤต มีหน่วยเป็น  $rpm$

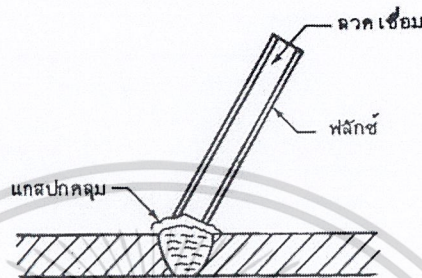
ค่าระยะโค้งอาจจะหาได้จากวิธีการต่างๆ ที่ได้เรียนมาจากกลศาสตร์วัสดุ ค่าความเร็ววิกฤตทางทฤษฎีนี้ จะสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลองเล็กน้อย ทั้งนี้เนื่องมาจากการหน่วงตัวเอง (self damping) ของวัสดุเพลลา และในขณะเดียวกันน้ำหนักของเฟืองหรืออื่นๆ ที่ติดอยู่ จะทำให้ความแข็งแรงของเพลลาเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลให้ค่าทางทฤษฎีต่ำกว่าค่าจากการทดลองเล็กน้อย ดังนั้นความผิดพลาดทางทฤษฎีจากเหตุผลทั้งสองนี้จึงช่วยหักลบกันไป ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบให้เพลลาทำงานที่ความเร็วสูงหรือต่ำกว่าความเร็ววิกฤตอย่างน้อย 25% ทั้งนี้เพื่อหลีกเลี่ยงการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรงของเพลลา ซึ่งจะทำให้ชิ้นส่วนอื่นๆ ในระบบ เช่น แบริ่ง เสียหายได้ง่ายขึ้น

### 2.3 การเชื่อม

การเชื่อมมีหลายวิธีในที่นี้จะกล่าวถึง วิธีที่มีการใช้งานมากกันทั่วไป ซึ่งใช้กับโปรเจกชันนี้ด้วยคือ

### 2.3.1 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า

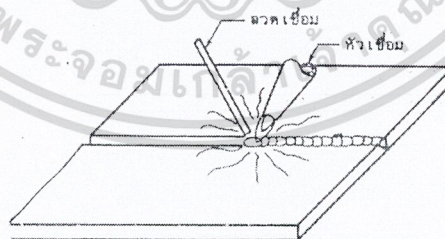
การเชื่อมวิธีนี้มักเรียกกันทั่วไปว่า การเชื่อมไฟฟ้าโดยใช้ลวดเชื่อม (electrode) เป็นตัวนำไฟฟ้า และในขณะที่เดียวกัน โลหะลวดเชื่อมก็จะละลายลงไป ณ รอยที่ต้องการเชื่อม ดังรูป ลวดเชื่อมมักจะห่อหุ้มไว้ด้วยสารชนิดหนึ่งเรียกว่า ฟลักซ์ (flux) ซึ่งจะระเหยกลายเป็นแก๊สในขณะที่ทำการเชื่อม แก๊สนี้จะช่วยป้องกันการเกิด ออกซิเดชัน (oxidation) ที่รอยเชื่อม ซึ่งเป็นการช่วยให้คุณภาพของรอยเชื่อมดีขึ้น



รูปที่ 2.6 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า

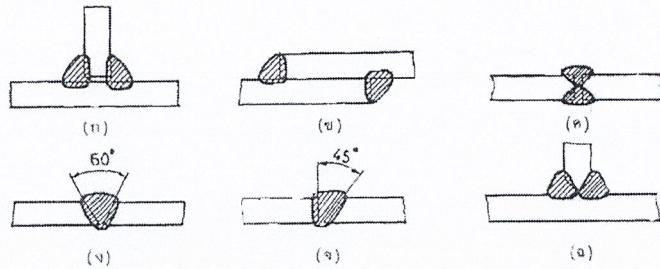
### 2.3.2 การเชื่อมด้วยแก๊ส

ใช้การเผาไหม้ระหว่างส่วนผสมของแก๊สออกซิเจน กับไฮโดรเจน หรือออกซิเจนกับอะเซทิลีน (acetylene) เป็นตัวให้ความร้อน แก๊สทั้งสองชนิดนี้จะผสมกันในหัวเชื่อม (torch) ในการเชื่อมจะปรับส่วนผสมของแก๊สทั้งสองในอัตราส่วนหนึ่งต่อหนึ่ง ซึ่งจะได้อุณหภูมิสูงเพียงพอที่จะละลายโลหะได้ จากนั้นจึงทำการเผาชิ้นงานที่จะเชื่อมให้ร้อน แล้วจึงใช้เปลวไฟละลายลวดเชื่อมลงไปยังรอยเชื่อมดังรูป



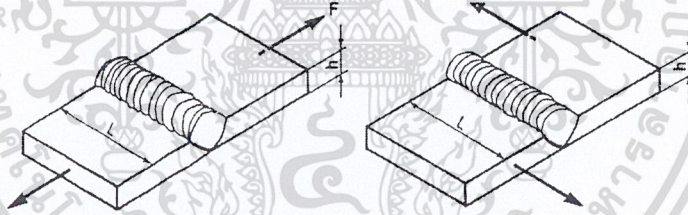
รูป 2.7 การเชื่อมแก๊ส

ชนิดของรอยเชื่อม ที่นิยมใช้กันทั่วไปมี การเชื่อมมุมและการเชื่อมต่อชน (butt weld) ความหนาของรอยเชื่อมมุมไม่จำเป็นต้องเท่ากับความหนาของแผ่นโลหะ และโดยปกติแล้วผิวบนของรอยเชื่อมมุมจะมีลักษณะดังเส้นประดังรูป



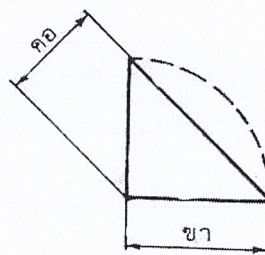
รูป 2.8 รอยเชื่อมมุม

ส่วนเกินนี้เรียกว่า ส่วนเสริม(reinforcement) ซึ่งถ้าไม่ต้องการให้มีก็อาจจะตะโปออกไปได้ ขนาดของรอยเชื่อมมุมจะบอกด้วยขนาดของขา ว่ามีความยาวเท่าใด ซึ่งโดยทั่วไปแล้วมักจะเชื่อมให้มีความยาวของขาเท่ากัน ส่วนขนาดของคอค(throat) เป็นขนาดที่จะใช้ในการคำนวณซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป



รูป 2.9 รอยเชื่อมชนิดต่างๆ

### 2.3.3 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร



รูป 2.10 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปรอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร แสดงถึงรอยต่อชนที่รับแรงดึงและแรงเฉือน โดยปกติแล้ว ลวดเชื่อมจะมีความต้านแรงไม่น้อยกว่าความต้านแรงของแผ่นโลหะที่จะนำมาเชื่อมต่อกัน ดังนั้นประสิทธิภาพของรอยเชื่อมจึงอยู่ในระดับเข้าใกล้ 100% สำหรับแรงที่รอยเชื่อมในรูป รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร (ก) ควรรับได้

สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$F = \frac{\sigma_y Lh}{N} \quad (2.41)$$

โดยที่ N เป็นค่าความปลอดภัย

ในกรณีที่รอยต่อชนรับแรงเฉือนดังในรูป รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร (ข) แรงที่รอยเชื่อมควรได้รับสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$F = \frac{\tau_y Lh}{N} \quad (2.42)$$

ในกรณีของรูป รอยเชื่อมมุม (ก) รอยเชื่อมมักจะขาดในแนวของคอ ดังในรูป (ค) ดังนั้นพื้นที่ที่ใช้ในการคำนวณก็คือพื้นที่ของรอยเชื่อมที่คอ ถึงแม้ว่ารอยเชื่อมจะมีส่วนเสริมมุมขึ้นมา ซึ่งช่วยเพิ่มกำลังของรอยต่อขึ้นไปอีก แต่ก็มีให้นามาคิดในการคำนวณหาความแข็งแรงของรอยเชื่อม จากรูป (ค) จะเห็นได้ว่า

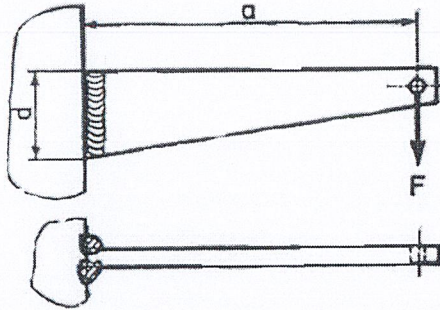
$$t = h \cos 45^\circ = 0.707 h$$

ดังนั้นแรง F ที่รอยเชื่อมในรูป รอยเชื่อมมุม (ก) ควรได้รับ คือ

$$F = \frac{\tau_y .2Lt}{N} \quad (2.43)$$

ในกรณีของรูป รอยเชื่อมมุม (ข) แรงกระทำตั้งฉากกับแนวรอยเชื่อม ดังนั้นจะเกิดทั้งความเค้นดึงและความเค้นเฉือนขึ้นในรอยเชื่อม นอกจากนี้การที่แรงมิได้กระทำอยู่ในแนวเดียวกัน ยังก่อให้เกิดความเค้นดัดขึ้นอีก การวิเคราะห์รอยเชื่อมอย่างละเอียดจะกระทำได้ยากมาก และก็จะไม่ให้สูตรที่เหมาะสมแก่การใช้งานอีกด้วย ในทางปฏิบัติ จะสมมติให้รอยเชื่อมขาด เนื่องจากการเฉือนที่คอเช่นเดียวกับกรณีของรูป (ก) ดังนั้นสมการ a ก็ยังคงใช้กับกรณีหลังได้ถ้าใช้ค่าความต้านแรงดึงต่ำสุดในการออกแบบรอยเชื่อม ค่าความปลอดภัยที่แนะนำให้ใช้กับแรงชนิดอยู่นิ่งประมาณ  $N = 3.75$  ถ้ามีแรงกระตุกก็ต้องเพิ่มค่าความปลอดภัยขึ้นอีก

2.3.4 การตัดในรอยเชื่อม



รูป 2.11 รอยเชื่อมรับแรงดัด

จากรูป 2.11 แสดงถึงชิ้นงานซึ่งรับแรงที่ทำให้เกิดการดัดขึ้นในรอยเชื่อม การคำนวณหาความเค้นที่เกิดขึ้นในรอยเชื่อมต่อประเภทนี้ จะยังมีความยากลำบากกว่ารอยเชื่อมที่ได้กล่าวมาแล้ว และจะเรียกได้ว่าไม่อาจจะหาคำตอบที่แน่นอนได้ ในทางปฏิบัติจึงต้องมีการใช้ข้อมูลโมเมนต์ต่างๆ เพื่อให้สามารถทำการคำนวณได้

สำหรับรอยเชื่อมในรูป จะเกิดทั้งความเค้นดัด เนื่องจากโมเมนต์ดัด และความเค้นเฉือนตรง (direct shear) ขึ้นในรอยเชื่อม ในการคำนวณก็จะสมมติให้เกิดการแตกหักขึ้นที่คอเสมอ และยังคงสมมติให้รอยเชื่อมเป็นเส้น (weld line) อีกด้วย ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการหาโมเมนต์ความเฉื่อยของรอยเชื่อมในกรณีนี้

$$\text{ความเค้นเฉือน } \tau = \frac{F}{A} \tag{2.44}$$

$$\text{ความเค้นดัด } \sigma = \frac{Mc}{I} \tag{2.45}$$

โดยที่  $A$  = พื้นที่ของคอ

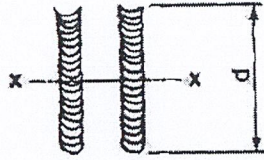
$$M = Fa$$

$$c = \frac{d}{2}$$

สำหรับการหาค่า  $I$  ของรอยเชื่อม ให้พิจารณารูป หน้าตัดรอยเชื่อม จะได้ว่า โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนศูนย์กลาง  $xx$  คือ

$$I = 2 \cdot \cdot td^3 \tag{2.46}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.12 หน้าตัดรอยเชื่อม

ดังนั้น โมเมนต์ความเฉื่อยต่อหน่วยความกว้าง (unit moment of inertia) คือ

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (2.47)$$

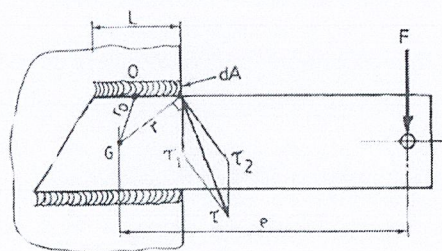
ค่า  $I$  ของรอยเชื่อมชนิดต่างๆ แสดงอยู่ในตาราง ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่า  $I$  ดังนี้

$$I = \pi I_u = 0.707 I_u$$

เมื่อคำนวณหาความเค้นดัดและความเค้นเฉือนได้แล้ว ก็ทำให้สมการหาขนาดของรอยเชื่อมได้ตามต้องการ โดยใช้ทฤษฎีความเสียหายต่างๆ สำหรับเรื่องเกี่ยวกับการเชื่อมนี้ นิยมใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดในการคำนวณ นั่นคือ

$$\tau_d = \left[ \tau^2 + \left( \frac{\sigma}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.48)$$

### 2.3.5 การบิดในรอยเชื่อม



รูป 2.13 รอยเชื่อมรับแรงบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อรอยเชื่อมต่อรับแรงในลักษณะดังรูป รอยเชื่อมรับแรงบิด แรงเฉือนที่เกิดขึ้นในรอยเชื่อม จะประกอบด้วยความเค้นเฉือนตรง (primary shear) อันเนื่องมาจากแรงเฉือนโดยตรง และความเค้นเฉือนบิด (secondary shear) อันเนื่องมาจากการที่แรง  $F$  ทำให้เกิดการบิดในชิ้นงาน สำหรับความเค้นเฉือนตรง สามารถคำนวณได้โดยวิธีการทั่วไป คือ

$$\tau_1 = \frac{F}{A} \quad (2.49)$$

โดยที่  $A$  เป็นพื้นที่ของคอของรอยเชื่อมทั้งหมดที่รับแรงเฉือน และมีทิศทางตามแรงเฉือน  $F$  ส่วนความเค้นเฉือนบิด สามารถคำนวณได้โดยใช้สมมติฐานดังนี้ คือ

1. ให้  $O$  เป็นจุดศูนย์กลางของแต่ละรอยเชื่อม
2. ให้  $G$  เป็นจุดศูนย์กลางรวมของรอยเชื่อมทั้งหมด โดยคิดให้รอยเชื่อมมีลักษณะเป็นเส้น แล้วให้คิดว่าแรง  $F$  ทำให้เกิดโมเมนต์  $Fe$  ซึ่งพยายามหมุนชิ้นงานทั้งหมดรอบจุดศูนย์กลางรวม  $G$
3. สมมติให้ความเค้นเฉือนบิด มีค่าแปรผันเป็นสัดส่วนโดยตรงกับระยะทางจากตำแหน่งบนรอยเชื่อมไปยังจุดศูนย์กลางรวม  $G$  ดังนั้นค่า จะมากที่สุดที่ตำแหน่งไกลจาก  $G$  ที่สุด

ให้พิจารณาพื้นที่เล็กๆ  $dA$  บนรอยเชื่อม ความเค้นเฉือนจะกระทำตั้งฉากกับระยะทาง  $r$  ดังในรูป รอยเชื่อมรับแรงบิด

โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้ว (polar moment of inertia) ของรอยเชื่อมรอบจุด  $G$  ซึ่งให้แทนด้วย  $J$  ดังนั้นสมการ (2.48) จึงกลายเป็น

$$\tau_2 = \frac{Tr}{J} \quad (2.50)$$

จากนี้ทำให้สามารถรวมความเค้นเฉือนตามทิศทางได้โดยใช้สมการ

$$\tau = (\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1\tau_2\cos\theta)^{1/2} \quad (2.51)$$

โดยที่  $\theta$  เป็นมุมระหว่าง  $\tau_1$  และ  $\tau_2$

สำหรับค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่เรียวยาวรอบจุดศูนย์กลางของตัวเองจะประมาณได้จาก

$$J_0 = \frac{AL^2}{12} \quad (2.52)$$

ดังนั้น สำหรับแต่ละรอยเชื่อม โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วรอบจุด  $G$  คือ

$$J = J_0 + Ar_0^2$$

หรือ

$$J = \frac{A(L^2 + r_0^2)}{12} \quad (2.53)$$

โดยที่  $A$  เป็นพื้นที่ของคอ =  $\pi L$

ในการทำงานเดียวกันกับเรื่องการตัด ถ้าให้  $J_u$  เป็นโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วต่อหน่วยความกว้าง

$$J = \pi J_u = 0.707hJ_u \quad (2.54)$$

และจากสมการ(2.52)

$$J_u = \frac{L(L^2 + r_0^2)}{12} \quad (2.55)$$

การใช้  $J_u$  นี้บางครั้งจะมีประโยชน์มาก ทั้งนี้เพราะค่า  $J_u$  ไม่ขึ้นอยู่กับขนาดของรอยเชื่อม

## 2.4 เฟืองดอกจอก

### 2.4.1 ลักษณะของเฟืองดอกจอก

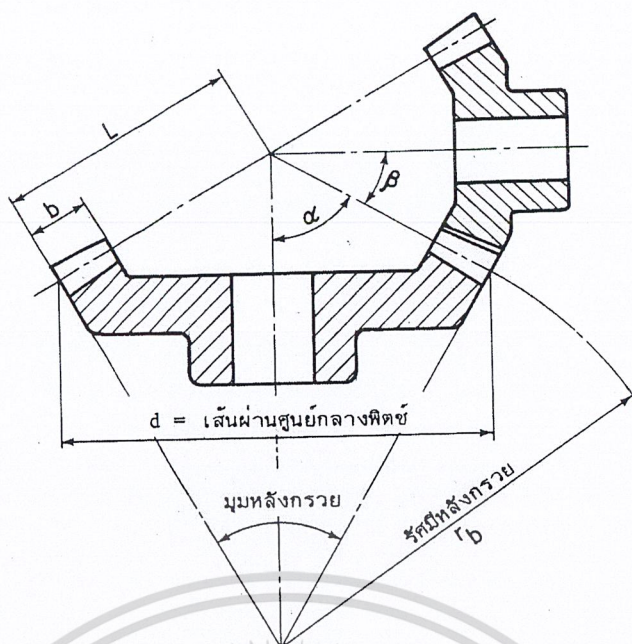
เฟืองดอกจอกชนิดธรรมดาที่สุดจะมีฟันเป็นฟันตรง ซึ่งจะเรียกว่าเฟืองดอกจอกฟันตรงหรือเฟืองดอกจอก เหมาะสำหรับการใช้งานที่ความเร็วพิตช์ไม่เกิน 5 m/s แต่อย่างไรก็ตามถ้าผิวหน้าของฟันเฟืองผ่านการปรับแต่งอย่างดีก็อาจใช้งานได้ถึงความเร็วพิตช์ 50 m/s โดยที่ไม่เกินเสียงดังจนเกินไปนัก

รูปที่ 2-14 แสดงถึงเฟืองดอกจอกสองอันขบกันอยู่ มุม  $\alpha$  และ  $\beta$  เป็นมุมพิตช์ (pitch angle) ของเฟืองและพีเนียนตามลำดับ ถ้าให้  $\Sigma$  เป็นมุมระหว่างเพลาลแล้ว

$$\Sigma = \alpha + \beta$$

ในกรณีที่  $\Sigma = 90^\circ$  จะหาค่ามุมพิตช์ได้จากสมการ

$$\tan \alpha = \frac{N_g}{N_p} = m_g; \quad \tan \beta = \frac{1}{m_g} \quad (2.56)$$



รูปที่ 2-14 รูปร่างทั่วไปของเฟืองดอกจอก

ถ้า  $\Sigma = 90^\circ$  หาค่ามุมพิตช์ได้จากสมการ

$$\tan \alpha = \frac{m_p \sin \Sigma}{1 + m_p \cos \Sigma}; \beta = \sigma - \alpha \quad (2.57)$$

ระยะ L ดังรูป 2-14 เรียกว่าความยาวทรงกรวย (cone distance) ส่วน b เป็นความหนาฟันเฟือง

เนื่องจากเฟืองดอกจอกมีฟันเรียวไปหาปลายของทรงกรวย ดังนั้นไดอะมิเตอร์พิตช์และโมดูลของเฟืองจะเปลี่ยนไปตามระยะของฟันแล้วแต่จะวัดเส้นผ่านศูนย์กลาง ณ ที่ใด ในการบอกขนาดของเฟืองชนิดนี้จึงยึดถือเอาปลายฟันด้านโตสุดเป็นหลัก ในที่นี้คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d ดังรูปที่ 2-14 ถึงแม้ว่าจะมีการใช้เฟืองที่มีมุมกดต่างๆ กัน แต่มุมกด  $20^\circ$  เป็นมุมกดที่นิยมใช้กันมากที่สุด ฟันเฟืองชนิดนี้ยังไม่มีกำหนดสัดส่วนมาตรฐาน แต่สัดส่วนสำคัญที่นิยมใช้กันคือ

$$\text{ความสูงใช้งาน (working depth)} = 2/P \text{ in.}$$

$$= 2m \text{ mm.}$$

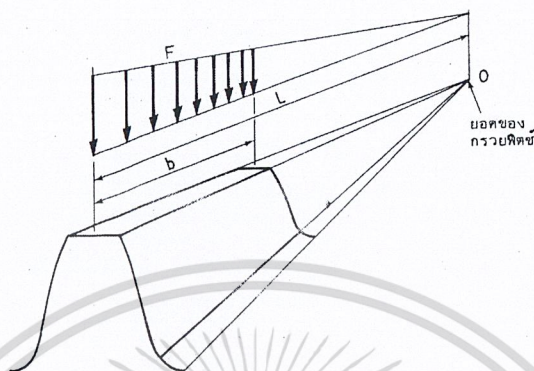
$$\text{เคลียร์รันซ์ (clearance)} = \frac{0.188}{P} + 0.002 \text{ in.}$$

$$= 0.188m + 0.05 \text{ mm.}$$

เพื่อที่จะหลีกเลี่ยงการขัดกัน จึงมักจะตัดฟันเฟืองให้พีเนี่ยนมีระยะแอดแดนคัมมากและฟันเฟืองมีระยะแอดแดนคัมน้อย เนื่องจากเมื่อมีจำนวนฟันเพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการสึกหรอของฟันเฟืองลดลง ดังนั้นจึงไม่ควรให้ฟันเฟืองมีจำนวนน้อยกว่า 13 ฟัน

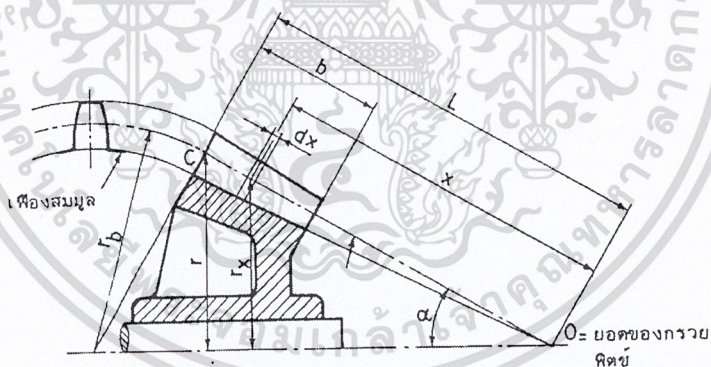
2.4.2 ความแข็งแรงของฟันเฟือง

การหาแรงที่กระทำกับฟันเฟืองคอกจอกโดยให้การสมมติว่า ฟันเฟือง เป็นคานยื่นเช่นเดียวกับเฟืองตรงนั้นทำได้ยาก ทั้งนี้เนื่องมาจากรูปร่างของฟันเฟืองจะเรียวยาวหลายทรงกรวยและขนาดของแรงกระทำจะเปลี่ยนไปตามความหนาของฟันเฟืองดังรูปที่ 2-15



รูปที่ 2-15 แรงบนฟันเฟืองคอกจอก

การที่จะใช้สมการของคูอิสกับเฟืองคอกจอกอาจทำได้โดยการพิจารณารูปที่ 2-16 ดังนี้



รูปที่ 2-16 เฟืองคอกจอก

สมมติให้แรงที่มีค่าน้อย  $dF_x$  กระทำกับฟันหนา  $dx$  ซึ่งอยู่ห่างจากยอดกรวยเป็นระยะ  $x$  และมีโมเมนต์  $m_x$  ดังนั้นจากสมการ  $F_b = \sigma b Y m$  แทนค่า  $F_b$  ด้วย  $dF_x$   $b$  ด้วย  $dx$  และ  $m$  ด้วย  $m_x$  ดังนั้น

$$dF_x = \sigma Y m_x dx \tag{2.58}$$

ในที่นี้  $dF_x$  เป็นแรงที่กระทำบนฟันเฟืองหนา  $dx$  เมื่อคูณสมการ (2.58) ด้วยรัศมี  $r_x$  ทั้งสองด้าน แล้วอินทิเกรตจะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T = \int r_x dF_x = \int \sigma Y m_x r_x dx \quad (2.59)$$

โดยที่  $T$  คือ โมเมนต์บิดที่ส่งผ่านเฟือง

เนื่องจากโมดูลจะเปลี่ยนไปตามระยะ  $r_x$  และจากรูป 2-13 จะพบว่า

$$\frac{r_x}{r} = \frac{x}{L}$$

ดังนั้น

$$\frac{m_x}{m} = \frac{x}{L}$$

โดยที่  $m$  เป็น โมดูลที่ปลายพื้นด้านโตสุดคือ  $x = L$  เมื่อแทนค่า  $m_x$  และ  $r_x$  ลงในสมการ (2.59) จะได้

$$T = \int \sigma Y \left( \frac{mx}{L} \right) \left( \frac{rx}{L} \right) dx = \int \frac{\sigma Y m r}{L^2} x^2 dx \quad (2.60)$$

เนื่องจากความหนาของฟันอยู่ระหว่าง  $x = L - b$  ถึง  $x = L$  และค่า  $x$  เป็นตัวแปรเพียงตัวเดียวในสมการ (2.60) ดังนั้น

$$T = \frac{\sigma Y m r}{L^2} \int_{L-b}^L x^2 dx$$

หรือ

$$T = \sigma b Y m r \left( 1 - \frac{b}{L} + \frac{b^2}{3L^2} \right) \quad (2.61)$$

ในการคำนวณออกแบบมักจะใช้ความเร็วพิตช์ที่ปลายพื้นด้านโต ดังนั้นเมื่อหารสมการ (2.61)

ด้วยรัศมีพิตช์  $r$  จะได้ว่าแรง

$$F = \sigma b Y m \left( 1 - \frac{b}{L} + \frac{b^2}{3L^2} \right) \quad (2.62)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยปกติแล้วผู้ออกแบบส่วนมากจะให้ความหนาของพื้นเพื่องมีค่าไม่มากกว่า  $L/3$  ทั้งนี้เพื่อให้แรงกระจายบนพื้นเพื่องได้ดี ในกรณีเช่นนี้ค่า  $b^2/3L^2$  จะมีค่าน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับ  $b/L$  และทำให้สามารถตัดทิ้งได้โดยที่ไม่ทำให้เกิดความผิดพลาดในการคำนวณมากนัก ดังนั้นสมการที่ใช้คำนวณหาแรงบนพื้นเพื่องเมื่อรวมค่าความเค้นหนาแน่นด้วยคือ

$$F_b = \frac{\sigma b Y m}{K_r} \left(1 - \frac{b}{L}\right) \quad (2.62 \text{ ก})$$

ค่าความเค้นใช้งาน  $\sigma$  และตัวประกอบรูปแบบของลูอิส  $Y$  ก็ยังคงเลือกใช้จากตาราง 2.3 และ 2.4 แต่การเลือกค่า  $Y$  จากตาราง 2.3 ให้เลือกจำนวนพื้นสมมูลซึ่งจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

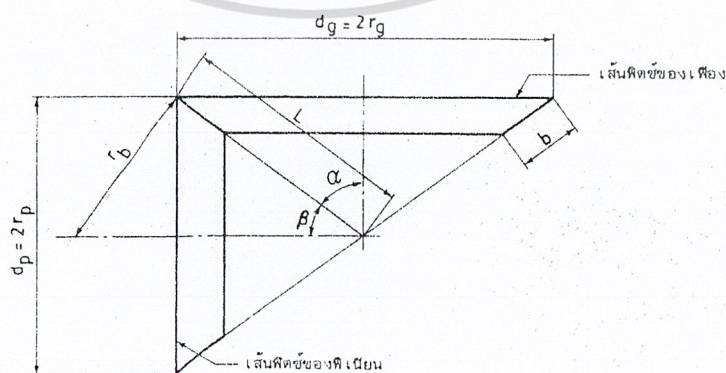
สำหรับการคำนวณออกแบบเพื่องดอกจอกในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งใช้ไคอะมิทริลพิตช์เป็นมาตรฐานของขนาดเพื่องสมการ (2.62 ก) จะกลายเป็น

$$F_b = \frac{\sigma b Y}{K_r P} \left(1 - \frac{b}{L}\right) \quad (2.62 \text{ ข})$$

### 2.4.3 จำนวนพื้นสมมูล

จำนวนพื้นสมมูลของเพื่องดอกจอกหมายถึง จำนวนพื้นของเพื่องตรงซึ่งมีรัศมีพิตช์เท่ากับรัศมีหลังกรวย (back cone radius) ของเพื่องดอกจอก โดยที่เพื่องทั้งสองมีขนาดโมดูลเท่ากัน

พิจารณารูปที่ 2-16 จะเห็นได้ว่ารัศมีของเพื่องตรงคือ  $r_b$  และถ้าให้เพื่องตรงมีขนาดโมดูลเท่ากับเพื่องดอกจอกแล้ว จำนวนพื้นของเพื่องตรงที่หาค่าได้นี้เรียกว่า จำนวนพื้นสมมูล  $N_c$  ซึ่งใช้เป็นหลักในการหาค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส สำหรับเพื่องดอกจอกในรูปที่ 2-17 แสดงถึงเพื่องดอกจอกในขณะขบกัน



รูปที่ 2-17 เพื่องดอกจอกขบกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอญญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้  $r_p$  และ  $r_g$  เป็นรัศมีพิตช์ของพีเนียนและเฟืองตามลำดับ จากคำจำกัดความของโมดูลจะพบว่า จำนวนฟันสมมูลของพีเนียน

$$N_{ep} = \frac{2r_b}{m} \quad (2.63)$$

จากสามเหลี่ยมคล้าย

$$r_b/L = r_p/r_g \quad (2.64)$$

ดังนั้น

$$N_{ep} = \frac{2r_p L}{mr_g} = \frac{d_p L}{mr_g} \quad (2.64 ก)$$

โดยที่

$$L = (r_p^2 + r_g^2)^{1/2}$$

สำหรับในกรณีของเฟือง จะหาฟันสมมูลได้จากสมการ

$$N_{eg} = \frac{2r_g L}{mr_p} = \frac{d_g L}{mr_p} \quad (2.64 ข)$$

ในกรณีที่ใช้โคเอมิทรีลพิตช์เพื่อบอกขนาดเฟืองก็สามารถทำได้โดยแทนค่า  $m = 1/p$  ลงในสมการข้างต้น แต่ถ้ารู้ค่าจำนวนฟันจริงและมุมพิตช์แล้วจะพบว่า

$$N_{ep} = \frac{N_p}{\sin \alpha}; N_{eg} = \frac{N_g}{\sin \beta} \quad (2.65 ก)$$

โดยที่  $N_p$  และ  $N_g$  เป็นจำนวนฟันจริงของเฟืองพีเนียนและเฟืองตามลำดับและถ้าเพลาทำมุมกัน  $90^\circ$

$\sin \alpha = \cos \beta$  ดังนั้น

$$N_{ep} = \frac{N_p}{\cos \beta} \tag{2.65 ข}$$

และ

$$N_{eg} = \frac{N_g}{\cos \alpha} \tag{2.65 ค}$$

**2.4.4 แรงพลวัต**

การคำนวณหาแรงพลวัตของเฟืองดอกจอก ก็ทำได้เช่นเดียวกับในกรณีของเฟืองตรง โดยใช้ความเร็วพิตซ์ของปลายกรวยด้านโต ค่าตัวประกอบความเร็วของเฟืองตรงที่อนุโลมให้ใช้กับเฟืองดอกจอกได้คือ

$$K_v = \frac{3+V}{3} \quad \text{สำหรับ } V \leq 10 \text{ m/s}$$

$$K_v = \frac{6+V}{6} \quad \text{สำหรับ } 5 < V < 20 \text{ m/s}$$

$$K_v = \frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56} \quad \text{สำหรับ } V \geq 20 \text{ m/s}$$

โดยที่

$$F_d = K_v F_t$$

ซึ่งผู้ออกแบบจะต้องเลือกขนาดเฟืองเพื่อให้  $F_b > F_d$  เสมอ

**2.4.5 ความคงทนของผิวหน้าฟันเฟืองดอกจอก**

ถ้าเฟืองต้องทำงานติดต่อกันตลอดเวลาแล้ว จะต้องออกแบบและเลือกวัสดุสำหรับทำเฟืองให้มีความคงทนต่อการสึกหรอได้ดี สมการที่ใช้ในการหาค่าแรงสึกกร่อนใช้งานสำหรับเฟืองดอกจอกจะแตกต่างไปจากเฟืองตรงเล็กน้อยคือ

$$F_w = \frac{d b Q' K}{\cos \beta} \tag{2.66}$$

โดยที่  $\beta$  เป็นมุมพิตซ์ของพีเนียน และ

$$Q' = \frac{2 N_{eg}}{N_{ep} + N_{eg}}$$

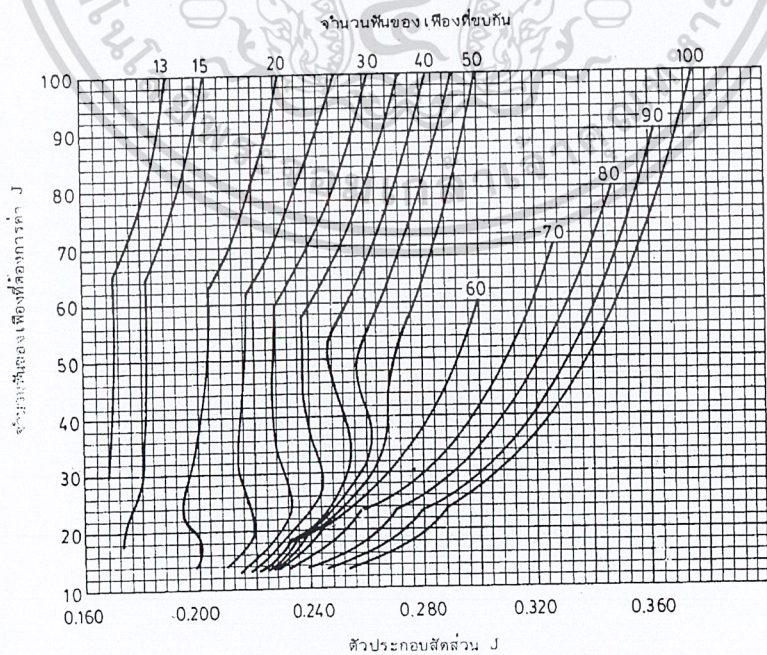
ซึ่งในการออกแบบจะต้องให้มีค่า

2.4.6 การออกแบบเฟืองดอกจอกตามวิธีของสมาคมผู้ผลิตเฟือง

การออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของสมาคมผู้ผลิตเฟือง AGMA เป็นการนำเอาสมการของลูอิส มาปรับปรุง โดยเพิ่มตัวประกอบอื่นๆ เข้าไปอีก ทั้งนี้เพื่อที่จะรวมเอาตัวประกอบต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง ซึ่งมีได้ อยู่ในสมการของลูอิสเข้าไปอยู่ในสมการของลูอิส เนื่องจากค่าของตัวประกอบต่างๆ เป็นค่าที่ได้จาก ประสบการณ์ของผู้ชำนาญงาน ดังนั้นจึงทำให้สามารถปรับปรุงค่าตัวประกอบให้เหมาะสมกับสภาพการ ทำงานของเฟืองได้ตลอดเวลา สมการที่ใช้คำนวณหาความแข็งแรงของฟันเฟืองดอกจอก ซึ่งดัดแปลงมาจาก สมการของลูอิสคือ

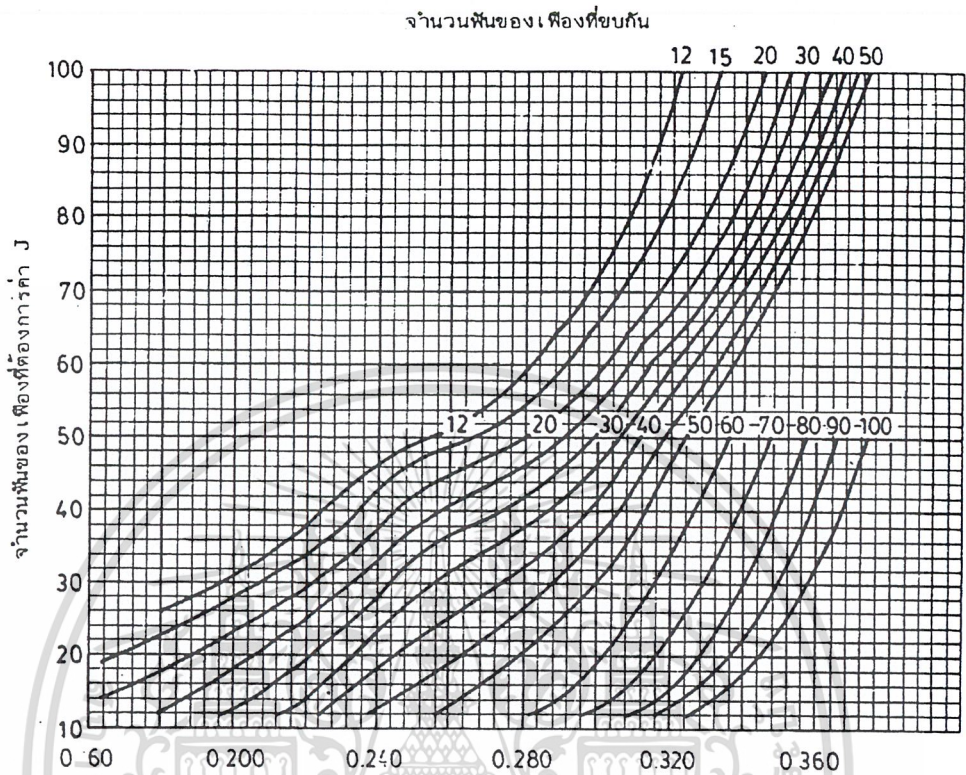
$$F_b = \frac{L^m}{K K K} \tag{.68}$$

โดยที่  $J$  = ตัวประกอบของสัดส่วน geometry factor) ซึ่งหาได้จากรูป 2-18 เมื่อเป็นเฟืองดอกจอกฟันตรง ส่วนรูป 2-19 ใช้หาค่าเมื่อเป็นเฟืองเดี่ยหมุม spiral bevel gear) หรือเฟืองดอกจอกฟันโค้ง ซึ่งมีมุม ฮีลิคซ์  $\psi = 35^\circ$  ค่าตัวประกอบสัดส่วนจะรวมถึงค่าต่างๆ เหล่านี้ด้วยคือ: ตัวประกอบรูปแบบของ ลูอิส  $Y$  ความเค้นหนาแน่น  $K$  ผลของแรงในแนวรัศมีการกระจายของแรงและความกว้าง ประสิทธิภาพ effective face width)



รูปที่ 2-18 ตัวประกอบของสัดส่วน  $J$  สำหรับเฟืองดอกจอกฟันตรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-19 ตัวประกอบของสัดส่วน J สำหรับเพื่องเดี่ยวหมุน

$K_L$  = ตัวประกอบของอายุใช้งาน (life factor) ซึ่งปรับค่าความเค้นใช้งาน  $\sigma$  ตามอายุการใช้งาน และให้ใช้ค่าดังนี้คือ

- $\leq 10^3$  วัฏจักร  $K_L=4.6$
- $10^4$  วัฏจักร  $K_L=3.1$
- $10^5$  วัฏจักร  $K_L=2.1$
- $10^6$  วัฏจักร  $K_L=1.4$
- $10^7$  วัฏจักร  $K_L=1.0$

$K_S$  = ตัวประกอบของขนาด (size factor) หาค่าได้จากกราฟรูป 2-20

$K_T$  = ตัวประกอบของอุณหภูมิ ปรับค่าความเค้นออกแบบตามอุณหภูมิขณะใช้งาน

$$= 1 \quad \text{เมื่ออุณหภูมิ } t \text{ ต่ำกว่า } 70^\circ\text{C}$$

$$= \frac{273 + t}{343} \quad \text{เมื่ออุณหภูมิ } t \text{ สูงกว่า } 70^\circ\text{C}$$

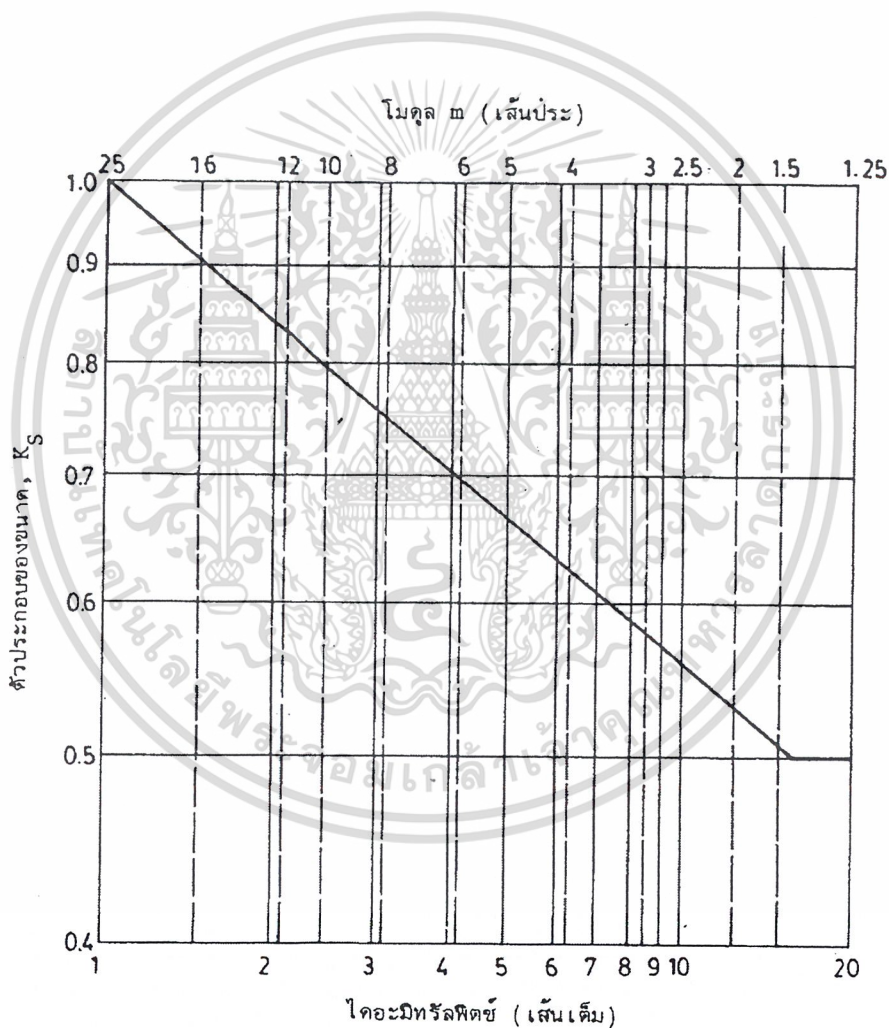
เพื่ออันเนื่องมาจากความล่า เมื่อต้องการให้มีโอกาสอยู่รอดตลอดชีวิตใช้งานมากขึ้น  
ค่านี้จะสูงขึ้นด้วยและให้ใช้ค่าดังนี้

1.50 ถึง 3.00 : มีโอกาสอยู่รอดสูงมาก

1.00 : แดกหักน้อยกว่าร้อยละหนึ่ง

0.75 : แดกหักน้อยกว่าร้อยละ 33.33

$\sigma$  = ความเค้นใช้งาน ให้ใช้ค่าในตารางที่ 2-1



รูปที่ 2-20 ตัวประกอบของขนาดสำหรับเฟืองดอกจอก, K<sub>s</sub>

ตารางที่ 2-1 ความดันใช้งานสำหรับเฟืองคอกจอกใช้กับสมการของ AGMA

| วัสดุ                | กรรมวิธีทางความร้อน  | HB  | $\sigma$ , N/mm <sup>2</sup> |
|----------------------|----------------------|-----|------------------------------|
| เหล็กกล้า            | นอมัลไลซ์            | 140 | 76                           |
|                      | นอมัลไลซ์            | 150 | 83                           |
|                      | ชุบแล้วเทมเปอร์      | 180 | 96                           |
|                      | ชุบแล้วเทมเปอร์      | 200 | 103                          |
|                      | ชุบแล้วเทมเปอร์      | 300 | 130                          |
|                      | ชุบแล้วเทมเปอร์      | 400 | 156                          |
|                      | -                    | 450 | 172                          |
| เหล็กหล่อ            | Class 20             | -   | 18.6                         |
|                      | Class 30             | -   | 31.7                         |
|                      | Class 40             | -   | 48                           |
| เหล็กหล่อเหนียวพิเศษ | ASTM Grade 60-40-18  | -   | 55                           |
|                      | ASTM Grade 80-55-06  | -   | 76                           |
|                      | ASTM Grade 100-70-03 | -   | 96                           |
|                      | ASTM Grade 120-90-02 | -   | 128                          |

\*อนุญาตให้ประมาณค่า  $\sigma$  ระหว่างค่าความแข็งอื่นๆ ได้

สำหรับแรงพลวัต ซึ่งได้จัดรูปแบบใหม่ สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$F_d = K_v K_m K_t \quad (2.69)$$

โดยที่  $K_v = \left( \frac{3.54 + \sqrt{V}}{3.54} \right)^{1/2}$  สำหรับเฟืองคอกจอก

$K_v = \left( \frac{5.52 + \sqrt{V}}{5.52} \right)^{1/2}$  สำหรับเฟืองเดี่ยหุม

$K_m$  = ตัวประกอบของการกระจายแรงซึ่งขึ้นอยู่กับระยะโก่ง (deflection) ของเพลลา ณ

ตำแหน่งที่มีเฟืองติดอยู่ ถ้ามีการรองรับเพลลาอย่างแข็งแรงมาก ค่าตัวประกอบ  $K_m$

ก็จะน้อยตามไปด้วย โดยทั่วไปแล้วให้เลือกใช้ค่าจากตารางที่ 4.2

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2-2 ค่าตัวประกอบของการกระจายแรง  $K_m$

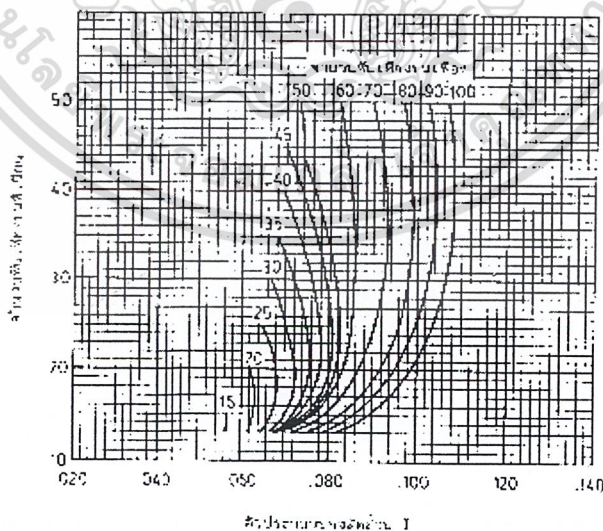
| การใช้งาน                    | ลักษณะการรองรับ |                |                  |
|------------------------------|-----------------|----------------|------------------|
|                              | รองรับ 2 เพียง  | รองรับ 1 เพียง | ยื่นทั้ง 2 เพียง |
| เครื่องมือในอุตสาหกรรมทั่วไป | 1.00-1.10       | 1.10-1.25      | 1.25-1.40        |
| รถยนต์                       | 1.00-1.10       | 1.10-1.25      | -                |
| เครื่องบิน                   | 1.00-1.25       | 1.10-1.40      | 1.25-1.50        |

ในการออกแบบ  $F_u$  ต้องมากกว่า  $F_y$  โดยให้มีตัวประกอบใช้งาน  $1 \leq N_s \leq 2.25$  แล้วแต่ลักษณะของแรงที่ส่งผ่านเพื่อว่ามีความสม่ำเสมอเพียงใด

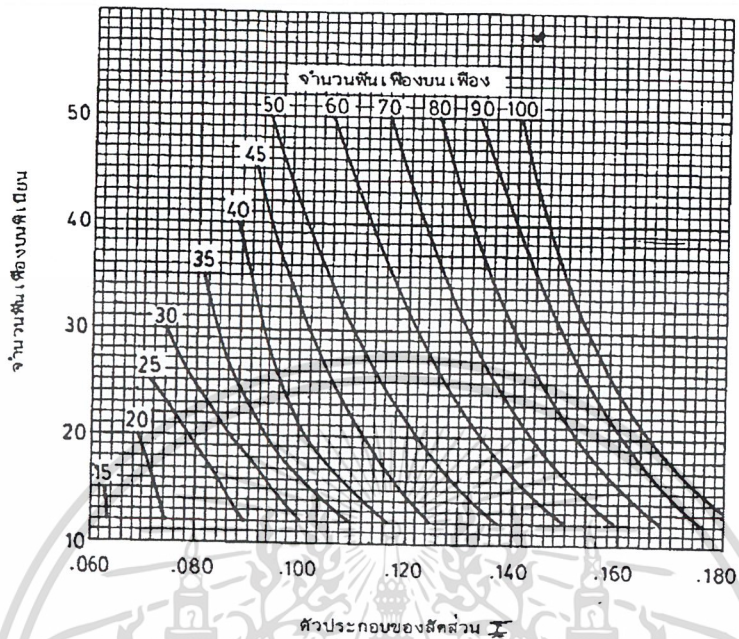
สมการที่ใช้หาความคงทนต่อการสึกกร่อนของพื้นเฟืองคือ

$$F_w = \frac{d_p b I \sigma_c^2}{C_c^2} \left( \frac{C_L}{K_T C_R} \right)^2 \tag{2.70}$$

โดยที่  $I$  = ตัวประกอบของสัดส่วน ซึ่งหาค่าได้จากรูปที่ 2-21 เมื่อเป็นเฟืองดอกจอกฟันตรง ส่วนรูปที่ 2-22 ใช้หาค่าเมื่อเป็นเฟืองเดี่ยหมุม ซึ่งมีมุมฮิลิกซ์  $\psi = 35^\circ$



รูปที่ 2-21 ตัวประกอบของสัดส่วน  $I$  สำหรับเฟืองดอกจอกฟันตรง ( $\Phi = 20^\circ, \Sigma = 90^\circ$ )



รูปที่ 2-22 ตัวประกอบของสัดส่วน 1 สำหรับเฟืองเดี่ยว (  $\Phi = 20^\circ, \psi = 35^\circ, \Sigma = 90^\circ$  )

$\sigma_c$  = ความเค้นสัมผัสใช้งาน (allowable contact stress) ซึ่งหาค่าได้จากตาราง 2-3

$C_c$  = สัมประสิทธิ์การยืดหยุ่น (elastic coefficient) เป็นค่าที่ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติการยืดหยุ่นของวัสดุ ซึ่งหาค่าได้จากตาราง 2-4 หรือคำนวณได้จากสมการ

$$C_c = \sqrt{\frac{1.5/\pi}{(1-\nu_p^2)/E_p + (1-\nu_g^2)/E_g}} \quad (2.71)$$

$C_f$  = ตัวประกอบของอายุงานสำหรับปรับแรงคงทนต่อการสึกกร่อนตามอายุการใช้งาน ซึ่งอ่านค่าได้จากรูปที่ 2-23

$C_R$  = ตัวประกอบของความอยู่รอด แสดงถึงผลของโอกาสการอยู่รอดของเฟืองอันเนื่องมาจากการสึกกร่อนและให้ใช้ค่าดังนี้

อย่างน้อย 1.25 : มีโอกาสอยู่รอดสูงมาก

1.0 : เสียหายจากการสึกกร่อนน้อยกว่าร้อยละหนึ่ง

$K_f$  = ตัวประกอบอุณหภูมิ

$d_p$  = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเฟืองอันเล็ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

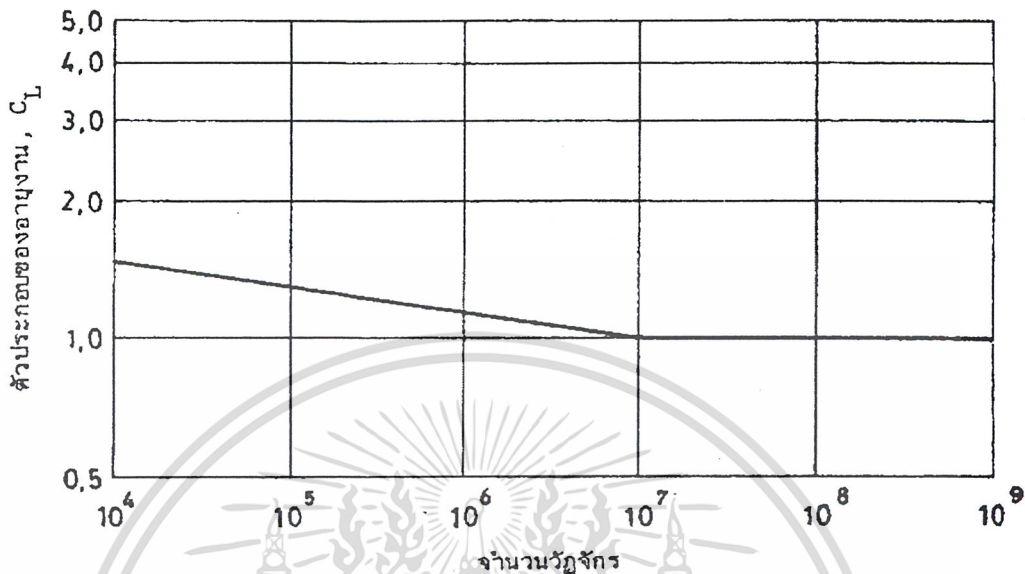
ตารางที่ 2.3 ความเค้นสัมผัสใช้งาน

| วัสดุ                            | ความแข็ง HB       | $\sigma_c, N/mm^2$ |
|----------------------------------|-------------------|--------------------|
| เหล็กกล้า                        | 180               | 655                |
|                                  | 240               | 793                |
|                                  | 300               | 930                |
|                                  | 360               | 1100               |
|                                  | 440               | 1310               |
|                                  | 500               | 1310               |
|                                  | 625               | 1550               |
| เหล็กหล่อ                        | class 20          | 207                |
|                                  | class 30          | 345                |
|                                  | class 40          | 448                |
| ตะกั่ว-บรอนซ์<br>(ตะกั่ว 10-12%) | -                 | 207                |
|                                  | อลูมิเนียม-บรอนซ์ | 448                |

\*อนุญาตให้ประมาณค่า  $\sigma_c$  ระหว่างค่าความแข็งอื่นๆ ได้เพื่อความสะดวกในการคำนวณ สำหรับเหล็กหล่อเหนียวพิเศษ ให้ใช้ค่า 90% ของเหล็กกล้าที่มีความแข็งเท่ากัน

ตารางที่ 2-4 ค่าสัมประสิทธิ์ความยืดหยุ่น  $C_e, (N/mm^2)^{1/2}$

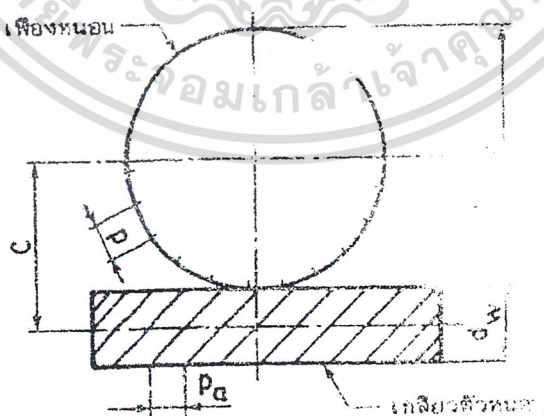
| วัสดุพีเอ็น       | E, kN/mm <sup>2</sup> | วัสดุเฟือง |           |                   |               |
|-------------------|-----------------------|------------|-----------|-------------------|---------------|
|                   |                       | เหล็กกล้า  | เหล็กหล่อ | อลูมิเนียม-บรอนซ์ | ตะกั่ว-บรอนซ์ |
| เหล็กกล้า         | 207                   | 232        | 203       | 199               | 195           |
| เหล็กหล่อ         | 130                   | 203        | 187       | 183               | 178           |
| อลูมิเนียม-บรอนซ์ | 120                   | 199        | 183       | 178               | 174           |
| ตะกั่ว-บรอนซ์     | 110                   | 195        | 178       | 174               | 170           |



รูปที่ 2-23 ตัวประกอบของอายุงาน,  $C_L$

2.5 ชุดเฟืองหนอน

ชุดเฟืองหนอน (worm gear set) ใช้สำหรับส่งกำลังระหว่างเพลาที่ไม่ขนานกันและไม่ตัดกัน ซึ่งต้องการให้มีอัตราทดสูงชุดเฟืองหนอนประกอบด้วยเกลียวตัวหนอน(worm)และเฟืองหนอน (worm gear) โดยปกติแล้วมักจะใช้ชุดเฟืองหนอนส่งกำลังระหว่างเพลาที่ทำมุมกัน  $90^\circ$  ดังรูป 2-24

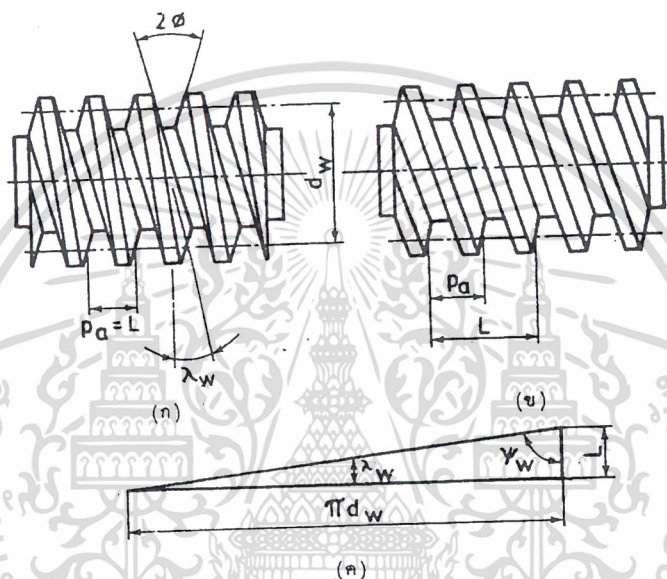


รูปที่ 2-24 ชุดเฟืองหนอน

แม้ว่าจะสามารถใช้เฟืองเฉียงส่งกำลังในลักษณะเดียวกันนี้ได้แต่ก็ไม่สามารถจะส่งกำลังได้มากเท่ากับชุดเฟืองหนอน นอกจากนี้ชุดเฟืองหนอนยังสามารถทำงานด้วยอัตราทดสูงถึง 300 โดยที่ใช้การทด

เพียงครั้งเดียวแต่ถ้าใช้เฟืองเฉียงจะเกิดปัญหาขึ้นในทางปฏิบัติเช่น จะต้องใช้เฟืองที่มีจำนวนฟัน 10 ฟันจับเฟืองที่มีฟัน 3000 ฟัน เป็นต้น การทำงานของชุดเฟืองหนอนจะเรียกว่าชุดเฟืองเฉียง แต่ข้อเสียของชุดเฟืองหนอนก็คือ ประสิทธิภาพของการส่งกำลังจะต่ำและมีความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากการเสียดสี (sliding) ระหว่างฟันมากกว่า ทำให้ต้องคำนึงถึงเรื่องการระบายความร้อนที่เหมาะสมด้วย ในบทรนี้จะกล่าวถึงการส่งกำลังระหว่างเพลาคู่ที่ทำมุมกัน  $90^\circ$  เท่านั้น แต่อย่างไรก็ตามวิธีการที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็สามารใช้กับเพลาคู่ที่ทำมุมอื่นๆ ได้

### 2.5.1 ลักษณะทั่วไปของชุดเฟืองหนอน



รูปที่ 2-25 เกลียวตัวหนอนแบบตรง (ก) หนึ่งปาก (ข) สองปาก (ค) การคลี่เกลียวออก

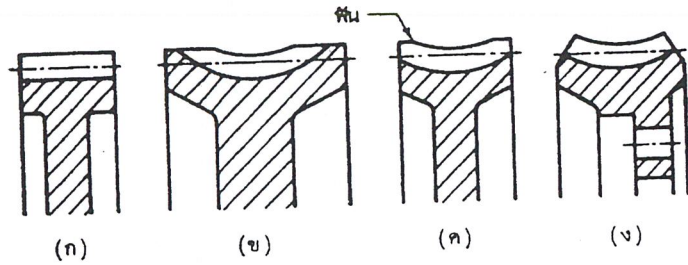
เกลียวตัวหนอนมีลักษณะคล้ายคลึงกับสกรูส่งกำลัง ประกอบด้วย เกลียวหรือฟัน ซึ่งมีจำนวนปากตั้งแต่หนึ่งถึงหกปาก หรืออาจจะมากกว่านี้ก็ได้ หรืออีกนัยหนึ่งก็คือสกรูหลายปาก (multiple threaded screw) นั่นเอง ลักษณะทั่วไปของเกลียวตัวหนอนแบบหนึ่งปากและสองปาก ดูได้จากรูป 2-25 (ก) และ (ข) การเรียกชื่อต่างๆ ก็ยังคงเหมือนกับสกรูส่งกำลังคือ

พิตซ์หรือแอกซ์เชียลพิตซ์ (axial pitch)  $P_a$  เป็นระยะระหว่างเกลียว ในกรณีที่เพลาคู่ทำมุมกัน  $90^\circ$  ดังรูปที่ 2-24 จะมีค่าเท่ากับเซอควิลพิตซ์  $p$  ของเฟืองหนอน

หัตถ์ (lead)  $L$  คือ ระยะที่แกนเกลียวตัวหนอนสามารถเคลื่อนที่ไปได้ต่อการหมุนหนึ่งรอบ ถ้าเกลียวตัวหนอนมี  $N_w$  ปาก  $L = N_w P_a$

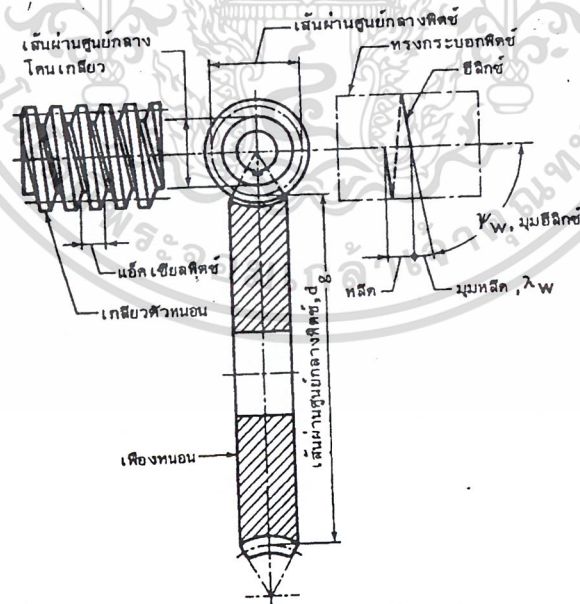
มุมหัตถ์ (lead angle)  $\lambda_w$  มีค่าเช่นเดียวกับสกรูส่งกำลัง โดยพิจารณาจากรูป 2-25 (ค) คือ

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



รูปที่ 2-26 ขอบเฟืองหนอนชนิดต่างๆ

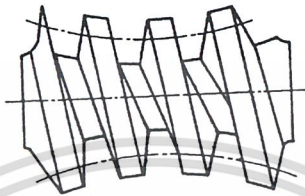
สำหรับเฟืองหนอนจะมีลักษณะทั่วไปคล้ายกับเฟืองเฉียง แต่ขอบของฟันอาจจะมีลักษณะต่างกันได้ ดังรูป 2-26 ถ้าฟันมีลักษณะสูงสม่ำเสมอ ดังรูป 2-26 (ก) เฟืองหนอนก็คือเฟืองเฉียงนั่นเอง ในการใช้งานส่วนมากมักจะใช้เฟืองหนอนที่มีฟันโค้งเว้าเข้าดังรูปที่ 2-26 (ข) และ 2-26 (ค) ส่วนโค้งของฟันนี้จะเข้ากับความโค้งของเกลียวตัวหนอน ทั้งนี้เพื่อที่จะให้มีเนื้อที่สัมผัสระหว่างการขบกันเพิ่มมากขึ้น โดยทั่วไปแล้วชุดเฟืองหนอนอาจแบ่งออกตามลักษณะพื้นที่สัมผัสได้เป็นสองชนิดคือ ชนิดฟันโอบหนึ่งด้าน (single enveloping) และชนิดฟันโอบสองด้าน (double enveloping)



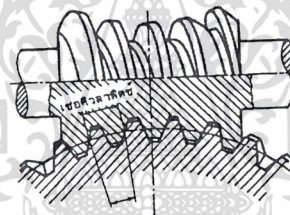
รูปที่ 2-27 ชุดเฟืองหนอนฟันโอบหนึ่งด้าน

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสำนักพิมพ์วิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ซึ่งประกอบด้วยเฟืองรอก  
ไม่ว่ากันว่ามีฟันโค้งเว้าเข้าโอบเกลียวตัวหนอนที่มีลักษณะตรงดังรูปที่ 2-25 ส่วนชุดเฟืองหนอนชนิดฟันโอบ

สองด้านนั้น นอกจากจะมีฟันองเฟืองตัวหนอน โค้งเว้าเข้ามาโอบเกยตัวหนอนแล้ว เกยตัวหนอนเองก็จะมีลำตัวโค้งเว้าเข้ากับความโค้งของวงกลมพิตซ์ของเฟืองหนอนด้วยดังรูปที่ 2-28 เกยตัวหนอนชนิดนี้มีชื่อเรียกว่า เกยตัวหนอนฮินดี (Hindley worm) ซึ่งเมื่อนำมาประกอบกันเข้าแล้วจะมีลักษณะ ดังรูปที่ 2-29 ดังนั้นทั้งเฟืองหนอนและเกยตัวหนอนจะโอบซึ่งกันและกันในการทำงาน เป็นผลให้เฟืองมีพื้นที่ซึ่งขบกันเพิ่มขึ้น ทำให้สามารถส่งกำลังได้สูงขึ้น แต่ต้องใช้ความระมัดระวังในการติดตั้งให้ได้ศูนย์มากขึ้น



รูปที่ 2-28 เกยตัวหนอนแบบลำตัวโค้ง



รูปที่ 2-29 ชุดเฟืองหนอนฟันโอบสองด้าน

#### 2.5.2 ความสัมพันธ์อื่นๆ

กำหนดให้

$\lambda_w$  = มุมหลิศจของเกยตัวหนอน

$\lambda_g$  = มุมหลิศจของเฟืองหนอน

$\psi_w$  = มุมฮิลิกซ์ของเกยตัวหนอน

$\psi_g$  = มุมหลิศจของเฟืองหนอน

$C$  = ระยะระหว่างศูนย์กลาง

ความสัมพันธ์ระหว่างมุมของเกยตัวหนอนและเฟืองหนอนคือ

$$\lambda_w + \psi_w = 90^\circ \quad (2.72)$$

$$\lambda_g + \psi_g = 90^\circ \quad (2.73)$$

$$\lambda_w = \psi_g \text{ และ } \lambda_g = \psi_w \tag{2.74}$$

ระยะระหว่างศูนย์กลางของชุดเฟืองหนอนคือ

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

ถ้าเกลิยตัวหนอนเป็นตัวขับแล้ว อัตราทดคือ

$$m_\omega = \frac{\omega_w}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_w} = \frac{d_g}{d_w} \tan \lambda_g = \frac{d_g \tan \lambda_g}{d_w} \tag{2.75}$$

ความสัมพันธ์อื่นๆ ที่มีประโยชน์คือ

$$P_n P_n = \pi$$

และ

$$P_n = P \cos \lambda_w$$

### 2.5.3 พิตซ์มาตรฐาน

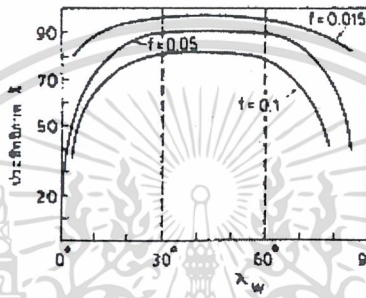
เนื่องจากยังไม่มีกำหนดมาตรฐานของชุดเฟืองหนอนและเพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงให้ถือพิตซ์ ( $P_n = p$ ) เป็น mm ต่อไปนี้เป็นหลักในการเลือกชุดเฟืองหนอนคือ : 6 8 10 13 16 19 25 32 38 44 50

### 2.5.4 ประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอน

เนื่องจากเกลิยตัวหนอนมีลักษณะเช่นเดียวกับสกรูส่งกำลัง ดังนั้นสมการของประสิทธิภาพเป็นสมการเดียวกับของสกรูส่งกำลังคือ

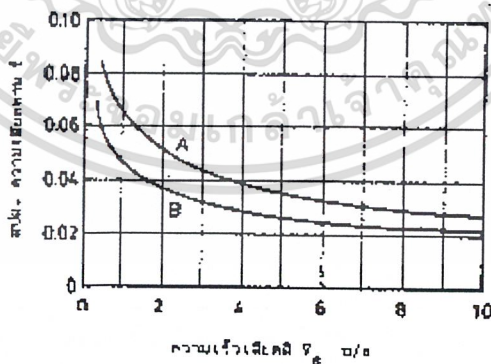
$$\eta = \frac{\cos \Phi_n - f \tan \lambda_w}{\cos \Phi_n + f \cot \lambda_w} \tag{2.76}$$

จะเห็นว่าประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอนจะแปรผันตามมุมหลิศจของเกลิยวตัวหนอนและถ้ากำหนดค่าของมุมกดคนอมัต  $\Phi_{..}$  ก็จะสามารถเขียนกราฟได้ดังรูป 2-30 ซึ่งจากรูปจะเห็นได้ว่าถ้าต้องการให้ประสิทธิภาพสูง มุมหลิศจควรมีค่าอยู่ระหว่าง 30 ถึง 60 องศา



รูปที่ 2-30 กราฟประสิทธิภาพ-มุมหลิศจ

จากการทดลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานขึ้นอยู่กับความเร็วเสียดลิตี (sliding velocity) การหล่อลื่นวัสดุและผิวสำเร็จ อย่างไรก็ตามถ้าทราบค่า  $V_s$  ก็อาจจะใช้กราฟรูปที่ 5.8 ในการหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยประมาณได้



รูปที่ 2-31 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของชุดเฟืองหนอนที่มีการหล่อลื่นอย่างดี กราฟ A ใช้กับวัสดุที่มี ความเสียดทาน กราฟ B ใช้กับวัสดุที่มีคุณภาพดี

ชุดเฟืองหนอนมีคุณสมบัติการลือกตัวเองได้เช่นเดียวกับสกรูส่งกำลังนั้นคือการลือกตัวเองจะเกิดขึ้นเมื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และห้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการเผยแพร่

$$\lambda_w \leq \tan^{-1} f = \beta \tag{2.77}$$

การลีดตัวเองอาจจะเป็นคุณสมบัติที่ดีเมื่อต้องการให้มีการช่วยเบรก ซึ่งหมายความว่า เฟืองตัวหนอนไม่สามารถที่จะขับเกลียวตัวหนอนให้หมุนกลับทิศทางได้ แต่ส่วนมากแล้วชุดเฟืองหนอนใช้ในการทดความเร็วในการยกของนั่นคือ เกลียวตัวหนอนเป็นตัวขับ ในกรณีที่เกิดไฟดับอย่างกระทันหันและของที่ยกมีความเฉื่อย (inertia) มาก การลีดตัวเองในลักษณะเช่นนี้อาจจะทำให้ฟันของเกลียวตัวหนอนแตกหักได้ ดังนั้นจึงควรใช้วิธีการอื่นช่วยในการเบรกแทน อีกประการหนึ่ง การลีดตัวเองจะเกิดขึ้นเมื่อมุม  $\lambda_w$  เล็กมาก (น้อยกว่า 6 องศา) ซึ่งเมื่อพิจารณาจากรูปที่ 2-30 แล้วจะพบว่า ประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอนในช่วงนี้มีค่าต่ำมากด้วยเหตุนี้เองในการออกแบบจึงมักจะไม่ต้องการให้ชุดเฟืองหนอนมีคุณสมบัติในการลีดตัวเอง

### 2.5.5 ขนาดเกลียวตัวหนอน

โดยทั่วไปแล้วเกลียวตัวหนอนจะมีความแข็งแรงมากกว่าเฟืองหนอนเสมอ ดังนั้นการกำหนดสัดส่วนของเกลียวตัวหนอนจึงขึ้นอยู่กับความชำนาญในการออกแบบ เพื่อให้ชุดเฟืองหนอนมีขนาดที่เหมาะสม ซึ่งหมายถึงการกำหนดมุมหลิ็ด ระยะระหว่างศูนย์กลางและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ของเกลียวตัวหนอน ในที่นี้จะพูดถึงเฉพาะกรณีที่เพลาทำมุม 90 องศา ซึ่งมีใช้งานกันอยู่ทั่วไป เนื่องจากยังไม่มีขนาดมาตรฐาน ดังนั้นการกำหนดสัดส่วนต่างๆ จึงต้องอาศัยข้อมูลจากการใช้งานที่ได้ผลดีมาแล้ว

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ของเกลียวตัวหนอนควรเลือกให้มีค่าระหว่าง

$$0.50 C^{0.875} \leq d_w \leq 0.88 C^{0.875} \text{ mm} \quad (2.78)$$

สมาคมผู้ผลิตเฟืองแนะนำขนาดที่จะส่งกำลังได้ดีคือ

$$d_w = 0.68 C^{0.875} \text{ mm} \quad (2.79)$$

สมการอีกสมการหนึ่งที่จะใช้ประกอบในการเลือกขนาดได้ ซึ่งจะดูจากรายละเอียดได้จากเอกสารอ่านประกอบหมายเลข 1 คือ

$$C = \frac{L}{2\pi} (\cot \lambda_w + m_w) \quad (2.80)$$

สัดส่วนอื่นๆที่แนะนำให้ใช้จากเอกสารอ่านประกอบหมายเลข 2 จะดูได้จากตาราง 2-5

ตารางที่ 2-5 ขนาดของเกลียวตัวหนอนที่แนะนำให้ใช้

| มุมหลิศ, $\lambda_w$ | มุมคนอมัล, $\phi_n$ | แอดเดนคัม | ดีเดนคัม |
|----------------------|---------------------|-----------|----------|
| องศา                 | องศา                | mm        | mm       |
| 0-15                 | $14 \frac{1}{2}$    | 0.3683Pa  | 0.3683Pa |
| 15-30                | 20                  | 0.2865Pa  | 0.3683Pa |
| 30-35                | 25                  | 0.2865Pa  | 0.3314Pa |
| 35-40                | 25                  | 0.2546Pa  | 0.2947Pa |
| 40-45                | 30                  | 0.2228Pa  | 0.2578Pa |

ค่ามุมหลิศของเกลียวแต่ละเกลียวบนตัวหนอน ควรจะมีค่าประมาณ 6 องศา ดังนั้นถ้าต้องการเกลียวตัวหนอนที่มีมุมหลิศ 30 องศา ก็จะต้องใช้เกลียวที่มี 5 ปาก เป็นต้น แต่ถ้ามีจำนวนปากน้อย มุมหลิศของแต่ละเกลียวก็ควรจะเพิ่มขึ้น เพื่อที่จะให้ได้ประสิทธิภาพที่เหมาะสม

ในการออกแบบอาจจะกำหนดจำนวนปากขึ้นมาก่อนมุมหลิศก็ได้ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้ออกแบบ จากชุดเฟืองหนอนที่ใช้กันอยู่ทั่วไป พบว่าจำนวนปากที่เหมาะสมของเกลียวตัวหนอนขึ้นอยู่กับอัตราทด ซึ่งจะดูค่าที่เคยมีใช้กันอยู่ได้จากตาราง 2-6 แต่ก็ไม่มีกฎการเลือกใช้ที่แน่นอนเป็นมาตรฐาน

ตารางที่ 2-6 จำนวนปากของเกลียวที่เหมาะสมกับอัตราทด

| $m_w$     | จำนวนปาก |
|-----------|----------|
| $\geq 20$ | $\geq 1$ |
| 12-36     | $\geq 2$ |
| 8-12      | $\geq 3$ |
| 6-12      | $\geq 4$ |
| 4-10      | $\geq 6$ |

### 2.5.6 ความแข็งแรงของเฟืองหนอน

ในชุดเฟืองหนอน ฟันหรือเกลียวของเกลียวตัวหนอนจะมีความแข็งแรงมากกว่าเฟืองหนอนเสมอ ดังนั้นการคำนวณด้านความแข็งแรงจึงให้กระทำที่เฟืองหนอน ถ้าในการใช้งานมีการหยุดเป็นระยะๆ หรือใช้งานที่ความเร็วรอบต่ำ สิ่งสำคัญที่พึงพิจารณาในการออกแบบก็คือ ความเค้นดัดที่ฟันเฟือง แต่จากลักษณะของฟันที่ขบกันทำให้การหาความเค้นดัดในฟันเฟืองทำได้ยากกว่าเฟืองตรง ดังนั้นการใช้สมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของลูอิสในการคำนวณ จึงได้ค่าโดยประมาณเท่านั้น ด้วยเหตุนี้จึงไม่ใช่ค่าความหนาแน่นในสมการนี้ สำหรับความแข็งแรงต่อการแตกหักคือ

$$F_b = \frac{\sigma_b Y}{P_n} \tag{2.81 ก}$$

หรือ  $F_b = \sigma_b y P_n \tag{2.81 ข}$

โดยที่สัญลักษณ์ต่างๆ ยังคงมีความหมายเช่นเดิม

ด้วยเหตุผลเดียวกับที่กล่าวมาข้างต้น การเลือกค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิสจึงไม่เลือกตามจำนวนฟัน แต่จะประมาณค่าตามค่าของมุมกดคนอมัล ดังนี้คือ

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

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

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

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

ค่าความเค้นใช้งาน  $\sigma$  ให้เลือกค่าจากตาราง 2-7

ตารางที่ 2-7 ค่าความเค้นสถิตยี่ใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

| วัสดุ   | $\sigma$ |                   | HB  |
|---|----------|-------------------|-----|
|   | Ksi      | N/mm <sup>2</sup> |     |
| SAE 6145 ชุบแข็งโดย OQT<br>วัสดุที่มีทองแดงเป็นส่วนผสม                  | 67.5     | 465               | 475 |
| SAE 43 (ASTM B 147-52.8 A)<br>(แมงกานีสบรอนซ์)                          | 20       | 138               | 100 |
| SAE 62 (ASTM B 143-52.1 A)<br>(gun metal)                               | 10       | 69                | 80  |
| SAE 65 (ASTM B 144-52.3 C)<br>(ฟอสเฟอรับรอนซ์)                          | 12       | 82                | 100 |
| SAE 68 (ASTM B 148-52.98)<br>(อลูมิเนียมบรอนซ์ ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน) | 22       | 152               | 180 |
| อโลหะ<br>Bakelite, Micarta, Celeron                                     | 8        | 55                |     |

### 2.5.7 แรงพลวัต

แรงพลวัตของชุดเฟืองหนอนหาได้จากสมการ

$$F_d = \left( \frac{6+V}{6} \right) F_t \quad (2.82)$$

โดยที่  $V$  = ความเร็วพิตซ์ของเฟืองหนอน, m/s

$F_t$  = แรงที่ส่งผ่านเฟือง จำนวนที่เฟืองหนอน, N

โดยทั่วไปแล้วเกลียวตัวหนอนมักเป็นตัวขับเคลื่อน ดังนั้นแรง  $F_t$  ซึ่งจำนวนที่เฟืองหนอนจึงต้องใช้กำลังขาออก (output power) ซึ่งขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอน อย่างไรก็ตามในขณะที่เริ่มออกแบบยังไม่ทราบประสิทธิภาพ ดังนั้นจึงให้ใช้กำลังขาเข้า (input power) แทนแต่ให้ระลึกไว้เสมอว่าแรง  $F_d$  ที่ได้นี้จะมีความสูงมากกว่าที่ควรจะเป็น เนื่องจากต้องการให้  $F_d$  มากกว่าหรือเท่ากับ  $F_t$  ดังนั้นจะเห็นได้ว่าวิธีการคำนวณดังกล่าวนี้จะให้ผลที่ปลอดภัยมากเกินไป

### 2.5.8 ความคงทนของผิวหน้าฟันเฟืองหนอน

สมการสำหรับหาค่าแรงสักรอนใช้งานของบักคิงแฮม (3) คือ

$$F_w = d_g b K_w \quad (2.83)$$

โดยที่  $d_g$  = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ของเฟืองหนอน

$b$  = ความหนาของฟัน

$K_w$  = ค่าคงที่ซึ่งขึ้นอยู่กับวัสดุและมุมกดของเฟือง ดูได้จากตาราง 2-8

ตารางที่ 2-8 ค่าคงที่  $K_w$ , N/mm<sup>2</sup>

| วัสดุ                  |                        | มุมกดนมัล, องศา   |       |       |       |
|------------------------|------------------------|-------------------|-------|-------|-------|
| เกลียวตัวหนอน          | เฟืองหนอน              | 14 <sup>1/2</sup> | 20    | 25    | 30    |
| เหล็กกล้า HB ≥ 500     | chilled bronze         | 0.62              | 0.862 | 1.034 | 1.241 |
| เหล็กกล้า HB ≥ 500     | บรอนซ์                 | 0.414             | 0.552 | 0.689 | 0.827 |
| เหล็กกล้า HB = 250     | บรอนซ์                 | 0.248             | 0.345 | 0.414 | 0.496 |
| เหล็กกล้า HB ≥ 500     | เหล็กหล่อสีเทา         | 0.372             | 0.517 | 0.62  | 0.745 |
| เหล็กหล่อแบบ high-test | เหล็กหล่อสีเทา         | 0.62              | 0.862 | 1.034 | 1.241 |
| เหล็กหล่อแบบ high-test | เหล็กหล่อแบบ high-test | 0.931             | 1.275 | 1.551 | 1.862 |

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่ควรนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในกรณีที่ใช้กับงานหนักต่อเนื่องตลอดเวลา ควรจะคิดถึงแรงเสียดทานใช้งานในการออกแบบด้วย ผิวหน้าของชุดเฟืองหนอนจะต้องเรียบและแข็ง วัสดุที่เหมาะสมและใช้กันมากคือคู่ที่หนึ่งและคู่ที่หก ในตาราง 2-8

### 2.5.9 การระบายความร้อน

เนื่องจากประสิทธิภาพของชุดเฟืองหนอนต่ำกว่าเฟืองชนิดอื่นๆ ดังนั้นปัญหาที่สำคัญคือการระบายความร้อน ถ้ากล่องเฟืองร้อนเกินไปน้ำมันหล่อลื่นจะไหม้ ทำให้เกิดความเสียหายของผิวหน้าฟันเฟือง ผลจากการที่สามารถระบายความร้อนได้จำกัด ชุดเฟืองทดส่วนมากจึงได้รับการจำกัดกำลังที่ส่งผ่านตามความสามารถในการระบายความร้อน

เมื่อให้  $W_{pi}$  และ  $W_{po}$  แทนกำลังขาเข้าและขาออกเป็น  $W$  ตามลำดับ และชุดเฟืองทดมีประสิทธิภาพ

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

ดังนั้นกำลังที่สูญเสียไปในรูปของความร้อนมีค่าเท่ากับ

$$Q = (1-\eta)W_{pi} \quad (2.84)$$

ความร้อนจำนวนนี้จะต้องระบายออกไปจากชุดเฟืองหนอน อัตราการระบายความร้อนขึ้นอยู่กับตัวแปรต่างๆตามสมการ

$$Q = h_{cr} A \Delta t \quad (2.85)$$

โดยที่  $h_{cr}$  = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (combined heat transfer coefficient) ซึ่งหาค่าโดยประมาณได้จากรูปที่ 2-32

$A$  = พื้นที่สำหรับระบายความร้อน

$\Delta t$  = ผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นและอุณหภูมิห้อง

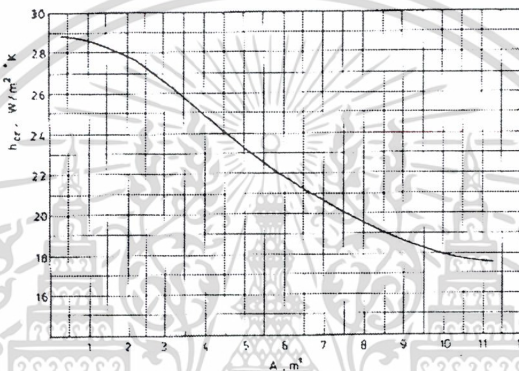
อุณหภูมิสูงสุดของน้ำมันหล่อลื่นไม่ควรสูงกว่า  $90^{\circ}\text{C}$  สำหรับชุดเฟืองทดแล้วสมาคมผู้ผลิตเฟืองแนะนำให้พื้นที่กล่องเฟืองอย่างน้อยสุดตามสมการ (2.86) ทั้งนี้ไม่รวมถึงฐานหรือครีป (fin) ของกล่อง

$$A = 113.5C^{1.7} \quad (2.86)$$

โดยที่  $A$  = พื้นที่ของกล่อง (housing),  $\text{mm}^2$

$C$  = ระยะระหว่างศูนย์กลางเฟือง,  $\text{mm}$

- ในกรณีการระบายความร้อนโดยธรรมชาติไม่เพียงพอที่จะรักษาระดับอุณหภูมิให้พอเหมาะแก่การใช้งานได้ ก็จำเป็นที่จะต้องจัดหาวิธีช่วยในการระบายความร้อนอย่างอื่น เช่น
  - ทำให้น้ำมันหล่อลื่นไหลวนเวียนออกมาระบายความร้อนนอกกล่องเฟือง
  - ใช้น้ำไหลวนเวียนในคอยล์ (coil) ระบายความร้อนซึ่งอยู่ในกล่องเฟือง
  - เป่าอากาศผ่านกล่องเฟืองที่มีครีบบช่วยระบายความร้อน



รูปที่ 2.32 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

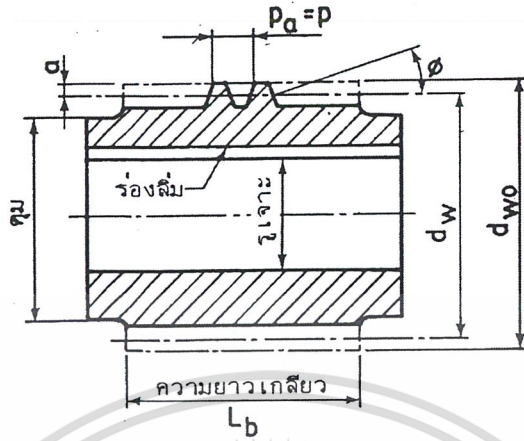
2.5.10 ข้อคิดทั่วไปในการคำนวณออกแบบ

เนื่องจากข้อจำกัดสำหรับการออกแบบชุดเฟืองหนอนของงานแต่ละประเภทจะแตกต่างกัน จึงเป็นการยากที่จะกำหนดวิธีการออกแบบที่แน่นอนได้ ถ้ามีเนื้อที่จำกัดก็จะต้องกำหนดขนาดของเฟืองและระยะระหว่างศูนย์กลางเสียก่อน ในกรณีเช่นนี้ควรจะเริ่มต้นด้วยการประมาณขนาดของเกลียวตัวหนอน ซึ่งขึ้นอยู่กับของเพลลาที่มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับรับแรงภายนอกโดยที่ระยะโก่ง (deflection) ของเพลลาจะต้องอยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะถ้าเกลียวตัวหนอนเป็นแบบกลิ้งติดมากับเพลลา (integral worm) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโคนของเกลียวตัวหนอนจะต้องโตกว่าขนาดของเพลลาเล็กน้อย หรือควรมีค่าประมาณ

$$d_w = 2.35p + 10\text{mm} \tag{2.87}$$

ถ้าเกลียวตัวหนอนเป็นแบบสวมติดเพลลา (shell worm) ดังรูปที่ 2-33 เส้นผ่านศูนย์กลางของคุม (hub) ควรมีค่าประมาณ 1.8 เท่าของรูเจาะ (bore) เพื่อให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโคนเกลียวโตกว่าเพลลาเล็กน้อย หรืออาจหาค่าประมาณของเกลียวตัวหนอนได้จากสมการ

$$d_w = 2.40p + 28\text{mm} \tag{2.88}$$



รูปที่ 2-33 เกลียวตัวหนอนแบบสวมติดเพลลา

ถ้ารู้ระยะระหว่างศูนย์กลาง ก็สามารถที่จะประมาณค่า  $d_w$  จากสมการ (2.79) ได้ ความยาวเกลียว (face length) ของเกลียวตัวหนอนอาจหาโดยประมาณได้จากสมการ

$$L_b = P_a (4.5 + N_g / 50) \tag{2.89}$$

การเลือกมุมหลิศจวรจะให้มุมมีขนาดอยู่ในช่วงที่มีประสิทธิภาพสูงซึ่งจะเป็นการลดปริมาณความร้อนที่ต้องระบายออกจากชุดเฟืองทด แต่การที่จะได้ประสิทธิภาพสูงจำเป็นที่จะต้องใส่เกลียวตัวหนอนที่มีหลายปาก ซึ่งจะช่วยให้เฟืองตัวหนอนมีขนาดใหญ่ขึ้นด้วย ตัวอย่างเช่น เมื่อกำหนดอัตราทดและพิตซ์เฟืองหนอนสำหรับเกลียวตัวหนอน 3 ปากจะมีขนาดใหญ่กว่าเฟืองหนอนสำหรับเกลียวตัวหนอน 1 ปาก เป็น 3 เท่า เป็นต้น

อย่างไรก็ตามผู้ออกแบบมักจะหลีกเลี่ยงการคำนวณซ้ำกันหลายๆ ครั้งไม่พ่นทั้งนี้ก็เพื่อที่จะให้ได้ขนาดของชุดเฟืองหนอนที่เหมาะสมกับชิ้นงาน ซึ่งจะต้องทราบขนาดโดยประมาณของเกลียวตัวหนอนก่อน ถ้ากำหนดกำลังที่ต้องการส่งและความเร็วของเกลียวหนอนให้ การออกแบบอาจจะกระทำได้ตามขั้นตอนดังนี้คือ

1. เลือกจำนวนปากของเกลียวตัวหนอน และอัตราทดที่ต้องการจะหาจำนวนฟันของเฟืองหนอน  $N_g$  ได้
2. เขียนสมการของ  $F_b$  และ  $F_d$  ในเทอมของ  $p_n$  โดยให้ประมาณความหนาของฟันน้อยกว่าหรือเท่ากับ  $2p$  หรือโดยการทดลองเลือกพิตซ์  $p$  มาคำนวณโดยตรง
3. คำนวณหาค่า  $b$  โดยที่  $F_b \geq F_d$  ความหนาที่ได้ไม่ควรมากกว่าครึ่งหนึ่งของเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (หรือเส้นผ่านศูนย์กลางยอดเกลียว) ของตัวเกลียวหนอน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 4. ถ้าต้องการใช้งานหนักตลอดเวลา ให้เขียนสมการของ  $F_w$  แล้วตรวจสอบว่า  $F_w \geq F_d$  ไม่ว่าการมีได้ หงสน ออกทงห้ามมเหตคดแปลงเนื้อหา และตองอางองถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ถ้า  $F_w$  น้อยกว่า  $F_d$  อาจจะเปลี่ยนวัสดุใหม่ แล้วเริ่มจากข้อ 1. ซ้ำอีกหรืออาจใช้วัสดุเดิมโดยหาค่า  $b$  ใหม่จาก  $F_d = F_w$  แล้วตรวจสอบจุดตัดส่วนต่างๆ ของชุดเฟืองทดให้พอเหมาะ

6. หาพลังงานที่สูญเสียไปเป็นพลังงานความร้อน แล้วคำนวณหาพื้นที่สำหรับการระบายความร้อนที่ต้องการ

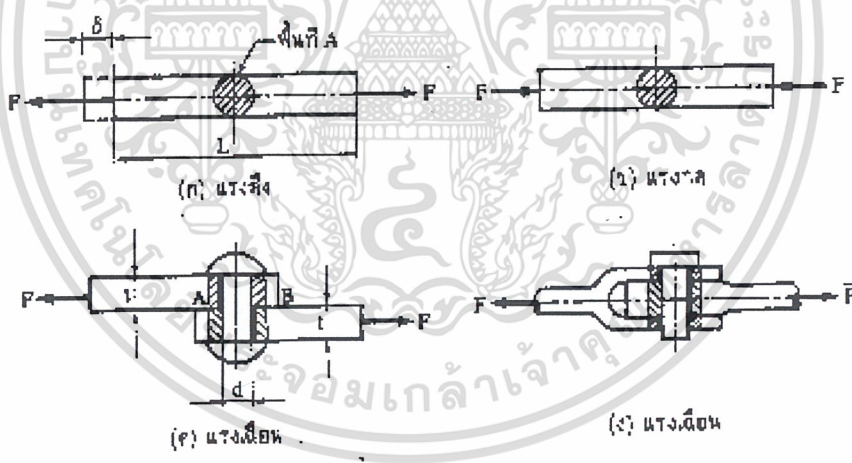
7. จากผลที่ได้ ให้ปรับปรุงขนาดต่างๆ ให้เหมาะสม

2.6 การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลย่อย

การออกแบบเครื่องจักรกลอย่างง่าย จำเป็นจะต้องอาศัยความรู้ทางด้านกลศาสตร์วัสดุพลศาสตร์ วัสดุศาสตร์ และอื่น ๆ มาประกอบเข้าด้วยกัน ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะของชิ้นงานและการนำไปใช้งาน สิ่งสำคัญก่อนที่จะออกแบบชิ้นงานได้ก็คือ ความเข้าใจทางด้านพลศาสตร์และกลศาสตร์วัสดุอย่างถ่องแท้ หัวข้อนี้จะเป็นการทบทวนเนื้อความและสูตรที่สำคัญทางด้านกลศาสตร์วัสดุ ซึ่งจะต้องใช้ประกอบการคำนวณออกแบบอยู่เสมอ รวมทั้งแสดงถึงวิธีการคำนวณออกแบบชิ้นงานอย่างง่ายอีกด้วย

2.6.1 ความเค้นอย่างง่าย

นิยามของความเค้นคือ แรงหารด้วยพื้นที่หน้าตัดรับแรง ความเค้นอย่างง่าย (simple stress) มีอยู่ 3 ชนิดคือ ความเค้นดึง ความเค้นกด และความเค้นเฉือน



รูปที่ 2-34 แรงชนิดต่างๆ

พิจารณารูปที่ 2-34 (ก) และ (ข) ซึ่งเป็นท่อนโลหะกลมอยู่ภายใต้แรงดึงและแรงกด F ตามลำดับ ความเค้นดึงและความเค้นกดคือ

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \text{ และ } \sigma_c = \frac{F}{A} \tag{2.90}$$

ในกรณีที่แผ่นโลหะยึดติดกันด้วยหมุดย้ำ ดังรูปที่ 2-34 (ค) ตัวหมุดย้ำอาจจะขาดเนื่องจากแรงเฉือนกระทำที่หน้าตัด AB ถ้าพื้นที่หน้าตัดของหมุดย้ำเท่ากับ A ความเค้นเฉือนในหน้าตัดของหมุดย้ำคือ

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2.91)$$

ถ้าหน้าตัดของชิ้นงานรับแรงเฉือนมีมากกว่าหนึ่งแห่ง ดังรูปที่ 2-34 (ง) ซึ่งมีสองแห่งพื้นที่หน้าตัดที่รับแรงคือ 2A ในกรณีเช่นนี้เรียกว่า หมุดย้ำรับแรงเฉือนคู่ (double shear) เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในหน้าตัดของหมุดย้ำนี้จะเท่ากับ

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

พิจารณาหมุดย้ำในรูปที่ 2-34 (ค) จะเกิดการอัดกันระหว่างด้านข้างของตัวหมุดย้ำกับแผ่นโลหะด้วยความเค้นที่ผิวโลหะที่สัมผัสกันนี้ไม่สม่ำเสมอ ในทางปฏิบัติจึงหาความเค้นกดนี้โดยใช้พื้นที่ภาพฉาย (projected area) ของส่วนที่อัดกันอยู่ แทนการใช้พื้นที่จริงรอบหมุดย้ำ และมีชื่อเรียกว่าความเค้นอัด (bearing stress) ถ้าหมุดย้ำมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง d ความเค้นอัดนี้คือ

$$\sigma_c = \frac{F}{dt} \quad (2.92)$$

## 2.6.2 ความเครียด

ความเครียด (strain)  $\epsilon$  หมายถึงอัตราส่วนระหว่างส่วนที่ยืดหรือหดของชิ้นงานกับความยาวเดิม จากรูปที่ 2-34 (ก) ส่วนที่ยืดออกเนื่องจากแรงดึง F เท่ากับ  $\sigma$  เพราะฉะนั้นความเครียดนี้จะเท่ากับ

$$\epsilon = \frac{\sigma}{L} \quad (2.93)$$

จากกฎของฮุก

$$\sigma = E\epsilon \quad (2.94)$$

แต่  $\sigma = F/A$  ฉะนั้นเมื่อแทนค่า  $\epsilon$  จากสมการที่ 2.93 ลงในสมการที่ 2.94 จะได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ (2.95) ารค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกลศาสตร์วัสดุยังทำให้ทราบความสัมพันธ์ระหว่างยังส์โมดูลัสและ โมดูลัสเฉือนอีกคือ

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{2.96}$$

โดยที่  $\nu$  เป็นอัตราส่วนบัวซอง (Poisson's ratio)

2.6.3 การบิด

ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่มีพื้นที่หน้าตัดกลมอยู่ภายใต้โมเมนต์บิด (torque) จะบิดไปเป็นมุมเท่ากับ

$$\theta = \frac{TL}{JG} \tag{2.97}$$

โดยที่

T คือโมเมนต์บิด

L คือความยาว

J คือโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่ (polar area moment of inertia)

$$= \pi d^4 / 32 \text{ สำหรับท่อนกลมตัน}$$

$$= \pi (d^4 - d_i^4) / 32 \text{ สำหรับท่อนกลมกลวง}$$

d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก

d<sub>i</sub> คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน

ความเค้นเฉือนที่เกิดจากการบิดจะมีค่าสูงสุดที่ผิวหน้าของท่อนกลมนี้ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

จากสมการ

$$\tau = \frac{Tr}{J} \tag{2.98}$$

โดยที่ r คือรัศมีนอกของท่อนกลม

ในการที่จะใช้สมการที่ 2.98 มักจะจำเป็นที่จะต้องหาค่าโมเมนต์บิดให้ได้เสียก่อน สำหรับเครื่องจักรกลที่ส่งกำลังมาตามเพลลา จะคำนวณหาค่าโมเมนต์บิดได้จาก

$$W_p = T\theta = 2\pi nT \tag{2.99}$$

โดยที่  $W_p$  คือกำลังงานเป็น W

T คือโมเมนต์บิดเป็น Nm

$\omega$  คือความเร็วเชิงมุมเป็น rad/s

$n$  คือความเร็วรอบเป็น rev/s

สำหรับในระบบหน่วยอังกฤษซึ่งยังมีใช้กันอยู่จะบอกกำลังงานเป็นแรงม้า และคำนวณโมเมนต์บิดได้จาก

$$hp = \frac{Tn}{63000} \quad (2.100)$$

โดยที่  $T$  คือโมเมนต์บิดเป็น in-lb

$n$  คือความเร็วรอบเป็น rev/min

ในกรณีของท่อกลมผนังบาง (thin-walled tube) ซึ่งมีรัศมีเฉลี่ย  $R$  และผ่าตลอดความยาวดังรูปที่ 2-35



รูปที่ 2-35 ท่อกลมผนังบาง ผ่าตลอดความยาว

มุมบิดและค่าความเค้นเฉือนโดยประมาณคือ

$$\theta = \frac{3TL}{2\pi R t^3 G} \quad (2.101)$$

$$\tau = \frac{3T}{2\pi R t^2} \quad (2.102)$$

#### 2.6.4 กาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

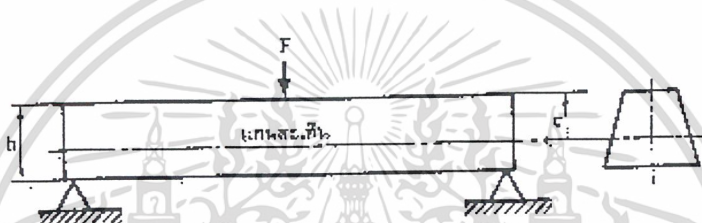
ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากรับแรงในแนวตั้งลักษณะเช่นเดียวกับคานทั่วไป ฉะนั้นจึงใช้ความเค้นคด ( bending stress ) และการยุบตัว ( deflection ) เป็นข้อจำกัดในการออกแบบ ความเค้นคดสูงสุดเกิดที่ผิวนอกสุดของคาน ณ ตำแหน่งที่โมเมนต์คด ( bending moment ) มีค่าสูงสุด ซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} \quad (2.103)$$

โดยที่  $M$  คือโมเมนต์คด

$c$  คือระยะจากแกนสะเทิน ( neutral axis ) ไปยังผิวนอกสุด ดังรูปที่ 2-36

$I$  คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่



รูปที่ 2-36 คานและแกนสะเทิน

สำหรับค่า  $I$  ของหน้าตัดบางชนิดดูได้จากตารางที่ ก-1 ส่วนค่าโมเมนต์คดสูงสุดและการยุบตัวของคาน ดูได้จากตารางที่ ก-2 ถึงแม้ว่าจะมีตารางทั้งสองนี้ช่วยในการคำนวณ แต่ผู้อ่านก็ต้องเข้าใจถึงวิธีการหาค่าโมเมนต์คดสูงสุดและการยุบตัวของคานจากกลศาสตร์วัสดุเป็นอย่างดี ทั้งนี้เพราะลักษณะของแรงและชนิดของคานอาจจะไม่ตรงกับในตารางที่แสดงไว้อย่างจำกัดก็ได้

โดยทั่วไปแล้วความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในคานจะมีค่าน้อยมาก จนกระทั่งไม่ต้องนำมาคิดในการออกแบบได้ แต่ถ้าคานสั้นและมีหน้าตัดสูงมาก ความเค้นเฉือนก็อาจจะมีค่ามากได้ สำหรับคานที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ความเค้นเฉือนสูงสุดจะเกิดที่แกนสะเทิน และมีค่า 1.5 เท่าของความเค้นเฉือนเฉลี่ยหรือเท่ากับ

$$\tau = \frac{3V}{2A} \quad (2.104 ก)$$

สำหรับหน้าตัดกลม

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (2.104 ข)$$

โดยที่  $V$  คือแรงเฉือนสูงสุด  
 $A$  คือพื้นที่หน้าตัด

2.7 ความเค้นผสมและทฤษฎีความเสียหาย

เนื่องจากยังมีชิ้นงานอีกเป็นจำนวนมากที่เมื่อรับแรงแล้วทำให้เกิดความเค้นมากกว่าหนึ่งชนิดพร้อมกันในชิ้นเดียว เพราะฉะนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องสามารถรวมความเค้นเหล่านี้เข้าด้วยกัน เรียกว่า ความเค้นผสม (combined stress) เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาขนาดของชิ้นงาน การที่สามารถหาความเค้นผสมได้อย่างเดียวอาจจะไม่มีรากฐานเพียงพอที่จะนำไปใช้อธิบายถึงเหตุนี้เองจึงมีผู้พยายามตั้งทฤษฎีขึ้นมาใช้อธิบายถึงความเสียหายของชิ้นงาน โดยพยายามเชื่อมโยงเข้ากับสิ่งที่สามารถทดสอบได้ เช่น ความต้านแรงดึง ความต้านทานแรงดึงครากหรือความเครียดที่ได้จากการทดสอบแรงดึงของวัสดุอย่างธรรมดา ทฤษฎีเหล่านี้มีอยู่หลายทฤษฎีด้วยกัน ซึ่งเรียกว่า ทฤษฎีความเสียหาย

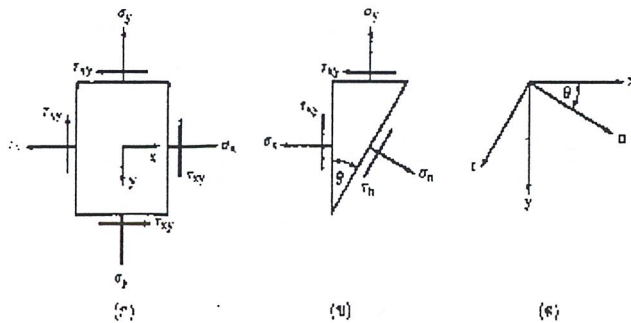
2.7.1 ความเค้นผสมในระบบความเค้นสองมิติ

ชิ้นงานโดยทั่วไปมี 3 มิติ และความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานก็เป็นแบบ 3 มิติด้วย เนื่องจากรูปร่างของชิ้นงานจะมีความยาวด้านหนึ่งน้อยกว่าอีกสองด้านมาก และความเค้นที่เกิดขึ้นในทิศทางหนึ่งก็มักจะมีขนาดน้อยกว่าในอีกสองทิศทางด้วย ฉะนั้นจึงสามารถสมมติให้ปัญหาทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เป็นระบบความเค้นแบบ 2 มิติได้

พิจารณาระบบความเค้นสองมิติบนวัสดุชิ้นเล็ก ๆ รูปสี่เหลี่ยม ดังรูปที่ 2-37 (ก) ถ้าตัดวัสดุชิ้นเล็ก ๆ นี้ด้วยระนาบเฉียงทำมุม  $\theta$  กับแกน  $y$  จะมีความเค้นดึง  $\sigma_n$  ตั้งฉากกับหน้าตัดและความเค้นเฉือน  $\tau_n$  ขนานกับหน้าตัด ดังรูปที่ 2-37 (ข) ถ้าให้วัสดุชิ้นเล็ก ๆ นี้มีความหนาหนึ่งหน่วยรวมแรงในทิศทางของ  $\sigma_x$  และ  $\tau_{xy}$  ตามหลักกลศาสตร์ จะได้ว่า

$$\sigma_n = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy} \sin \theta \cos \theta \tag{2.106}$$

$$\tau_n = (\sigma_y - \sigma_x) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \tag{2.107}$$



รูปที่ 2-37 ระบบความเค้นสองมิติ

จากกลศาสตร์วัสดุพบว่า เมื่อดิฟเฟอเรนเชียล (differentiate)  $\sigma_n$  เทียบกับ  $\theta$  แล้วให้ผลที่ได้เท่ากับศูนย์ เมื่อแก้สมการหาค่ามุม  $\theta$  จะได้มุมซึ่งเป็นทิศทางของความเค้นหลัก (principal stress) มุม  $\theta$  ที่ได้นี้จะมี 2 ค่า เรียกว่า ทิศทางหลัก (principle direction) สมการความเค้นหลักที่ได้จากการกระทำดังกล่าวแล้วคือ

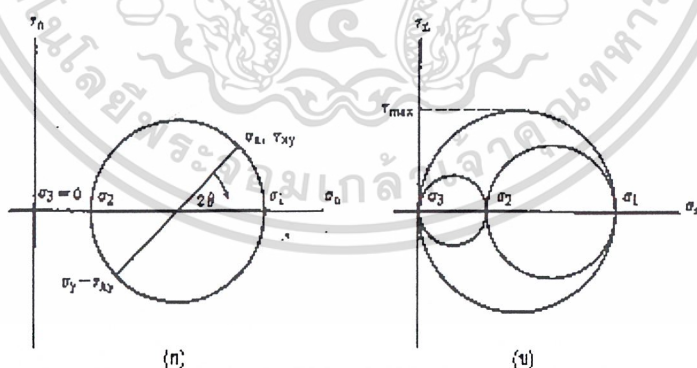
$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \left( \left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad (2.108)$$

ในกรณีนี้ความเค้นหลักค่าที่สามคือ  $\sigma_3$  มีค่าเท่ากับศูนย์ สมการที่ 2.106 และสมการที่ 2.107 สามารถจะเขียนให้อยู่ในรูปของมุมคู่คือ  $2\theta$  ได้ ซึ่งทำให้สร้างหาค่าความเค้นที่มุม  $\theta$  ต่าง ๆ กันได้เรียกว่า วงกลมของมอร์ (Mohr's circle) ซึ่งมีวิธีสร้างดังนี้คือ

1. เขียนแกนความเค้นปกติ (ดึงหรือกด) และความเค้นเฉือน
2. กำหนดจุด  $(\sigma_x, \tau_{xy})$  และ  $(\sigma_y, \tau_{xy})$  บนระนาบของ  $\sigma_n, \tau_n$
3. ลากเส้นระหว่างจุดในข้อที่ 2 ตัดแกน  $\sigma_n$  แล้วใช้จุดตัดนี้เป็นจุดศูนย์กลาง

สำหรับเขียนวงกลม ดังรูปที่ 2.107 (ก)

4. มุม  $2\theta$  บนวงกลมของมอร์ วัดตามทิศทางในรูปที่ 2.107 (ก) เทียบกับแกน  $\sigma_n$  ตรงกับมุม  $\theta$  ที่วัดบนวัสดุชิ้นเล็ก ๆ ในรูปที่ 2.106 (ข) และจุดบนวงกลมนี้แทนค่าความเค้นในระนาบ xy



รูปที่ 2-38 วงกลมของมอร์

ความเค้นหลักคือ จุดที่วงกลมตัดแกน  $\sigma_n$  ในที่นี้มี  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  ส่วน  $\sigma_3$  มีค่าเท่ากับศูนย์ วงกลมของมอร์ที่สมบูรณ์จะเป็นดังรูปที่ 2-38 (ข) ค่าความเค้นเฉือนสูงสุด  $\tau_{max}$  ก็คือรัศมีของวงกลมวงใหญ่ที่สุด หรือ

$$\tau_{\max} = \text{ค่าสูงสุดของ} \begin{cases} \frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2} \\ \frac{|\sigma_1|}{2} \\ \frac{|\sigma_2|}{2} \end{cases} \quad (2.109)$$

นั่นคือ 
$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.110)$$

ในกรณีของรูปที่ 2-37 และจากสมการที่ 2.108 ความเค้น  $\sigma_1$  หรือ  $\sigma_2$  อาจจะมีเครื่องหมายต่างกันได้ ( เป็นความเค้นดึงและความเค้นกด ) ถ้า  $\sigma_1$  เป็นบวก และ  $\sigma_2$  เป็นลบ ดังนั้น

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (2.111)$$

ถ้า  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  เป็นบวกทั้งคู่ และ  $\sigma_1$  มากกว่า  $\sigma_2$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_1}{2} \quad (2.112)$$



รูปที่ 2-39 ความเค้นกรณีพิเศษ

อีกกรณีหนึ่งที่อาจพบมากในการออกแบบเครื่องจักรกล ซึ่งเป็นความเค้นกรณีพิเศษดังแสดงในรูปที่ 2-39 ซึ่งจะลดรูปสมการที่ 2.108 เหลือเพียง

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left[ \left[ \frac{\sigma}{2} \right]^2 + \tau^2 \right]^{1/2} \quad (2.113)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่ 2.113 จะเห็นได้ว่า  $\sigma_1$  และ  $\sigma_2$  จะมีเครื่องหมายต่างกันอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อใช้เป็นหลักในการคำนวณออกแบบ ความเค้นชนิดนี้จึงมีชื่อเรียกว่า ความเค้นผสม

2.7.2 ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด

ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุดเหมาะสำหรับวัสดุที่เปราะแต่สามารถรับแรงเฉือนได้ดี เช่น เหล็กหล่อวัสดุดังกล่าวจะไม่มีจุดคราก ฉะนั้นจึงใช้ความต้านแรงดึงเป็นหลัก แต่จะใช้กับวัสดุที่มีจุดครากก็ได้ ในที่นี้จะกล่าวถึงความต้านแรงดึงครากเพื่อที่จะเปรียบเทียบกับทฤษฎีอื่น ๆ ได้ ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

“วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นหลักสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับความต้านแรงดึงครากของวัสดุนั้น”

ความเค้นหลักสูงสุดในที่นี้หมายถึงค่าสัมบูรณ์สูงสุด (maximum absolute value) ถ้าพิจารณาเฉพาะระบบความเค้นสองมิติ ( $\sigma_3=0$ ) และให้  $N$  เป็นค่าปลอดภัย สมการที่แสดงถึงทฤษฎีนี้คือ

$$\sigma_1 = \pm \frac{\sigma_y}{N} \text{ ถ้า } |\sigma_1| > |\sigma_2| \tag{2.115}$$

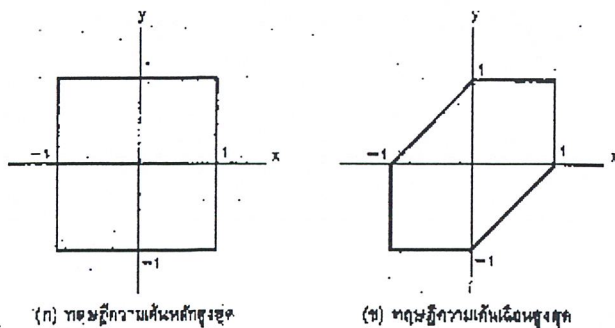
หรือ

$$\sigma_2 = \pm \frac{\sigma_y}{N} \text{ ถ้า } |\sigma_2| > |\sigma_1| \tag{2.116}$$

ให้  $x = \frac{N\sigma_1}{\sigma_y}$  และ  $y = \frac{N\sigma_2}{\sigma_y}$  สมการที่ 2.115 และสมการที่ 2.116 จะเขียนได้เป็น

$$x = \pm 1, y = \pm 1 \tag{2.117}$$

ซึ่งสมการนี้สามารถสร้างรูปแสดงขอบเขตของความเค้นผสมที่มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ดังรูปที่ 2-40 (ก)



### 2.7.3 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดเหมาะสำหรับวัสดุเหนียว มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าเกณฑ์ของเทรสกา (Tresca's criterion) เป็นทฤษฎีที่นิยมใช้กันมาก เพราะใช้ได้ง่ายและปลอดภัย ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

“วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับความต้านแรงเฉือนสูงสุดของวัสดุชนิดเดียวกันที่ได้จากการทดสอบแรงดึงเมื่อถึงจุดคราก”

จากกลศาสตร์วัสดุพบว่า ความต้านแรงเฉือนสูงสุดเมื่อวัสดุได้รับแรงดึงจนถึงจุดครากมีค่าเท่ากับ  $\sigma_y/2$  และเกิดบนระนาบเอียงทำมุม  $45^\circ$  กับแนวแรงดึงขึ้นทดสอบ ซึ่งตามทฤษฎีนี้จะเริ่มเกิดความเสียหายเมื่อ  $\tau_{\max}$  ในสมการที่ 4 เท่ากับ  $\sigma_y/2$  เพราะฉะนั้นสมการที่ต้องนำมาคิดในการออกแบบคือ

หรือ

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2N}$$

หรือ

$$\frac{\sigma_1}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2N}$$

ซึ่งจัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\frac{\sigma_2}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2N}$$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \pm \frac{\sigma_y}{N} \quad (2.118 \text{ ก})$$

$$\sigma_1 = \pm \frac{\sigma_y}{N} \quad (2.118 \text{ ข})$$

$$\sigma_2 = \pm \frac{\sigma_y}{N} \quad (2.118 \text{ ค})$$

หรือ

$$x - y = \pm 1, x = \pm 1, y = \pm 1 \quad (2.119)$$

โดยที่  $x$  และ  $y$  มีความหมายเช่นเดียวกับในหัวข้อที่ 2.7.2

สมการที่ 2.118 สามารถสร้างรูปแสดงขอบเขตของความเค้นที่ยอมให้มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบ ดังรูปที่ 2-40 ( ข )

ดังที่ได้กล่าวมาแล้วว่า ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากจะมีสถานะของความเค้นเป็นกรณีพิเศษ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ดังรูปที่ 2-39 ในกรณีนี้ถ้ายอมให้มีความเค้นเฉือนสูงสุด  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_y}{N} \quad (2.220)$$

แล้วแทนค่า  $\tau_{\max}$  ลงในสมการที่ 2.114 แล้วจัดรูปใหม่จะได้

$$\frac{1}{N} = \left[ \left[ \frac{\tau}{\tau_y} \right]^2 + \left[ \frac{\sigma}{\sigma_y} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (2.221)$$

โดยที่  $\tau_y = \sigma_y/2$  ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

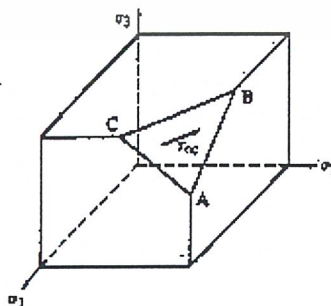
#### 2.7.4 ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล

ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล (octahedral shear stress theory) และทฤษฎีพลังงานแปรรูป (distortion energy theory) ให้ผลในการคำนวณเหมือนกัน แต่ในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลเท่านั้น สำหรับผู้ที่สนใจการหาค่าตอบโดยการใช้อยู่ทฤษฎีพลังงานแปรรูป อาจหาได้จากเอกสารอ่านประกอบหมายเลข 1 ได้

ในทางทฤษฎีพลาสติกซิติ (plasticity) มักจะเรียกชื่อทฤษฎีนี้ว่า ทฤษฎีของ von Mises Huber – Hencky criterion ทั้งนี้เพื่อเป็นเกียรติแก่บุคคลผู้คิดค้นทฤษฎีนี้ขึ้นมาใช้

ระนาบออกตะฮีดรัล (octahedral plane) หมายถึงระนาบที่เอียงทำมุมกับทิศทางของความเค้นหลักทั้งสามเท่ากัน เช่น ระนาบ ABC ดังรูปที่ 2-41 ทิศทางโคไซน์ (directional cosine) ของระนาบนี้มีค่าเท่ากับ  $1/\sqrt{3}$  และความเค้นเฉือนบนระนาบนี้เรียกว่า ความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล  $\tau_{oc}$  ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลในวัสดุ มีค่าเท่ากับความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลที่ได้จากการทดสอบแรงดึงขึ้นทดลองขณะถึงจุดคราก



รูปที่ 2-41 ระนาบออกตะฮีดรัล

ในกรณีที่ยื่นส่วนอยู่ภายใต้ความเค้นสามมิติ ค่าความเค้นเฉือนออกตะซีดรัลคือ

$$\tau_{oc} = \frac{1}{3} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \quad (2.222)$$

ในการทดสอบแรงดึง ความเค้นหลัก  $\sigma_2$  และ  $\sigma_3$  เท่ากับศูนย์ และเมื่อถึงจุดครากความเค้นหลัก  $\sigma_1 = \sigma_y$  ดังนั้นความเค้นเฉือนออกตะซีดรัล จะหาได้จากสมการที่ 17 โดยให้  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$  และ  $\sigma_1 = \sigma_y$  นั่นคือ

$$\tau = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_y = 0.471 \sigma_y \quad (2.223)$$

จากทฤษฎีความเสียหายหรือการคราก จะเริ่มเกิดขึ้นเมื่อ  $\tau_{oc} = \tau$  นั่นคือเมื่อ

$$2\sigma_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (2.224)$$

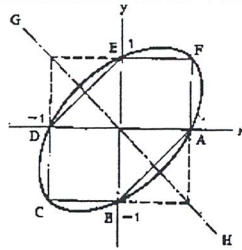
ในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลทั่วไป ซึ่งพิจารณาความเค้นในสองมิติดังรูปที่ 2-37 ซึ่ง  $\sigma_3 = 0$  และเมื่อใช้ค่าความปลอดภัย N สมการที่ 2.224 จะเหลือเพียง

$$\left[ \frac{\sigma_y}{N} \right]^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2 \quad (2.225 ก)$$

หรือ

$$1 = x^2 - xy + y^2 \quad (2.225 ข)$$

ซึ่งเป็นสมการของรูปวงรีที่มีความยาวครึ่งแกนยาวและครึ่งแกนสั้นเท่ากับ  $\sqrt{2}$  และ  $\sqrt{2/3}$  ตามลำดับ ดังนั้นรูปแสดงขอบเขตของความเค้นที่ยอมให้มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบจึงเป็นรูปวงรี



รูปที่ 2-42 การเปรียบเทียบของเขตกของความเค้น

การเปรียบเทียบขอบเขตของความเค้นจากทฤษฎีความเสียหายทั้งสามทฤษฎี ดูได้จากรูปที่ 2-42 ซึ่งจะพบว่า ถ้าความเค้นภายในชิ้นงานที่รับแรงอยู่ ณ บริเวณจุด A B C D E และ F แล้วทฤษฎีทั้งสามจะให้ขนาดของชิ้นงานเท่ากัน แต่ทฤษฎีทั้งสามนี้จะแตกต่างกันมากที่สุดตามแนวแกน GH

เนื่องจากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดล้อมรอบพื้นที่น้อยที่สุด ดังนั้นชิ้นส่วนที่คำนวณหาขนาดโดยใช้ทฤษฎีนี้จะมีขนาดโตกว่าที่คำนวณโดยใช้อีกสองทฤษฎี ( ยกเว้นที่จุดรวมกัน )

ถ้าสถานะของความเค้นเป็นไปตามรูปที่ 2-39 เช่น กรณีของเพลาส่งกำลังเมื่อแทนค่าสมการที่ 2.113 ลงในสมการที่ 2.225 ( ก ) แล้วจัดรูปใหม่จะได้

$$\frac{\sigma_y}{N} = [\sigma^2 + 3\tau^2]^{1/2} \tag{2.226 ก}$$

หรือ

$$\frac{1}{N} = \left[ \left[ \frac{\sqrt{3}\tau}{\sigma_y} \right]^2 + \left[ \frac{\sigma}{\sigma_y} \right]^2 \right]^{1/2} \tag{2.223 ข}$$

ถ้าให้  $\tau_y = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = 0.577\sigma_y$  แล้ว อาจจัดรูปสมการที่ 2.226 ( ข ) ได้เหมือนกับสมการที่

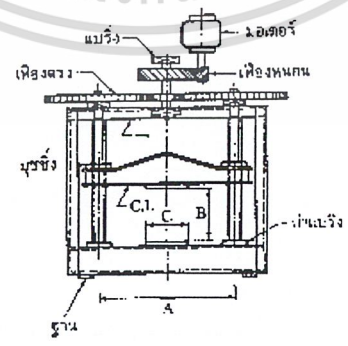
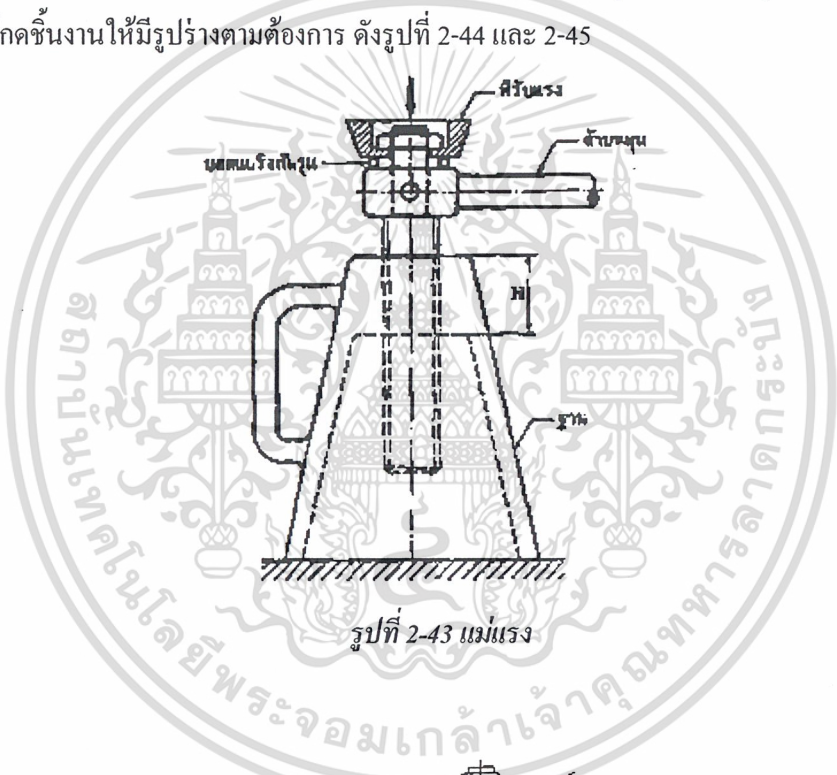
2.221 คือ

$$\frac{1}{N} = \left[ \left[ \frac{\tau}{\tau_y} \right]^2 + \left[ \frac{\sigma}{\sigma_y} \right]^2 \right]^{1/2} \tag{2.226 ค}$$

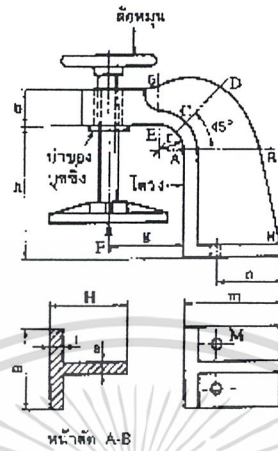
นอกจากนี้ยังมีทฤษฎีความเสียหายอื่น ๆ อีก เช่น ทฤษฎีความเครียดหลักสูงสุด ( maximum principal strain theory ) และทฤษฎีพลังงานความเครียดสูงสุด ( maximum strain energy theory ) แต่ไม่เป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย จึงจะไม่กล่าวถึงในที่นี้

2.8 สกรูส่งกำลัง

สกรูส่งกำลัง ( power screws ) เป็นชิ้นส่วนที่ใช้ในเครื่องจักรกลเพื่อเปลี่ยนการหมุนเป็นการเคลื่อนคั้งนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า สกรูเลื่อน ( translation screws ) นอกจากนี้จะใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเคลื่อนแล้ว สกรูส่งกำลังยังใช้ในการยกน้ำหนักที่ตัวสกรูรับอยู่อีกด้วย ตัวอย่างของสกรูส่งกำลังที่ใช้ในเครื่องจักรกลต่าง ๆ ได้แก่ แม่แรง ( screw jack ) สำหรับยกน้ำหนักดังรูปที่ 2-43 สกรูเพรส ( screw press ) สำหรับใช้กดชิ้นงานให้มีรูปร่างตามต้องการ ดังรูปที่ 2-44 และ 2-45

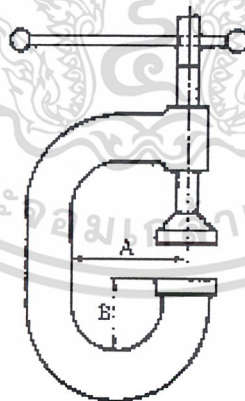


รูปที่ 2-44 สกรูเพรส



รูปที่ 2-45 สกรูเฟลต

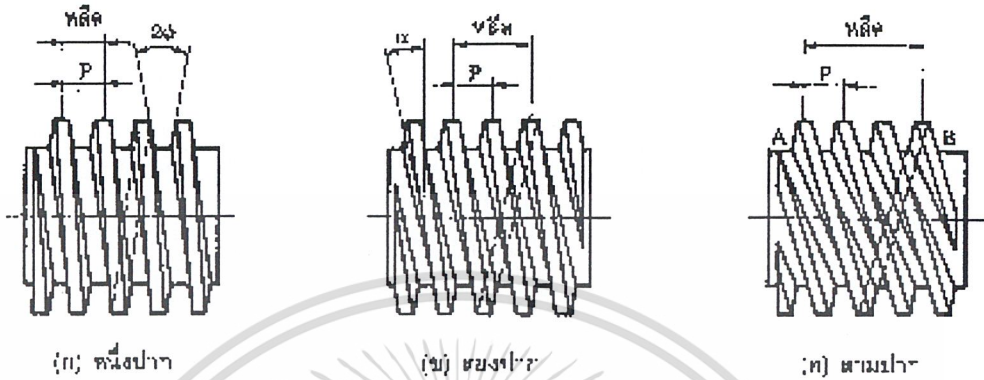
รูปที่ 2-46 แสดงซีแคลมป์ (C-clamp) สำหรับจับยึดชิ้นงานและสกรูพา (lead screw) สำหรับเครื่องกลึง เป็นต้น จากตัวอย่างที่กล่าวมาแล้วจะเห็นได้ว่า การออกแบบหรือเลือกขนาดของสกรูส่งกำลังจะต้องคิดถึงความแข็งแรงของตัวสกรูที่จะรับแรงกดหรือแรงดึง ความสามารถในการรับแรงเฉือนของตัวสกรู ความแข็งแรงและการสึกหรอของเกลียว ตลอดจนกำลังงานที่ต้องการ



รูปที่ 2-46 ซีแคลมป์

2.8.1 คำจำกัดความ

ก่อนที่จะกล่าวถึงชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง จำเป็นที่จะต้องทำความเข้าใจกับคำจำกัดความบางคำซึ่งจะต้องใช้อยู่เสมอ โดยพิจารณาจากรูปที่ 2-47 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2-47 เกลียวสรีเหลี่ยมคางหมู

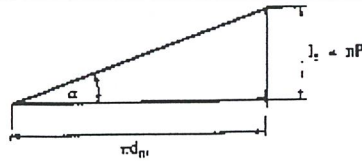
ระยะพิตช์ ; P หมายถึง ระยะทางที่วัดตามแนวแกนของสกรูจากจุดหนึ่งบนเกลียวหนึ่งไปยังจุดเดียวกันของเกลียวที่อยู่ถัดไป

หีด ( lead ) ;  $l_c$  คือ ระยะทางที่สกรูเคลื่อนที่ได้ตามแนวแกนของสกรู ในขณะที่สกรูหมุนไปหนึ่งรอบ ถ้าเป็นสกรูหนึ่งปาก ( single thread ) ระยะทางของหีดมีค่าเท่ากับระยะพิตช์ สำหรับสกรูสองปาก ( double thread ) เกลียวจะมีปากคาบระหว่างเกลียวสองเกลียว ดังรูปที่ 2-47 ( ข ) ดังนั้นเมื่อสกรูหมุนไปหนึ่งรอบ การเคลื่อนที่ในแนวแกนของสกรูจึงเป็นสองเท่าของระยะพิตช์ ในทำนองเดียวกันสำหรับสกรูสามปาก ( triple thread ) หีดจะมีค่าเป็นสามเท่าของระยะพิตช์ ถ้าสกรูเป็นแบบ n ปาก ระยะหีดคือ

$$l_c = nP \quad (2.227)$$

มุมฮิลิกซ์หรือมุมหีด ( helix or lead angle ) ;  $\alpha$  หมายถึงมุมระหว่างระนาบที่สัมผัสกับความเอียงของเกลียวและระนาบที่ตั้งฉากกับแกนของสกรู ถ้าให้  $d_m$  เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู และนำส่วนที่สกรูเคลื่อนที่ไปในขณะที่หมุนหนึ่งรอบมาถ่วงออก ก็จะได้ลักษณะดังรูปที่ 2-48 และมุมหีดคือ

$$\tan \alpha = l_c / \pi d_m \quad (2.228)$$



รูปที่ 2-48 มุมหีด

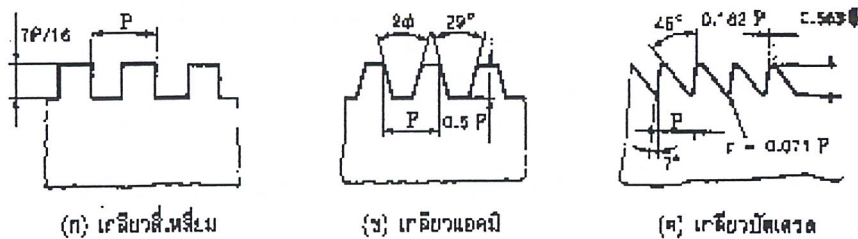
เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่ที่สุดของสกรู ซึ่งนับรวมถึงความสูงของเกลียวด้วย ขนาดระบุ (nominal size) ของสกรูส่งกำลังจะบอกโดยใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กที่สุดของสกรู

2.8.2 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

สกรูส่งกำลังที่ใช้อยู่ในปัจจุบันนี้ส่วนมากจะมีขนาดตามหน่วยระบบอังกฤษ ส่วนเครื่องจักรที่จะผลิตออกมาในอนาคตจะค่อย ๆ เปลี่ยนแปลงไปใช้ในระบบหน่วยเอสไอ ซึ่งสำหรับสกรูส่งกำลังแล้วรูปร่างและขนาดของเกลียวจะเป็นไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ในที่นี้จะกล่าวถึงเกลียวที่มีใช้กันมากในระบบหน่วยอังกฤษและเกลียวที่มีอยู่ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเท่านั้น

2.8.3 เกลียวในระบบหน่วยอังกฤษ

เกลียวสี่เหลี่ยม (square thread) เป็นเกลียวชนิดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในจำพวกเกลียวของสกรูส่งกำลัง ซึ่งเรียกกันอีกชื่อหนึ่งว่า เกลียวเซลเลอร์ (sellers' thread) โดยมีลักษณะของเกลียว ดังรูป 2-49 (ก) แต่เนื่องจากการตัดเกลียวสี่เหลี่ยมนี้ทำได้ยากและค่าใช้จ่ายสูงจึงมีการนำมาใช้งานน้อยลง ดังนั้นเกลียวชนิดนี้จึงมิได้มีการทำเป็นมาตรฐานทั่วไป ตารางที่ 2-9 แสดงขนาดของสกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยม ซึ่งอาจจะนำมาประกอบกับการเลือกใช้ได้



รูปที่ 2-49 ชนิดของเกลียวของสกรูส่งกำลัง

ตารางที่ 2-9 สัดส่วนต่างๆ ของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

| ขนาด<br>นอต    | สัดส่วนเกลียว   |                       | เกลียวแอกมี     |                 |                 | เกลียวส่งกำลัง<br>(แบบส่งกำลัง) |
|----------------|-----------------|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|---------------------------------|
|                | นอต<br>นอต/นิ้ว | นอต<br>D <sub>1</sub> | นอต<br>นอต/นิ้ว | นอต<br>นอต/นิ้ว | นอต<br>นอต/นิ้ว |                                 |
| $\frac{1}{4}$  | 10              | 0.163                 | 16              | 0.786           | 0.213           |                                 |
|                | $\frac{5}{16}$  | 8                     | 14              | 0.241           | 0.270           |                                 |
|                |                 |                       | 12              | 0.292           | 0.325           |                                 |
|                | $\frac{7}{16}$  |                       | 12              | 0.354           | 0.388           |                                 |
| $\frac{1}{2}$  | $6\frac{1}{2}$  | 0.346                 | 10              | 0.430           | 0.440           | 20                              |
|                | $6\frac{1}{8}$  | 0.466                 | 8               | 0.500           | 0.550           | 20                              |
|                | 5               | 0.575                 | 6               | 0.583           | 0.650           | 16                              |
|                | $4\frac{1}{2}$  | 0.681                 | 6               | 0.708           | 0.755           | 16                              |
| 1              | 4               | 0.781                 | 5               | 0.800           | 0.830           | 12                              |
|                | $1\frac{1}{2}$  | 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           | 8                               |
|                | $2\frac{1}{2}$  | 1.400                 | 4               | 1.500           | 1.600           | 7                               |
|                | 2               | 1.612                 | 4               | 1.750           | 1.850           | 6                               |
|                | $2\frac{1}{2}$  | 1.862                 | 3               | 1.917           | 2.050           | 5                               |
| $2\frac{1}{2}$ | 2               | 2.065                 | 3               | 2.157           | 2.300           | 5                               |
|                | $2\frac{3}{4}$  | 2.315                 | 3               | 2.417           | 2.550           | 6                               |
|                | 3               | 2.500                 | 2               | 2.600           | 2.700           | 5                               |
|                | $3\frac{1}{2}$  | 2.862                 | 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                               |

เกลียวแอกมี ( acme thread ) หรือเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู เป็นเกลียวชนิดที่มีการใช้งาน

มาเป็นเวลานานที่สุด รูปร่างของเกลียวเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู โดยมีมุมของเกลียว ( thread angle )  $2\phi$

เอกซารนเป็นเอกซารนที่ส่วนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
เท่ากับ  $29^\circ$  ดังรูปที่ 7 ( ข ) เนื่องจากตัดเกลียวได้ง่ายจึงมีการนำมาใช้งานเรื่อยมา มาตรฐานของเกลียว  
ไม่ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีเหตุผลแบลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดนี้แสดงอยู่ในตารางที่ 1 และ 2 ประสิทธิภาพของเกลียวชนิดนี้จะน้อยกว่าเกลียวสี่เหลี่ยม ถ้าเกิดความสึกหรอหลังจากใช้งานมาเป็นระยะเวลาหนึ่งก็สามารถที่จะปรับให้เกลียวของสกรูกับเกลียวตัวเมียได้สนิทเหมือนเดิม โดยการขันเกลียวตัวเมียซึ่งเป็นแบบ split nut เข้าไปให้กระชับกับเกลียวของตัวสกรูได้

เกลียวบัตเตรส ( buttress thread ) เป็นเกลียวที่มีรูปร่างเป็นฟันเลื่อย จุดมุ่งหมายเพื่อที่จะใช้รับแรงในทิศทางเดียว เกลียวชนิดนี้มีความแข็งแรงมากกว่าเกลียวสองชนิดที่ได้กล่าวมาแล้ว เนื่องจากเกลียวชนิดนี้มีใช้ไม่มากนัก ดังนั้นจึงมิได้มีการกำหนดขนาดเป็นมาตรฐาน ค่าในตารางที่ 1 เป็นแต่เพียงค่าที่แนะนำให้ทดลองใช้เท่านั้น

2.8.4 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐานไอเอสโอ

ขนาดเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐานไอเอสโอบอกมิติต่าง ๆ เป็น mm และมีมุมของเกลียว  $2\phi$  เท่ากับ  $30^\circ$  ขนาดต่าง ๆ ของสกรูส่งกำลังชนิดนี้ดังแสดงในรูปที่ 8 กำหนดได้จากสมการต่อไปนี้คือ

$$H_1 = 0.5P$$

$$H_4 = H_1 + a_c = 0.5P + a_c$$

$$h_3 = H_1 + a_c$$

$$z = 0.25P = \frac{H_1}{2}$$

$$D_1 = d - 2H_1 = d - P$$

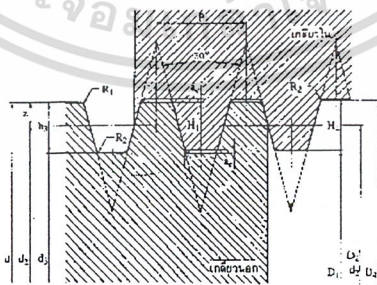
$$D_4 = d + 2a_c$$

$$d_3 = d - 2h_3$$

$$R_{1max} = 0.5a_c$$

$$R_{2max} = a_c$$

$$d_2 = D_2 = d - 2z = d - 0.5P$$



รูปที่ 2-50 ขนาดต่างๆ ของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู

โดยที่  $a_c$  คือช่องว่างบนยอดฟัน

$D_4$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ของเกลียวใน

$D_1$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียวใน

$D_2$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเกลียวใน

$d$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ของเกลียวนอก ( เป็นขนาดระบุด้วย )

$d_3$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียวนอก

$d_2$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเกลียวนอก

$H_1$  คือความสูงเหลื่อม ( overlapping ) ของเกลียว

$H_2$  คือความสูงของฟันเกลียวใน

$h_3$  คือความสูงของฟันเกลียวนอก

$P$  คือระยะพิตช์

ตารางที่ 2-10 และ 2-11 แสดงมิติมูลฐาน ซึ่งได้มาจากการคำนวณ โดยใช้สมการชุดข้างบนนี้

ในการเลือกขนาดของสกรูส่งกำลังให้เลือกรูจากขนาดในช่องแรกของตารางที่ 3 ก่อน ถ้ามีความจำเป็นที่จะต้องเลือกขนาดอื่นที่ไม่มีในช่องแรกนี้ก็ให้เลือกขนาดต่อไปในช่องที่สอง เมื่อได้ขนาดของสกรูแล้วก็ให้เลือกพิตช์ในช่องที่สี่ จากตารางที่ 3 จะเห็นว่าสำหรับสกรูหนึ่งขนาดอาจเลือกระยะพิตช์ได้หลายค่า แต่ค่าที่จะแนะนำให้ใช้คือค่าที่มีเครื่องหมาย \* อยู่ข้างหน้า

ตารางที่ 2-10 มิติมูลฐานของเกลียววีเอเหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2901-1977 (E)

| P   | $a_c$ | $H_2 = h_3$ | $H_1$ | $R_1$ max. | $R_2$ max. |
|-----|-------|-------------|-------|------------|------------|
| 1.5 | 0.15  | 0.9         | 0.75  | 0.08       | 0.15       |
| 2   | 0.25  | 1.25        | 1     | 0.13       | 0.25       |
| 3   | 0.25  | 1.75        | 1.5   | 0.13       | 0.25       |
| 4   | 0.25  | 2.25        | 2     | 0.13       | 0.25       |
| 5   | 0.25  | 2.75        | 2.5   | 0.13       | 0.25       |
| 6   | 0.5   | 3.5         | 3     | 0.25       | 0.5        |
| 7   | 0.5   | 4           | 3.5   | 0.25       | 0.5        |
| 8   | 0.5   | 4.5         | 4     | 0.25       | 0.5        |
| 9   | 0.5   | 5           | 4.5   | 0.25       | 0.5        |
| 10  | 0.5   | 5.5         | 5     | 0.25       | 0.5        |
| 12  | 0.5   | 6.5         | 6     | 0.25       | 0.5        |
| 14  | 1     | 8           | 7     | 0.5        | 1          |
| 16  | 1     | 9           | 8     | 0.5        | 1          |
| 18  | 1     | 10          | 9     | 0.5        | 1          |
| 20  | 1     | 11          | 10    | 0.5        | 1          |
| 22  | 1     | 12          | 11    | 0.5        | 1          |
| 24  | 1     | 13          | 12    | 0.5        | 1          |
| 28  | 1     | 15          | 14    | 0.5        | 1          |
| 32  | 1     | 17          | 16    | 0.5        | 1          |
| 36  | 1     | 19          | 18    | 0.5        | 1          |
| 40  | 1     | 21          | 20    | 0.5        | 1          |
| 44  | 1     | 23          | 22    | 0.5        | 1          |

ขนาดเป็น mm

ตารางที่ 2-11 มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2904-1977 (E)

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2-11 (ต่อ) มิติมาตรฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2904-1977 (E)

| ขนาดระบุ |        |        | ระยะ<br>พิตช์ p | $d_2 = D_2$                | $D_4$                      | $d_3$                      | $D_1$                      |
|----------|--------|--------|-----------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| ช่อง 1   | ช่อง 2 | ช่อง 3 |                 |                            |                            |                            |                            |
|          | 34     |        | 3<br>*6<br>10   | 32.500<br>31.000<br>29.000 | 34.500<br>35.000<br>35.000 | 30.500<br>27.000<br>23.000 | 31.000<br>28.000<br>24.000 |
| 36       |        |        | 3<br>*6<br>10   | 34.500<br>33.000<br>31.000 | 36.500<br>37.000<br>37.000 | 32.500<br>29.000<br>25.000 | 33.000<br>30.000<br>26.000 |
|          | 38     |        | 3<br>*7<br>10   | 36.500<br>34.500<br>33.000 | 38.500<br>39.000<br>39.000 | 34.500<br>30.000<br>27.000 | 35.000<br>31.000<br>28.000 |
| 40       |        |        | 3<br>*7<br>10   | 38.500<br>36.500<br>35.000 | 40.500<br>41.000<br>41.000 | 36.500<br>32.000<br>29.000 | 37.000<br>33.000<br>30.000 |
|          | 42     |        | 3<br>*7<br>10   | 40.500<br>38.500<br>37.000 | 42.500<br>43.000<br>43.000 | 38.500<br>34.000<br>31.000 | 39.000<br>35.000<br>32.000 |
| 44       |        |        | 3<br>*7<br>12   | 42.500<br>40.500<br>38.000 | 44.500<br>45.000<br>45.000 | 40.500<br>36.000<br>31.000 | 41.000<br>37.000<br>32.000 |
|          | 46     |        | 3<br>*8<br>12   | 44.500<br>42.000<br>40.000 | 46.500<br>47.000<br>47.000 | 42.500<br>37.000<br>33.000 | 43.000<br>38.000<br>34.000 |
| 48       |        |        | 3<br>*8<br>12   | 46.500<br>44.000<br>42.000 | 48.500<br>49.000<br>49.000 | 44.500<br>39.000<br>35.000 | 45.000<br>40.000<br>36.000 |
|          | 50     |        | 3<br>*8<br>12   | 48.500<br>46.000<br>44.000 | 50.500<br>51.000<br>51.000 | 46.500<br>41.000<br>37.000 | 47.000<br>42.000<br>38.000 |
| 52       |        |        | 3<br>*8<br>12   | 50.500<br>48.000<br>46.000 | 52.500<br>53.000<br>53.000 | 48.500<br>43.000<br>39.000 | 49.000<br>44.000<br>40.000 |
|          | 55     |        | 3<br>*9<br>14   | 53.500<br>50.500<br>48.000 | 55.500<br>55.000<br>57.000 | 51.500<br>45.000<br>39.000 | 52.000<br>46.000<br>41.000 |
| 60       |        |        | 3<br>*9<br>14   | 58.500<br>55.500<br>53.000 | 60.500<br>61.000<br>62.000 | 56.500<br>50.000<br>44.000 | 57.000<br>51.000<br>46.000 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ขนาดเป็น m  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2-11 (ต่อ) มิติมาตรฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2904-1977 (E)

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ขนาดเป็น mm  
 ไม่ว่าจะวิธีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2-11 (ต่อ) มิติมาตรฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2904-1977 (E)

| ขนาดระบุ |        |        | ระยะ<br>พิทช์ p | $d_2 = D_2$                   | $D_4$                         | $d_3$                         | $D_1$                         |
|----------|--------|--------|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| ช่อง 1   | ช่อง 2 | ช่อง 3 |                 |                               |                               |                               |                               |
|          |        | 125    | 6<br>*14<br>22  | 122.000<br>118.000<br>114.000 | 126.000<br>127.000<br>127.000 | 118.000<br>109.000<br>101.000 | 119.000<br>111.000<br>103.000 |
|          | 130    |        | 6<br>*14<br>22  | 127.000<br>123.000<br>119.000 | 131.000<br>132.000<br>132.000 | 123.000<br>114.000<br>106.000 | 124.000<br>116.000<br>108.000 |
|          |        | 135    | 6<br>*14<br>24  | 132.000<br>128.000<br>123.000 | 136.000<br>137.000<br>137.000 | 128.000<br>119.000<br>109.000 | 129.000<br>121.000<br>111.000 |
| 140      |        |        | 6<br>*14<br>24  | 137.000<br>133.000<br>128.000 | 141.000<br>142.000<br>142.000 | 133.000<br>124.000<br>114.000 | 134.000<br>126.000<br>116.000 |
|          |        | 145    | 6<br>*14<br>24  | 142.000<br>138.000<br>133.000 | 146.000<br>147.000<br>147.000 | 138.000<br>129.000<br>119.000 | 139.000<br>131.000<br>121.000 |
|          | 150    |        | 6<br>*16<br>24  | 147.000<br>142.000<br>138.000 | 151.000<br>152.000<br>152.000 | 143.000<br>132.000<br>124.000 | 144.000<br>134.000<br>126.000 |
|          |        | 155    | 6<br>*16<br>24  | 152.000<br>147.000<br>143.000 | 156.000<br>157.000<br>157.000 | 148.000<br>137.000<br>129.000 | 149.000<br>139.000<br>131.000 |
| 160      |        |        | 6<br>*16<br>28  | 157.000<br>152.000<br>146.000 | 161.000<br>162.000<br>162.000 | 153.000<br>142.000<br>130.000 | 154.000<br>144.000<br>132.000 |
|          |        | 165    | 6<br>*16<br>28  | 162.000<br>157.000<br>151.000 | 166.000<br>167.000<br>167.000 | 158.000<br>147.000<br>135.000 | 159.000<br>149.000<br>137.000 |
|          | 170    |        | 6<br>*16<br>28  | 167.000<br>162.000<br>156.000 | 171.000<br>172.000<br>172.000 | 163.000<br>152.000<br>140.000 | 164.000<br>154.000<br>142.000 |
|          |        | 175    | 8<br>*15<br>28  | 171.000<br>167.000<br>161.000 | 176.000<br>177.000<br>177.000 | 166.000<br>157.000<br>145.000 | 167.000<br>159.000<br>147.000 |
| 180      |        |        | 8<br>*18<br>28  | 176.000<br>171.000<br>166.000 | 181.000<br>182.000<br>182.000 | 171.000<br>160.000<br>150.000 | 172.000<br>162.000<br>152.000 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ขนาดเป็น mm  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2-11 (ต่อ) มิติมาตรฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2904-1977 (E)

| ขนาดระบุ |        |        | ระยะ<br>พิตช์ p | $d_2 = D_2$ | $D_4$   | $d_3$   | $D_1$   |
|----------|--------|--------|-----------------|-------------|---------|---------|---------|
| ช่อง 1   | ช่อง 2 | ช่อง 3 |                 |             |         |         |         |
|          | 185    |        | 8               | 181.000     | 186.000 | 176.000 | 177.000 |
|          |        |        | *18             | 176.000     | 187.000 | 165.000 | 167.000 |
|          |        |        | 32              | 169.000     | 187.000 | 151.000 | 153.000 |
|          | 190    |        | 8               | 186.000     | 191.000 | 181.000 | 182.000 |
|          |        |        | *18             | 181.000     | 192.000 | 170.000 | 172.000 |
|          |        |        | 32              | 174.000     | 192.000 | 156.000 | 158.000 |
|          |        | 195    | 8               | 191.000     | 196.000 | 186.000 | 187.000 |
|          |        |        | *18             | 186.000     | 197.000 | 175.000 | 177.000 |
|          |        |        | 32              | 179.000     | 197.000 | 161.000 | 163.000 |
| 200      |        |        | 8               | 196.000     | 201.000 | 191.000 | 192.000 |
|          |        |        | *18             | 191.000     | 202.000 | 180.000 | 182.000 |
|          |        |        | 32              | 184.000     | 202.000 | 166.000 | 168.000 |
|          | 210    |        | 8               | 206.000     | 211.000 | 201.000 | 202.000 |
|          |        |        | *20             | 200.000     | 212.000 | 188.000 | 190.000 |
|          |        |        | 36              | 192.000     | 212.000 | 172.000 | 174.000 |
| 220      |        |        | 8               | 216.000     | 221.000 | 211.000 | 212.000 |
|          |        |        | *20             | 210.000     | 222.000 | 198.000 | 200.000 |
|          |        |        | 36              | 202.000     | 222.000 | 182.000 | 184.000 |
|          | 230    |        | 8               | 226.000     | 231.000 | 221.000 | 222.000 |
|          |        |        | *20             | 220.000     | 232.000 | 208.000 | 210.000 |
|          |        |        | 36              | 212.000     | 232.000 | 192.000 | 194.000 |
| 240      |        |        | 8               | 236.000     | 241.000 | 231.000 | 232.000 |
|          |        |        | *22             | 229.000     | 242.000 | 216.000 | 218.000 |
|          |        |        | 36              | 222.000     | 242.000 | 202.000 | 204.000 |
|          | 250    |        | 12              | 244.000     | 251.000 | 237.000 | 238.000 |
|          |        |        | *22             | 239.000     | 252.000 | 226.000 | 228.000 |
|          |        |        | 40              | 230.000     | 252.000 | 208.000 | 210.000 |
| 260      |        |        | 12              | 254.000     | 261.000 | 247.000 | 248.000 |
|          |        |        | *22             | 249.000     | 262.000 | 236.000 | 238.000 |
|          |        |        | 40              | 240.000     | 262.000 | 218.000 | 220.000 |
|          | 270    |        | 12              | 264.000     | 271.000 | 257.000 | 258.000 |
|          |        |        | *24             | 258.000     | 272.000 | 244.000 | 246.000 |
|          |        |        | 40              | 250.000     | 272.000 | 228.000 | 230.000 |
| 280      |        |        | 12              | 274.000     | 281.000 | 267.000 | 268.000 |
|          |        |        | *24             | 268.000     | 282.000 | 254.000 | 256.000 |
|          |        |        | 40              | 260.000     | 282.000 | 238.000 | 240.000 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ขนาดเป็น mm  
 ไม่ว่าจะวิธีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2-11 (ต่อ) มิติมูลฐานของเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูตามมาตรฐาน ISO 2904-1977 (E)

| ขนาดระบุ |        |        | ระยะ<br>พิตช์ p | $d_2 = D_2$ | $D_4$   | $d_3$   | $D_1$   |
|----------|--------|--------|-----------------|-------------|---------|---------|---------|
| ช่อง 1   | ช่อง 2 | ช่อง 3 |                 |             |         |         |         |
|          | 290    |        | 12              | 284.000     | 291.000 | 277.000 | 278.000 |
|          |        |        | *24             | 278.000     | 292.000 | 264.000 | 266.000 |
|          |        |        | 44              | 268.000     | 292.000 | 244.000 | 246.000 |
| 300      |        |        | 12              | 294.000     | 301.000 | 287.000 | 288.000 |
|          |        |        | *24             | 288.000     | 302.000 | 274.000 | 276.000 |
|          |        |        | 44              | 278.000     | 302.000 | 254.000 | 256.000 |

ขนาดเป็น mm

### 2.8.5 การให้ชื่อ

การบอกขนาดของสกรูส่งกำลังทำตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ซึ่งมีเกลียวเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมูทำได้ดังนี้คือ

สำหรับเกลียวหนึ่งปาก ให้ใช้อักษร Tr แล้วตามด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่และระยะพิตช์เป็น mm โดยมีเครื่องหมาย x คั่น ตัวอย่างเช่น

สกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูหนึ่งปาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ 52 mm ระยะพิตช์ 8 mm เรียกว่า Tr 52x8

สำหรับสกรูส่งกำลังที่มีมากกว่าหนึ่งปาก ให้ใช้อักษร Tr แล้วตามด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ ความยาวของหัตถ์ และตามด้วยระยะพิตช์ซึ่งใส่ไว้ในวงเล็บ ตัวอย่างเช่น

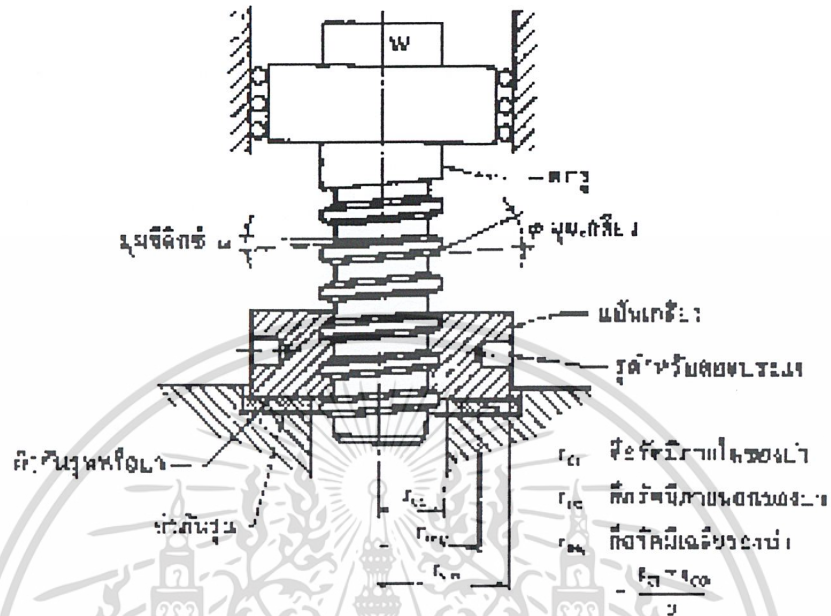
สกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูสองปาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ 52 mm ความยาวของหัตถ์ 16 mm และระยะพิตช์ 8 mm (จำนวนปาก =  $l_e/p = 16/8 = 2$ ) เรียกว่า Tr 52x16 (p8)

สกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมูสามปาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ 52 mm ความยาวของหัตถ์ 24 mm และระยะพิตช์ 8 mm เรียกว่า Tr 52x24 (p8)

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

### 2.8.6 โมเมนต์บิดสำหรับหมุนสกรูส่งกำลัง

พิจารณาสกรูส่งกำลังดังรูปที่ 2-51 ซึ่งมีมุมฮิลิกซ์  $\alpha$  องศา และมุมเกลียวของสกรู  $\phi$  องศา ในการยกน้ำหนัก W ขึ้นลง ทำได้โดยการหมุนเป็นเกลียวซึ่งตั้งอยู่บนที่รองรับ เรียกว่า บ่า (collar) สมมติให้แรง F ที่ใช้ยกน้ำหนักขึ้นกระทำอยู่บนเกลียวที่มีรัศมีเฉลี่ยของสกรู  $r_m = (r_o + r_i)/2$  ณ ตำแหน่ง O ดังรูปที่ 2-52 ในขณะที่ยกน้ำหนักขึ้นจะมีแรงเสียดทาน  $F_f$  กระทำบนผิวหน้าของเกลียวด้านการเคลื่อนที่ของสกรู



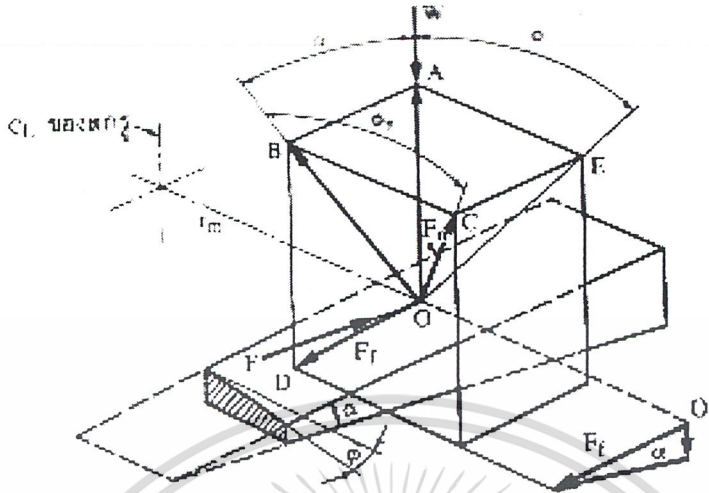
รูปที่ 2-51 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง

โดยที่  $F_n$  คือแรงปฏิกิริยาซึ่งมีทิศทางตั้งฉากกับผิวหน้าของเกลียว  
 OA คือเวกเตอร์ของแรงที่มีขนาดเท่ากับน้ำหนัก  $W$  แต่ทิศทางตรงข้าม  
 OB คือเวกเตอร์ของแรงรวมระหว่างแรง  $F_r$  และ OA  
 $f_s$  คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของเกลียวและแป้นเกลียว  
 รวมแรงในแนวตั้งจะได้

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

แต่  $F_r = f_s F_n$  แทนค่าลงในสมการข้างบนนี้จะได้ว่า

$$F_n = W / (\cos \phi_n \cos \alpha - f_s \sin \alpha) \quad (2.229)$$



รูปที่ 2-52 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W

ในการหาโมเมนต์บิดที่เกิดจากการใช้แรง F เพื่อยกน้ำหนักขึ้น ให้รวมโมเมนต์รอบแกนกลางของสกรู

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

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

แทนค่า  $F_n$  จากสมการที่ 2.229 ลงในสมการข้างบน และให้  $d_m$  แทนเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนัก ( สำหรับสกรูเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู ในตารางที่ 3  $d_m$  ก็คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์  $d_2$  )

$$T_R = Wd_m / 2 [ ( f_s \cos \alpha + \cos \phi_n \sin \alpha ) / ( \cos \phi_n \cos \alpha - f_s \sin \alpha ) ]$$

หรือ

$$T_R = Wd_m / 2 [ ( f_s + \cos \phi_n \tan \alpha ) / ( \cos \phi_n - f_s \tan \alpha ) ] \tag{2.230}$$

ในการใช้สมการที่ 2.230 จำเป็นที่จะต้องทราบมุม  $\phi_n$  ซึ่งสามารถหาได้โดยพิจารณารูปที่ 2-52 ดังนี้

$$\tan \phi_n = BC / OB$$

$$\text{เพราะฉะนั้น } \tan \phi_r = \cos \alpha \tan \phi \quad (2.231)$$

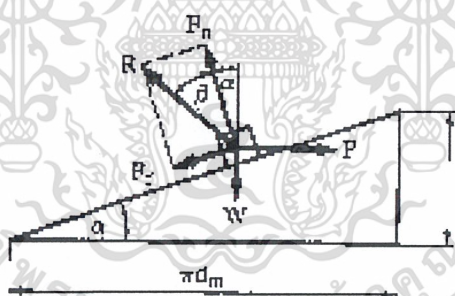
โดยปกติแล้วมุมฮีลิกซ์  $\alpha$  จะมีค่าน้อย (ประมาณ  $2^\circ$  ถึง  $6^\circ$ ) ดังนั้นค่าของ  $\cos \alpha$  จึงเกือบเท่ากับ 1 ฉะนั้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณทั่ว ๆ ไป จึงอนุญาตให้ใช้  $\phi_n = \phi$  ได้ ซึ่งทำให้เขียนสมการที่ 2.230 ใหม่ได้เป็น

$$T_R = Wd_m / 2 [(f_s + \cos \phi \tan \alpha) / (\cos \phi - f_s \tan \alpha)] \quad (2.232)$$

ในกรณีของสกรูส่งกำลังที่มีเกลียวสี่เหลี่ยม มุม  $\phi = 0^\circ$  จากสมการที่ 2.232 จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ยกน้ำหนัก  $W$  เท่ากับ

$$T_R = Wd_m / 2 [(f_s + \tan \alpha) / (1 - f_s \tan \alpha)] \quad (2.233)$$

ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 2-52 จะเห็นว่าในกรณีของเกลียวสี่เหลี่ยม แรง  $F_n$  จะเท่ากับ  $OB$  ซึ่งถ้าให้นำเกลียวจำนวนหนึ่งรอบมาคล้อออกแล้วจะได้ระบบของแรงที่เห็นได้ชัดเจนกว่าดังรูปที่ 2-53 โดยที่มุม  $\beta$  เรียกว่า มุมความเสียดทาน ซึ่ง  $\tan \beta = f_s$



รูปที่ 2-53 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม

เมื่อรวมแรงในแนวตั้งและแนวระดับจะได้

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

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

หรือ

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

ดังนั้น

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

หรือ

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

ซึ่งเหมือนกับสมการที่ (2.233) ที่ได้หามาแล้ว

ในการหมุนสกรูเพื่อยกน้ำหนักลงแรง  $F$  และ  $F_c$  ดังรูปที่ 2-52 จะกลับทิศทาง การหาสูตรก็ทำได้ในทำนองเดียวกันกับการยกน้ำหนักขึ้น ซึ่งจะได้สมการดังนี้คือ

สำหรับสกรูที่มีมุมเกลียว  $\phi$  องศา

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left[ \frac{f_s - \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} \right] \quad (2.234)$$

สำหรับเกลียวสี่เหลี่ยม

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \tan(\beta - \alpha) = \frac{Wd_m}{2} \left[ \frac{f_s - \tan \alpha}{1 + f_s \tan \alpha} \right] \quad (2.235)$$

นอกจากแรงที่กระทำต่อสกรูส่งกำลังดังที่ได้กล่าวมาแล้วสกรูในรูปที่ 2-51 ยังมีแรงเสียดทานที่บารองรับอีกด้วย แรงเสียดทานนี้ทำให้ต้องใช้แรงหรือ โมเมนต์บิดในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงมากขึ้น ถ้าให้  $f_c$

แทนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของบารองรับและเป็นเกลียว แรงเสียดทานจะมีค่าเท่ากับ

$$F_c = f_c W$$

ถ้าสมมติให้แรงเสียดทานนี้กระทำที่รัศมีเฉลี่ยของบารองรับ  $r_{mc}$  โมเมนต์บิดที่ต้องใช้เพื่อเอา

ชนะความเสียดทานนี้คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

ดังนั้นจากสมการที่ 2.232 ถึงสมการที่ 2.235 โมเมนต์บิดที่ต้องใช้ในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลง สำหรับสกรูส่งกำลังที่มีมุมเกลียว  $\phi$  และ  $0$  องศาคือ

$$\text{มุมเกลียว } \phi \text{ องศา; } T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[ \frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.236)$$

มุมเกลียว  $0$  องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม);

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \left[ \frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.237)$$

$$\text{มุมเกลียว } \phi \text{ องศา; } T_L = \frac{Wd_m}{2} \left[ \frac{f_s - \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi + f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.238)$$

มุมเกลียว  $0$  องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม);

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left[ \frac{f_s - \tan \alpha}{1 + f_s \tan \alpha} \right] + r_{mc} f_c W \quad (2.239)$$

ในกรณีที่ใช้แบริ่งลูกปืนกันรุน (ball thrust bearing) รองรับแทนบารองรับ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าน้อยมาก ซึ่งจะทำให้ไม่ต้องคิดถึงค่า  $r_{mc} f_c W$  ในสมการที่ 2.236 ถึงสมการที่ 2.239 ก็ได้

### 2.8.7 ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลัง

ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลัง (power screw efficiency) หมายถึงอัตราส่วนระหว่างโมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักในขณะที่ไม่มีความเสียหาย กับโมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักในขณะที่มีความเสียดทาน

จากสมการที่ 2.232, 2.233, 2.236 และ 2.237 จะเห็นว่าเมื่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $f_s = f_c = 0$  โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักคือ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2} \tan \alpha \quad (2.240)$$

ดังนั้นจากสมการที่ 2.236, 2.237 และ 2.240 ประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลังเมื่อคิดความเสียดทานที่บารองรับด้วยคือ

สำหรับเกลียวทั่วไป

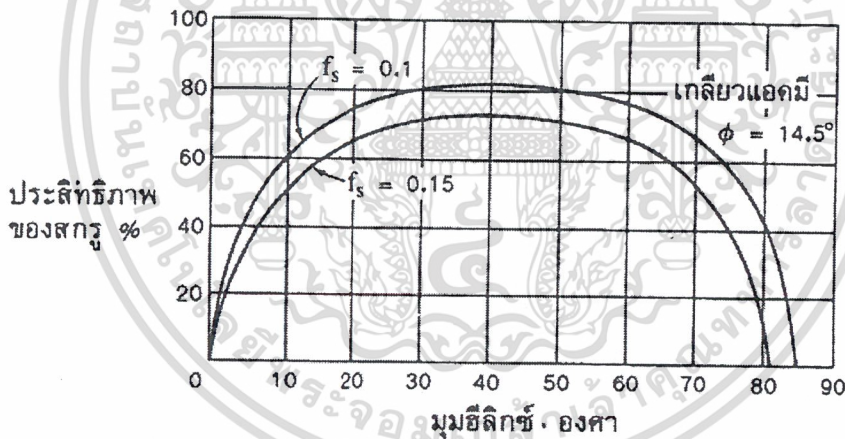
$$\eta = \frac{d_m \tan \alpha}{d_m \left[ \frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right] + d_{mc} f_c} \tag{2.241}$$

สำหรับเกลียวสี่เหลี่ยม

$$\eta = \frac{d_m \tan \alpha}{d_m \left[ \frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right] + d_{mc} f_c} \tag{2.242}$$

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

รูปที่ 2-54 แสดงถึงกราฟตัวอย่างประสิทธิภาพของสกรูส่งกำลังแบบเกลียวแอกมี โดยที่ไม่มี ความเสียดทานที่บารองรับ จะเห็นได้ว่าในระยะแรกประสิทธิภาพของสกรูจะเพิ่มขึ้นเมื่อมุมฮิลิกซ์เพิ่มขึ้น แต่จะเพิ่มมุมฮิลิกซ์ขึ้นไปเรื่อย ๆ ไม่ได้ ทั้งนี้เพราะเมื่อเพิ่มมุมฮิลิกซ์ขึ้นไปจนถึงค่าหนึ่ง สกรูจะไม่เป็น แบบล็อกตัวเอง (self-locking) (ซึ่งจะได้กล่าวถึงภายหลัง)



รูปที่ 2-54 ประสิทธิภาพของเกลียวแอกมี

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับวัสดุต่าง ๆ ที่ใช้ทำสกรูขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายอย่าง เช่น การหล่อลื่น ความเรียบของผิวหน้าเกลียว การกระจายของแรงบนเกลียว ตลอดจนพิกัดความถี่และการ ตั้งศูนย์ ตารางที่ 2-12 นี้แสดงค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน สำหรับสกรูที่ผลิตด้วยฝีมือ ที่ดีก็ควรจะใช้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานค่าน้อย แต่ถ้าผลิตด้วยฝีมือไม่ดีก็ควรจะใช้ค่ามาก

ตารางที่ 2-12 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $f_s$  และ  $f_c$

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

### 2.8.8 การลือกด้วยตนเอง

การลือกด้วยตัวเองหมายถึงสกรูที่ต้องใช้แรงภายนอกมากระทำเพื่อที่จะยกน้ำหนักลง นั่นคือ หลังจากยกน้ำหนักขึ้นแล้วสกรูจะลือกตัวเองมิให้น้ำหนักเคลื่อนที่ลงมา แต่ถ้ามีการเพิ่มมุมฮิลิกซ์  $\alpha$  ของสกรูขึ้นไปเรื่อย ๆ จนถึงค่าหนึ่ง น้ำหนักที่ยกขึ้นไว้จะเลื่อนลงมาเองโดยมิต้องใช้ โมเมนต์บิดมาหมุนสกรู ซึ่งเรียกว่า โอเวอร์ฮอลลิ่ง (overhauling) ในกรณีเช่นนี้จะต้องออกแรงด้านเอาไว้เพื่อมิให้ตัวสกรูหมุนกลับเอาน้ำหนักลงมา ซึ่งจะคำนวณหาโมเมนต์บิดที่ต้องการได้จากสมการที่ 2.238 และสมการที่ 2.239 (โมเมนต์บิดค่าเป็นลบ)

ในการที่จะหาค่าจำกัดของ  $\alpha$  เพื่อที่จะให้สกรูลือกตัวเอง กระทำได้โดยให้ค่าโมเมนต์บิดในสมการที่ 2.238 หรือสมการที่ 2.239 เป็นศูนย์ แล้วแต่ว่าเป็นเกลียวชนิดใด ถ้าให้ละทิ้งค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของบารองรับ ( $f_c = 0$ ) จากสมการที่ 2.238 สำหรับสกรูที่มีมุมเกลียว  $\phi$  องศา สกรูจะลือกตัวเองได้เมื่อ

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

หรือ

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

นั่นคือ

$$\tan \alpha < f_s / \cos \phi \quad (2.243)$$

จากสมการที่ 2.239 สำหรับสกรูเกลียวสี่เหลี่ยมสกรูจะลือกตัวเองได้เมื่อ (ให้  $f_c = 0$ )

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

หรือ

$$\tan \alpha < f_s = \tan \beta \quad (2.244 ก)$$

$$\alpha < \beta$$

(2.244 ข)

### 2.8.9 การออกแบบสกรูส่งกำลัง

การคำนวณหาความเค้นในส่วนต่าง ๆ ของสกรูส่งกำลังโดยสมการเบื้องต้นดังที่ได้กล่าวมาแล้ว เป็นการประมาณค่าของความเค้นที่เกิดขึ้นเท่านั้น ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับ การขบขันระหว่างเกลียวของสกรูและเป็นเกลียว ตลอดจนการกระจายของแรงบนเกลียวว่าจะเข้าใกล้กับสภาพที่ได้สมมติเอาไว้เพียงใด เกลียวที่อยู่ใกล้กับน้ำหนักอาจจะรับแรงมากกว่าเกลียวที่อยู่ห่างออกไป ความหลวมระหว่างสกรูและเป็นเกลียวอาจทำให้แรงกระจายไม่สม่ำเสมอ หรือการ โกงของเกลียวอาจทำให้เกลียวบางเกลียวรับแรงมากเกินไป เป็นต้น แต่สิ่งเหล่านี้เป็นสิ่งที่ไม่อาจจะทราบได้อย่างแน่นอน ดังนั้นการคำนวณความเค้น ในสกรูก็ยังถือหลักการเดิมที่ได้ใช้มาแล้ว ในการออกแบบควรจะคิดถึงสิ่งต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

1. ความเค้นวิกฤต (critical or bucking stress) ในการคำนวณหาขนาดของสกรูที่รับแรงกดแต่เพียงอย่างเดียว ถ้าเป็นสกรูสั้นก็สามารถที่จะใช้สมการของความเค้นกด

$$\sigma_c = \frac{W}{A_r} \quad (2.245)$$

เนื่องจากพื้นเกลียวก็จะช่วยรับแรงนี้ด้วย ดังนั้นพื้นที่รับแรง  $A_r$  ก็ควรจะมียุขขนาดใหญ่กว่าพื้นที่ซึ่งคิดที่เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย ซึ่งอาจจะประมาณได้ว่าควรจะเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยและเส้นผ่านศูนย์กลางพิชช เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงขอแนะนำให้ใช้พื้นที่ของเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

คำว่า สกรูสั้นในที่นี้หมายถึง สกรูซึ่งมีอัตราส่วนความเพริช  $l/k < 40$  ถ้าหากสกรูมีอัตราส่วนความเพริชมากกว่านี้ สกรูอาจจะเกิดการ โกงงอขึ้นได้ก่อนที่ความเค้นจะถึงค่าที่กำหนดเอาไว้ก็ได้ ในกรณีเช่นนี้การออกแบบสกรูต้องใช้สูตรของเสาแทนสมการที่ 2.245

สำหรับสกรูที่มีความยาวปานกลางให้ใช้สูตรของจอห์นสัน

$$W = \frac{A_r \sigma_y}{N} \left[ 1 - \frac{\sigma_y (L_c / k)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad 40 L_c / k < 110 \quad (2.246)$$

สำหรับสกรูยาวให้ใช้ของออยเลอร์

$$W = \frac{\pi^2 EI}{NL^2} \quad Le / k > 110 \quad (2.247)$$

ถ้าวัสดุที่ใช้ทำตัวสกรูไม่ใช่เหล็กกล้า ค่าของความเพียวที่แบ่งระหว่างการใช้สูตรออยเลอร์และจอห์นสันจะคำนวณได้จากสมการ

$$\frac{L_c}{k} = \left[ \frac{2\pi^2 E}{\sigma_y} \right]^{1/2} \tag{2.248}$$

2. ความเค้นผสม ถ้าสกรูยาวไม่มากนักก็จะไม่เกิดการโก่งงอขึ้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงกดหรือในบางกรณีสกรูส่งกำลังอาจจะใช้รับแรงดึงก็ได้ นอกจากนี้แล้วก็ยังมีความเค้นเฉือนอันเนื่องมาจากการบิดของสกรูอีกด้วย การคำนวณในกรณีเช่นนี้ต้องใช้ความเค้นผสมซึ่งมีอยู่หลายทฤษฎี สำหรับทฤษฎีที่ปลอดภัยและใช้ได้ง่ายคือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดซึ่งมีสมการเป็น

$$\tau_d = \left[ \left[ \frac{\sigma}{2} \right]^2 + \tau^2 \right]^{1/2} \tag{2.249}$$

โดยที่  $\tau_d$  เป็นค่าความเค้นเฉือนใช้งาน และ

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

โดยที่  $d_r$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

ในการใช้ทฤษฎีนี้กับตัวสกรูผู้เขียนขอแนะนำให้ใช้  $\tau_y = 0.6\sigma_y$  แทนที่จะใช้  $\tau_y = 0.5\sigma_y$  ทั้งนี้เป็นเพราะเกลียวของสกรูจะช่วยในการรองรับแรงด้วย แต่มิได้นำความคิดในการหาความเค้นในตัวสกรู

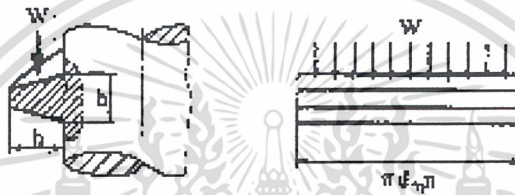
3. ความเค้นอัด ความเค้นอัดในที่นี้ หมายถึงความเค้นที่เกิดจากการที่ผิวหน้าของฟันเกลียวของตัวสกรูอัดกับผิวหน้าของฟันเกลียวของแป้นหรือส่วนที่เป็นเกลียวตัวเมีย ดังรูปที่ 2-51 ในการคำนวณหาความเค้นอัดนี้ให้ใช้พื้นที่ภาพฉายของเกลียวส่วนที่อัดกันอยู่ ถ้าจำนวนเกลียวดังกล่าวนี้เท่ากับ  $n$  เกลียวพื้นที่นี้คือ

$$A = \frac{\pi n}{4} [d^2 - d_r^2]$$

ดังนั้นความเค้นอัด

4. ความเค้นเฉือนในพินเกลียว นอกจากความเค้นต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาแล้ว ในพินเกลียวยังเกิดความเค้นดัดและความเค้นเฉือนที่โคนพินเกลียวอีกด้วย ดังรูปที่ 2-55 เนื่องจากความสูงของพินเกลียวมีค่าน้อย ดังนั้นโมเมนต์ดัดที่โคนพินเกลียวจึงมีค่าน้อยด้วย ฉะนั้นเกลียวส่วนมากจึงทนต่อความเค้นดัดได้ ส่วนความเค้นเฉือนอาจจะมีค่ามาก จากทฤษฎีกลศาสตร์วัสดุ ความเค้นเฉือนสูงสุด สำหรับพื้นที่หน้าตัดที่รับแรงเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเท่ากับ

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



รูปที่ 2-55 พินเกลียวรับแรงคล้ายกับคานยื่น

ให้  $b$  เป็นความหนาของโคนพินเกลียว ดังนั้นพื้นที่รับแรงเฉือน

$$A = \pi d_p h$$

เพราะฉะนั้น

$$\tau_d = \frac{3W}{2\pi d_p h} \tag{2.251}$$

ค่า  $d_p$  นี้ต้อง เลือกใช้ที่โคนพินเกลียวของสกรูหรือแป้นเกลียวแล้วแต่จะตรวจสอบที่ส่วนไหน

## บทที่ 3

## การออกแบบและการคำนวณ

## 3.1 หาขนาดเกลียวส่งกำลัง

ทดลองเลือกเกลียวขนาด 50 mm ;  $P = 8 \text{ mm}, d_2 = 46 \text{ mm}, d_3 = d_r = 41 \text{ mm}$

หาอัตราส่วนความเพียว ;  $L_e/K$

$$\frac{500}{(39/4)} = 51.282$$

โดยที่  $L_e = 0.5L$  และ  $K = 0.25d_r$

สกรูยาวปานกลางของจอนห์สัน  $40 < L_e/K < 110$

$$F = \frac{\sigma_y A}{N} \left[ 1 - \frac{\sigma_y (L_e/K)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$F = \left( \frac{289.59}{9} \right) \frac{\pi(48)^2}{4} \left[ 1 - \frac{(289.54)(51.282)^2}{4\pi^2 (207 \times 10^3)} \right]$$

$$= 52799.312 \text{ N}$$

หามุมหัด

$$\tan \alpha = \frac{nP}{\pi d_m}$$

เลือกเกลียวขนาด 1 ปาก,  $n = 1$

$$\tan \alpha = \frac{(1)(8)}{\pi d_m}$$

$$= 0.06$$

โมเมนต์ที่ต้องใช้ยกน้ำหนักขึ้นหรือลง

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_L = \frac{Wd_m}{2} \left[ \frac{f_s - \cos \Phi \tan \alpha}{\cos \Phi + f_s \tan \alpha} \right]$$

โดยที่  $T_R$  คือ โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักขึ้น

$T_H$  คือ โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนักลง

$f_s$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานแห้ง

$\Phi$  คือ มุมเกลียวของสกรูเท่ากับ 15 องศา

$$T_R = \frac{1500(46)}{2} \left[ \frac{0.2 + \cos 15^\circ \tan 3.43^\circ}{\cos 15^\circ - 0.2 \tan 3.43^\circ} \right]$$

$$= 29180.45 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_L = \frac{1500(46)}{2} \left[ \frac{0.2 - \cos 15^\circ \tan 3.43^\circ}{\cos 15^\circ + 0.2 \tan 3.43^\circ} \right]$$

$$= 16068.353 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

หากำลังขับ

$$N = \frac{\text{displacement}}{(l_e)(\text{time})}$$

โดยที่ N คือ ความเร็วรอบ

$$N = \frac{1}{8} (648) \left( \frac{1}{10} \right) (60)$$

$$= 486 \text{ rpm}$$

$$P = 2\pi TN$$

$$= 2\pi(29180.45)(486)$$

$$= 1485.104 \text{ Watt}$$

∴ เลือกมอเตอร์ 2 Hp

### 3.2 การออกแบบคาน

x คือ ระยะลูกมะพร้าว + ระยะเฟือง

$$x = 112 + 50$$

$$= 162 \text{ mm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}\alpha &= \tan^{-1} \frac{162}{500} \\ &= 17.95\end{aligned}$$

จากกฎสามเหลี่ยมคล้าย ;

$$\frac{B}{1000} = \frac{162}{500}$$

$$\therefore B = 324 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}\cos \alpha &= \frac{1000}{AE} \\ AE &= \frac{1000}{\cos 17.95^\circ} \\ &= 1051.16 \text{ mm}\end{aligned}$$

จะได้ ร่องslide = 52 mm

หาขนาดของคานจากความเค้นเฉือน

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{4905}{20a} \\ &= \frac{245.25}{a}\end{aligned}$$

หาขนาดของคานจากความเค้นดัด

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{MC}{I} \\ &= \frac{(4905 \times 560)(5 + a)}{\frac{1}{12}(10)(10 + 2a)^3}\end{aligned}$$

จากทฤษฎีความเค้นผสม

$$\begin{aligned} \frac{1}{N} &= \left[ \left[ \frac{\tau}{\tau_y} \right]^2 + \left[ \frac{\sigma}{\sigma_y} \right]^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[ \left[ \frac{245.25}{170.22} \right]^2 + \left[ \frac{22890(5+a)}{245(10+2a)} \right]^2 \right]^{1/2} \\ 0.021 &= \left[ \left[ \frac{1.44}{a} \right]^2 + \left[ \frac{77.593(5+a)}{10+2a} \right]^2 \right]^{1/2} \end{aligned}$$

ความหนาของคาน  $a = 10 \text{ mm}$

### 3.3 การหาขนาดของมีด

จากตาราง AISI 1010HR จะได้  $\sigma_d = 96.53 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{9810}{80t} \\ t &= \frac{9810}{80 \times 96.53} \\ &= 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากตารางโลหะเหล็กกล้าขนาด  $80 \times 5 \text{ mm}$   
รอยเชื่อม เลือกลวดเชื่อม E43

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

$$\begin{aligned} \frac{369}{3} &= \frac{9810}{80h} \\ h &= \frac{9810}{123 \times 80} \\ &= 0.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาขนาดปลอกเลื่อน

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

$$\frac{\tau}{N} = \frac{4905}{2\pi 30t}$$

เลือกทองเหลือง  $\sigma_y = 15 \times 6.895 = 103.425 \text{ N/mm}^2$

$$\tau = 62.06 \text{ N/mm}^2$$

เลือก  $N = 3$

$$20.685 = \frac{4905}{2\pi(30)t}$$

จะได้  $t = 37.74 \text{ mm}$

กำหนด  $N = 9$  ;

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

$$= \frac{(4905)4}{\pi(D^2 - 60^2)}$$

จะได้  $D = 64.37 \text{ mm}$

3.4 การออกแบบเฟืองดอกจอก

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

โดย 1 แทนเฟืองขับ ( Pinion gears )

2 แทนเฟืองตาม ( Driven gears )

$m_\omega$  คือ อัตราทด

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุม

$n$  คือ ความเร็วรอบ

$$m_{\omega_1} = 250 \text{ rpm}$$

$$m_{\omega_2} = 486 \text{ rpm}$$

$$P = 1.492 \text{ kW}$$

$$d_p = N_p m$$

$$d_g = N_g m$$

โดยที่  $d$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์

$N$  คือ จำนวนฟัน

$$d_p = 2r_p = N_p m = 19 \text{ m}$$

$$d_g = 2r_g = N_g m = 38 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} L &= (r_p^2 + r_g^2)^{1/2} \\ &= (9.5^2 + 19^2)^{1/2} \\ &= 21.24 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{cp} &= \frac{d_p L}{m r_g} \\ &= \frac{19 \times 21.24}{19} \\ &= 21.24 \text{ ฟัน} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{cg} &= \frac{d_g L}{m r_p} \\ &= \frac{38 \times 21.24}{9.5} \\ &= 84.96 \text{ ฟัน} \end{aligned}$$

แรงที่ทำให้เกิดความเค้นดึงและความเค้นอัดในฟัน

$$F_b = \frac{\sigma_b Y m \omega}{k_f} \left( 1 - \frac{b}{L} \right)$$

โดยที่  $b$  คือ ความหนาของเฟือง

$Y$  คือ ตัวประกอบรูปแบบของลูอิส ( ในที่นี้ใช้  $Y = 0.33$  )

$k_f$  คือ ตัวประกอบความเค้นหนาแน่น ( ในที่นี้แรงกระทำที่ปลายทาง  $k_f = 1.5$  )

$$\text{ซึ่ง } \sigma = 365 \text{ N/mm}^2$$

$$b = L/3$$

$$= 21.24/3 = 7.08 \text{ m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ส่วนตัวเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น

$$F_b = \frac{365 \times 7.08 \times 0.33}{1.5} \left[ 1 - \frac{7.08}{21.24} \right]$$

$$= 379.02 \text{ m}^2$$

$$V = \pi d_p n$$

$$= \frac{\pi \times 19 \times 250}{1000 \times 60}$$

$$= 0.25 \text{ m}$$

ในที่นี้ เรา Assume  $V \leq 10 \text{ m/s}$

จากสูตร

$$k_v = \frac{3 + v}{3}$$

$$F_i = \frac{W_p}{V}$$

$$= \frac{5968}{\text{m}}$$

$$F_d = k_v F_i$$

$$= \left( \frac{3 + 0.25}{3} \right) \left( \frac{5968}{\text{m}} \right)$$

$$= \frac{5968}{\text{m}} + 497.33$$

| m | $F_d$   | $F_b$   |
|---|---------|---------|
| 1 | 6465.33 | 379.02  |
| 2 | 3481.33 | 1516.08 |
| 3 | 2486.67 | 3411.1  |

∴ เลือก  $m = 3$

เนื่องจาก  $F_b > F_d$

ดังนั้น

$$F_b = 379.02 \text{ m}^2$$

$$F_t = \frac{5968}{m}$$

$$= 1989.33 \text{ N}$$

$$F_d = \frac{5968}{m} + 497.33$$

$$= 2486.67 \text{ N}$$

$$b = 7.08(\text{m})$$

$$= 21.24 \text{ mm}$$

$$d_p = 19(\text{m})$$

$$= 57 \text{ mm}$$

$$d_g = 38(\text{m})$$

$$= 114 \text{ mm}$$

$$N_p = 19 \text{ ฟัน}$$

$$N_g = 38 \text{ ฟัน}$$

กำหนดให้

$$\phi_n = 20^\circ$$

$$\psi = 15^\circ$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \phi_n}$$

$$= \frac{1989.33}{\cos 20}$$

$$\cos 20$$

$$= 2117 \text{ N}$$

$$F_u = F_n \cos \phi_n \sin \phi$$

$$= (2117)(\cos 20)(\sin 15)$$

$$= 514.88 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tan \alpha = \frac{N_g}{N_p}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{N_g}{N_p}$$

$$= 63.43$$

ที่เฟือง  $\therefore$  แรงรูนในเพลลา =  $F_g \sin \alpha$

$$= 460.50 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \text{แรงรูนในแนวรัศมี} &= F_b + F_g \cos \alpha \\ &= 3411.18 + (514.88)(\cos 63.43) \\ &= 3641.48 \text{ N} \end{aligned}$$

### 3.5 การหาขนาดลิ้ม

ลิ้มสี่เหลี่ยมขนาดเพลลา  $d = 25 \text{ mm}$ .

เปิดตารางได้  $(bxh) = 8 \times 7$

$$L_c = \frac{4T}{dh\sigma_{cd}}$$

$$\sigma_{cd} = \frac{\sigma_y}{N_y}$$

โดยที่  $L_c$  คือ ความยาวประสิทธิภาพ

$\tau_{cd}$  คือ ค่าความเค้นอัดใช้งานของวัสดุ

ตรวจสอบ

$$\tau = \frac{2T}{bld}$$

จาก

$$\tau_{cd} = 0.6\sigma_{cd}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

\* ลิ่มที่เลือกมาใช้ได้ \*

ลิ่มสี่เหลี่ยมที่ขนาดเพลลา = 10.26 mm

$$L_c = \frac{4T}{dh\sigma_{cd}}$$

$$= 6.53 \text{ mm}$$

### 3.6 การหาขนาดแบริ่ง

เลือกใช้ Bearing อนุกรมมิติ 02 แบบ Ball-Bearing single row ขนาดรูสวม 35 mm

$$\text{มวลของเกลียว} = 15.4 \times 1 = 15.4 \text{ kg}$$

$$= 15.4 \times 9.81 = 151.07 \text{ N}$$

หาแรงในแนวรัศมี

$$F_r = F_b + F_a \cos \alpha$$

$$\begin{aligned} \text{แรงในแนวแกน} &= 4905 + 460.5 - 151.07 \\ &= 5214.43 \text{ N} \end{aligned}$$

หาแรงในแนวแกน

$$F_a = F_A \sin \alpha + F_{\text{load}} - F_{\text{mass}}$$

$$\text{แรงในแนวรัศมี} = 3641.48 \text{ N}$$

$$F_b = \frac{3641.48 \times 1000}{848}$$

$$= 4294.2 \text{ N}$$

$$L_{10} = \frac{4500 \times 486 \times 60}{10^6}$$

$$= 131.22 \text{ mm}$$

สมมติ  $Y = 1.9 \quad N_s = 2.5$

$$F_r = 4294.2 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## หาแรงสมมูล

$$P = N_s (XVF_r + YF_u)$$

|        |            |                                      |
|--------|------------|--------------------------------------|
| โดยที่ | $F_b$      | คือ แรงในเฟือง                       |
|        | $F_{load}$ | คือ แรงที่ใช้ในการผ่า                |
|        | $F_{mass}$ | คือ แรงที่เกิดจากน้ำหนักของเสาเกลียว |
|        | $N_s$      | คือ ตัวประกอบของการกระแทก            |
|        | X          | คือ ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี           |
|        | V          | คือ ตัวประกอบการหมุนมีค่า = 1        |
|        | Y          | คือ ตัวประกอบแรงรุน                  |

$$\begin{aligned} P &= N_s (XVF_r + YF_u) \\ &= 2.5(0.56 \times 1 \times 4294.2) \\ &= 6011.88 \text{ N} \\ &= 6.011 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c &= P(L_{10})^{1/k} \\ &= 6.011(131.32)^{1/3} \\ &= 9.24 \text{ kN} \end{aligned}$$

เลือก Ball-Bearing single row  $\phi$  รูลวม = 35 mm

จากตาราง 3.2 มิตติ 02 จะได้  $c = 19.76 \text{ kN}$

$\therefore$  เลือก Ball-Bearing single row  $\phi$  รูลวม = 35 mm

## บทที่ 4 ผลการทดลอง

### 4.1 วัตถุประสงค์ในการทดลอง

เพื่อหาเวลาเฉลี่ยที่ใช้ในการผ่ามะพร้าว 1 ลูก

### 4.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

- 4.2.1 มะพร้าวแก่
- 4.2.2 เครื่องผ่ามะพร้าว
- 4.2.3 นาฬิกาจับเวลา

### 4.3 ขั้นตอนการทดลอง

- 4.3.1 เปิดการคณิรภัยแล้วนำลูกมะพร้าวใส่ในเครื่องผ่ามะพร้าว
- 4.3.2 ปิดการคณิรภัย
- 4.3.3 กดสวิตช์เริ่มการทำงาน
- 4.3.4 ขณะเดียวกัน เริ่มจับเวลาที่ใช้ในการผ่ามะพร้าวใน 1 รอบการทำงาน
- 4.3.5 บันทึกเวลาที่ได้ลงในตาราง
- 4.3.6 นำมะพร้าวที่ผ่าเสร็จแล้วออกจากเครื่อง
- 4.3.7 ทำการทดลองตามข้อ 4.3.1 – 4.3.6 ไปจนครบ 20 ครั้งแล้วหาเวลาเฉลี่ยในการผ่า

## 4.4 ตารางบันทึกผลการทดลอง

ตารางที่ 4-1 แสดงเวลาที่ใช้ในการผ่ามะพร้าว

| ลูกที่ | เวลา (นาที) |
|--------|-------------|
| 1      | 1.05        |
| 2      | 1.2         |
| 3      | 1.06        |
| 4      | 1.09        |
| 5      | 1.14        |
| 6      | 1.13        |
| 7      | 1.04        |
| 8      | 1.06        |
| 9      | 1.14        |
| 10     | 1.07        |
| 11     | 1.17        |
| 12     | 1.01        |
| 13     | 1.08        |
| 14     | 1.05        |
| 15     | 1.04        |
| 16     | 1.06        |
| 17     | 1.13        |
| 18     | 1.15        |
| 19     | 1.01        |
| 20     | 1.04        |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

### วิจารณ์และสรุปผลการทดลอง

#### 5.1 วิจารณ์ผลการทดลอง

จากที่ได้ทำการเครื่องผ่ามะพร้าวเครื่องนี้ขึ้นผลที่ได้รับนั้นเป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งขึ้นทุกอย่างทั้งในเรื่องความปลอดภัยและปริมาณการผลิตที่เพิ่มขึ้น แต่ถ้าต้องการปริมาณการผลิตที่เพิ่มขึ้นจำเป็นจะต้องปรับปรุงในส่วนขอระบบส่งกำลังเช่น เปลี่ยนมอเตอร์ให้มีความเร็วรอบมากขึ้นหรือเปลี่ยนอัตราทดของเกียร์ เป็นต้น ส่วนในเรื่องของการทำงานนั้นยังต้องมีการปรับปรุงในเรื่องของเสียงดังที่เกิดขึ้นอีก

#### 5.2 สรุปผลการทดลอง

จากการดำเนินงานตั้งแต่ภาคเรียนที่ 1 จนถึงขณะนี้ ผลงานได้สำเร็จบรรลุตามวัตถุประสงค์และจากการที่ได้ทดลองผ่านผลที่ได้รับคือใช้เวลาในการผ่าแต่ละลูกน้อยกว่าและมีความปลอดภัยมากกว่าการใช้แรงงานจากคน ส่วนผลผลิตที่ได้นั้นจะได้จำนวนที่มากกว่าแรงคนเมื่อเปรียบเทียบชั่วโมงการทำงานในแต่ละวันซึ่งคิดที่ 8 ชั่วโมงต่อ 1 วัน ได้จำนวน 480 ลูก





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

ตาราง ก ตัวประกอบ X และ Y สำหรับโรลเลอร์เบริง

| Contact Angle                       | $\frac{IF_a^1}{C_0}$ | Single -row Bearing <sup>2</sup> |   | Double Row Bearing <sup>3</sup> |      |              |      | e    |
|-------------------------------------|----------------------|----------------------------------|---|---------------------------------|------|--------------|------|------|
|                                     |                      | Fa / VFr > e                     |   | Fa / VFr ≤ e                    |      | Fa / VFr ≥ e |      |      |
|                                     |                      | X                                | y   | x                               | y    | x            | y    |      |
| Deep groove ball bearing            |                      |                                  |   |                                 |      |              |      |      |
|                                     | 0.014                | 0.56                             | 2.30  | 1.0                             | 0    | 0.56         | 2.30 | 0.19 |
|                                     | 0.028                |                                  | 1.99  |                                 |      |              | 1.99 | 0.22 |
|                                     | 0.056                |                                  | 1.71  |                                 |      |              | 1.71 | 0.26 |
|                                     | 0.084                |                                  | 1.55  |                                 |      |              | 1.55 | 0.28 |
|                                     | 0.11                 |                                  | 1.45  |                                 |      |              | 1.45 | 0.30 |
|                                     | 0.17                 |                                  | 1.31  |                                 |      |              | 1.31 | 0.34 |
|                                     | 0.28                 |                                  | 1.15  |                                 |      |              | 1.15 | 0.38 |
|                                     | 0.42                 |                                  | 1.04  |                                 |      |              | 1.04 | 0.42 |
|                                     | 0.56                 |                                  | 1.00  |                                 |      |              | 1.00 | 0.44 |
| Angular Contact groove ball bearing |                      |                                  |   |                                 |      |              |      |      |
| 5                                   | 0.014                | 0.56                             | Use X,Y and E values Applicable To single row deep groove bearing | 1.0                             | 0.78 | 0.78         | 2.78 | 0.23 |
|                                     | 0.028                |                                  |   |                                 |      |              | 2.4  | 0.26 |
|                                     | 0.056                |                                  |   |                                 |      |              | 2.07 | 0.30 |
|                                     | 0.085                |                                  |   |                                 |      |              | 1.87 | 0.34 |
|                                     | 0.11                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.75 | 0.36 |
|                                     | 0.17                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.58 | 0.40 |
|                                     | 0.28                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.39 | 0.45 |
|                                     | 0.42                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.26 | 0.50 |
|                                     | 0.56                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.21 | 0.52 |
| 10                                  | 0.014                | 0.46                             | 1.88  | 1.0                             | 0.75 | 0.75         | 2.18 | 0.29 |
|                                     | 0.029                |                                  |   |                                 |      |              | 1.98 | 0.32 |
|                                     | 0.057                |                                  |   |                                 |      |              | 1.76 | 0.36 |
|                                     | 0.086                |                                  |   |                                 |      |              | 1.63 | 0.38 |
|                                     | 0.11                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.55 | 0.40 |
|                                     | 0.17                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.42 | 0.44 |
|                                     | 0.29                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.27 | 0.49 |
|                                     | 0.43                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.01 | 0.54 |
|                                     | 0.57                 |                                  |   |                                 |      |              | 1.00 | 0.54 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง ก (ต่อ) ตัวประกอบ X และ Y สำหรับโรลเลอร์แบบรีง

| Contact Angle                            | $\frac{IF_a^1}{C_0}$ | Single-row Bearing <sup>2</sup> |                   | Double Row Bearing <sup>3</sup> |               |              |               | e                 |
|--|----------------------|---------------------------------|-------------------|---------------------------------|---------------|--------------|---------------|-------------------|
|  |                      | Fa / VFr > e                    |                   | Fa / VFr ≤ e                    |               | Fa / VFr ≥ e |               |                   |
|  |                      | X                               | y                 | X                               | y             | x            | y             |                   |
| Angular Contact groove ball bearing      |                      |                                 |                   |                                 |               |              |               |                   |
| 15                                       | 0.015                |                                 | 1.47              |                                 | 1.65          |              | 2.39          | 0.38              |
|  | 0.029                |                                 | 1.40              |                                 | 1.57          |              | 2.28          | 0.40              |
|  | 0.058                |                                 | 1.30              |                                 | 1.46          |              | 2.11          | 0.43              |
|  | 0.087                |                                 | 1.23              |                                 | 1.38          |              | 2.00          | 0.46              |
|  | 0.12                 | 0.44                            | 1.19              | 1.0                             | 1.34          | 0.72         | 1.93          | 0.47              |
|  | 0.17                 |                                 | 1.12              |                                 | 1.26          |              | 1.82          | 0.50              |
|  | 0.29                 |                                 | 1.02              |                                 | 1.14          |              | 1.66          | 0.55              |
|  | 0.44                 |                                 | 1.00              |                                 | 1.12          |              | 1.63          | 0.56              |
|  | 0.58                 |                                 | 1.00              |                                 | 1.12          |              | 1.63          | 0.56              |
| 20                                       |                      | 0.43                            | 1.00              | 1.0                             | 1.09          | 0.70         | 1.63          | 0.57              |
| 25                                       |                      | 0.41                            | 0.87              | 1.0                             | 0.92          | 0.67         | 1.41          | 0.68              |
| 30                                       |                      | 0.39                            | 0.76              | 1.0                             | 0.78          | 0.63         | 1.24          | 0.80              |
| 35                                       |                      | 0.37                            | 0.66              | 1.0                             | 0.66          | 0.60         | 1.07          | 0.95              |
| 40                                       |                      | 0.35                            | 0.57              | 1.0                             | 0.55          | 0.57         | 0.93          | 1.14              |
| Self aligning ball bearings              |                      |                                 |                   |                                 |               |              |               |                   |
|  |                      | 0.4                             | $0.4 \cot \alpha$ | 1.0                             | 0.42          | 0.65         | 0.65          | $1.5 \tan \alpha$ |
|  |                      |                                 |                   |                                 | $\cot \alpha$ |              | $\cot \alpha$ |                   |
| Roller bearing , self aligning , tapered |                      |                                 |                   |                                 |               |              |               |                   |
| $\alpha \neq 90$                         |                      | 0.4                             | $0.4 \cot \alpha$ | 1.0                             | 0.45          | 0.67         | 0.67          | $1.5 \tan \alpha$ |
|  |                      |                                 |                   |                                 | $\cot \alpha$ |              | $\cot \alpha$ |                   |

ภาคผนวก ข  
ตาราง ข ขนาดลิ้มมาตรฐานที่ใช้กับเพลานขนาดต่างๆ

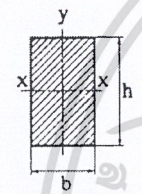
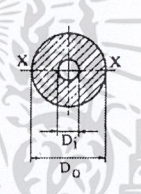
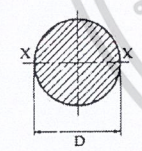
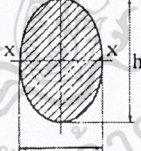
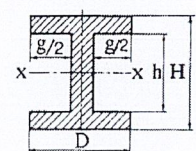
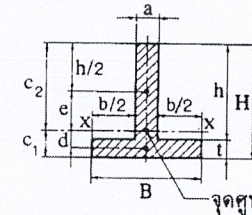
| ขนาดเพลาน<br>(D) mm | สี่เหลี่ยมผืนผ้า,<br>สี่เหลี่ยมจัตุรัส<br>ISO/R 773 ,<br>ISO/R 774<br>b*h | ลิ้มแบน<br>ISO 2491<br>ISO2492<br>t* h | แฉดเดิลคีย์<br>DIN 6881<br>b * h | ลิ้มวงเดือน<br>ISO 3912 |     |     |
|---------------------|---|--|----------------------------------|-------------------------|-----|-----|
|                     |   |  |                                  |                         |     |     |
| 3-4                 |   |  |                                  | 1*1.4*4                 | 1   | 0.6 |
| 4-5                 |   |  |                                  | 1.5*2.6*7               | 2   | 0.8 |
| 5-6                 |   |  |                                  | 2*2.6*7                 | 1.8 | 1   |
| 6-7                 | 2*2   |  |                                  | 2*3.7*10                | 2.9 | 1   |
| 7-8                 | 2*2   |  |                                  | 2.5*3.7*10              | 2.7 | 1.2 |
| 8-10                | 3*3   |  |                                  | 3*5*13                  | 3.8 | 1.4 |
| 10-12               | 4*4   |  |                                  | 3*6.5*16                | 5.3 | 1.4 |
| 12-14               | 5*5   | 5*3                                    |                                  | 4*6.5*16                | 5   | 1.8 |
| 14-16               | 5*5   | 5*3                                    |                                  | 4*7.5*19                | 6   | 1.8 |
| 16-18               | 5*5   | 6*4                                    |                                  | 5*6.5*16                | 4   | 2.3 |
| 18-20               | 6*6   | 6*4                                    |                                  | 5*7.5*19                | 5.5 | 2.3 |
| 20-22               | 8*7   | 6*4                                    |                                  | 5*9*22                  | 7   | 2.3 |
| 22-25               | 8*7   | 8*5                                    | 8*3.5                            | 6*10*25                 | 6.5 | 2.8 |
| 25-28               | 10*8  | 8*5                                    | 8*3.5                            | 8*11*28                 | 7.5 | 2.8 |
| 28-32               | 12*8  | 8*5                                    | 8*3.5                            | 10*13*32                | 8   | 3.3 |
| 32-38               | 14*9  | 10*6                                   | 10*4                             |                         | 10  | 3.3 |
| 38-44               | 16*10   | 12*6                                   | 12*4                             |                         |     |     |
| 44-50               | 18*11   | 14*6                                   | 14*4.5                           |                         |     |     |
| 50-58               | 20*12   | 16*7                                   | 16*5                             |                         |     |     |
| 58-65               | 22*14   | 18*7                                   | 18*5                             |                         |     |     |
| 65-75               | 25*14   | 20*8                                   | 20*6                             |                         |     |     |
| 78-85               | 28*16   | 22*9                                   | 22*7                             |                         |     |     |
| 85-95               | 32*18   | 25*9                                   | 25*7                             |                         |     |     |
| 95-110              | 36*20   | 28*10                                  | 28*7.5                           |                         |     |     |
| 110-130             | 40*22   | 32*11                                  | 32*8.5                           |                         |     |     |
| 130-150             | 45*25   | 36*12                                  | 36*9                             |                         |     |     |
| 150-170             | 50*28   | 40*14                                  |                                  |                         |     |     |
| 170-200             | 56*32   | 45*16                                  |                                  |                         |     |     |
| 200-230             | 63*32   | 50*18                                  |                                  |                         |     |     |
| 230-260             | 63*32   |  |                                  |                         |     |     |
| 260-290             | 70*36   |  |                                  |                         |     |     |
| 290-330             | 80*40   |  |                                  |                         |     |     |
| 330-380             | 90*45   |  |                                  |                         |     |     |
| 380-440             | 100*50  |  |                                  |                         |     |     |

ภาคผนวก ก

สูตรสำเร็จของคานและหน้าตัด

ตารางที่ ก คุณสมบัติของหน้าตัด

- $I_x$  คือโมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกน x-x
- $J$  คือโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วรอบแกนศูนย์กลาง
- $Z = I/c$  คือโมดูลัสหน้าตัดของรูปเหลี่ยมรอบแกน x-x
- $Z' = J/c$  คือโมดูลัสหน้าตัดเชิงขั้ว
- $k = \sqrt{I/A}$  คือรัศมีจายเรชั่น

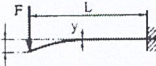
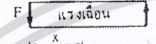
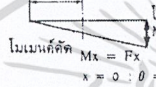
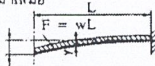
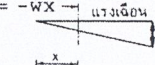
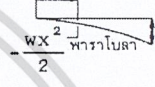
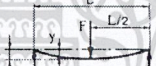
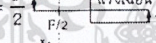
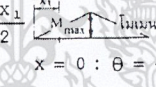
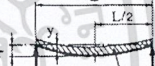

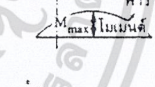

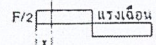
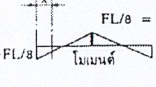
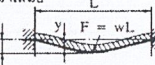
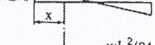
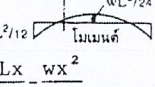
|  |   |
|--|---|
|  $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $Z_x = \frac{bh^2}{6}$ $k_x = \frac{h}{\sqrt{12}}$ $Z = \frac{2b^2h}{9} \text{ (สำหรับการบิด)}$                   |  $I_x = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D_i^4)$ $Z_x = \frac{\pi}{32} \left[ \frac{D_o^4 - D_i^4}{D_o} \right]$ $k_x = \sqrt{\frac{D_o^2 + D_i^2}{16}}$ $J = \frac{\pi}{32} (D_o^4 - D_i^4)$ $Z'_x = \frac{\pi}{16} \left[ \frac{D_o^4 - D_i^4}{D_o} \right]$                       |
|  $I_x = \frac{\pi D^4}{64}$ $Z_x = \frac{\pi D^3}{32}$ $k_x = \frac{D}{4}$ $J = \frac{\pi D^4}{32}$ $Z = \frac{\pi D^3}{16}$              |  $I_x = \frac{\pi bh^3}{64}$ $Z_x = \frac{\pi bh^2}{32}$ $k_x = \frac{h}{4}; k_y = \frac{b}{4}$ $J = \frac{\pi bh}{64} (h^2 + b^2)$ $Z' = \frac{\pi b^2 h}{16} \text{ (สำหรับการบิด)}$ <p style="text-align: center;"><math>A = \pi bh/4</math></p>                        |
|  $I_x = \frac{1}{12} (GH^3 - gh^3)$ $Z_x = \frac{GH^3 - gh^3}{6H}$ $k_x = \sqrt{\frac{1}{12} \left[ \frac{GH^3 - gh^3}{GH - gh} \right]}$ |  <p style="text-align: center;">จุดศูนย์กลาง</p> $c_1 = \frac{aH^2 + bt^2}{2(aH + bt)}, c_2 = H - c_1$ $I_x = \frac{Bt^3}{12} + (Bt)d^2 + \frac{ah^3}{12} + (ah)e^2$ <p style="text-align: center;">พื้นที่ = <math>Bt + a(H - t)</math>; <math>k = \sqrt{I/A}</math></p> |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-2 โมเมนต์และระยะโค้งของคาน

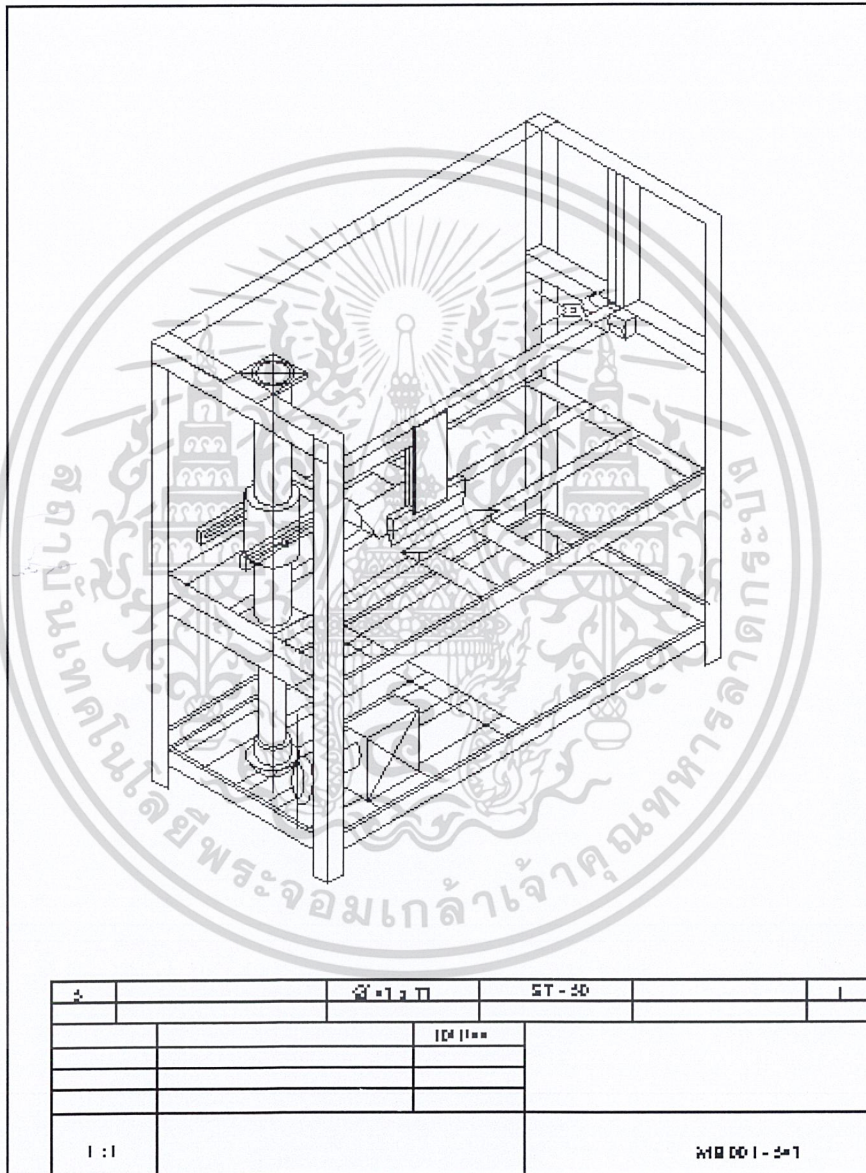
F คือแรงกระทำ I คือโมเมนต์ความเฉื่อย  
 w คือแรงกระทำต่อหน่วยความยาว y คือระยะโค้ง  
 F = wL ; L คือความยาว θ rad คือความลาด  
 E คือโมดูลัสความยืดหยุ่น

|   |   |
|---|---|
| $y_{max} = -\frac{FL^3}{3EI}$    <p>โมเมนต์ค้ำยัน <math>M_x = Fx</math><br/> <math>x = 0 : \theta = -\frac{FL^2}{2EI}</math></p> <p><math>x = L : M_{max} = -FL</math><br/> <math>y = -\frac{F}{6EI} (x^3 - 3L^2x + 2L^2)</math></p>   | <p>แรงกระจายสม่ำเสมอ</p> $y_{max} = -\frac{wL^4}{8EI}$    <p><math>V_x = -Wx</math> แรงเฉือน<br/> <math>M_x = -\frac{Wx^2}{2}</math> พาราโบลา <math>M_{max}</math></p> <p><math>x = L : M_{max} = -\frac{FL}{2} = -\frac{wL^2}{2} \cdot x = 0 : \theta = \frac{wL^3}{6EI}</math><br/> <math>y = -\frac{w}{24EI} (x^4 - 4L^3x + 3L^4)</math></p>   |
|  $y_{max} = -\frac{FL^3}{48EI}$ <p>To <math>x = \frac{L}{2}</math>, <math>V_x = \frac{F}{2}</math></p>   <p><math>M_x = \frac{Fx_1}{2}</math> โมเมนต์<br/> <math>x = 0 : \theta = -\frac{FL^3}{16EI}</math></p> <p><math>x = \frac{L}{2} : M_{max} = \frac{FL}{4}</math><br/>     To <math>x = \frac{L}{2}</math>, <math>y = -\frac{F}{48EI} (3L^2x - 4x^3)</math></p> | <p>แรงกระจายสม่ำเสมอ</p>  $y_{max} = -\frac{5FL^3}{384EI}$ <p><math>R_1 = wL/2</math>, <math>F = wL</math>, <math>R_2 = wL/2</math></p>   <p><math>V_x = \frac{w}{2} (L - 2x)</math><br/> <math>M_x = \frac{w}{2} (Lx - x^2)</math></p> <p><math>x = \frac{L}{2} : M_{max} = \frac{FL}{8} = \frac{wL^2}{8} \cdot x = 0 : \theta = -\frac{wL^3}{24EI}</math><br/> <math>y = -\frac{w}{24EI} (L^3 - 2Lx^2 + x^3)</math></p> |
| <p>ปลายยึดแน่น</p>  $y_{max} = -\frac{FL^3}{192EI}$ <p>To <math>x = \frac{L}{2}</math></p>   <p><math>V_x = \frac{F}{2}</math><br/> <math>M_x = -\frac{FL}{8} + \frac{Fx}{2}</math></p>  | <p>แรงกระจายสม่ำเสมอ</p>  $y_{max} = \frac{wL^4}{384EI}$   <p><math>V_x = \frac{wL}{2} - wx</math><br/> <math>M_x = \frac{wL^2}{12} + \frac{wLx}{2} - \frac{wx^2}{2}</math></p>   |

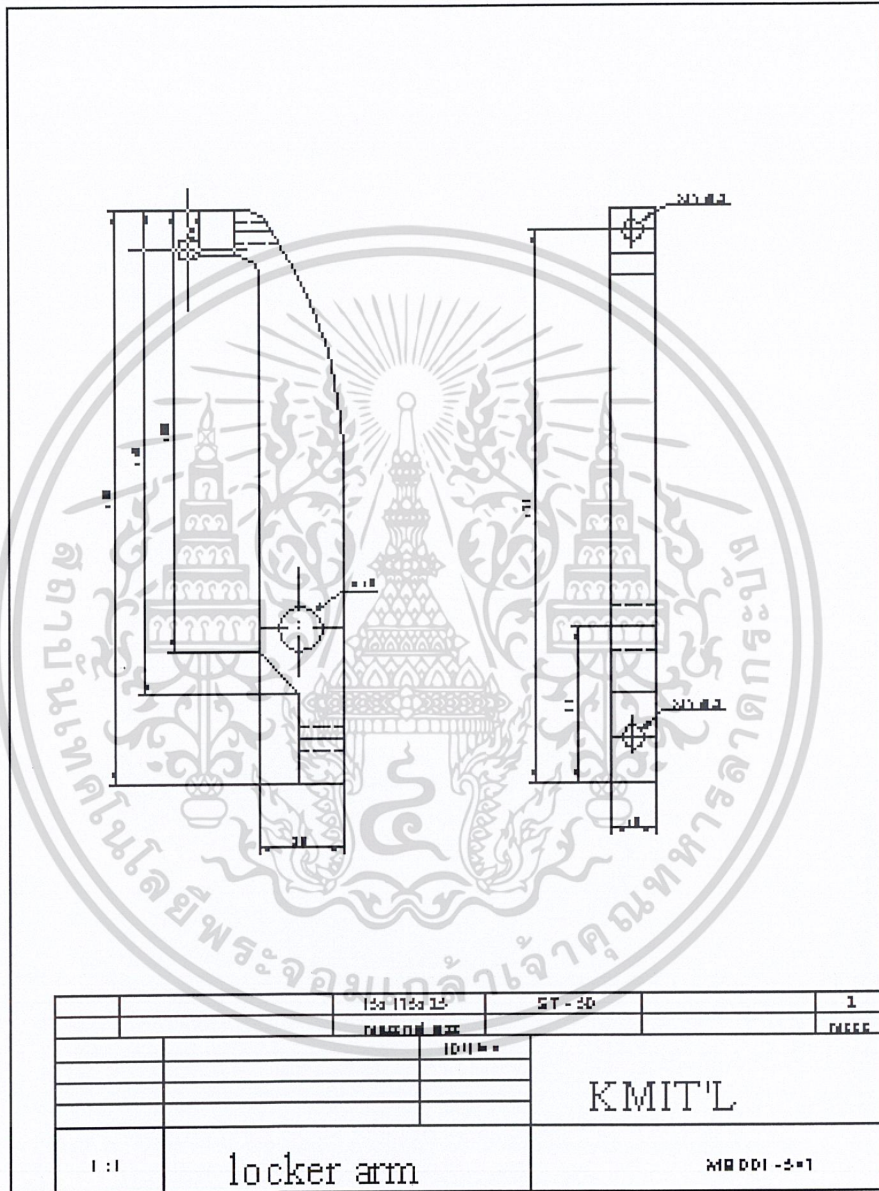
ตารางที่ ค-2 (ต่อ) โมเมนต์และระยะโค้งของคาน

|   |   |
|---|---|
| <p> <math display="block">M_{max} = \frac{Fb}{L}</math> <math display="block">R_1 = Fb/L \quad R_2 = Fa/L</math> </p> <p>             To <math>x = a</math>:         </p> <p> <math display="block">Vx = \frac{Fb}{L}</math> <math display="block">Mx = \frac{Fbx}{L}</math> </p> <p> <math display="block">y_{max} = \frac{Fb}{3EIL} \left( \frac{a(L+b)}{3} \right)^{3/2}, \quad a &gt; b</math> </p> <p>             ที่ <math>x = \sqrt{\frac{a(L+b)}{3}}</math> จากปลายด้านซ้าย         </p> <p> <math display="block">0 &lt; x &lt; a : y = \frac{-Fbx}{6EIL} (L^2 - b^2 - x^2)</math> </p> <p> <math display="block">a &lt; x &lt; L : y = \frac{-Fa(L-x)}{6EIL} (L^2 - a^2 - (L-x)^2)</math> </p> | <p> <math display="block">0 &lt; x &lt; a : Vx = -F, \quad Mx = -Fx</math> </p> <p> <math display="block">a &lt; x &lt; a+b : M = M_{max} = Fa</math> </p> <p> <math display="block">y_{ctr} = \frac{Fb}{8EI}</math> <math display="block">y_{end} = \frac{Fa^2}{3EI} \left( a + \frac{3b}{2} \right)</math> <math display="block">\delta = \frac{Fa}{EI} \left( 3L^2/4 - a^2 \right)</math> </p> |
| <p>คานยื่น, ความต้านแรงสม่ำเสมอ</p> <p> <math display="block">Mx = Fx = \frac{\sigma I}{c}</math> สำหรับ <math>\sigma =</math> ค่าคงที่         </p> <p> <math display="block">d^2 = \frac{6F}{b\sigma} x = \frac{x}{L} h^2</math> </p> <p>             ที่ <math>x = 0 : y_{max} = -\frac{8FL^3}{bEh^3}</math> </p>  | <p>คานรวมคาน, ความต้านแรงสม่ำเสมอ</p> <p> <math display="block">R_1 = \frac{F}{2} \cdot Mx = \frac{Fx}{2} = \frac{\sigma I}{c}</math> สำหรับ <math>\sigma =</math> ค่าคงที่         </p> <p> <math display="block">d^2 = \frac{3F}{b\sigma} x = \frac{x}{L} h^2</math> </p> <p>             ที่ <math>x = \frac{L}{2} : y_{max} = -\frac{FL^3}{2Eb^3}</math> </p>                                 |

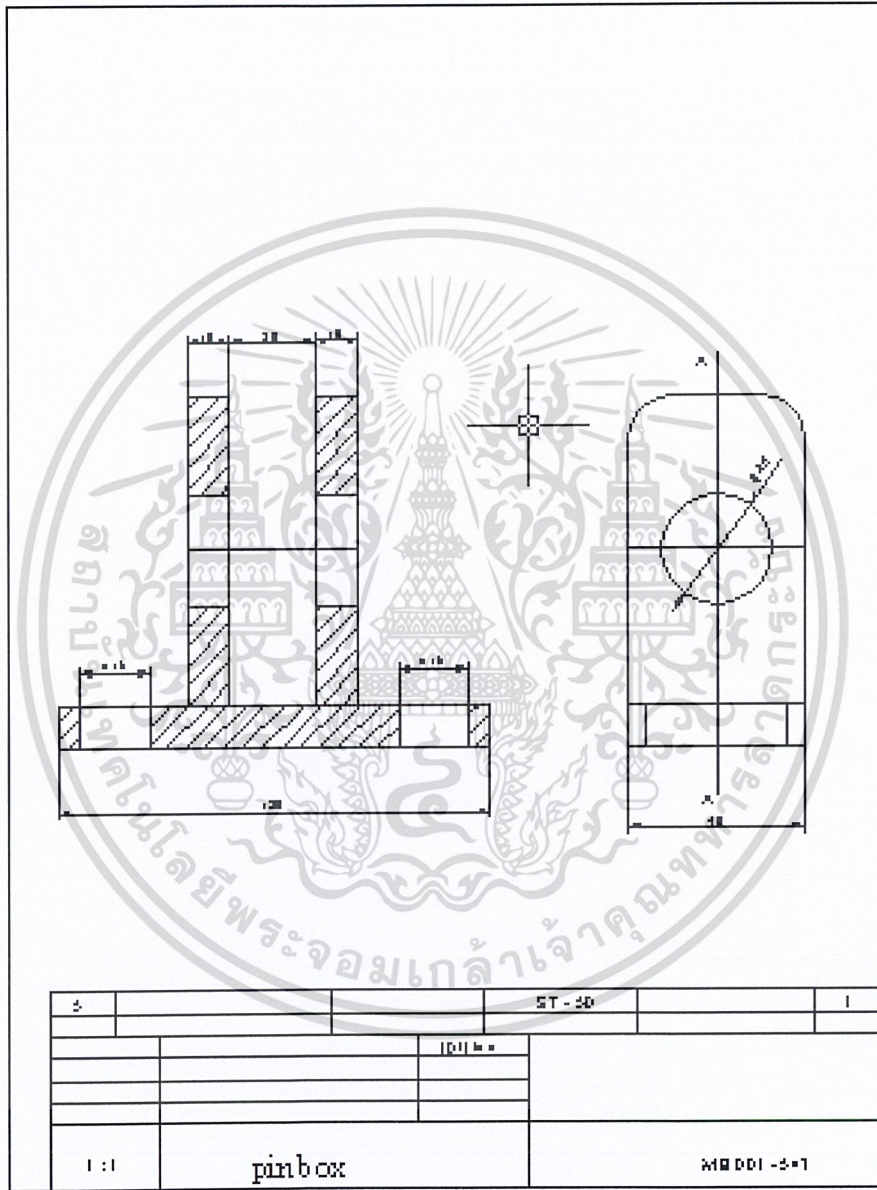
ภาคผนวก ง  
แบบเครื่องผ่านมะพร้าว



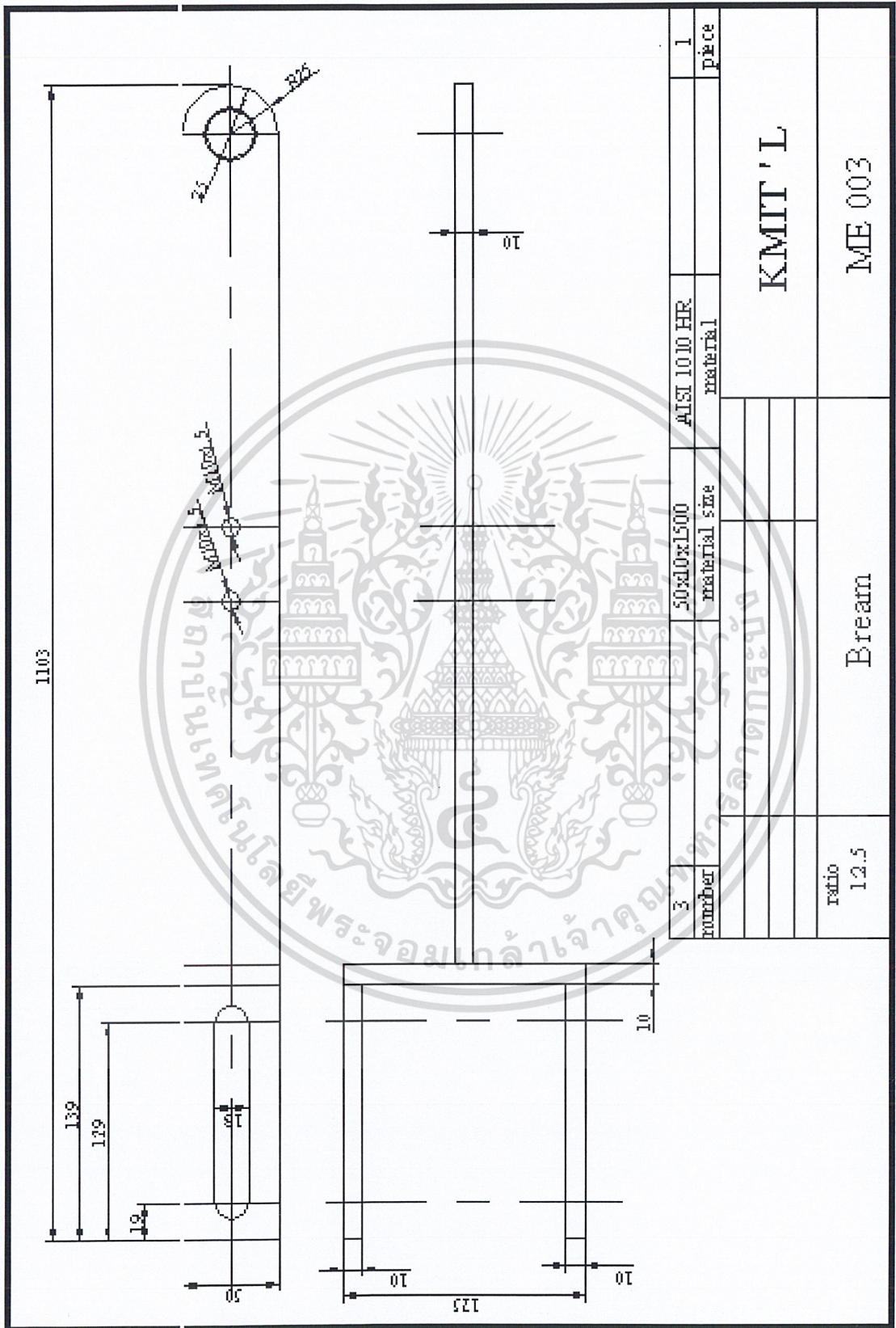
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



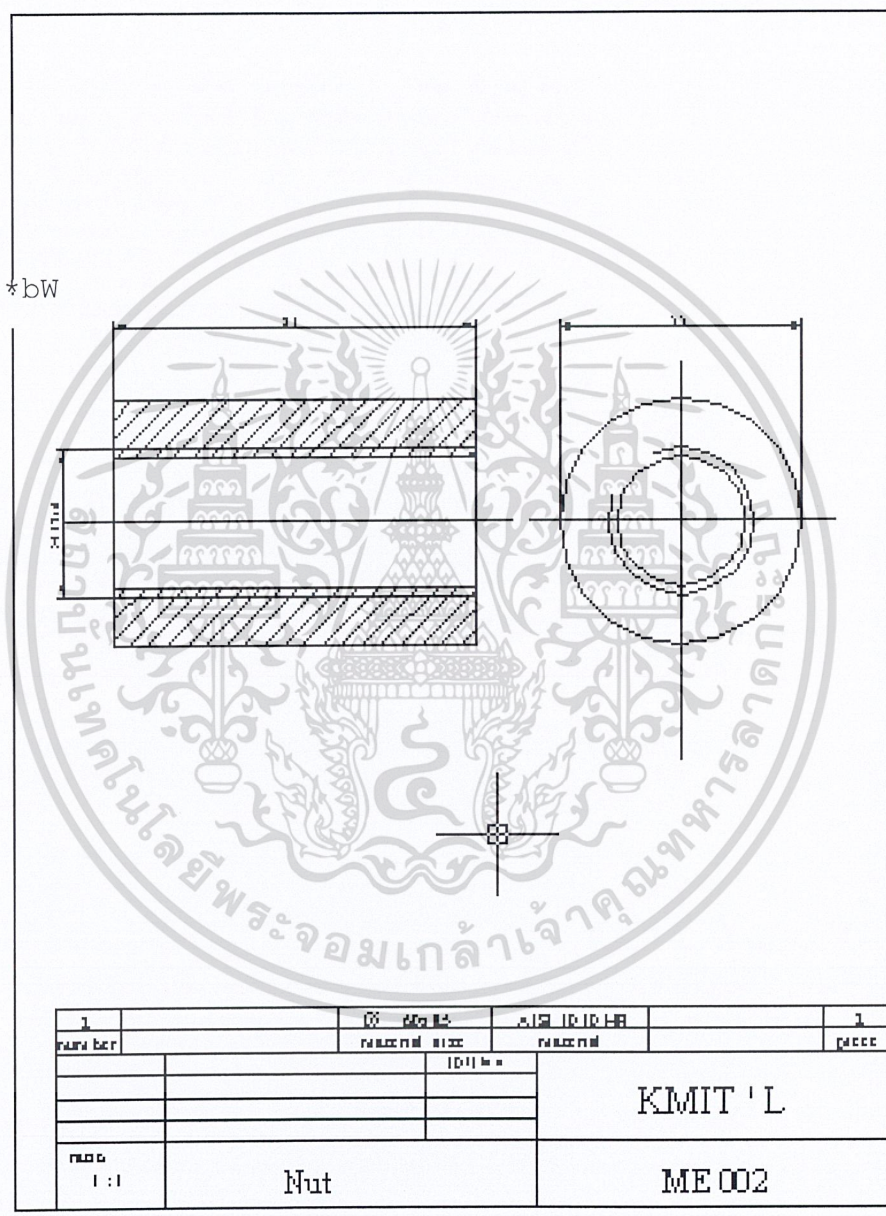
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



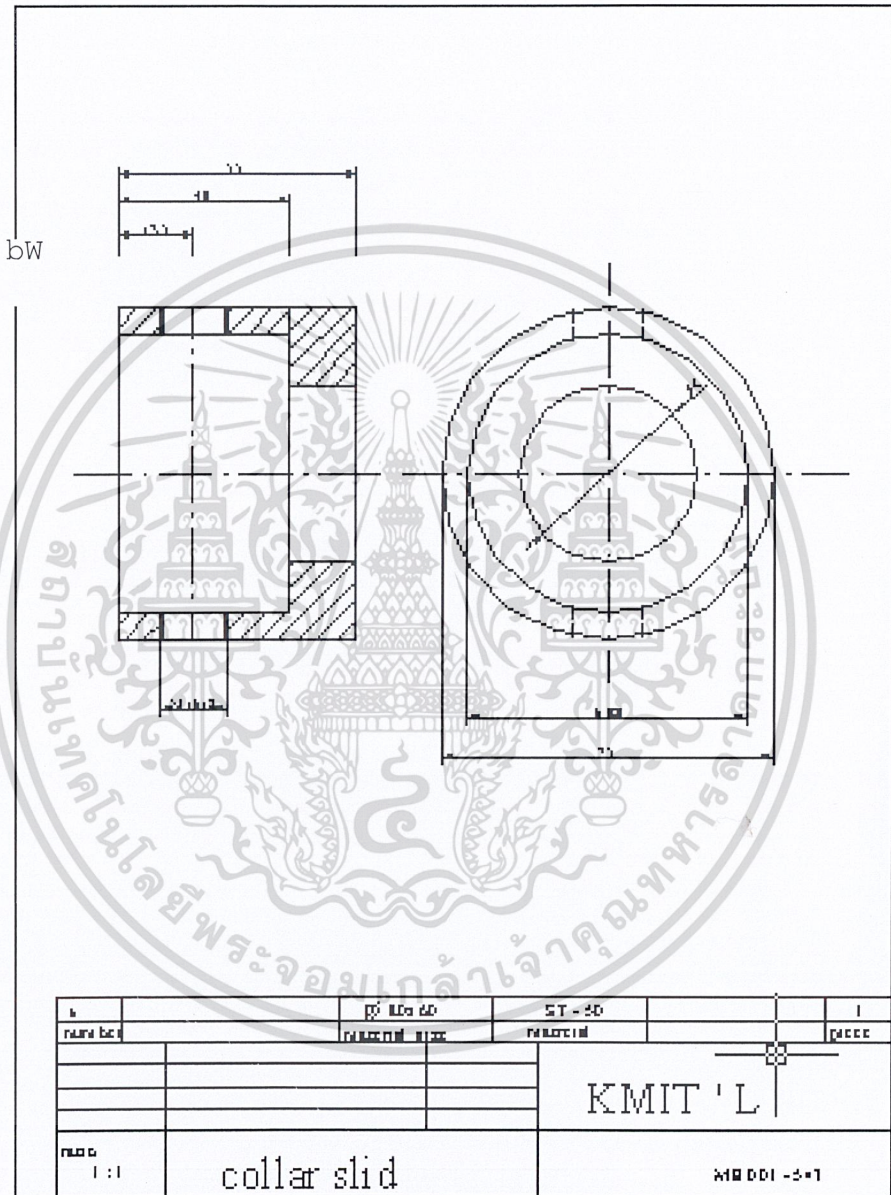
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



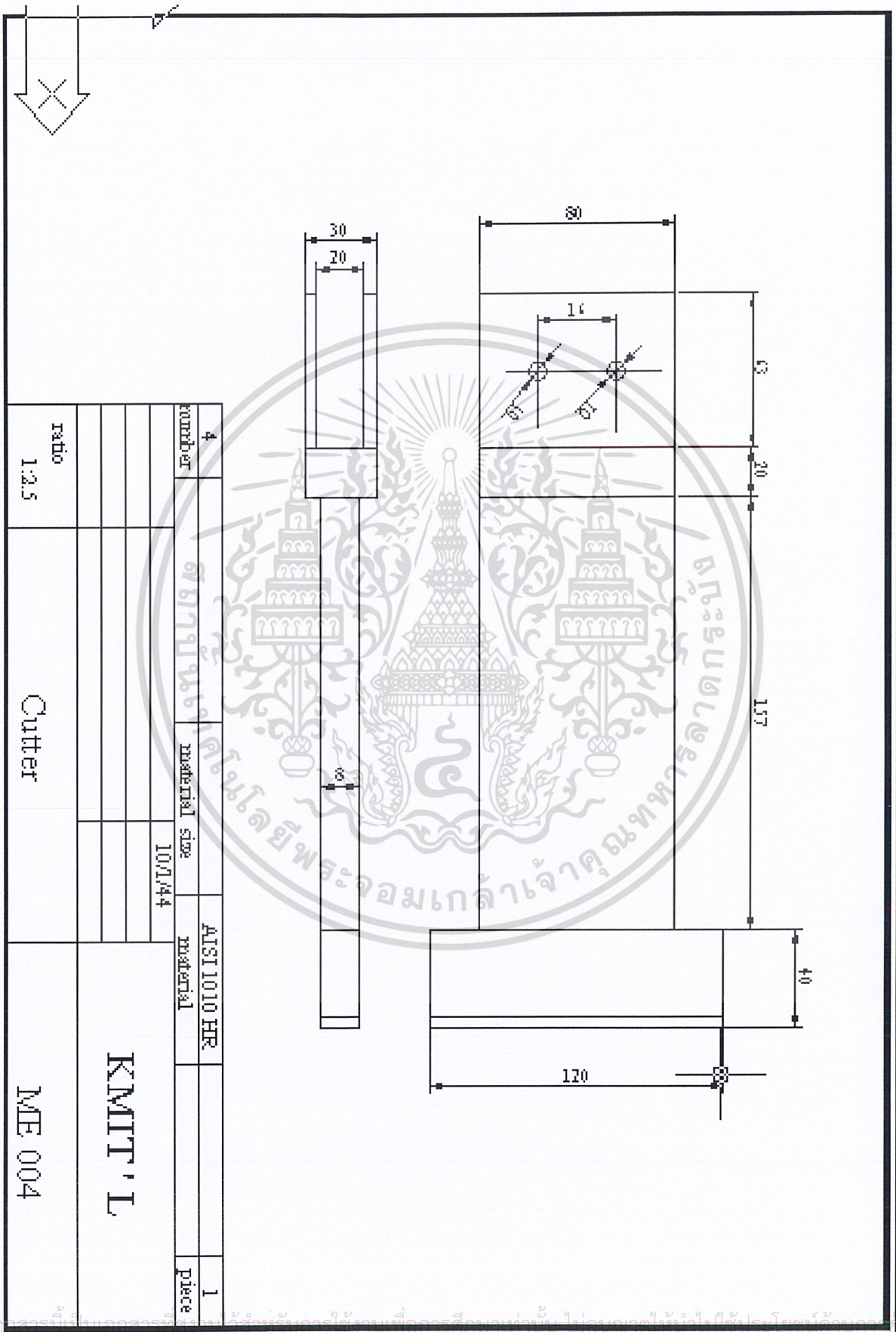
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



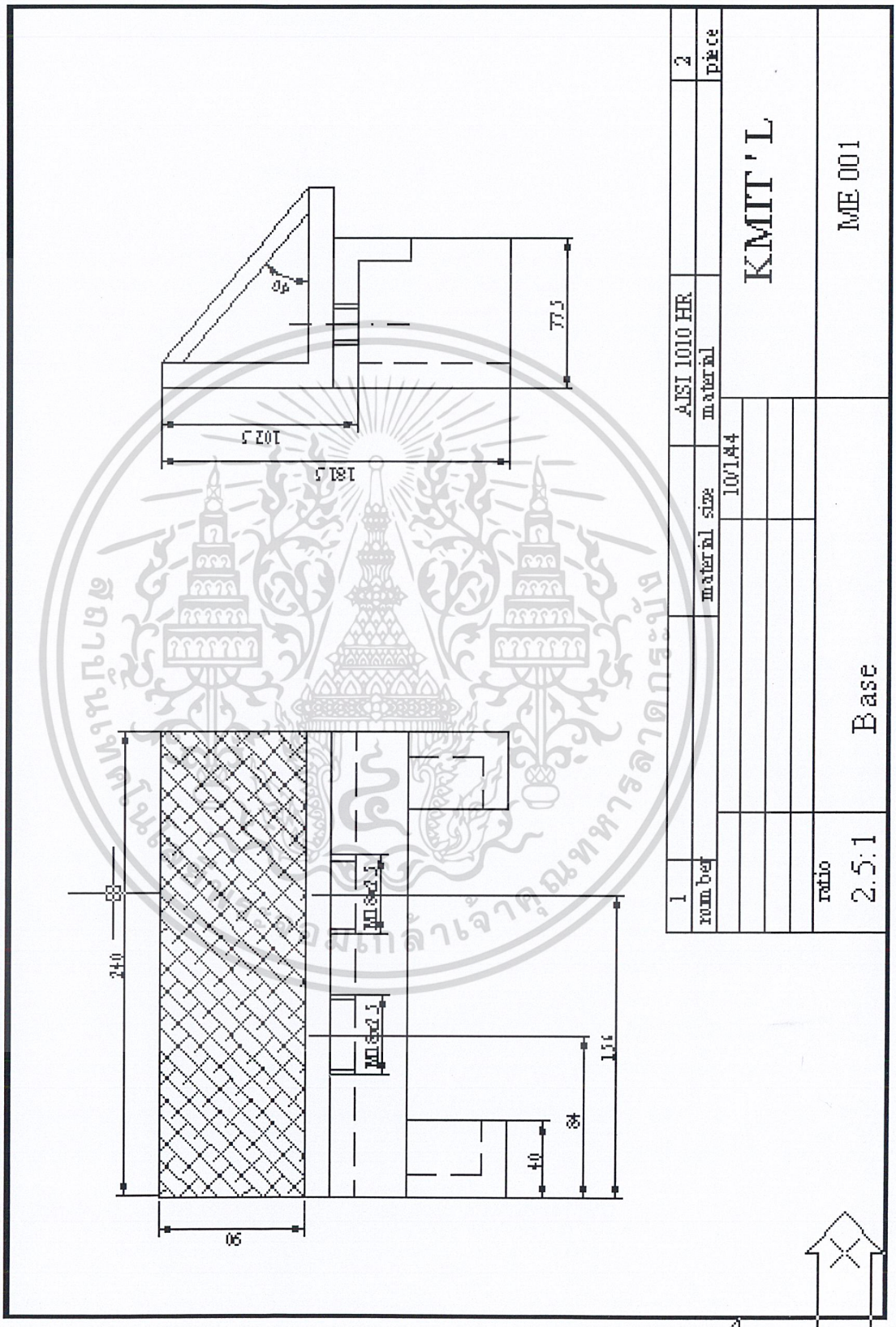
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



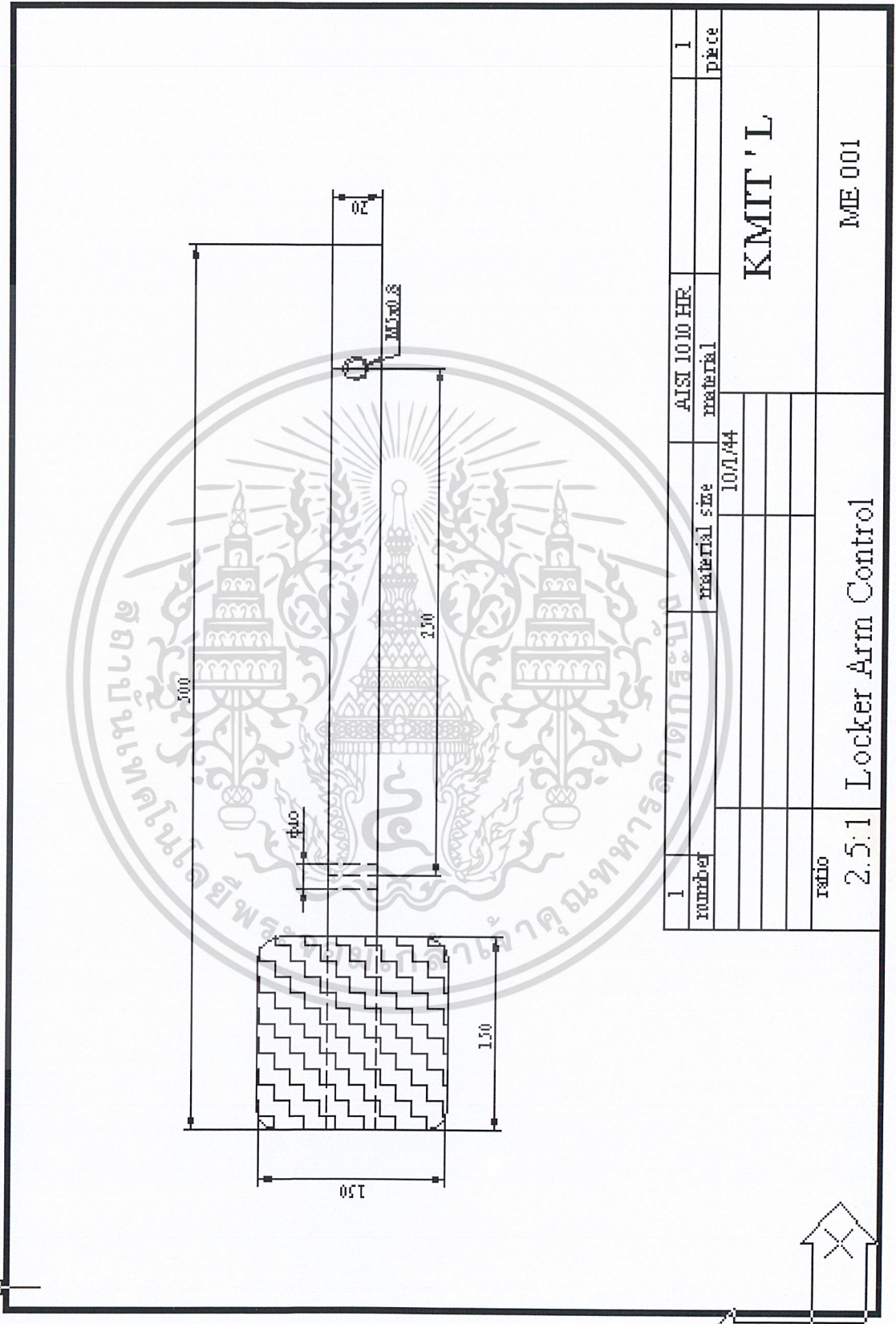
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



|                |        |                    |               |        |   |        |
|----------------|--------|--------------------|---------------|--------|---|--------|
| 1              | number | AISI 1010 HR       | material size | 101/44 | 1 | 1      |
|                |        | material           |               |        |   | piece  |
| <b>KMIT 'L</b> |        |                    |               |        |   |        |
| ratio          | 2.5:1  | Locker Arm Control |               |        |   | ME 001 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้