

เครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน  
Palm Shredding Machine



นายทรงวุฒิ อังกิ่งศักดิ์  
นายธนากรณ์ อินทะจันทร์  
นายอาทิตย์ ใจรัมย์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2545

เลขหมู่.....

เลขทะเบียน...50.170.

วัน,เดือน,ปี.2.1.เส.ย. 2547

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน  
**Palm Shredding Machine**



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2545

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2545

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง เครื่องย่อยก้านทะเลาะปาล์มน้ำมัน

Palm Shredding Machine

ผู้จัดทำ

- |                              |                       |
|------------------------------|-----------------------|
| 1. นายทรงวุฒิ อวงศ์ศักดิ์กุล | รหัสประจำตัว 43015419 |
| 2. นายธนากรณ อินทะจันทร์     | รหัสประจำตัว 43015421 |
| 3. นายอาทิตย์ ใจรัมย์        | รหัสประจำตัว 43015452 |



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ.จำลอง ปรามแก้ว)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เครื่องย่อยก้านทะเลสาปลา้มน้ำมัน

นายทรงวุฒิ อังควงศ์สกุล 43015419

นายชนากรณ์ อินทะจันทร์ 43015421

นายอาทิตย์ ใจรัมย์ 43015452

ผศ.จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2545

### บทคัดย่อ

เนื่องจากว่า ปัจจุบันก้านทะเลสาปลา้มน้ำมัน ที่ผ่านกรรมวิธีการแยกเมล็ดออกแล้วนั้นเกษตรกรสามารถที่จะนำไปใช้ประโยชน์ได้น้อย เพราะก้านทะเลสาปลา้มน้ำมันมีขนาดใหญ่การย่อยสลายโดยธรรมชาติก็ต้องใช้เวลานาน ดังนั้นผู้จัดทำจึงมีความคิดที่จะสร้างเครื่องย่อยก้านทะเลสาปลา้มน้ำมันเพื่อที่จะย่อยก้านทะเลสาปลา้มน้ำมันให้มีขนาดเล็กลง และสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้มากขึ้น เช่น ทำเป็นปุ๋ยหมัก หรือเชื้อเพลิง ในการสร้างเครื่องได้ออกแบบตามหลักวิศวกรรมการออกแบบเครื่องจักรกล โดยใช้วัสดุที่หาได้ภายในประเทศ ตัวเครื่องมีส่วนประกอบที่สำคัญ คือ โครงสร้าง ชุดใบมีดตัดและชุดลูกกลิ้งลำเลียง ส่วนค้นกำลังใช้เครื่องยนต์ขนาด 11 แรงม้า มีอัตราการย่อยโดยเฉลี่ยไม่น้อยกว่า 28 กิโลกรัมต่อนาที



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Palm Shredding Machine

Songwut Ongwongsakul

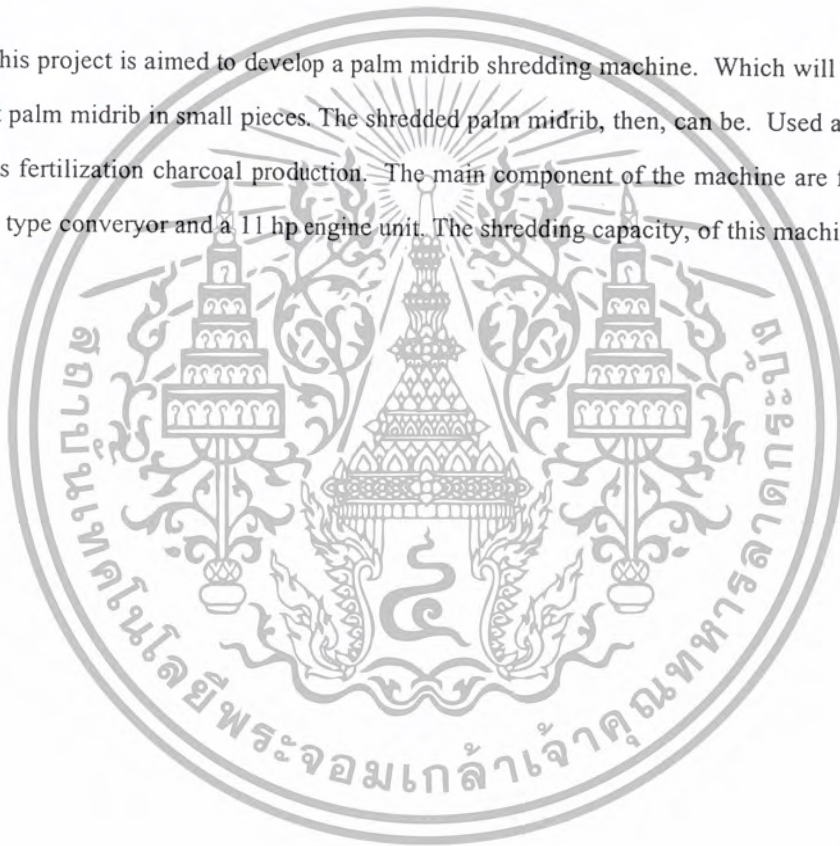
Tanagorn Intajan

Artit Chairangsee

Asst. Prof. Chamlong Prabkeo Advisor

### ABSTRACT

This project is aimed to develop a palm midrib shredding machine. Which will be palm midrib used to cut palm midrib in small pieces. The shredded palm midrib, then, can be. Used as raw materials for, such as fertilization charcoal production. The main component of the machine are frames, a cutter set, rolling type conveyer and a 11 hp engine unit. The shredding capacity, of this machine is more than 28 kg/min.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือ และความร่วมมือจากหลาย ๆ ฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ ผศ. จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้ความเอาใจใส่ แนะนำ และช่วยเหลือเสมอมา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก รวมทั้ง รศ. ทวี เทศเจริญ ที่ให้คำปรึกษา อ. ที่ภาควิชาต่างๆ ท่านที่ประสาทวิชาความรู้จนสำเร็จการศึกษา อ.วีระ สุขประเสริฐ กองเกษตรวิศวกรรม มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ที่ให้คำปรึกษาในแนวทางการออกแบบเครื่อง น้ำ มณฑา เขียมเมือง และ ฟีนินรุจน์ ร่วมกระโทก ที่อำนวยความสะดวกในด้านเครื่องมือ

และต้องขอขอบคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้พวกผมได้มีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูพวกผมเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมา ในทุก ๆ ด้านค้นหาที่เปรียบมิได้ พวกผมขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นายทรงวุฒิ อังคังค์สกุล  
นายธนากรณ์ อินทะจันทร์  
นายอาทิตย์ ใจรัมย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ

## หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 วิธีการดำเนินงาน	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 ปาล์มน้ำมัน	4
2.1 ประวัติความเป็นมาของอุตสาหกรรมน้ำมันปาล์ม	4
2.2 การเก็บเกี่ยวทะลวยปาล์ม	4
2.3 ส่วนประกอบของทะลวยปาล์มสด	5
2.4 กระบวนการสกัดน้ำมันปาล์มดิบ	6
2.4.1 กระบวนการสกัดน้ำมันแบบมาตรฐาน	6
2.4.2 กระบวนการสกัดน้ำมันแบบทอดผลปาล์ม	8
2.4.3 กระบวนการหีบน้ำผสม	9
บทที่ 3 ทฤษฎีและการออกแบบเครื่องจักรกล	10
3.1 สายพานลีม	10
3.1.1 กลศาสตร์ของสายพานลีม	12
3.1.2 ทฤษฎีการคำนวณหาขนาดสายพานลีม	13
3.1.3 การคำนวณหาขนาดสายพานลีมและล้อสาพาน	14
3.2 เฟืองตรง	18
3.3 แบริ่ง	20
3.3.1 อายุใช้งานของแบริ่ง	21
3.3.2 การประเมินค่าอายุใช้งานและแรง	22
3.3.3 แรงสมมูล	23
3.3.4 การคำนวณหาบอลแบริ่ง	24

3.3.4.1	ที่ตำแหน่งชุดเพลลาใบมีด	24
3.3.4.2	ที่ตำแหน่งชุดเพลลาลอย	26
3.4	การออกแบบเพลลาตาม ใค้ดของ ASME	27
3.5	การออกแบบใบมีด	39
3.6	การชุบแข็ง	40
3.7	การอบคืนไฟ	41
3.8	การออกแบบชุดลูกกลิ้งลำเลียง	41
3.9	การคำนวณหาขนาดของเศษและอัตราการย่อย	41
3.10	การคำนวณหาขนาดของเครื่องยนต์ต้นกำลัง	42
3.10.1	การทดสอบเพื่อหาแรงสำหรับการตัดก้านทะลายปาล์มน้ำมัน	42
3.10.2	แสดงวิธีการคำนวณหาขนาดของเครื่องยนต์ต้นกำลัง	43
บทที่ 4	ส่วนประกอบและหลักการทำงานเครื่องย่อยก้านทะลายปาล์มน้ำมัน	45
4.1	ส่วนประกอบของเครื่องย่อยก้านทะลายปาล์ม	45
4.1.1	เครื่องยนต์ต้นกำลัง	45
4.1.2	ชุดลูกกลิ้งลำเลียง	46
4.1.3	ชุดใบมีดหันตัด	46
4.1.4	โครงยึดใบมีด	47
4.1.5	โครงสร้าง	47
4.1.6	รางลำเลียงก้านทะลายปาล์ม	47
4.2	หลักการทำงานของเครื่อง	48
4.3	คุณลักษณะของเครื่องย่อยก้านทะลายปาล์มน้ำมัน	49
บทที่ 5	วิธีการทดสอบและผลการทดสอบการทำงานของเครื่อง	50
5.1	การทดสอบการทำงานกับก้านทะลายปาล์มน้ำมัน	50
5.1.1	วิธีการทดสอบ	50
5.1.2	ผลการทดสอบ	50
5.2	การทดสอบการทำงานกับทางมะพร้าว	50
5.2.1	วิธีการทดสอบ	51
5.2.2	ผลการทดสอบ	53
บทที่ 6	วิจารณ์ สรุปผลการทดสอบและข้อเสนอแนะ	56
6.1	วิเคราะห์และสรุปผลการทดสอบ	56
6.2	ข้อเสนอแนะในการปรับปรุงเครื่องจักร	56
ภาคผนวก		57
บรรณานุกรม		80

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3.1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิสัยของล้อยาสายพานลิ้มตามมาตรฐาน ISO/R 52-1975Z(E) และ ISO/R 253-1962(E)	11
ตารางที่ 3.2 ตัวประกอบ $K_2$	13
ตารางที่ 3.3 ขนาดเฟืองมาตรฐาน	19
ตารางที่ 3.4 ค่าตัวประกอบความล้า	29
ตารางที่ 3.5 แสดงค่า Torque ที่อ่านได้จาก scal บน Impact Test	43
ตารางที่ 4.1 แสดงรายละเอียดของเครื่อง	49
ตารางที่ 5.1 แสดงผลการทดสอบเครื่องข้อยก้านทะเลยาปาล์มน้ำมัน โดยใช้ทางมะพร้าวแห้ง	53
ตารางที่ 5.2 แสดงผลการทดสอบเครื่องข้อยก้านทะเลยาปาล์มน้ำมัน โดยใช้ทางมะพร้าวสด	54



## สารบัญภาพ

หน้า

รูปที่ 1.1	แสดงก้านทะเลายปาล์มน้ำมันที่เหลือจากการแยกเมล็ดออกแล้ว	1
รูปที่ 2.1	แสดงลักษณะส่วนประกอบของทะเลายปาล์ม	5
รูปที่ 2.2	แสดงส่วนประกอบของทะเลายปาล์ม	5
รูปที่ 2.3	กระบวนการหีบน้ำมันแบบมาตรฐาน	7
รูปที่ 2.4	กระบวนการหีบน้ำมันแบบทอดผลปาล์มในน้ำมัน	8
รูปที่ 2.5	กระบวนการหีบน้ำมันผสม	9
รูปที่ 3.1	หน้าตัดสายพานลิ่มและล้อสายพาน	11
รูปที่ 3.2	แรงบนสายพานลิ่ม	12
รูปที่ 3.3	แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดสายพานลิ่ม	14
รูปที่ 3.4	ส่วนต่างๆของแบริ่ง	21
รูปที่ 3.5	ลักษณะของแรงที่กระทำกับเพลลาใบมีด	25
รูปที่ 3.6	แสดงเพลลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ	27
รูปที่ 3.7	ลักษณะของโครงยึดใบมีดที่ยังไม่ทำเป็นนม	29
รูปที่ 3.8	ลักษณะของแผ่นยึดใบมีด	30
รูปที่ 3.9	แสดงลักษณะของแรงที่กระทำบนเพลลา	33
รูปที่ 3.10	แสดงลักษณะของแรงที่กระทำบนเพลลา	34
รูปที่ 3.11	ไดอะแกรมแสดงลักษณะของแรงที่กระทำบนเพลลาลอย	36
รูปที่ 3.12	แสดงแรงและ โมเมนต์คัตในแนวตั้งและแนวระดับ	37
รูปที่ 4.1	แสดงเครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน	45
รูปที่ 4.2	แสดงลักษณะเครื่องยนต์	45
รูปที่ 4.3	ชุดลำเลียงก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน	46
รูปที่ 4.4	ใบมีดตัดและใบมีดรับ	46
รูปที่ 4.5	แสดงการติดตั้งใบมีดและ โครงยึดใบมีด	47
รูปที่ 4.6	แสดงโครงสร้างของเครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน	47
รูปที่ 4.7	แสดงขนาดของเครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน	48
รูปที่ 5.1	แสดงการทดสอบการทำงานของเครื่องโดยใช้ทางมะพร้าว	52
รูปที่ 5.2	แสดงเครื่องจักรขณะดูดทางมะพร้าวเข้าไปตัดย่อย	52
รูปที่ 5.3	แสดงเศษที่ได้จากการย่อยในเวลา 1 นาที ที่ความเร็วรอบต่างๆ	52
รูปที่ 5.4	แสดงเศษโตสุดที่ได้จากการย่อยที่ความเร็วรอบต่างๆเมื่อนำมารวมกัน	53
รูปที่ 5.5	แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของใบมีดกับกำลังที่ใช้ในการตัด	54

เอกสารนี้เป็นเอกสารร่างที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้  
 55

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 1

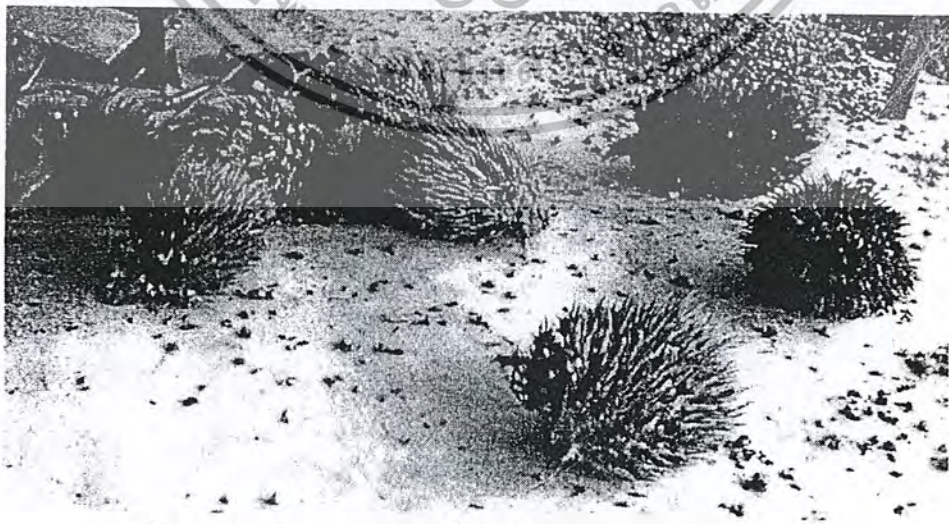
## บทนำ

### 1.1 ความสำคัญและที่มา

ในปัจจุบันนี้ น้ำมันเพื่อการบริโภคและใช้ในอุตสาหกรรมต่อเนื่องอื่น ๆ มักจะใช้น้ำมันถั่วเหลือง และน้ำมันปาล์ม ปาล์มน้ำมันเป็นพืชเศรษฐกิจที่มีความสำคัญชนิดหนึ่ง เนื่องจากปัจจุบันยังไม่มีพืชชนิดใดที่ประเทศไทยสามารถผลิต เพื่อสกัดน้ำมันได้อย่างเพียงพอกับความต้องการภายในประเทศเท่ากับน้ำมันปาล์ม จึงสามารถลดการนำเข้าน้ำมันเพื่อการบริโภค รวมทั้งผลิตภัณฑ์ต่างๆ เช่น สบู่ ครีมเทียม ครีมทาผิว จากต่างประเทศได้ ปัจจุบันนี้ได้มีการนำมาผลิตเป็นน้ำมัน BioDiesel จะเห็นได้ว่านับวันปริมาณการใช้ น้ำมันปาล์มภายในประเทศ สูงขึ้นเรื่อย ๆ ดังนั้นส่วนที่เหลือจากอุตสาหกรรมก็คือก้นทะเลลายปาล์มน้ำมันก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย โครงการนี้จึงมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อ สร้างเครื่องจักรที่สามารถใช้ในการย่อยก้นทะเลลายปาล์มน้ำมันขึ้น แทนการใช้แรงงานคนซึ่งมีข้อจำกัดและปัญหาต่างๆ ดังนี้คือ

- เสียเวลาในการทำงาน
- เสียแรงงานมาก
- อาจจะทำให้เกิดอันตรายจากการตัด หรือจากเครื่องมือตัดได้
- เครื่องมือตัดอาจมีข้อจำกัดในการตัดย่อยก้นทะเลลายปาล์มน้ำมันที่มีขนาดใหญ่

จากปัญหาข้างต้นทางกลุ่มผู้ดำเนินงานจึงได้ทำการศึกษาและออกแบบ เครื่องย่อยก้นทะเลลายปาล์ม น้ำมัน ( Palm Shredding Machine ) ขึ้น ซึ่งเป็นเครื่องขนาดเล็ก และจะเป็นเครื่องจักรที่มีความสามารถเหนือกว่าข้อจำกัดการทำงานของคนอย่างมาก อีกทั้งยังประหยัดเวลา แรงงาน และมีความปลอดภัยอีกด้วย



รูปที่ 1.1 แสดงก้นทะเลลายปาล์มน้ำมันที่เหลือจากการแยกเมล็ดออกแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อนึ่งเครื่องย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันนี้จะเป็นประโยชน์สำหรับเกษตรกรในการที่จะนำเอา ก้านทะเลสาปลาต้มที่ไม่สามารถใช้ประโยชน์ได้นำกลับมาใช้ เช่น นำก้านทะเลสาที่ผ่านการย่อยมาแล้วมาทำเป็นปุ๋ยหมักใช้ภายในสวนซึ่งจะทำให้เกษตรกรลดค่าใช้จ่ายในการซื้อปุ๋ยได้ นอกจากนี้ยังเป็นการลดการใช้ปุ๋ยวิทยาศาสตร์ซึ่งจะเป็นการรักษาคุณภาพดินอีกทางหนึ่งด้วย

## 1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- 1.2.1 เพื่อเป็นแนวทางเบื้องต้น ในการขจัดปัญหา และเพิ่มขีดจำกัดในการตัดย่อยก้านทะเลสาปลาต้ม น้ำมัน โดยเครื่องมือตัดเบื้องต้นและแรงงานคน
- 1.2.2 เพื่อศึกษาถึงความเป็นไปได้ สมมติฐาน ข้อมูล แนวความคิด ตลอดจนข้อจำกัดต่างๆ เกี่ยวกับเครื่องจักรตัวนี้
- 1.2.3 เพื่อที่จะสร้างเครื่องย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันขึ้นมาใช้งาน ตามเป้าหมายได้อย่างมีประสิทธิภาพ
- 1.2.4 เพื่อที่จะรู้ถึงข้อดีข้อเสีย และความเป็นไปได้ในการที่จะปรับปรุงพัฒนาเครื่องจักรประเภทนี้ให้ทำงานได้อย่างสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

## 1.3 ขอบเขตของโครงการ

โครงการนี้จะทำการสร้างตัวเครื่องย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันขึ้นมา โดยใช้หลักการทฤษฎีของ Machine Design เป็นหลัก เมื่อสร้างเครื่องสำเร็จก็จะทำการทดสอบประสิทธิภาพการทำงาน รวมทั้งวิเคราะห์ข้อดีข้อเสีย และแนวทางการพัฒนาเครื่องจักรต่อไป

## 1.4 วิธีการดำเนินงาน

- 1.4.1 ศึกษาและเก็บข้อมูลเบื้องต้น เกี่ยวกับก้านทะเลสาปลาต้ม น้ำมัน และการทำงานของเครื่อง
- 1.4.2 พิจารณาเลือกขอบเขตการทำงานของเครื่องจักร และลักษณะการทำงานของเครื่อง
- 1.4.3 กำหนดการใช้อุปกรณ์ต่างๆ ให้สอดคล้องกับขอบเขตการทำงาน ของเครื่องที่พิจารณาเลือกมา
- 1.4.4 ออกแบบเครื่องจักร ตลอดจนส่วนประกอบต่างๆ ของเครื่อง
- 1.4.5 ดำเนินการจัดสร้าง
  - ขั้นตอนการเตรียมอุปกรณ์
  - ขั้นตอนการจัดสร้างระบบการทำงานต่างๆ
  - ขั้นตอนการประกอบเครื่องจักร

- 1.4.6 ออกแบบการทดสอบเพื่อหาสมรรถนะ และขอบเขตการทำงานของเครื่องจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 1.4.7 การทดสอบและเก็บข้อมูลการทดสอบ
- 1.4.8 วิเคราะห์ข้อมูลที่ได้ พร้อมทั้งประเมินผล
- 1.4.9 สรุปผลข้อมูลนำเสนอ พร้อมข้อเสนอแนะในการที่จะปรับปรุงเครื่องจักร

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.5.1 ได้ความรู้ความเข้าใจ และแนวทางในการเพิ่มขีดจำกัดการตัดย่อยก้านทะลายปาล์มน้ำมัน
- 1.5.2 ได้เรียนรู้ถึงหลักการ การทำงานจริง ตลอดจนข้อดี ข้อเสีย ของวัสดุอุปกรณ์ที่จะนำมาใช้สร้างเครื่องจักร
- 1.5.3 ได้รู้จักวางแผนการทำงาน และทำงานในการจัดสร้างจริง
- 1.5.4 ได้รู้ถึงปัญหาในขั้นตอนการดำเนินงานต่างๆ และสามารถใช้ความรู้ที่เรียนมาแก้ปัญหาเหล่านั้นได้
- 1.5.5 สามารถสร้างเครื่องจักรขึ้นมาเพื่อทำงานตามวัตถุประสงค์ได้



## บทที่ 2 ปาล์มน้ำมัน

### 2.1 ประวัติความเป็นมาของอุตสาหกรรมน้ำมันปาล์ม

ปาล์มน้ำมันเป็นพืชที่อยู่ในตระกูลปาล์มเช่นเดียวกับมะพร้าว ซึ่งปาล์มน้ำมันมีถิ่นกำเนิดดั้งเดิมอยู่ในทวีปแอฟริกา และปาล์มน้ำมันที่ขึ้นในแอฟริกาส่วนใหญ่เป็นพันธุ์ที่มีชื่อทางวิทยาศาสตร์ว่า อีเลอสิส กินีซีล

ปาล์มน้ำมันได้ถูกนำเข้ามาปลูกในทวีปเอเชียเป็นครั้งแรกในประเทศอินโดนีเซีย และถัดมาอีกไม่กี่ปีก็มีการนำมาปลูกในเชิงธุรกิจในประเทศมาเลเซีย จนกระทั่งมาเลเซียได้กลายเป็นผู้ส่งออกน้ำมันปาล์มรายใหญ่ที่สุดของโลกตั้งแต่ปี พ.ศ. 2508 เป็นต้นมา

สำหรับในประเทศไทยนั้นพบว่าได้มีผู้นำปาล์มน้ำมันเข้ามาปลูกที่จังหวัดสงขลา แล้วต่อมาได้มีการปลูกปาล์มน้ำมันในเชิงการค้าเป็นครั้งแรกในจังหวัดกระบี่ และสตูลโดยนำปาล์มมาจากมาเลเซียทั้งหมด ซึ่งต่อมาได้มีการปลูกส่วนปาล์มกันอย่างแพร่หลายในอีกหลายจังหวัดทางภาคใต้ ส่งผลทำให้กิจการการบีบน้ำมันปาล์มขยายตัวอย่างต่อเนื่องเป็นต้นมา

### 2.2 การเก็บเกี่ยวทะลายปาล์ม

ช่อดอกตัวเมียที่ได้รับการผสมเกสรแล้วจะใช้เวลาประมาณ 5 ถึง 6 เดือน ผลปาล์มเริ่มสุกซึ่งระยะเวลานี้อาจเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยแล้วแต่สภาพแวดล้อม และความสมบูรณ์ของต้นปาล์ม โดยปฏิกิริยาชีวเคมีของผลปาล์มในช่วงที่ผลปาล์มสุกนั้น แบ่งในสามขั้นเปลือกจะเปลี่ยนสภาพกลายเป็นน้ำมันซึ่งเรียกว่า กลีเซอไรด์ สำหรับผลปาล์มที่สุกนั้น สีของเมล็ดปาล์มจะเปลี่ยนจากม่วงดำเป็นสีแดงสมนอกจากการวัดความสุกของเมล็ดปาล์มจากสีแล้วยังสามารถสังเกตได้จากผลปาล์มที่ร่วงจากทะลาย ( 2 ผลต่อน้ำหนักทะลาย 1 กิโลกรัม ) จึงสามารถทราบว่ามีเมล็ดปาล์มสุกหรือไม่ได้

ข้อควรปฏิบัติในการเก็บเกี่ยวทะลายปาล์มมีดังต่อไปนี้

- 1 ควรตัดทะลายปาล์มที่สุกพอดี ไม่ควรตัดทะลายปาล์มที่ยังดิบ เพราะในผลปาล์มดิบมีสภาพเป็นน้ำและแข็ง ยังไม่แปลสภาพเป็นน้ำมัน ส่วนทะลายปาล์มที่สุกมากเกินไป จะมีกรดไขมันอิสระสูง
- 1 รอบการเก็บเกี่ยวในช่วงฤดูที่ผลปาล์มออกชุกควรทำทุก 7-10 วัน ส่วนหน้าแล้งอาจเก็บช่วงนานกว่านี้ และผลปาล์มที่ร่วงควรเก็บมาให้หมดสิ้น
- 2 ไม่ควรแทงวงทะลายมากเกินไป และไม่ควรทำให้ผลปาล์มมีรอยขีดข่วน หรือชำรุดมาก เพราะกรดไขมันอิสระจะเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว
- 3 หากทะลายติดแน่นกับลำต้นมากให้ใช้มีดขอ หรือพร้าตัดเซาะขั้วทะลายเสียก่อน และจึงใช้เสียมแทงตาม
- 4 เมื่อเก็บทะลายปาล์มมาจากสวนแล้วควรขนส่งไปยังโรงงานอย่างรวดเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

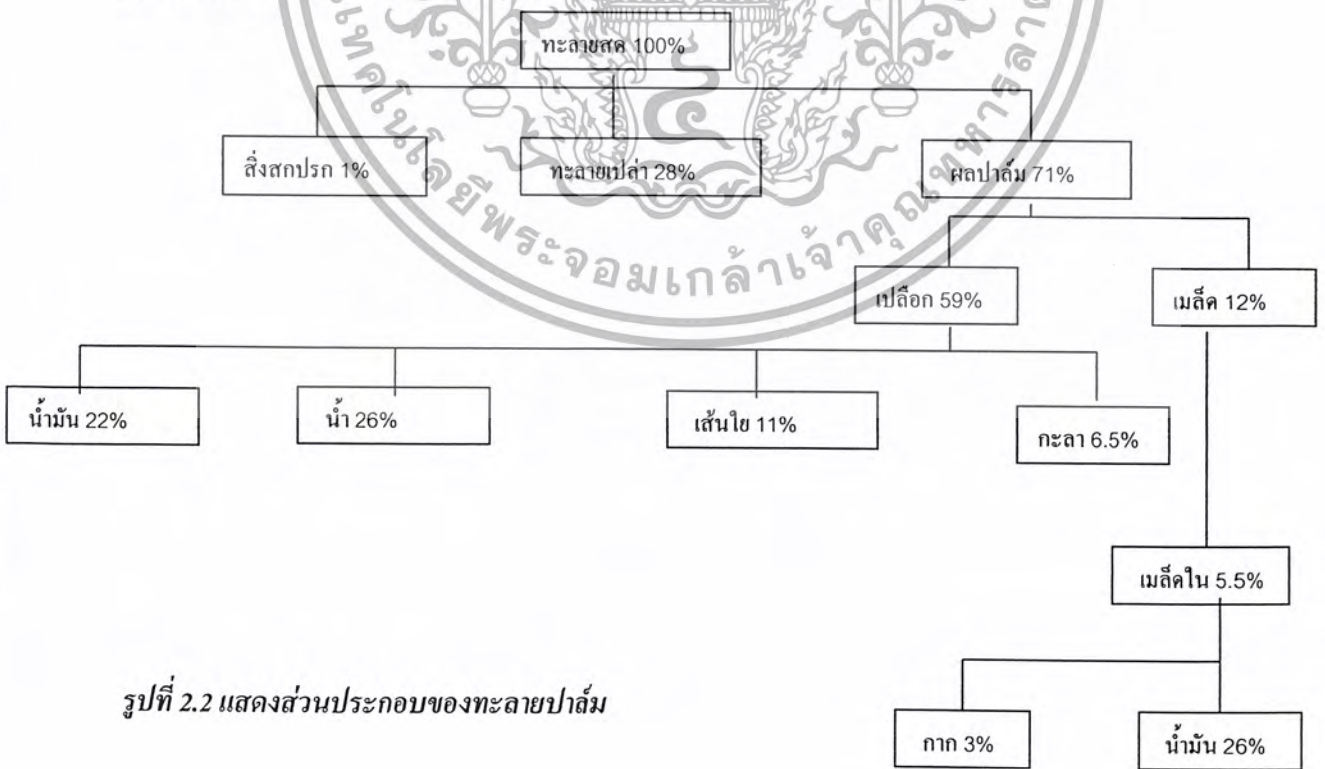
### 2.3 ส่วนประกอบของทะลายปาล์มสด

ทะลายปาล์มสดจะประกอบไปด้วย ทะลายเปล่า ผลปาล์ม ภายในผลจะประกอบไปด้วยส่วนของชั้นเปลือกซึ่งในชั้นนี้จะมีน้ำมันปาล์ม จากชั้นเปลือกจะมีกะหุ้มเมล็ดในอยู่ ภายในเมล็ดในจะมีน้ำมันอีกชนิดหนึ่งเรียกว่า น้ำมันเมล็ดใน



รูปที่ 2.1 แสดงลักษณะส่วนประกอบของทะลายปาล์ม

สำหรับปาล์มที่อายุเกิน 8 ปี ขึ้นไป มีส่วนประกอบโดยประมาณดังนี้



รูปที่ 2.2 แสดงส่วนประกอบของทะลายปาล์ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณน้ำมันจากเปลือกซึ่งจะเป็นตัวที่มีมูลค่าทางเศรษฐกิจสูงที่สุดนั้น จะมีปริมาณแตกต่างกันไปตามอายุของปาล์มตลอดจนการดูแลรักษา ซึ่งในกรณีที่ปาล์มมีอายุน้อยจะมีปริมาณน้ำมันจากเปลือกก็จะม้น้อยตามด้วย

#### 2.4 กระบวนการสกัดน้ำมันปาล์มดิบ

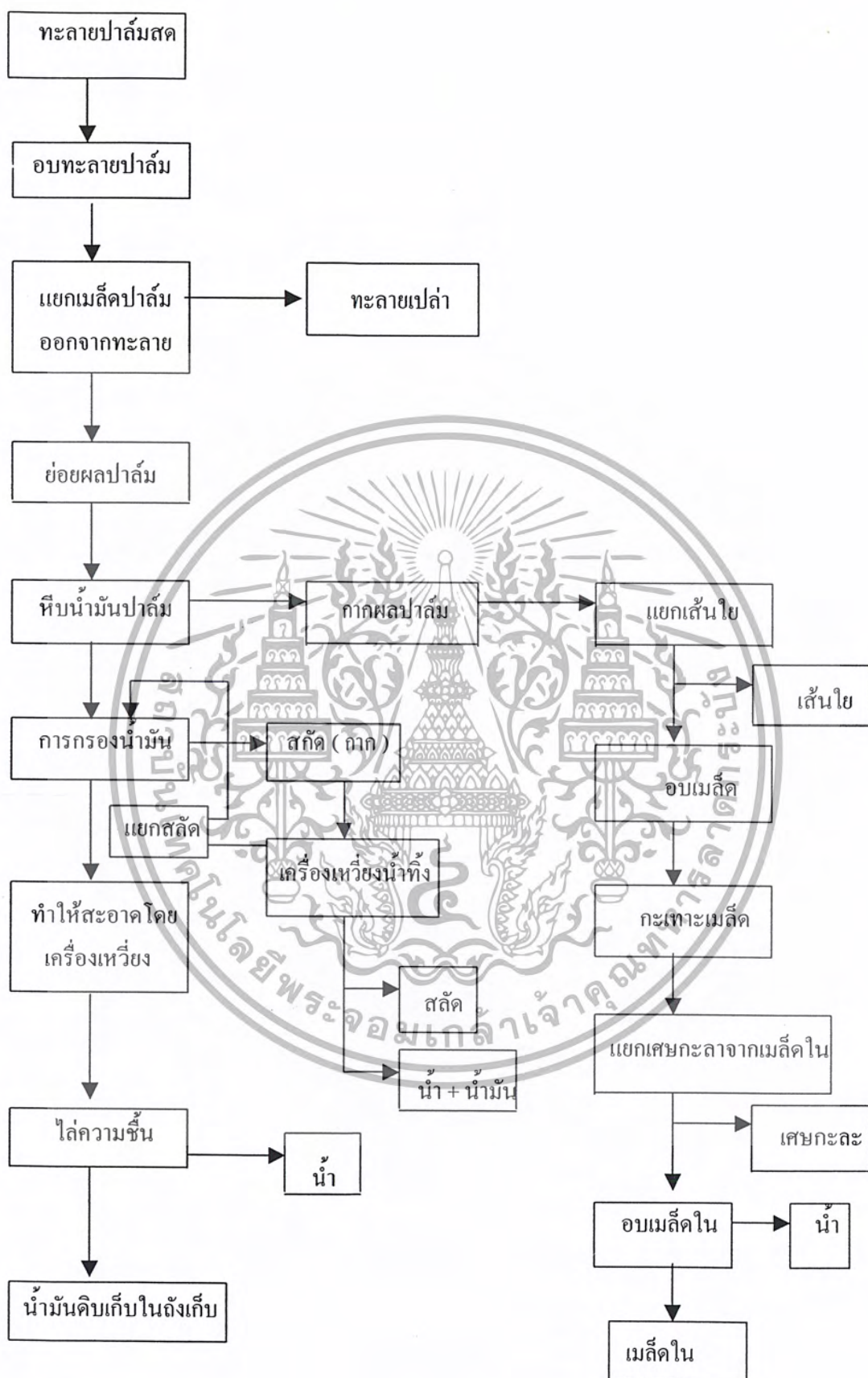
การสกัดน้ำมันปาล์มดิบจากทะลายปาล์มสดนั้น ได้เริ่มมีมาตั้งแต่สมัยโบราณ โดยชาวพื้นเมืองได้นำเอาผลปาล์มจากปามาบีบเอาน้ำมันออกมาด้วยวิธีการง่าย ๆ เช่น นำผลปาล์มมาคั้นกับน้ำแล้วใส่ครกตำจากนั้นก็นำไปคั้นกับน้ำร้อน เพื่อแยกน้ำมันออกมาซึ่งได้ประสิทธิภาพต่ำมาก เครื่องบีบน้ำมันปาล์มในยุคแรก ๆ มีหลายแบบ เช่น เครื่องบีบน้ำมันแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง เครื่องบีบ แบบไฮดรอลิก และเครื่องบีบแบบเกลียวอัด บางแบบก็ได้เลิกใช้กันไป และบางแบบก็ได้รับการพัฒนาเพิ่มเติมจนใช้กันแพร่หลายในปัจจุบัน

สำหรับในประเทศไทยนั้นจากการสำรวจของโครงการส่งเสริมอุตสาหกรรมน้ำมันปาล์มขนาดเล็กตามพระราชดำริ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ เมื่อปลายปี พ.ศ. 2527 พบว่ามีโรงงานสกัดน้ำมันปาล์มที่มีกระบวนการผลิตต่างกัน 3 แบบ คือ

##### 2.4.1. กระบวนการสกัดน้ำมันแบบมาตรฐาน

กระบวนการผลิตแบบนี้ เป็นกระบวนการสกัดน้ำมันปาล์มแบบมาตรฐานซึ่งเครื่องจักร และ เทคโนโลยีล้วนนำเข้ามาจากต่างประเทศทั้งสิ้น โรงงานประเภทนี้ เริ่มตั้งขึ้นครั้งแรกที่จังหวัดกระบี่ในราวปี พ.ศ. 2517 และต่อมาก็ได้มีการสร้างและอยู่ในระหว่างดำเนินการก่อสร้างอีกรวมทั้งสิ้นเกือบ 20 โรงงาน โรงงานเหล่านี้จะมีกำลังผลิตตั้งแต่ 10 ถึง 40 ตันทะลายต่อชั่วโมง และแต่ละ โรงงานจะมีส่วนปาล์มของตนเองตั้งแต่ 10,000 ไร่ ขึ้นไป โรงงานเหล่านี้จะใช้เงินทุนค่อนข้างสูง คือ ประมาณ 50-100 ล้านบาท

กระบวนการผลิตเริ่มจากนำทะลายปาล์มสดมาอบไอน้ำที่อุณหภูมิระหว่าง 120-130 องศาเซลเซียส มีความชื้นประมาณ 45 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว เป็นเวลาประมาณ 45 นาที การอบทะลายมีจุดมุ่งหมายที่จะหยุดปฏิกิริยาไลโปไลซิส ที่ทำให้เกิดกรดไขมันอิสระในผลปาล์ม และทำให้ผลปาล์มอ่อนนุ่ม และข้าวหูดจากทะลายได้ง่าย ทะลายปาล์มที่อบแล้วจะถูกนำไปป้อนเข้าเครื่องแยกผลปาล์มออกจากทะลายซึ่งส่วนใหญ่ เป็นเครื่องแบบโรตารี หมุนด้วยความเร็วรอบประมาณ 23 รอบต่อนาที ทะลายปาล์มเปลวจะถูกลำเลียงไปเข้าเตาเผาทะลายเพื่อทำปุ๋ยต่อไป ส่วนผลก็จะถูกนำไปย่อยด้วยเครื่องย่อยผลปาล์ม ซึ่งมีลักษณะเป็นถังทรงกระบอก ข้างในมีใบพัดกวผลปาล์มให้เส้นใยลึกลงออกจากเมล็ด และเซลน้ำมันแตกตัวออกมาเพื่อง่ายต่อการบีบน้ำมัน เวลาที่กวนนานประมาณ 15-20 นาที จากนั้นก็จะป้อนเข้าเครื่องบีบแบบเกลียวอัด ซึ่งส่วนมากเป็นเกลียวอัดคู่ซึ่งทำงานโดยอัตโนมัติ น้ำมันปาล์มที่สกัดได้จะส่งไปเข้าถังกรองซึ่งจะแยกน้ำมันออกจากน้ำกับเศษใยและสิ่งสกปรกอื่น ๆ ในขั้นแรก แล้วนำไปเข้าเครื่องเหวี่ยงเพื่อแยกน้ำมันให้ใสสะอาดขึ้น จากนั้นก็นำไปไล่ความชื้นให้ได้มาตรฐาน แล้วนำไปเก็บในถังเก็บน้ำมันขนาดใหญ่เพื่อเตรียมส่งจำหน่าย โรงงานกลั่นน้ำมันบริสุทธิ์ต่อไป กระบวนการผลิตได้แสดงไว้ดังรูป 2.3

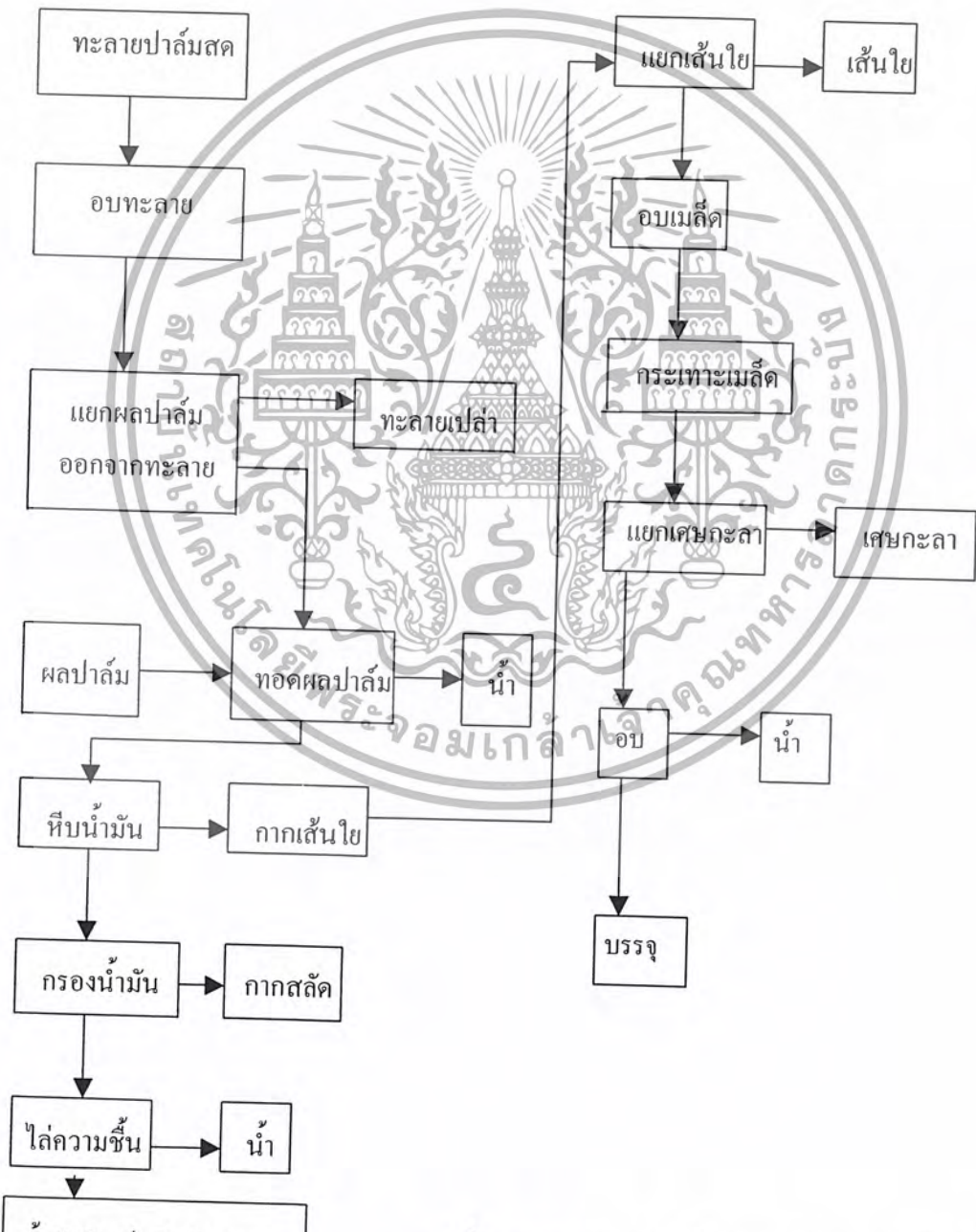


รูปที่ 2.3 กระบวนการหีบน้ำมันแบบมาตรฐาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.4.2 กระบวนการสกัดน้ำมันแบบทอดผลปาล์ม

กระบวนการผลิตของโรงงานประเภทนี้สามารถวัดดูคิที่เป็นทะเลาะปาล์มสดจะนำมาเข้าเครื่องอบทะเลาะเช่นเดียวกันกับประเภทแรก จากนั้นก็จะนำไปแยกผลปาล์มออกมาจากทะเลาะเช่นเดียวกัน ต่อจากนั้นผลปาล์มจะถูกนำไปทอดในเกลียวด้วยน้ำมันปาล์มที่อุณหภูมิไม่เกิน 120 องศาเซลเซียส เป็นเวลาประมาณ 12-20 นาที โดยให้ความร้อนด้วยไอน้ำโดยรอบรากลำเลียงนั้นวัตถุดิบจำพวกผลปาล์มร่วงก็จะถูกนำเข้ามาทอดตรงจุดนี้เช่นเดียวกัน จากนั้นผลปาล์มที่สุกแล้วจะถูกนำเข้าไปเครื่องบีบแบบเกลียวอัดคู่ เช่นเดียวกับโรงงานประเภทแรก น้ำมันที่บีบได้ก็จะถูกนำไปไล่ความชื้นในถังสูญญากาศที่อุณหภูมิ 80-90 องศาเซลเซียสเป็นเวลาประมาณ 30-60 นาที จากนั้นก็นำไปกรองผ่านเครื่องกรองแบบอัดหลายชั้น เพื่อแยกสิ่งสกปรกออกก่อนจะบรรจุถึงเก็บต่อไป ส่วนกากผลปาล์มก็จะนำไปแยกเอามล็ดในออกด้วยขั้นตอนเช่นเดียวกับประเภทแรก กระบวนการผลิตได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.4

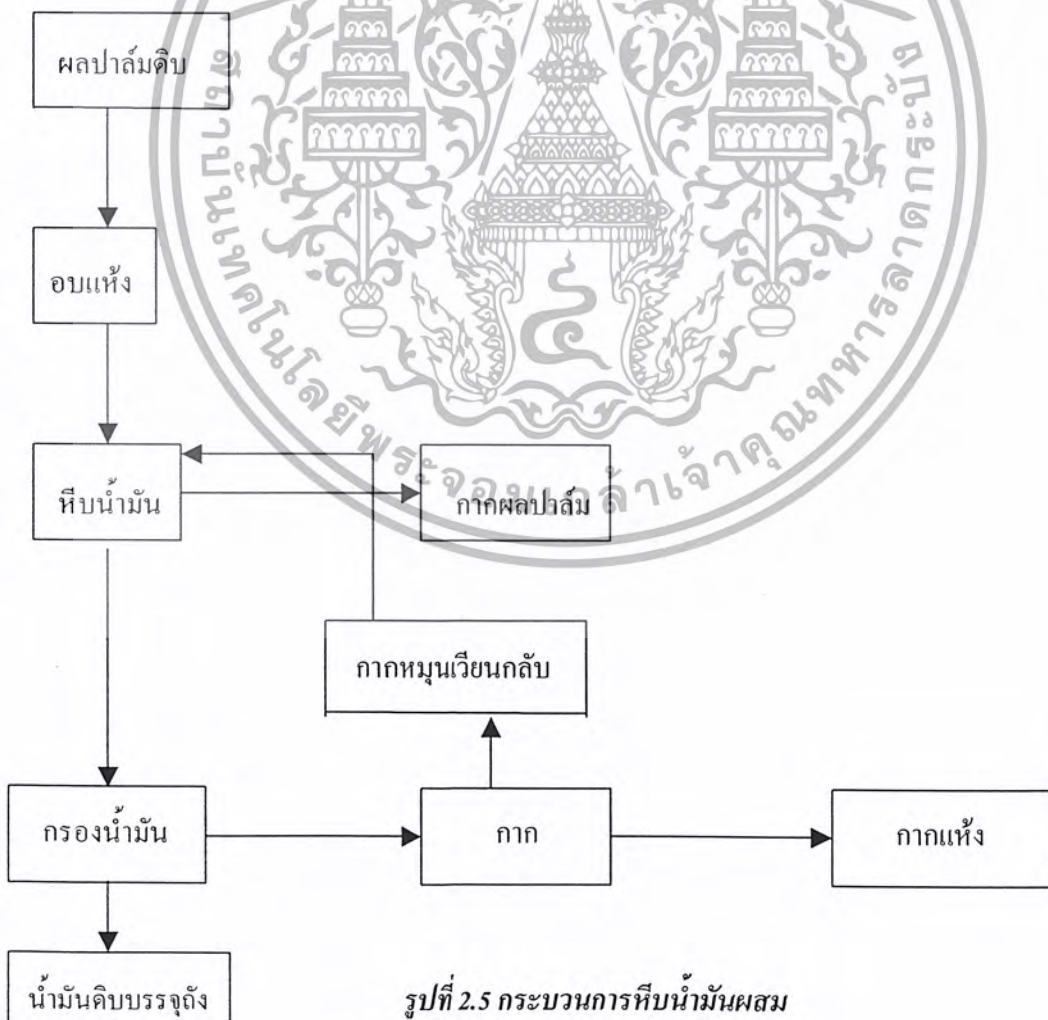


รูปที่ 2.4 กระบวนการหีบน้ำมันแบบทอดผลปาล์มในน้ำมัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น และผู้จัดทำขอสงวนสิทธิ์ในด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.4.3 กระบวนการหีบน้ำมัน

กระบวนการผลิตนี้เกิดขึ้นจากโรงงานหีบน้ำมันมะพร้าวซึ่งได้ดัดแปลงมาเป็น โรงงานหีบน้ำมันปาล์มเมื่อราวปี พ.ศ. 2518-2519 ปัจจุบันมีอยู่ประมาณกว่า 20 โรงงาน โรงงานประเภทนี้ใช้ผลปาล์มร่วงเป็นวัตถุดิบโดยการนำเอาผลปาล์มร่วงมาทำกรอย่างี่อุณหภูมิประมาณ 180-200 องศาเซลเซียส ในกระเบ โดยเป่าลมร้อนจากเตาฟืนเข้ามาโดยตรงเป็นเวลาประมาณ 24 ชั่วโมงจากนั้นก็นำเอาผลปาล์มไปบิบน้ำมันด้วยเครื่องบิบน้ำมันมะพร้าวซึ่งน้ำมันจากเปลือกและเมล็ดในจะผสมกันหมด น้ำมันก็จะถูกนำไปกรองด้วยเครื่องกรองแบบอัดหลายชั้นส่วนกาก เส้นใย กะลา และเมล็ดใน ซึ่งปนกันอยู่จะบรรจุกระสอบจำหน่ายเป็นอาหารสัตว์ต่อไป โรงงานประเภทนี้มีกำลังผลิตประมาณ 10-30 ตัน ผลปาล์มร่วงต่อวันใช้เงินลงทุนต่ำ และสามารถบิได้ทั้งผลปาล์มมะพร้าวและเมล็ดขางพารา ฯลฯ กระบวนการผลิตก็ง่ายไม่ซับซ้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.5 แต่ข้อเสียของกระบวนการผลิตแบบนี้ก็มีหลายประการ กล่าวคือ น้ำมันจะไหม้ และฟอกสียากเนื่องจากผลปาล์มถูกย่างด้วยความร้อนสูง น้ำมันจะสกปรกเพราะมีเขม่าควันมากจากการย่างผลปาล์ม และจะมีกรดไขมันอิสระสูงกว่า ประการสุดท้ายน้ำมันปาล์มกับน้ำมันเมล็ดในที่ผสมกันอยู่จะมีปัญหามากเมื่อนำไปกลั่นบริสุทธิ์จึงจำหน่ายได้ราคาต่ำกว่าน้ำมันที่ผลิตได้จากโรงงานสองประเภทแรกโดยเท่าที่ทราบโรงกลั่นจะนำไปทำสบู่หรือไม่ก็นำไปแยกกรดฟอสฟอรัสกับบรรจุไปขายเป็นน้ำมันหมูเทียม



รูปที่ 2.5 กระบวนการหีบน้ำมันผสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

### ทฤษฎีและการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล

ในการออกแบบสร้างเครื่องย้อยก้านทะเลาะปาล์มน้ำมัน จะประกอบด้วยชิ้นส่วนเครื่องจักรหลายชนิด ในการเลือกใช้ชิ้นส่วนแต่ละชนิดจะต้องเหมาะสมกับเครื่องจักรที่ได้ทำการออกแบบไว้ ดังนั้นจำเป็นต้องคำนวณหาขนาดชิ้นส่วนเครื่องจักรตามหลักการของวิศวกรรมการออกแบบเครื่องจักรกลที่เหมาะสมกับการใช้งานของเครื่องย้อยก้านทะเลาะปาล์มน้ำมัน ซึ่งชิ้นส่วนที่นำมาประกอบเครื่องย้อยก้านทะเลาะปาล์มน้ำมันที่สำคัญมีดังนี้

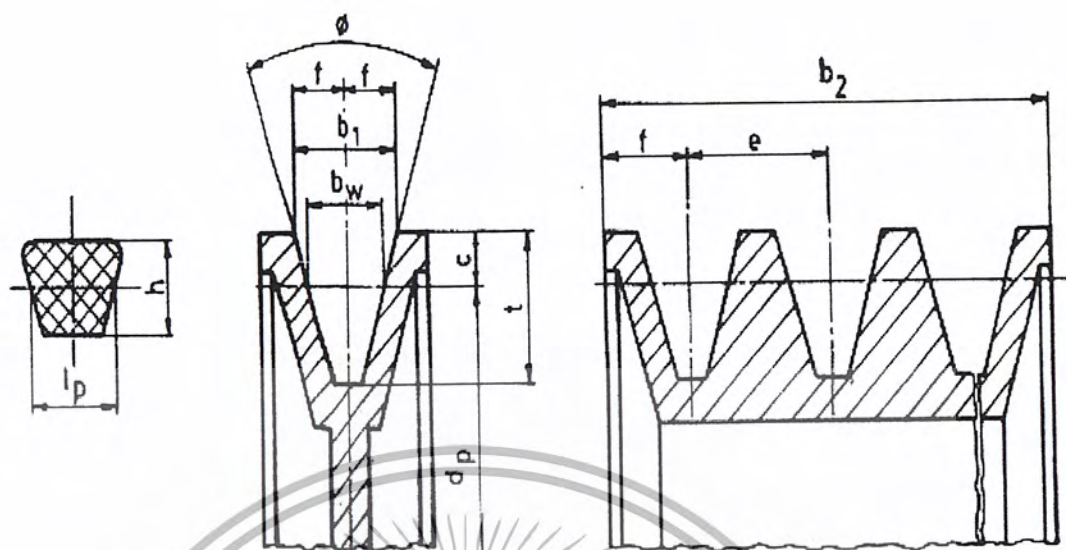
#### 3.1 สายพานลิ่ม

การส่งกำลังโดยสายพานเป็นการส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้ มีข้อดีก็คือ มีราคาถูกและใช้งานง่าย รับแรงกระตุกและต้นสะเทือนได้ดี ขณะใช้งานไม่มีเสียงดัง เหมาะสำหรับการส่งกำลังระหว่างเพลลาที่อยู่ห่างกันมากๆ และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ เป็นต้น แต่ก็มีข้อเสียคือ อัตราทดไม่แน่นอนหนักเนื่องจากการสลิป (slip) และการครีพ (creep) ของสายพาน และต้องมีการปรับระยะห่างระหว่างเพลลาหรือปรับแรงตึงในสายพานระหว่างใช้งาน นอกจากนี้ยังไม่อาจใช้งานที่มีอัตราทดสูงมากได้ ซึ่งมักใช้กับอัตราทดไม่เกิน 5

สายพานลิ่มใช้ส่งกำลังค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงขึ้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียวยาว กับร่องรูปลิ่มของสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานในได้อย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสสั้น และมีแรงดึงขึ้นต้นค่อนข้างต่ำ และเหมาะสมกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุด เมื่อหัวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรกได้ด้วย

การขับด้วยสายพานลิ่ม มีข้อดีคือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนั้นยังมีขนาดกะทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และเบรียงของเพลลาไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับทางด้านอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานขับได้โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7 : 1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10 : 1

สายพานลิ่ม มีหน้าตัดเป็นรูปลิ่ม ดังนั้นในการกำหนดขนาดจึงมักกำหนดโดยใช้ความกว้างพิตช์ (pitch width) และความหนาสายพานโดยใช้ตัวอักษรแทน ซึ่งแบ่งออกเป็นสายพานลิ่มแบบแคบ (narrow V-belts) มีขนาด Y Z A B C D และ E ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะสายพานลิ่มแบบธรรมดาเท่านั้น รูปร่างหน้าตัดของสายพานลิ่มและล้อสายพาน ดูได้จากรูป 3.1



รูปที่ 3.1 หน้าตัดสายพานลิ่มและล้อสายพาน

ขนาดเป็น มม

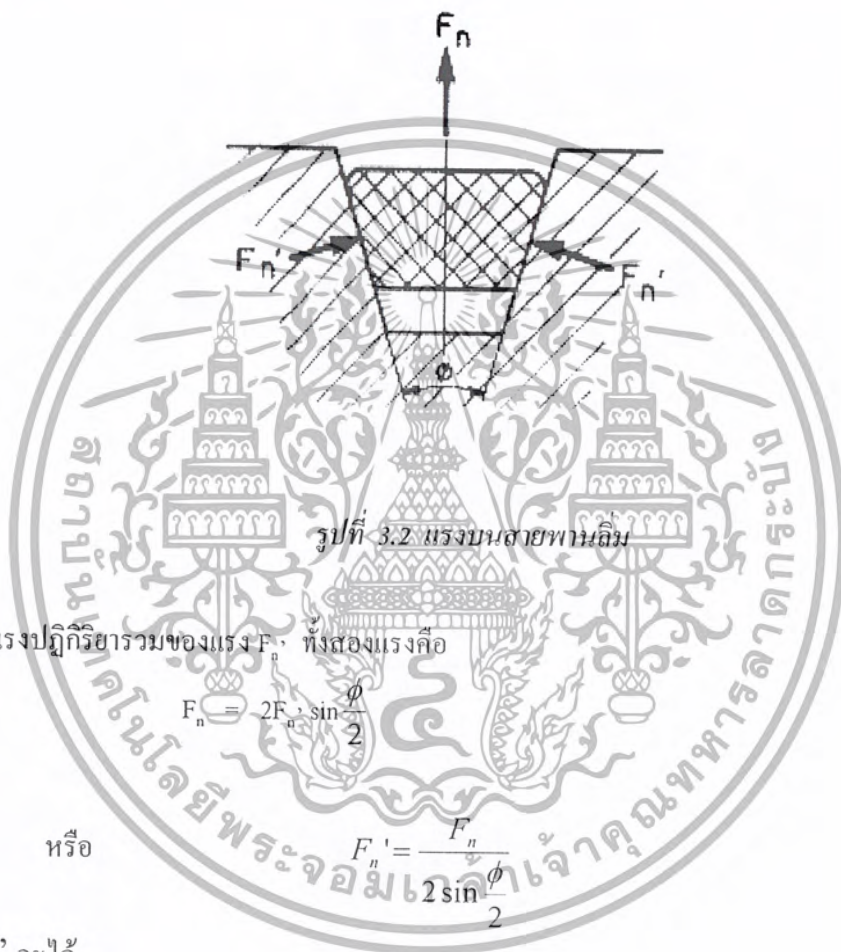
25	60	100	170	280	500	900	1900
28	63	106	180	300	530	1000	2000
31.5	67	112	190	315	560	1060	2240
35.5	71	118	200	355	600	1120	2500
40	75	125	212	375	630	1250	
45	80	132	224	400	670	1400	
50	85	140	236	425	710	1500	
53	90	150	250	450	750	1600	
56	95	160	265	475	800	1800	

ตารางที่ 3.1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ ของล้อสายพานลิ่มตามมาตรฐาน ISO/R 52-1975Z(E) และ ISO/R 253-1962(E)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.1 กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม

ในการขับเคลื่อนด้วยสายพานลิ่ม แรงปฏิกิริยาระหว่างสายพานกับล้อสานพานจะอยู่ในทิศทางตั้งฉากกับผิวสัมผัส ดังรูป 3.2 ให้  $F_n$  เป็นแรงปฏิกิริยาในแนวตั้งฉากระหว่างผิวสัมผัสของสายพานกับร่องบนล้อสายพาน ดังนั้นจากสมการ  $fF_n = dF$  ของสายพานแบน ในกรณีของสายพานลิ่มจะกลายเป็น  $2F_n' = dF$



รูปที่ 3.2 แรงบนสายพานลิ่ม

แรงปฏิกิริยารวมของแรง  $F_n'$  ทั้งสองแรงคือ

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

หรือ

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

แทนค่า  $F_n'$  จะได้

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

เมื่อพิจารณารูปที่ผ่านมา และรวมแรงในแนวตั้ง จะได้

$$\text{หรือ} \quad \frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e\alpha f' \tag{3.1}$$

และส่งกำลังได้โดยสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$W_p = z(F_1 - F_2)v \tag{3.2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่  $V$  = ความเร็วของสายพาน เป็น m/s

$Z$  = จำนวนสายพาน

ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลีมหาได้จากสมการ

$$L_p \approx 2c + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4c} \quad (3.3)$$

โดยสัญลักษณ์ต่างๆ ยังมีความหมายเช่นเดียวกับสายพานแบน แต่ในกรณีของสายพานลีมจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์แทนหรือในกรณีที่ทราบความยาวพิตช์แล้วต้องการหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางก็ทำได้โดยใช้สมการ

$$c \approx p + \sqrt{p^2 - q} \quad (3.4)$$

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

หน้าตัดสายพาน	$K_1$
Y	0.049
Z	0.126
A	0.217
B	0.385
C	0.637
D	1.332

ตารางที่ 3.2 ตัวประกอบ  $K_1$

### 3.1.2 ทฤษฎีการคำนวณหาขนาดของสายพานลีม

การคำนวณทางด้านกำลังการส่งกำลังจากสายพานลีมจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของล้อสายพาน  $d_p$  เป็นพื้นฐาน และในที่นี้ก็แสดงวิธีการเลือกขนาดของสายพานลีมตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต เช่นเดียวกับกรณีของสายพานแบน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการเลือกขนาดของล้อยาสพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อยาสพานให้โตที่สุดเท่าที่จะทำได้ แต่ข้อควรระวังก็คือ ระยะเวลาใช้งานปกติความเร็วของสายพานไม่ควรเกิน 30 m / s

การหาขนาดหน้าตัดโดยประมาณของสายพานลิ้มสำหรับการส่งกำลัง อาจทำได้โดยใช้รูป 3.3 แต่กำลังที่ส่งได้จริงของสายพานจะต้องตรวจสอบจากตารางการกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ้ม ซึ่งจะได้อีกกล่าวถึงต่อไป

การเลือกขนาดของสายพานลิ้มจะแตกต่างกันไปจากสายพานแบนเล็กน้อยคือ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเส้นของสายพานลิ้มที่ต้องการใช้งานจากกำลังงานที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่างๆ จำนวนเส้นของสายพานลิ้มหาได้จากสมการ

$$Z = \frac{W_p \cdot N_s}{P_R \cdot N_a \cdot N_1} \tag{3.5}$$

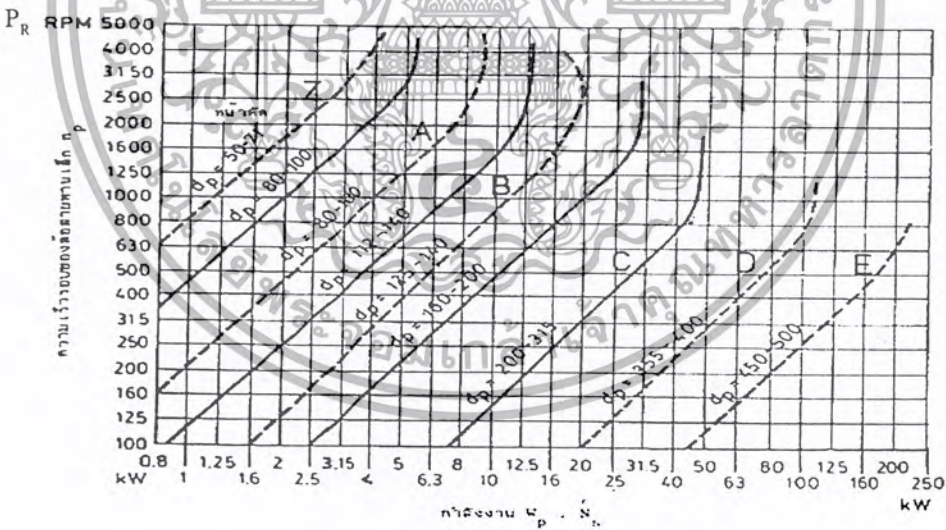
โดยที่ Z = จำนวนเส้นของสายพานลิ้ม

$W_p$  = กำลังงานที่ต้องการส่ง

$N_s$  = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตาราง ก. 1

$N_a$  = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส หาค่าได้จากตาราง ก. 2

$N_1$  = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน หาค่าได้จากตาราง 10.22 - 10.28



รูปที่ 3.3 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดสายพานลิ้ม

### 3.1.3 การคำนวณสายพานและล้อยาสพาน

#### 3.1.3.1 ส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังเพลามีมิด

กำลังจากเครื่องยนต์ 11 hp ความเร็วรอบ 800 รอบต่อนาที ไปยังเพลามีมิดที่มีความเร็วรอบ 300 รอบต่อนาที ทำงาน 8 ชั่วโมงต่อวัน โดยที่กำหนดระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อยาสพานและขนาด

ของสายพานขึ้นเอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องทำงานหนักติดต่อกันน้อยกว่า 10 ชั่วโมงต่อวัน ได้  $N_S = 1.2$

$$\begin{aligned} W_p \times N_s &= 8.2 \times 1.2 \\ &= 9.84 \end{aligned}$$

จากรูป 3.3 เลือกสายพานหน้าตัด B

$$\begin{aligned} M_w &= \frac{n_1}{n_2} \\ &= \frac{800}{300} \\ &= 2.67 \end{aligned}$$

เลือกขนาดล้อสายพานเล็กได้

$$\begin{aligned} d_p &= 112 \text{ mm} \\ D_p &= M_w \cdot d_p \\ &= 2.67 \times 112 \\ &= 300 \text{ mm} \end{aligned}$$

การคำนวณหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อสายพาน

$$\begin{aligned} C_{\max} &= 2(b_p + d_p) \\ &= 2(112 + 300) \\ &= 728 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\max} &= 0.7(b_p + d_p) \\ &= 0.7(112 + 300) \\ &= 254.8 \text{ mm} \end{aligned}$$

ทดลองเลือกใช้  $C = 400 \text{ mm}$

หาความยาวพิตช์โดยประมาณ

$$\begin{aligned} L_p &\approx 2c + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4c} \\ &= 2(400) + 1.57(300 + 112) + \frac{(300 - 112)^2}{4(400)} \dots \\ &= 1468.93 \\ \text{ได้ } L_p &= L_i + 43 \\ &= 1500 + 43 \\ &= 1543 \text{ mm.} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางคำนวณได้จาก

$$\begin{aligned}
 C &= P + \sqrt{P^2 - q} \\
 P &= 0.25 L_p - 0.363(D_p + d_p) \\
 &= 0.25(1543) - 0.363(300+112) \\
 &= 236.194 \\
 q &= 0.125(D_p - d_p)^2 \\
 &= 0.125(300 - 112)^2 \\
 &= 4418 \\
 C &= 236.19 + \sqrt{237^2 - 4418} \\
 &= 464 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

หาจำนวนเส้นของสายพาน

$$\begin{aligned}
 \text{ส่วนโค้งสัมผัส} \frac{(D_p - d_p)}{C} &= (300 - 112) / 464 \\
 &= 0.405
 \end{aligned}$$

$$N_a = 0.939$$

$$P_r = 4.14$$

$$N_l = 0.915$$

ดังนั้นหาจำนวนเส้นของสายพานจาก

$$\begin{aligned}
 Z &= \frac{(W_p \cdot N_s)}{N_a \cdot P_r \cdot N_l} = (8.2 \times 1.2) / (0.939 \times 4.14 \times 0.915) \\
 Z &= 2.76
 \end{aligned}$$

เลือกใช้สายพานหน้าตัด B จำนวน 3 เส้น

### 3.1.3 .2 สังกำลังจากเพลลาใบมีดไปยังเพลาลอย

เพลลาใบมีดหมุนด้วยความเร็วรอบ 300 รอบต่อนาที สังกำลังไปยังเพลาลอยที่หมุนด้วยความเร็วรอบ 150 รอบต่อนาที

$$\begin{aligned}
 \text{จาก} \quad \frac{n_1}{n_2} &= \frac{W_{P1}}{W_{P2}}
 \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\frac{300}{150} = \frac{6.25}{W_{P2}}$$

ได้

$$W_{P2} = 3.125 \text{ hp}$$

$$= 2.33 \text{ kw}$$

งานแปนกลึงทำงานน้อยกว่า 10 ชั่วโมงต่อวัน  $N_s = 1.1$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$W_p \cdot N_s = 2.33 \times 1.1$$

$$= 2.56$$

จากรูป 3.3 เลือกใช้สายพานหน้าตัด B

$$M_w = \frac{n_1}{n_2} = 300 / 150$$

$$= 2$$

เลือกขนาดของล้อสายพานเล็กได้

$$d_p = 140$$

$$D_p = M_w \cdot d_p$$

$$= 2(140)$$

$$D_p = 280 \text{ mm}$$

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพาน

$$C_{\max} = 2(d_p + d_p)$$

$$= 2(140 + 280)$$

$$= 840 \text{ mm}$$

$$C_{\max} = 0.7(D_p + d_p)$$

$$= 0.7(140 + 280)$$

$$= 294 \text{ mm}$$

ทดลองเลือกใช้  $c = 310 \text{ mm}$

ความยาวพิตช์โดยประมาณ

$$L_p \approx 2c + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4c}$$

$$= 2(310) + 1.57(280 + 140) + \frac{(280 + 140)^2}{4(310)}$$

$$= 1295$$

$$\text{ได้ } L_p = L_i + 43$$

$$= 1300 + 43$$

$$= 1343 \text{ mm.}$$

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางคำนวณได้จาก

$$C = P + \sqrt{P^2 - q}$$

$$P = 0.25L_p - 0.393(d_p + d_p)$$

$$= 0.25(1343) - 0.393(280 + 140)$$

$$= 170.69$$

$$q = 0.125(d_p - d_p)^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 0.125(280 - 140)^2$$

$$= 2450$$

$$\text{แทนค่า } c = 170.69 + \sqrt{170.69^2 - 2450}$$

$$= 334 \text{ mm}$$

หาจำนวนเส้นของสายพาน

$$\text{ส่วนโค้งสัมผัส } \frac{(D_P - d_P)}{c} = (280 - 140) / 334$$

$$= 0.419$$

$$\text{ใช้ } N_a = 0.936$$

$$\text{ใช้ } P_r = 2.14$$

$$N_i = 0.89$$

ดังนั้นหาจำนวนเส้นของสายจาก

$$Z = \frac{(W_P \cdot N_S)}{N_a \cdot P_r \cdot N_i}$$

$$= (2.33 \times 1.1) / (0.936 \times 2.14 \times 0.85)$$

$$Z = 1.5 \text{ เส้น}$$

เลือกใช้สายพานหน้าตัด B จำนวน 2 เส้น

### 3.2 เฟืองตรง

เฟืองตรง (spur gear) เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลานึงไปยังอีกเพลานึงที่ขนาดกันส่วนมากเฟืองขับ (driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (driven gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พิเนียน (pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้ เนื่องจากว่าเฟืองที่ผลิตและใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ยังคงใช้ระบบหน่วยอังกฤษอยู่เป็นส่วนใหญ่ ซึ่งก็จำเป็นต้องการเป็นเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลที่ชำรุดเสียหาย ฉะนั้นเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษก็ยังคงจะต้องผลิตออกมาอีกมาเป็นเวลานาน ดังนั้นในบทนี้จึงกล่าวถึงการออกแบบหรือการเลือกขนาดเฟือง ทั้งในระบบหน่วยอังกฤษ และในระบบหน่วยเอสไอ (SI) ควบคู่กันไป

อัตราทด (velocity ratio)  $m_w$  คือ อัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ "1" และ "2" แทนเฟืองขับและเฟืองตาม ตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_w = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (3.6)$$

โดยที่  $\omega$  = ความเร็วเชิงมุม, rad/s  
 $n$  = ความเร็วรอบ, rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานานาชาติ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$d$  = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ mm หรือ in.

$N$  = จำนวนฟัน

อัตราส่วนเฟือง ( gear ratio )  $m_g$  คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองต่อจำนวนฟันของ  
พินเนียน ถ้าพินเนียนเป็นตัวขับแล้ว

$$m_g = m_w = \frac{N_2}{N_1}$$

โมดูล m, mm	โมดูล m, mm	โมดูล m, mm	โคะะมิ ทริลพิตช์ P, in. <sup>-1</sup>	โคะะมิ ทริลพิตช์ P, in. <sup>-1</sup>	โคะะมิ ทริลพิตช์ P, in. <sup>-1</sup>
1	4	16	20	5	1.25
1.25	5	20	16	4	1
1.5	6	25	12	3	0.75
2	8	32	10	2.5	0.625
2.5	10	40	8	2	0.50
3	12	50	6	1.5	

ตารางที่ 3.3 ขนาดเฟืองมาตรฐาน

การคำนวณเฟือง

เฟืองขับ 150 รอบต่อนาทีที่ต้องการให้ลูกกลิ้งหมุน 50 รอบต่อนาที

$$M_w = \frac{n_1}{n_2} = \frac{150}{50} = 3$$

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองทั้งสอง = 175 mm

หาจำนวนฟันของเฟืองทั้งสอง

$$M_w = \frac{d_2}{d_1}$$

$$d_2 = 3d_1$$

สูตรการหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของเฟืองคือ  $c_o = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$  แทนค่า

$$175 = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$$

$$176 = d_1 + 3d_1$$

$$d_1 = \frac{350}{4}$$

$$= 87.5 \text{ mm}$$

ดังนั้น  $d_2 = 3(87.5) = 262.5 \text{ mm}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{จาก } m = \frac{d}{n} \quad \text{ได้ } n = \frac{d}{m}$$

$$\text{เมื่อ } n_1 = \frac{d1}{m} = \frac{87.5}{4} = 21.8 \text{ ฟัน}$$

$$n_2 = \frac{d2}{m} = \frac{262.5}{4} = 65.62 \text{ ฟัน}$$

เมื่อ  $c_o$  = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของเฟือง  
 $m$  = โมดูล

เนื่องจากเฟลลาอยสามารถ ปรับตั้งระยะได้ดังนั้นเพื่อเป็นการประหยัดเราสามารถที่จะเลือกใช้เฟืองสำเร็จรูปที่มีจำนวนฟันใกล้เคียงกับที่คำนวณเพื่อให้ได้อัตราทดตามต้องการ

### 3.3 แบริ่ง ( Bearing )

แบริ่งมีหน้าที่ รับแรงในแนวรัศมีและแรงในแนวแกน และเพื่อให้ได้ประโยชน์สูงสุดในการส่งกำลัง ทำได้โดยการให้แบริ่งมีความเสียดทานน้อยที่สุด ทั้งนี้เพื่อลดการสูญเสียพลังงานกลายเป็นความร้อนในน้ำมันให้น้อยที่สุด

แบริ่งสามารถแบ่งออกเป็น 2 ชนิด

1. เจอร์นัลแบริ่ง
2. บอลแบริ่ง

ในที่นี้เราจะเน้นแต่เรื่อง โรลลิ่งแบริ่ง

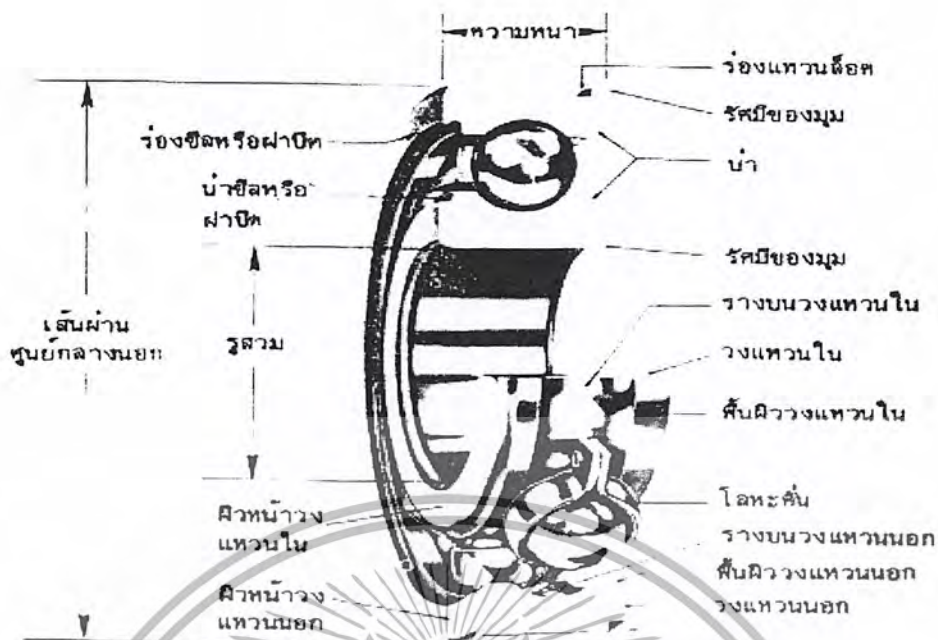
#### 1. เจอร์นัลแบริ่ง

เจอร์นัลแบริ่งประกอบด้วยส่วนสำคัญสองส่วนคือ เฟลาหมุนซึ่งเรียกว่า เจอร์นัล และส่วนที่รองรับเฟลา เรียกว่าแบริ่ง

#### 2. โรลลิ่งแบริ่ง หรือ บอลแบริ่ง

โรลลิ่งแบริ่ง หรือ บอลแบริ่ง (rolling bearings) หมายถึง แบริ่งชนิดที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบริ่งที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (rolling contact) แทนที่จะเป็นผิวสัมผัสแบบเลื่อน (sliding contact) เนื่องจากแบริ่งชนิดนี้มีค่าความเสียดทานน้อยมาก ดังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งที่นิยมใช้กันทั่วไปในวงการอุตสาหกรรมว่า แอนติฟริกชันแบริ่ง (antifriction bearings) ตัวอย่างเช่น บอลแบริ่ง (ball bearings) หรือดรัมลูกปืน ดังรูป 3.4 ซึ่งประกอบด้วยวงแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม ลูกกลิ้งเหล่านี้รับรับแรงมาจากวงแหวนวงหนึ่งแล้วส่งแรงนี้ผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่ง โดยการกลิ้งไปบนวงแหวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4 ส่วนต่างๆของแบริ่ง

เนื่องจากมีการใช้โรตลิ่งแบริ่งกันอย่างแพร่หลายทั่วไป สมาคมผู้ผลิตโรตลิ่งแบริ่ง (AFBMA : Anti-Friction Bearing Manufacturers Association) จึงได้วางมาตรฐานการกำหนดขนาดและหลักเกณฑ์ที่จะใช้ในการเลือกแบริ่งเหล่านี้ขึ้น จากมาตรฐานนี้ทำให้ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลสามารถเลือกแบริ่งจากแคตตาล็อกของผู้ผลิตหนึ่ง และทำการเปลี่ยนแบริ่งนี้โดยการเลือกจากอีกผู้ผลิตหนึ่งได้ โดยที่แบริ่งที่เลือกจากผู้ผลิตทั้งสองยังคงมีขนาดเท่ากัน ถึงแม้ว่าสมาคม AFBMA ได้วางมาตรฐานวิธีการเลือกแบริ่งตามความต้องการของการรับแรงและอายุการใช้งานเอาไว้ แต่ก็ยังมีผู้ผลิตที่มีการวางมาตรฐานการเลือกแบริ่งของตนเองแตกต่างออกไปจากของ AFBMA แต่อย่างไรก็ตามแคตตาล็อกของผู้ผลิตก็มีข้อมูลเพียงพอที่จะทำให้ทำการเปลี่ยนค่ามาเปรียบเทียบกับค่าของ AFBMA ได้

### 3.3.1 อายุใช้งานของแบริ่ง

แบริ่งที่ได้รับการติดตั้งและหล่อลื่นอย่างดี ตลอดจนดูแลรักษาให้ปราศจากฝุ่น หรือผงต่างๆ และไม่อยู่ภายใต้แรงกระทำที่มีค่าสูงมากจนเกินความสามารถที่แบริ่งจะรับไว้ได้แล้วแบริ่งจะเสียหายเนื่องจากความล้าที่เกิดขึ้นในวัสดุแบริ่งเท่านั้น ดังจะเห็นได้ว่าแบริ่งที่เสียจะมีเศษผลโลหะหลุดออกมาเป็นจำนวนมาก ทั้งนี้เพราะพื้นที่สัมผัสระหว่างลูกกลิ้งและวงแหวนมีค่าน้อย ดังนั้นความเค้นที่เกิดขึ้นในลูกกลิ้งหรือวงแหวนจึงมีค่าสูงเข้าใกล้ความเค้นของเฮิร์ซ (ในที่นี้จะไม่กล่าวถึงการหาและที่มาของความเค้นเฮิร์ซ ซึ่งต้องใช้ทฤษฎีทางอิลาสติซิตี) ในขณะที่ลูกกลิ้งหมุนไปรอบวงแหวน วัสดุส่วนที่รับแรงของแบริ่งจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่มีค่าเปลี่ยนจากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดแล้วกลับลงมาเป็นศูนย์ (repeated stress) อยู่ตลอดเวลา แต่เนื่องจากค่าความเค้นนี้สูงกว่าขีดจำกัดความทนทาน (endurance limit) ของวัสดุแบริ่ง ดังนั้นจึงเกิดการเสียหายขึ้น โดยความล้าซึ่งก็แสดงว่า อายุใช้งานของแบริ่งมีระยะเวลาจำกัด ขึ้นอยู่กับค่าของความเค้นที่กระทำซ้ำ จากผลการทดสอบของ (1) และ (2) ซึ่งได้ใช้เป็นพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้โดยไม่ได้รับความเห็นชอบจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฐานของ AFBMA พบว่าอายุใช้งาน  $L$  แปรผกผันเป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี  $P$  (ในกรณีที่มีทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงรุน  $P$  จะเป็นแรงในแนวรัศมีสมมูล (equivalent radial load) ซึ่งจะได้กว้างถึงต่อไป) นั่นคือ

$$L = \frac{1}{P^k} \quad (3.7)$$

โดยที่ค่าคงที่  $k = 3$  สำหรับบอลเบริง

$$k = 10/3 \approx 3.33 \text{ สำหรับโรลเลอร์เบริง}$$

อายุใช้งาน  $L$  นี้มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลาอันหนึ่ง หรือนับเป็นจำนวนล้านรอบ  $mr$  (equivalent radial load) จากสมการ (3.35) จะได้ว่า

$$\frac{L_1}{L_2} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^k \quad (3.8)$$

จากสมการ (3.36) จะเห็นได้ว่าถ้าแรงลดลงหนึ่งเท่าแล้ว อายุใช้งานของบอลเบริงจะเพิ่มขึ้นมีค่าเท่ากับ

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

สำหรับโรลเลอร์เบริง อายุใช้งานจะเพิ่มขึ้นอีก

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

ดังนั้นผู้เลือกใช้โรลเลอร์เบริงจึงต้องระมัดระวังในการคำนวณหาขนาดของแรงที่กระทำต่อเบริงให้ใกล้เคียงกับความเป็นจริงที่สุด

### 3.3.2 การประเมินค่าอายุการใช้งานและแรง

ถึงแม้ว่าจะมีวิธีการผลิตและควบคุมคุณภาพของโรลเลอร์เบริงอย่างทันสมัยแต่ก็ปรากฏว่าเบริงชนิดเดียวกันที่ผลิตออกมาภายใต้วิธีการและเครื่องมือขึ้นเดียวกันจะมีอายุการใช้งานแตกต่างกันไปมาก ทั้งนี้อาจจะเนื่องจากความยากลำบากในการควบคุมความกลมของลูกกลิ้งและความเรียบของผิวหน้าลูกกลิ้ง เป็นต้น ดังนั้นอายุใช้งานที่ทางผู้ผลิตอ้างถึงจึงมีรากฐานมาจากการใช้หลักวิชาการทางด้านสถิติเข้าช่วย ทางสมาคม AFBMA จึงได้ตั้งนิยามและวิธีการการเลือกเบริงขึ้น ซึ่งมีดังต่อไปนี้ คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. อายุการใช้งานของโรลิ่งแบร์ริงหมายถึงจำนวนรอบ หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่ ซึ่งแบร์ริงหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความเสียหายในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

2. แรงสถิตย์ประเมิน (basic static load rating) หมายถึงแรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่า ของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และใช้แทนด้วย  $C_0$  ค่าของ  $C_0$  สำหรับแบร์ริงอนุกรมต่างๆ ดูได้จากตาราง ก. 7 , ก. 8 และ ก. 9 ค่า  $C_0$  นี้ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบร์ริง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบร์ริง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้งและวงแหวน

3. แรงพลวัตประเมิน (basic dynamic load rating) แรงพลวัตประเมิน  $C$  นี้เป็นค่าที่ใช้ในการเลือกขนาดแบร์ริงเพื่อให้รับแรง และมีอายุการใช้งานได้ตามความต้องการ

$$L_1 = L_{10} \quad P_1 = P$$

$$L_2 = 1 \text{ mr} \quad P_2 = C$$

ดังนั้น

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^K \quad (3.9)$$

ให้  $L_{10}$  เป็นอายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr) และ  $P$  เป็นแรงในแนวรัศมีที่แบร์ริงจะต้องรับขณะใช้งานจริงจากสมการ (3.36) ทำให้ทราบว่าแบร์ริงที่เลือกมาจากอายุประเมินจำนวนหนึ่งล้านรอบนั้น จะสามารถทำงานได้กี่ล้านรอบขณะใช้งานจริง

### 3.3.3 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริงโรลิ่งแบร์ริงอาจจะรับทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ซึ่งก็แล้วแต่ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล อีกประการหนึ่งแก็ดดาต็อกของผู้ผลิตจะกำหนดให้เฉพาะอายุประเมิน ในเทอมของแรงในแนวรัศมีเท่านั้น ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่ต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริงๆ มาให้เป็นแรงในแนวรัศมีโดยมรณวงแหวนในเป็นตัวหมุนเรียกว่า แรงสมมูล (equivalent force) เพื่อที่จะได้ใช้ในการเลือกแบร์ริงจากแก็ดดาต็อกได้ สมาคม AFBMA ได้กำหนดนิยามของแรงสมมูลไว้ดังนี้

แรงสมมูลหมายถึง แรงในแนวรัศมีซึ่งให้กระทำต่อโรลิ่งแบร์ริงโดยที่วงแหวนวงในหมุนและวงแหวนนอกอยู่นิ่งแล้ว จะทำให้แบร์ริงมีอายุการใช้งานเท่ากับอายุการใช้งานของแบร์ริงที่รับแรงจริงซึ่งจะมีทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกนพร้อมกัน และให้คำนวณได้จากสมการ

$$P = XVF_r + YF_a \quad (3.10)$$

หรือ  $P = XVF_r \quad (3.11)$

โดยที่  $P =$  แรงสมมูล

$$F_r = \text{แรงในแนวรัศมี}$$

$$F_a = \text{แรงในแนวแกนหรือแรงรุน}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$V$  = ตัวประกอบการหมุน (rotation factor) มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในหมุน และ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุน ถ้าเป็นบอลเบริงชนิด self aligning ให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ

$X$  = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (radial load factor)

$Y$  = ตัวประกอบแรงรูน (thrust load factor)

ค่าแรงสมมูลที่ใช้ในการเลือกขนาดเบริง ให้ใช้ค่าที่ได้จากสมการ(3.10) และ (3.11) แล้วแต่ว่าค่าไหนจะมากกว่า สำหรับบอลเบริงกันรูนและโรลเลอร์เบริงกันรูนแล้วให้คำนวณค่าแรงสมมูลจากสมการ (3.10) โดยให้  $V = 1$  ส่วน straight roller bearing นั้นจะใช้รับเฉพาะแรงในแนวรัศมีเท่านั้น จึงให้คำนวณแรงสมมูลจากสมการ (3.11) ค่า  $X$  และ  $Y$  สำหรับเบริงบางชนิดแสดงอยู่ในตาราง ก. 10 , ก. 11 และ ก. 12

ข้อสังเกต ค่าของ  $X, Y$  และ  $e$  สำหรับแรงหรือ contact angle นอกเหนือจากตารางให้หาค่าโดยการประมาณแบบเชิงเส้น

1  $C_o$  เป็นแรงสถิตย์ประมิน ; เป็นจำนวนแถวของลูกกลิ้ง ( สำหรับ deep groove bearing ให้  $I$  เท่ากับ 1 เสมอ)

2 สำหรับ single row bearing เมื่อ  $F_a / V F_r < e$  ใช้  $X = 1$  และ  $Y = 0$  เมื่อคำนวณหาแรงสมมูลของเบริงคู่ ซึ่งเป็น single-row angular contact ball bearing ติดตั้งแบบหันหน้าชนกันและหันหลังชนกัน ให้ถือว่าเป็น

double-row angular contact ball bearing ถ้าติดตั้งแบบเรียงตามกันให้ถือว่าเป็นแต่ละอันเป็น single-row angular contact ball bearing

3 ให้ถือว่าเป็น double-row angular contact ball มีความสมมาตร (symmetry)

4 ค่า  $F_a / C_o$  สูงสุดขึ้นอยู่กับกรอกแบบเบริง

4 สำหรับ  $e = 0$ ;  $F_a = 0$  และ  $X = 1$

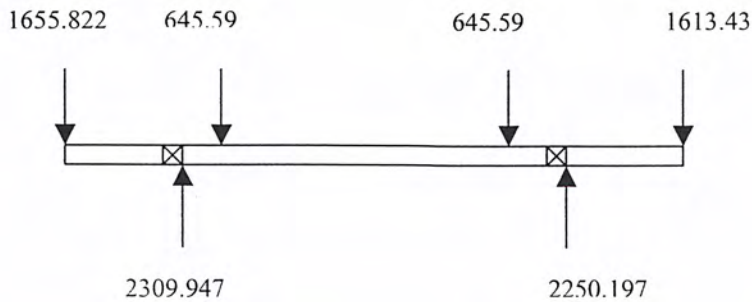
### 3.3.4 การคำนวณหาบอลเบริง

#### 3.3.4.1 ที่ตำแหน่งชุดเพลาใบมีด

ขนาดรูสวมไม่โตกว่า 50 mm ไม่มีแรงในแนวแกนหรือแรงรูนมีแต่แรงในแนวรัศมี คิดเวลาการทำงานประมาณ 8000 ชั่วโมง ใช้ Bearing ชนิด Single – row deep groove ใช้รับแรงในแนวรัศมี (พิจารณาให้เป็นแรงกระทำอย่างหนัก)  $N = 320$  rpm

NOTE: เวลาการทำงานคิดจากเครื่องใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ทำงานในช่วงเวลาสั้นๆ เป็นพัก เช่น เครื่องมือต่างๆ เครื่องจักรกลเกษตร 4000-8000 ชั่วโมง ดังนั้นเลือกที่ 8000 ชั่วโมง

เนื่องจากว่าเบริงไม่มีการรับแรงในแนวแกนหรือแรงรูนจึงพิจารณาเฉพาะแรงในแนวรัศมีเท่านั้น โดยที่ต้องการ Bearing ที่ A และ B ขนาดเท่ากัน ดังนั้นจึงพิจารณาตัวที่รับแรงสูงสุด แล้วเลือกใช้ที่ A และ B เท่ากัน ค่าของแรงกระทำที่จุด A และ B ได้มาจากการคำนวณในเรื่องเพลา



รูปที่ 3.5 ลักษณะของแรงที่กระทำกับเพลลาใบมีด

$$\text{แรงในแนวรัศมี } F_r = \sqrt{(2309.947)^2 + (0)^2}$$

$$\therefore F_r = 2309.947 \text{ N}$$

$$+ \sum M = 0$$

$$R_B =$$

$$\frac{(645.59)(0.02) + (645.59)(0.02 + 0.46) + (1613.143)(0.02 + 0.02 + 0.46 + 0.1) - (1655.82)(0.1)}{(0.02 + 0.02 + 0.46)}$$

$$R_B = 2250.197 \text{ N}$$

$$+ \sum F_y = 0$$

$$R_A = 1655.822 + 1613.143 + 645.59 + 645.59 - 2250.197$$

$$R_A = 2309.947 \text{ N}$$

$$(F_r) \text{ แรงในแนวรัศมี} = 2309.947 \text{ N}$$

$$\text{ในที่นี้ } F_a = 0$$

$$P = X F_r + Y F_a$$

NOTE: เนื่องจากขนาดรูสวมของแบริ่งที่เลือกใช้จะต้องเข้ากับเพลลาได้ โดยให้คิดว่าสามารถที่จะกลิ้งเพลลาออกเพื่อติดตั้งแบริ่งได้ แต่ขนาดต้องไม่เล็กกว่า 40 มม. ดังนั้น อาจจะเลือกแบริ่งที่มีขนาดเล็กลงเพื่อให้อายุการใช้งานใกล้เคียงกับที่ต้องการได้

ลองเลือกขนาด แบริ่ง 45 มม. อนุกรมมิติ 02 ดู

$$c_o = 17.84, c = 25.19$$

โดยที่  $c_o$  = แรงสถิตย์ประเมน,  $c$  = แรงพลวัต

วงแหวนในหมุน  $v = 1$

เป็น Single row - deep groove  $\alpha = 0, X = 1.0$

$$P = 1.0 \times 1.0 \times 2309.947$$

$$= 2309.947 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใช้ค่า 2309.947 คำนวณหาอายุการใช้งาน

ตัวประกอบภาระกระแทกอย่างหนัก = 2.0

$$N_S = 2.0$$

$$L_{10} = (C)^k = (25.19)^3 = 199.837 \text{ mr (ล้านรอบ)}$$

$$P = 2.3099 \times 2.0$$

$$L_{10} = \frac{677.745 \times 10^6}{320 \times 60} = 8443.329 \text{ hr}$$

ดังนั้นเลือกใช้บอลเบริงชนิด Single row – deep groove อนุกรมมิติ 02 ขนาดรูสวม 45 mm

### 3.3.4.2 ที่ตำแหน่งชุดเพลาลอย

ขนาดเพลาลื่นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 50 mm ไม่มีการรับแรงในแนวแกนหรือแรงรุนมีแต่การรับแรงในแนวรัศมีคิดเวลาการทำงาน 7000 hr ใช้เบริงชนิด Single row deep groove ใช้รับแรงในแนวรัศมี (พิจารณาเป็นแรงกระแทกเล็กน้อย) วงแหวนในหมุนความเร็วรอบ 135 rpm

NOTE : เวลาทำงานคิดจากเครื่องใช้งาน 8 hr แต่ทำงานในช่วงเวลาสั้นๆ เป็นพักๆ เช่น เครื่องมือต่างๆ เครื่องจักรกลเกษตร 4000 – 8000 hr ต้องการเบริงที่ขนาดเท่ากันดังนั้นพิจารณาตัวที่รับแรงมากที่สุด

วิธีทำ แรงในแนวรัศมี ได้มาจากการคำนวณเพลาชั่งต้นพิจารณาตัวที่รับแรงมากที่สุด

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(6769.46)^2 + (2099.11)^2} \\ &= 7087.443 \text{ N} \\ &= 7.087 \text{ KN} \end{aligned}$$

เลือก เบริงอนุกรมมิติ 03 ขนาดรูสวม 45mm มงหาอายุการใช้งาน

เนื่องจากรูสวมของเบริงที่เลือกใช้จะต้องเข้ากับเพลานี้ โดยที่คิดว่าสามารถที่จะกลิ้งเพลานอกเพื่อติดตั้งเบริงได้แต่ขนาดต้องไม่เล็กกว่า 40 mm ดังนั้นอาจจะเลือกเบริงที่มีขนาดเล็กลงเพื่อให้อายุการใช้งานใกล้เคียงกับค่าที่ต้องการได้

$$c_o = 29.95 , c = 40.58$$

โดยที่  $c_o$  = แรงสถิตย์ประมิน ,  $c$  = แรงพลวัต

$$P = XVF_r + YF_a$$

$$F_a = 0$$

วงแหวนในหมุน  $V = 1.0$

เป็น Single - row deep groove  $\alpha = 0$  ,  $X = 1.0$

$$P = 1.0 \times 1.0 \times 7087.44 \text{ N}$$

$$P = 7087.44 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 7.087 \text{ KN}$$

ใช้ค่า 7087.44 N คำนวณหาอายุการใช้งาน

ตัวประกอบการกระแทกเล็กน้อย  $N_s = 1.5$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^K$$

$$= (40.58 / 7.087 \times 1.5)^3$$

$$= 55.625 \text{ mr}$$

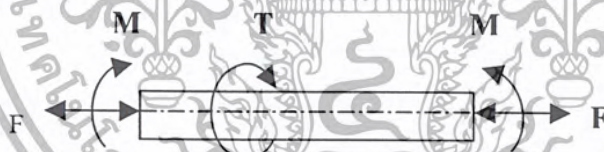
$$L_{10} = 55.625 \times 10^6$$

$$= 6867.36 \text{ hr}$$

∴ เลือกบอลเบริงชนิด Single – row deep groove อนุกรมมิติ 03 ขนาดรูสวม 45 mm

### 3.4 การออกแบบเพลตามัดของ ASME

ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพลลา ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ (static design method) ในการหาสมการสำหรับการออกแบบเพลลาให้พิจารณาเพลลาในรูปที่ 3.5 ให้เพลลาเป็นแบบกลมและกลวง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ  $d_i$  และ  $d$  ตามลำดับ ความเค้นต่างๆ ที่เกิดขึ้นบนเพลลามีดังต่อไปนี้คือ



รูปที่ 3.6 แสดงเพลลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ

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

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

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

ในกรณีที่เป็นแรงกด อาจมีผลจากการ โกงงอ (buckling) ได้ ดังนั้นสมการจะได้

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพลามนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลาก็เกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิติศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (fatigue factor) มาเกี่ยวข้องกับคัวย

ถ้าให้  $C_m$  = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด

$C_t$  = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ดังนั้นสมการจึงกลายเป็น

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

และ

$$\tau_{xy} = \frac{16C_t T d}{\pi (d^4 - d_i^4)}$$

ความเค้นกดหรือความเค้นดึงรวม คือ

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_b$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

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

จัดรูปใหม่ลงในสมการจะได้รูปใหม่ว่า

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

โดยที่  $K = d_i/d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการจะลดรูปเหลือเพียง

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

หรือในกรณีของเพลาดัน  $K = d_i/d = 0$  เมื่อแทนค่าในสมการจะได้สมการ คือ

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

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งดูได้จากตาราง

ชนิดของแรง	$C_m$	$C_t$
เพลายู่ง : แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5-2.0	1.5-2.0
เพลามุมน : แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5-2.0	1.0-1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0-3.0	1.5-3.0

ตารางที่ 3.4 ค่าตัวประกอบความล้า

นอกจากนี้โค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลายู่งที่มีใช้ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

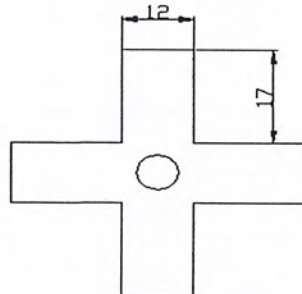
$$\begin{aligned}\tau_d &= 55 \text{ N/mm}^2 \text{ สำหรับเพลายู่งที่ไม่มีร่องลึ้ม} \\ \tau_d &= 41 \text{ N/mm}^2 \text{ สำหรับเพลายู่งที่มีร่องลึ้ม}\end{aligned}$$

การคำนวณหาขนาดของเพลายู่ง

ที่ตำแหน่งชุดเพลายู่งไบมีด

ตำแหน่งชุดเพลายู่งไบมีด พิจารณาน้ำหนัก ของส่วนต่างๆ ก่อน

1. กากบาทโครงยึดไบมีด



รูปที่ 3.7 ลักษณะของโครงยึดไบมีดที่ยังไม่ทำเป็นนวม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เหล็กใช้ทำกาบาท มีความหนา = 2 cm.

Assumption

- น้ำหนักจำเพาะของเหล็กเหนียวธรรมดาให้พิจารณาเป็นเหล็ก Carbon Steel
- ที่บริเวณเจาะรูของชุดกาบาทนั้นน้ำหนักที่หายไปน้อยจึงไม่ตัดทิ้งคิดเป็นพื้นที่รวมหมด

$$\begin{aligned} \text{พ.ท.} &= (46 \times 12) + (12 \times 17) \times 2 \\ &= 960 \text{ cm}^2 \times t \\ &= 960 \text{ cm}^2 \times 2 \text{ cm} \\ &= 1920 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

ดังนั้น  $\frac{1920 \text{ cm}^3 \times 1 \text{ m}^3}{(100^3) \text{ cm}^3} = 1.92 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

เนื่องจากเป็นเหล็กเหนียวธรรมดาให้พิจารณาเป็นเหล็ก Carbon Steel

ได้น้ำหนักจำเพาะของเหล็ก =  $76.5 \text{ kn/m}^3$

ดังนั้นน้ำหนักจำเพาะของเหล็ก =  $76.5 \text{ kn/m}^3$

$$w = \rho \times v = 76.5 \times 1.92 \times 10^{-3} \times 10^3$$

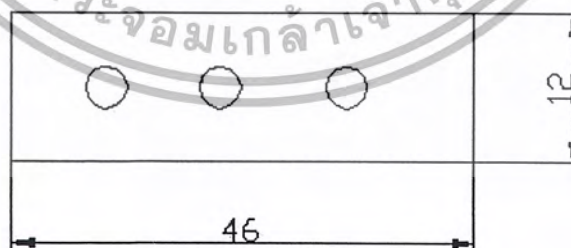
$$= 146.88 \text{ N}$$

ทำเป็นกิโลกรัมได้  $146.88 / 9.8 = 14.98 \text{ kg}$

$$\approx 15 \text{ kg}$$

∴ กาบาทมี 2 ข้าง ข้างละ 15 kg. รวมเป็น 30 kg.

2. แผ่นยึดใบมีด



รูปที่ 3.8 ลักษณะของแผ่นยึดใบมีด

ความหนาของแผ่นยึดใบมีด = 1 cm

$$v = 12 \times 46 \times 1$$

$$= 5.52 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$W = \rho \times V = 76.5 \times 10^3 \times 5.52 \times 10^{-4}$$

$$= 42.228 \text{ N}$$

$$\text{ทำเป็นกิโลกรัม ได้} = \frac{42.228}{9.81} = 4.30 \text{ kg.}$$

$$\text{แต่มีทั้งหมด 4 ใบ} = 4.3 \times 4$$

$$= 17.235 \text{ kg.}$$

3. ชุดใบมีด 4 ใบ (ได้จากการชั่งโดยใช้ตาชั่งน้ำหนัก)

$$= 30 \text{ kg.}$$

4. น้ำหนักของ Pulley (ได้จากการชั่งน้ำหนักที่ตาชั่งเช่นเดียวกัน)

Pulley ที่ตำแหน่งฝั่งเครื่องยนต์  $\varnothing = 12$  นิ้ว น้ำหนัก पुलей = 5 kg

Pulley ที่ตำแหน่งอีกด้านหนึ่ง  $\varnothing = 5.5$  นิ้ว น้ำหนัก पुलей = 2 kg

หาแรงที่ได้จาก Torque ที่มากระทำบนเพลลา

$$W_p = \frac{2\pi TN}{60}, F = F \times r$$

ที่ตำแหน่ง पुलей ด้านซ้าย (ฝั่งเครื่องยนต์)

$$T = \frac{11 \text{ HP} \times 746 \times 60}{2\pi \times 320 \text{ rpm}}$$

320rpm ได้มาจากชุดใบมีดที่หมุนมัน

NOTE: จริงๆแล้วความเร็วจุดนี้เป็นความเร็วที่ได้จากการเทียบกับความเร็วตัดของอูมิเนียมแล้ว  
เพิ่มขึ้น มาเป็นความเร็วที่ใช้ในการตัดขอยก้านทะเลาปลาสมันมัน ดังนี้คือ

$$V = \pi dn$$

$$550 = \pi \times 0.55 \times n$$

$$n = 320 \text{ รอบ/นาที}$$

(เป็นความเร็วที่ตำแหน่งชุดเพลลาใบมีด)

$$T = 244.879 \text{ N.m.}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$= 244.879 \text{ N}(0.3048/2) \text{ m}$$

$$= 1606.822 \text{ N}$$

ที่ตำแหน่งชุดเพลลาใบมีดพิจารณาให้เป็นแรงที่ชุดกากบาทเท่าๆกัน แรงม้าหาได้โดยการทดสอบ  
โดยใช้ Impact Test ได้ค่าเท่ากับ 6 HP พิจารณาฝั่งละ 3 HP ของชุดกากบาท

$$T = 66.785 \text{ N.m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T = \frac{3 \text{ HP} \times 746 \times 60}{2\pi \times 320}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$= 66.785 / 0.25$$

$$F = 267.141 \text{ N}$$

พิจารณาที่ พู่เลย์ ด้านซ้ายตัวเล็ก  $\varnothing = 5.5$  นิ้ว

$$11 \text{ HP} - 6 \text{ HP} = 5 \text{ HP}$$

$$T = \frac{5 \text{ HP} \times 746 \times 60}{2\pi \times 320}$$

$$T = 111.308 \text{ N.m.}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$= \frac{111.308 \text{ N.m.}}{0.06985}$$

$$F = 1593.543 \text{ N}$$

หมายเหตุ เนื่องจากว่า พู่เลย์นี้มีการส่งกำลังในลักษณะเฉียงหรือเอียงจึงมีแรงในแนวระดับกระทำบนเพลลาแต่พิจารณาว่าน้อยมากเมื่อเทียบกับแรงในแนวตั้งที่กระทำบนเพลลาและเพื่อให้ง่าย จึงพิจารณาเฉพาะแรงในแนวตั้งเท่านั้น

พิจารณารวมแรงที่จุดต่างๆ ที่กระทำบนเพลลา

พิจารณาจากชุดใบมีดก่อน แบ่งเป็น (น้ำหนัก + แรงของทอลล์) = น้ำหนักของกากบาท + แผ่นยึด + ชุดใบมีด + แรงของทอลล์

$$F = \frac{30 \text{ kg}}{2} + \frac{17.235 \text{ kg}}{2} + \frac{30 \text{ kg}}{2} + 267.141 \text{ N}$$

( คิดต่อข้างของกากบาท ที่กระทำต่อเพลลา = 267.141 N )

NOTE : เนื่องจากชุดเพลลาใบมีดมีลักษณะสมมาตรกัน ให้พิจารณาแรงที่กระทำบนเพลลา 2 จุด คือ ที่ตัวโครงกากบาททั้ง 2 ข้าง ดังนั้นถ้าชุดใบมีดใช้กำลังทั้งหมด 6 HP พิจารณา ต่อกากบาทข้างละ 3 HP

$$F = \frac{30 \times 9.81}{2} + \frac{17.235 \times 9.81}{2} + \frac{267.141 \text{ N}}{2}$$

$$F = 645.59 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นฉบับร่างของโครงชุดใบมีดทั้ง 2 ข้าง รับแรงเท่าๆ กันคือ 645.59 N อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาที่ พู่เลย์ ฝั่งเครื่องยนต์  $\varnothing = 12$  นิ้ว

= น้ำหนักของ พู่เลย์ + แรงของ ทอส์ค

$$= 5 \text{ kg} \times 9.8 + 1606.822 \text{ N}$$

$$F = 1655.822 \text{ N}$$

พิจารณาที่ พู่เลย์ อีกฝั่งหนึ่ง  $\varnothing = 5.5$  นิ้ว

= น้ำหนักของ พู่เลย์ + แรงของ ทอส์ค

$$= 2 \text{ kg} \times 9.8 + 1593.543 \text{ N}$$

$$F = 1613.143 \text{ N}$$

$$\sum MA = 0$$

$$RB =$$

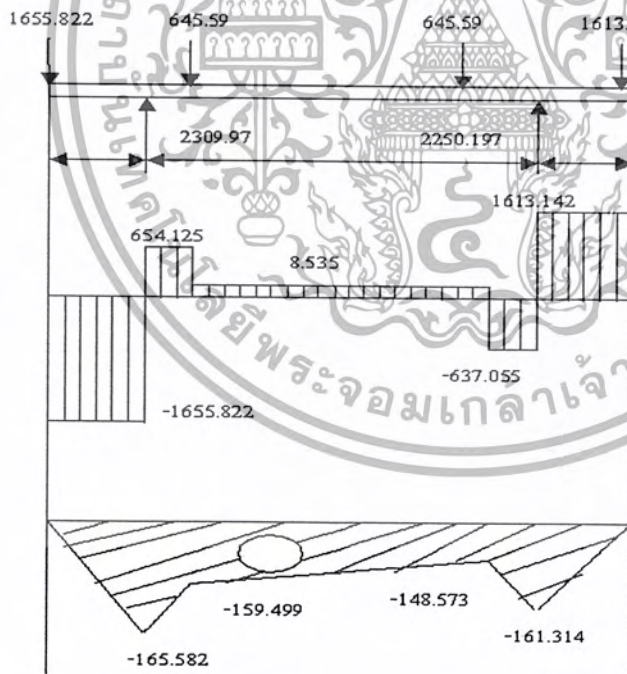
$$\frac{(645.59)(0.02) + (645.59)(0.02 + 0.46) + (1613.143)(0.02 + 0.02 + 0.46 + 1) - (1655.822)(0.1)}{(0.02 + 0.02 + 0.46)}$$

$$RB = 2250.1972 \text{ N}$$

$$\sum FY = 0$$

$$RA = 1655.855 + 1613.143 + 645.59 + 645.59 - 2250.1975$$

$$RA = 2309.9$$



รูปที่ 3.9 แสดงลักษณะของแรงที่กระทำบนเพลลา

หา  $T$  จาก  $T_2 = \frac{T_1}{4}$

$$F_2 \cdot r = \frac{F_1 \cdot r}{4}$$

$$F_2 = 1606.822 / 4$$

$$F_2 = 401.7055 \text{ N}$$

Assume : สายพานพิจารณาเป็นเส้นเดียวกัน จาก 3 เส้นรวมเป็นเส้นเดียว  
 ลองพิจารณาจากเส้นเดียว

$$T = (535.607 - 133.901)(0.3048 / 2)$$

$$T = 61.219 \text{ N.m.}$$

กรณี พิจารณา ทุกเส้นรวมกัน

$$T = (1606.822 - 401.7055)(0.3048 / 2)$$

$$T_2 = 183.659 \text{ N.m}$$

NOTE : พิจารณาจากทอร์กทั้งหมด เนื่องจากเป็นระบบและต้องการแรงบิดที่ใช้หมุนพู่เลย์และ  
 ชุดใบมีด เมื่อนำมาพิจารณาหาเพลาคงคิดที่  $T$  สูงสุด หรือ  $T$  รวมด้วย  
 จากสูตร

$$d^3 = \sqrt{\frac{16}{\pi \tau}} [(C_t \cdot T)^2 + (C_m \cdot MB)^2]$$

$\tau = 41 \text{ N/mm}^2$  เป็นเพลามีร่องลิ้น

ค่าตัวประกอบความล้า  $C_t = 3$

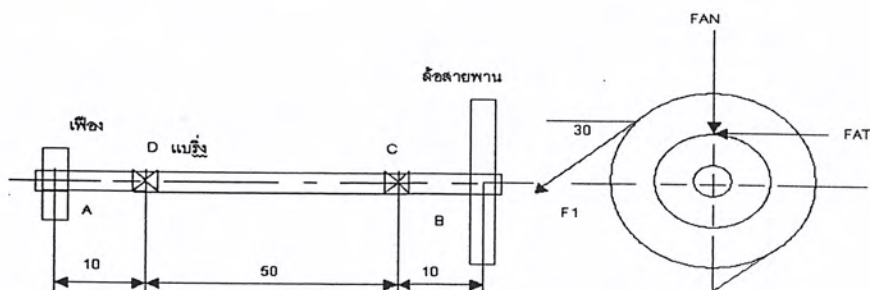
$C_m = 3$

$$d^3 = \sqrt{\frac{16 \times 10^3}{\pi \times 41}} [(3 \times 183.659)^2 + (3 \times 165.582)^2]$$

$$d = 45.168 \text{ mm}$$

∴ เลือกใช้เพลานขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง  $d = 50 \text{ mm}$

หาขนาดเพลาคงที่ตำแหน่งเพลาลอย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูช่างงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 รูปที่ 3.10 แสดงลักษณะของแรงที่กระทำบนเพลาลอย  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ล้อยางขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 13 นิ้ว หนัก 5 กิโลกรัม รับกำลัง 5 แรงม้ามาจากอีกเพลานึ่งซึ่งทำมุม 30 องศา กับด้านบนของล้อยางดังรูป ล้อยางหมุนด้วยความเร็ว 135 รอบต่อนาที มีความตึงของสายพาน F<sub>1</sub>/F<sub>2</sub> เท่ากับ 4 บนเพลามีเฟือง A ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 9 เซนติเมตร หนัก 0.8 กิโลกรัม ส่งกำลังไปในแนวระดับทางด้านซ้ายให้กับเฟือง 100 % เฟืองนี้พิจารณาให้มีมุมกด pressure angle 20 องศา ( เพราะงานที่ใช้เฟืองวิ่งเข้าแต่แข็งแรงเพราะฉะนั้นมุมกด 20 องศา ) หาขนาดเพลานึ่งตำแหน่งชุดเพลาลอย

$$W_p = \frac{2\pi TN}{60}$$

$$TB = \frac{5HP \times 746 \times 60}{2\pi N}$$

$$TB = 263.843 \text{ N.m}$$

เนื่องจาก B ส่งไปที่ A = 100 % ทอร์กที่ A คือ TA = 1.0 × 263.843 = 263.843 N.m

หาโมเมนต์บิดบนล้อยาง B

$$TB = (F_1 - F_2) DB / 2$$

$$= (F_1 - F_2) 0.1651$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 4$$

แก้สมการ

$$263.843 = (4F_2 - F_2) 0.1651$$

$$263.843 = (3F_2) 0.1651$$

$$F_2 = 532.693 \text{ N}$$

$$F_1 = 4 \times 532.693 = 2133.77 \text{ N}$$

ดังนั้น รวมแรงของสายพานที่กระทำบนเพลานึ่ง

$$FB = F_1 + F_2 = 2133.77 + 532.693$$

$$FB = 2663.463 \text{ N}$$

หาแรงในแนวเส้นสัมผัสฟันเฟือง A

$$F_{AT} = \frac{TA}{RA}$$

$$= \frac{263.843}{0.045}$$

$$= 5863.177 \text{ N}$$

หาแรงในแนวตั้งฉากกับฟันเฟือง A หาได้จากผลคูณของแรง F ในแนวสัมผัสกับค่า tan 20

$$\tan 20 = \frac{F_{AN}}{F_{AT}}$$

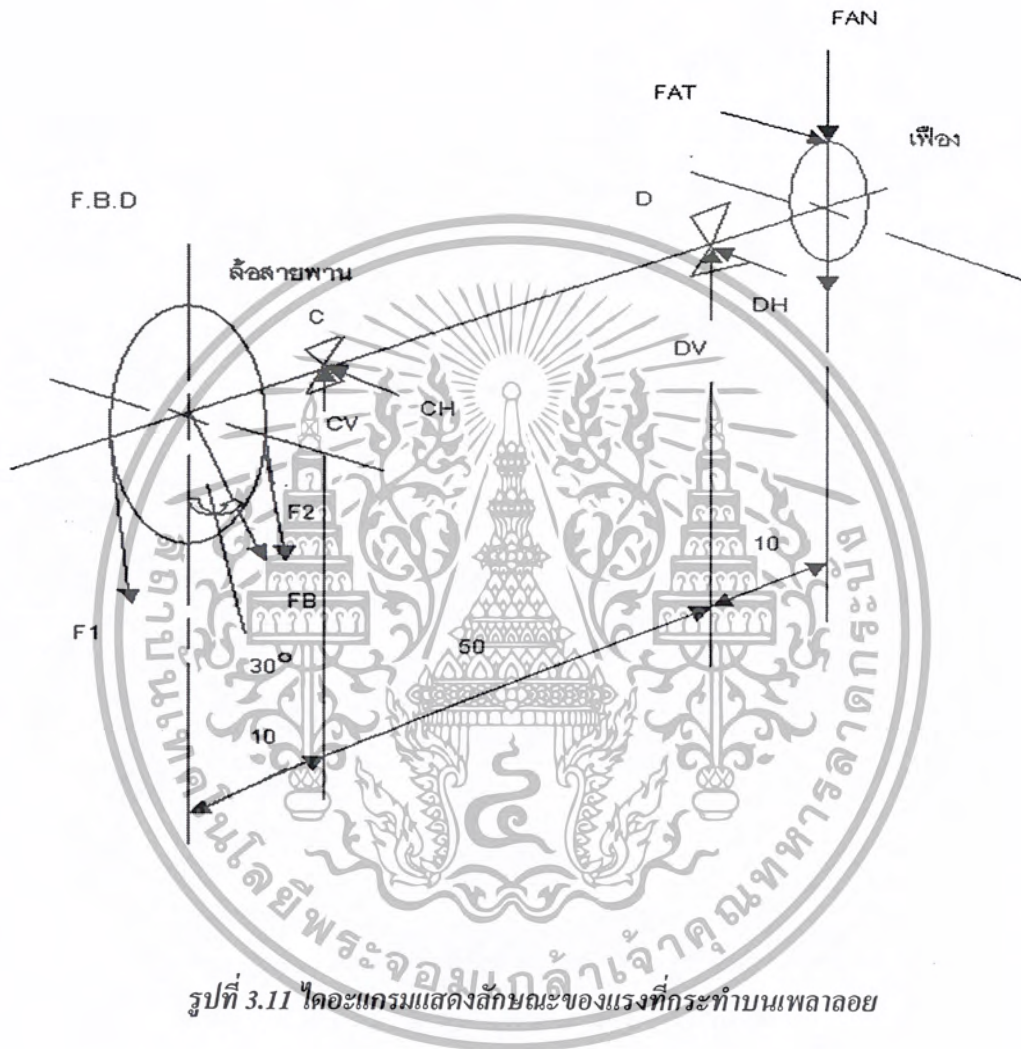
$$F_{AN} = F_{AT} \tan 20$$

$$F_{AN} = 2134.022 \text{ N}$$

$$F_{AV} = \text{น้ำหนักของเฟือง} + \text{แรงกดของเฟือง}$$

$$= 0.8 \times 9.81 + 2134.022$$

$$F_{AV} = 2141.87 \text{ N (ทิศทางเดียวกันบวกกัน)}$$

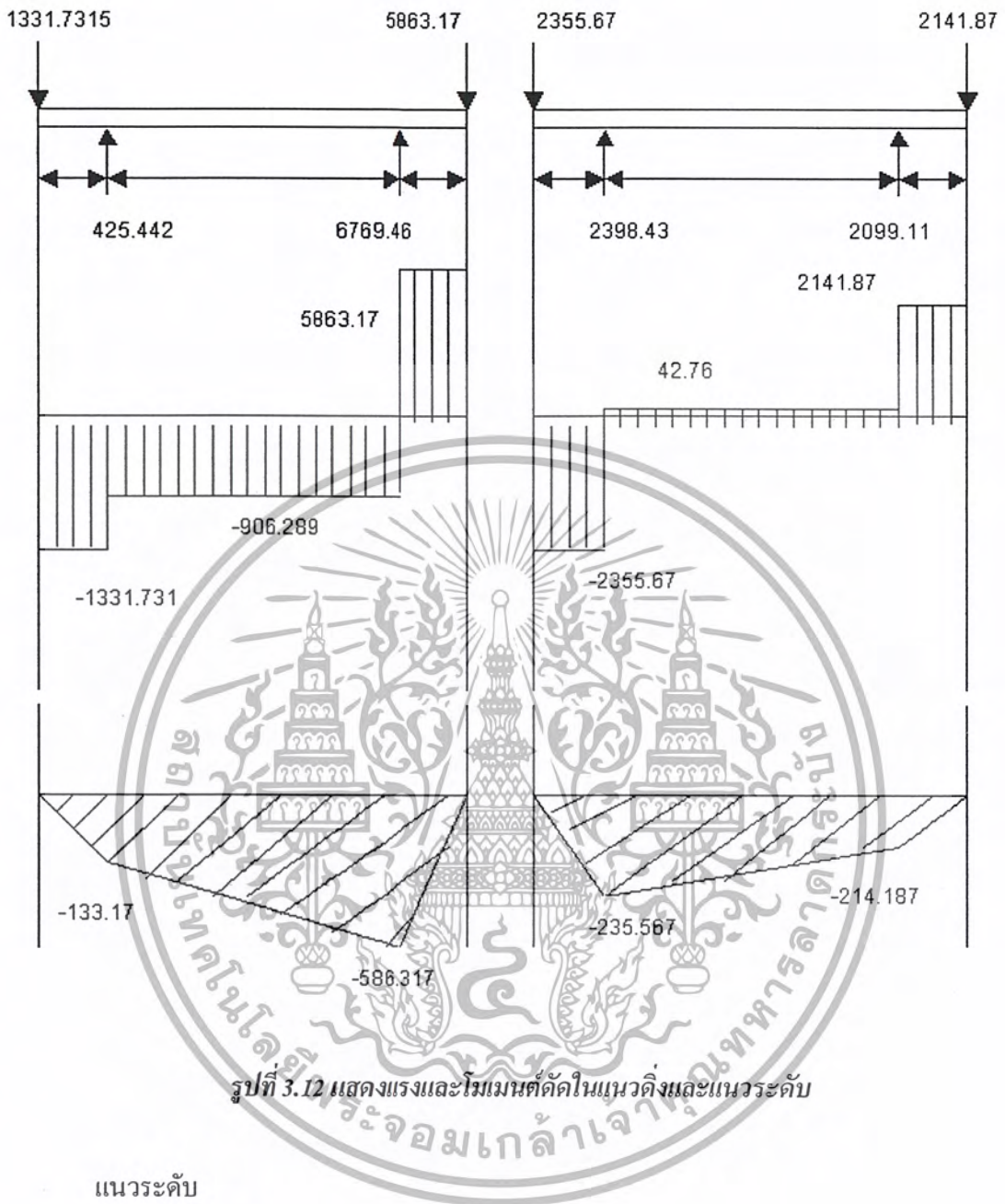


แรงในแนวระดับและแรงในแนวตั้งที่ล้อยสายพาน B คือ

$$FBH = FB \sin 30 = 2663.463 \times \sin 30 = 1331.7315 \text{ N}$$

$$FBV = FB \cos 30 + 49.05 = 2663.463 \cos 30 + 49.05 = 2355.676 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



แนวระดับ

$$\sum M_C = 0$$

$$-(DH \times 0.5) + (5863.177 \times 0.6) - (1331.731 \times 0.1) = 0$$

$$DH = \frac{(5863.177 \times 0.6) - (1331.731 \times 0.1)}{0.5}$$

$$DH = 6769.4661 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$(1331.7315 + 5863.177) - CH - DH = 0$$

$$CH = (1331.7315 + 5863.177) - 6769.4661$$

$$CH = 425.4424 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แนวตั้ง

$$\sum M_C = 0$$

$$-(DV \times 0.5) + (2141.87 \times 0.6) - (2355.67 \times 0.1) = 0$$

$$DV = \frac{(2141.87 \times 0.6) - (2355.67 \times 0.1)}{0.5}$$

$$DV = 2099.11 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$2355.67 + 2141.87 - CV - DV = 0$$

$$CV = 2355.67 + 2141.87 - 2099.11$$

$$CV = 2398.43 \text{ N}$$

$$\therefore CH = 425.4424 \text{ N}, \quad CH = 6769.4661 \text{ N}$$

$$CV = 2398.43 \text{ N}, \quad DV = 2099.11 \text{ N}$$

จะเห็นว่าโมเมนต์ดัดสูงสุดอาจเกิดขึ้นที่ C หรือ D จึงต้องรวม โมเมนต์ด้วยวิธีเวกเตอร์ทั้งสอง

ตำแหน่ง

$$\begin{aligned} MC &= \sqrt{MCV^2 + MCH^2} \\ &= \sqrt{(235.567)^2 + (133.1731)^2} \\ &= 270.604 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} MD &= \sqrt{MDV^2 + MDH^2} \\ &= \sqrt{(214.187)^2 + (586.317)^2} \\ MD &= 624.214 \text{ N} \end{aligned}$$

โมเมนต์บิดเนื่องจากการส่งกำลังจากสายพาน

$$TB = 263.843 \text{ N.m}$$

$$d^3 = \sqrt{\left(\frac{16}{\pi \tau}\right) [(Ct.T)^2 + (Cm.M)^2]}$$

เป็นเพลที่มีร่องลิ่มคดงั้น  $\tau = 41 \text{ N/mm}^2$

ตัวประกอบความล้า  $Cm = 1.5$  และ  $Ct = 1.0$  (เพลหมุนแรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ)

แทนค่า

$$d^3 = \sqrt{\left(\frac{16 \times 1000}{\pi \times 41}\right) [(1.0 \times 263.843)^2 + (1.5 \times 624.214)^2]}$$

$$d = 49.438 \text{ mm}$$

$\therefore$  เลือกใช้เพลที่ตำแหน่งเพลลอยมีค่าเท่ากับ 50 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.5 การออกแบบใบมีดตัด

ลักษณะรูปร่างและวัสดุที่ใช้ทำใบมีด เป็นสิ่งสำคัญที่มีผลต่อประสิทธิภาพในการตัด ซึ่งจากการทดสอบหาแรงเฉือนโดยใช้มีดทดสอบมุม 30 และ 45 องศา ปรากฏว่ามุมคมมีด 30 องศา ให้ค่าแรงเฉือนที่น้อยกว่า คังนั้นผู้จัดทำจึงเลือกทำชุดใบมีดตัดเป็นมุม 30 องศา ส่วนเหล็กที่ใช้ชิ้นนั้นจะเป็นเหล็กกล้า AISI 1050 เนื่องจากเป็นเหล็กที่ทนแรงกระแทกได้ดี และสามารถชุบแข็งได้ โดยมีส่วนผสมของคาร์บอน (c) 0.55 เปอร์เซ็นต์ แมงกานีส (Mn) 0.90 เปอร์เซ็นต์ ผ่านกระบวนการชุบแข็งที่ 830 องศาเซลเซียส และกระบวนการอบคืนไฟที่ 180 – 650 องศาเซลเซียส ทำให้มีคุณสมบัติด้านความแข็งทนทานแต่ไม่เปราะ โดยความแข็งหลังอบชุบอยู่ที่ 58 – 60 HRC เพราะฉะนั้นใบมีดจึงมีความแข็งเพิ่มขึ้น ทำให้เกิดความต้านทานต่อการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของใบมีดตัดขณะใช้งาน โดยเฉพาะการสึกหรอของปลายคมมีด

#### ความเร็วตัด

คือความเร็วที่ใช้ในการตัดเฉือน ความยาวของเศษตัดที่ได้จะมีหน่วยเป็นเมตรต่อนาที ซึ่งความเร็วตัดนี้จะขึ้นอยู่กับการหมุนของชิ้นงานขณะที่มีอยู่กับที่หรือการหมุนของมีดตัดในขณะที่ชิ้นงานอยู่กับที่หรือทั้งมีดและชิ้นงานหมุนตัดไปพร้อมกันซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.40)

$$V_c = \frac{\pi DN}{1000}$$

เมื่อ  $V_c$  = ความเร็วตัด (เมตรต่อนาที)

$D$  = ความโตของชิ้นงาน (มิลลิเมตร)

$N$  = คือความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)

ความเร็วป้อนคือ ความเร็วในการเคลื่อนที่ของมีดตัดในการเข้าตัดเฉือนชิ้นงานหรือความเร็วของชิ้นงานในการเคลื่อนที่เข้าหาใบมีดตัดมีหน่วยเป็นมิลลิเมตรต่อนาทีซึ่งที่ความเร็วป้อนนี้จะมีผลโดยตรงต่อแรงในการป้อนซึ่งจะช่วยพิจารณาในการออกแบบมีดตัดและหาความเร็วป้อนในการตัดเฉือนที่เหมาะสม

อัตราการป้อนคำนวณได้จากสมการที่ (3.12)

$$V_F = f \cdot N \quad (3.12)$$

เมื่อ  $V_F$  = ความเร็วในการป้อน (feed velocity) (มิลลิเมตรต่อนาที)

$f$  = อัตราการป้อน (feed rate) (มิลลิเมตรต่อรอบ)

$N$  = ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)

$$f = f_z \cdot N \quad (3.13)$$

$f_c =$  อัตราการป้อน (เมตรต่อจำนวนมิต)

จากรูปเราสามารถคำนวณหามุมหลบด้านหน้ามิต ( $\eta$ ) ได้จากสมการที่ (3.14)

$$\sin(\eta) = V_f / V_c \quad (3.14)$$

จากสมการจะใช้ได้เมื่อ  $\phi = 90^\circ$  หรืออาจคำนวณได้จากสมการที่ (3.15)

$$\tan(\eta) = f / \pi D \quad (3.15)$$

### 3.6 การชุบแข็ง (Hardening)

การชุบแข็ง คือการชุบเหล็กเพื่อให้เหล็กมีความแข็งขึ้น ขั้นแรกจะต้องเผาเหล็กจากอุณหภูมิบรรยากาศให้ร้อนประมาณ 800-900 องศาเซลเซียส (ขึ้นอยู่กับชนิดของเหล็ก) ภายในเตาไฟฟ้าหรือเตาอบชุบอื่นๆ ที่สามารถควบคุมอุณหภูมิได้ เมื่อเหล็กร้อนจนถึงอุณหภูมินี้ โครงสร้างของเหล็กจะเปลี่ยนไปเป็นออสเทนไนท์ ทั่วไป มักจะเผาให้อุณหภูมิของเหล็กร้อนเฉลี่ยเส้น เอ3 ไปประมาณ 50-75 องศาเซลเซียส แต่จะไม่เผาเหล็กให้อุณหภูมิสูงเกินพิคคินี้ เพราะจะทำให้เกรนของเหล็กขยายตัวโตขึ้น ซึ่งจะทำให้คุณภาพของเหล็กหลังการชุบเสียไป ในทางปฏิบัติถ้าเป็นเหล็กที่มีคาร์บอนต่ำกว่า 0.8% จะเผาให้อุณหภูมิสูงกว่าเส้น เอ3 ประมาณ 50-75 องศาเซลเซียส ถ้าเหล็กมีคาร์บอนสูงกว่า 0.8% จะเผาเพียงแก่อุณหภูมิเหนือเส้น เอ1 ประมาณ 50-75 องศาเซลเซียสเท่านั้น เหตุผลก็คือเพื่อต้องการรักษาซีเมนต์ไคต์ไว้ไม่ให้เปลี่ยนไปเป็นออสเทนไนท์เพราะซีเมนต์ไคต์มีความแข็งสูงอยู่แล้ว

เมื่อเผาเหล็กจนกลายเป็นออสเทนไนท์แล้วจะต้องทิ้งไว้ที่อุณหภูมินี้ระยะหนึ่ง เวลาประมาณ 1 ชั่วโมงต่อความหนา 25 มม. เพื่อให้เหล็กร้อนทั่วถึงกันตลอดทั้งแท่ง จากนั้นจึงนำเอาเหล็กออกจากเตาทำให้เย็นโดยรวดเร็วด้วยการจุ่มลงในน้ำ หรือในน้ำมัน

ในขณะที่ทำให้เหล็กเย็น โดยรวดเร็วนี้ ออสเทนไนท์จะเปลี่ยนกลับไปเป็นเฟอร์ไรท์และเพิร์ลไลท์ไม่ทัน แต่จะให้โครงสร้างใหม่ที่มีความแข็งแรงสูง เรียกว่ามาร์เทนไซต์ ถ้าจะพิจารณาโดยละเอียดแล้วมาร์เทนไซต์ก็คือเหล็กเฟอร์ไรท์ นั่นเอง แต่เป็นเหล็กเฟอร์ไรท์ที่มีปริมาณคาร์บอนสูงกว่าสภาพสมดุลตาม ที่เป็นเช่นนี้เพราะอะตอมของคาร์บอนไม่มีเวลาพอที่จะเคลื่อนไหวยมารวมกันให้ซีเมนต์ไคต์ ดังนั้นความแข็งแรงของเหล็กที่ผ่านการชุบจึงขึ้นอยู่กับสองสิ่งคือ

1. ปริมาณธาตุคาร์บอนในเหล็ก กล่าวคือ ถ้าในเหล็กมีธาตุคาร์บอนมาก โอกาสที่เหล็กจะเปลี่ยนเป็นมาร์เทนไซต์ก็ยิ่งง่าย และให้ปริมาณของมาร์เทนไซต์มาก
2. อัตราความเร็วในการชุบ กล่าวคือ ถ้าทำให้เหล็กเย็นเร็วๆ โอกาสที่ออสเทนไนท์จะเปลี่ยนเป็นมาร์เทนไซต์ก็มีมาก ในทางตรงกันข้ามถ้าปล่อยให้เหล็กเย็นช้าๆ ออสเทนไนท์จะเปลี่ยนไปเป็นเฟอร์ไรท์กับซีเมนต์ไคต์หมดไม่เกิดมาร์เทนไซต์เหล็กก็ไม่แข็ง

### 3.7 การอบคืนไฟ

เหล็กที่ผ่านการชุบมาแล้วย่อมจะเกิดความเครียด ขึ้นภายใน และมีความแข็งเพิ่มขึ้น แต่เหล็กจะขาดคุณสมบัติทางด้านความเหนียว ทำให้ไม่เหมาะที่จะนำไปใช้งานเพราะถ้าเกิดการกระแทกขึ้นเหล็กอาจจะแตกร้าวได้ จึงจำเป็นต้องปรับปรุงคุณสมบัติเสียใหม่โดยการทำอบคืนไฟ ซึ่งมีวิธีการดังนี้

นำเหล็กที่ผ่านการชุบมาแล้วเผาภายในเตาที่อุณหภูมิต่ำประมาณ 200-400 องศาเซลเซียส ทิ้งไว้ประมาณ 1-3 ชั่วโมง แล้วเอาออกปล่อยให้เย็นในอากาศธรรมดา เหล็กจะมีคุณสมบัติทางด้านความเหนียว ดีขึ้น แต่ความแข็งจะลดลงเล็กน้อย ในขณะที่เผาที่อุณหภูมิต่ำ มาร์เทนไซต์จะมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย โดยอะตอมของคาร์บอนจะเคลื่อนไหวยออกจากมาร์เทนไซต์มารวมกันเป็นเฟอร์ไรต์และซีเมนไตต์ ที่เราต้องเผาที่อุณหภูมิไม่เกิน 400 องศาเซลเซียส ก็เพื่อไม่ต้องทำให้มาร์เทนไซต์ที่คืนตัวหมด เพราะเรายังต้องการความแข็งของเหล็กอยู่ ถ้าเราเผาที่อุณหภูมิสูงเกิน 400 องศาเซลเซียส ความแข็งจะถูกทำลายหมด

โดยทั่วไปการชุบแข็งและการคืนตัวจะต้องกระทำติดต่อกัน เพื่อให้ได้เหล็กแข็งและทนแรงกระแทกได้ดีด้วย

การทำใบมีดของเครื่องย่อยถ่านทะเลสาบปล้ำม่น้ำมัน ในส่วนนี้เราได้ใช้เหล็กชนิด AISI 1050 (S50C) ซึ่งเป็นวัสดุที่ใช้ทำใบมีด โดยมีส่วนผสมของคาร์บอน (c) 0.55 เปอร์เซ็นต์ แมงกานีส 0.9 เปอร์เซ็นต์ มาทำการอบชุบแข็งที่อุณหภูมิ 830 องศาเซลเซียสและขบวนการอบคืนไฟที่ 180-650 องศาเซลเซียสทำให้มีคุณสมบัติด้านความแข็งทนทานแต่ไม่ประ โดยความแข็งหลังชุบที่ได้อยู่ที่ 52 HRC

### 3.8 การออกแบบชุดลูกกลิ้งลำเลียง

ชุดลูกกลิ้งลำเลียงจะประกอบด้วยลูกกลิ้ง 2 ตัว บนและล่างวางขนานกัน และมีขนาดเท่ากัน สามารถปรับระยะห่างระหว่างผิวได้ตามขนาดของถ่านทะเลสาบปล้ำม่น้ำมัน และเนื่องจากชุดลูกกลิ้งจะทำหน้าที่ในการลำเลียงถ่านนั้นขณะทำงานไม่ได้รับแรงมากจนเกินไป ดังนั้นผู้จัดทำจึงเลือกใช้เหล็กกลมกลวง ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 70 mm. และมีความหนา 9 mm. มาทำเป็นลูกกลิ้ง ที่ผิวเชื่อมติดด้วยเหล็กเส้นสี่เหลี่ยมขนาด 10 x 10 mm. โดยรอบ เพื่อช่วยให้การหมุนป้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้น

สำหรับการส่งกำลังจากลูกกลิ้งตัวล่างไปยังลูกกลิ้งตัวบนจะใช้เฟืองตรง ซึ่งมีอัตราทดเท่ากับ 1 ดังนั้นสามารถเลือกเฟืองสำเร็จมาใช้ได้เลย

### 3.9 การคำนวณขนาดของเศษและอัตราการย่อย

#### คำนวณขนาดของเศษ

- ความเร็วรอบของลูกกลิ้งอันล่าง 50 rpm .
- ความเร็วรอบหมุนของลูกกลิ้งอันบนจะเท่ากับอันล่าง เนื่องจากเฟืองเกียร์บนแกนเพลลาของลูกกลิ้งทั้งสองเท่ากัน การส่งกำลังผ่านเฟืองลอย 2 ตัว ที่มีขนาดเท่ากันอัตราทดรอบจึงเท่ากับ 1
- ใน 1 รอบหมุนของลูกกลิ้งขนาด เส้นผ่านศูนย์กลาง 90 mm. ผิวของลูกกลิ้งจะพาด้านทะเลสาบปล้ำม่น้ำมันที่ไปยาวประมาณ

$$= \pi(90)$$

$$= 283 \text{ mm.}$$

ใน 1 นาทีจะเคลื่อนที่ไปยาวประมาณ

$$= 283 \times 50$$

$$= 14150 \text{ mm. / min.}$$

ใน 1 รอบหมุนของเพลลาใบมีดตัด จะเกิดการหันตัด 4 ครั้ง ( ใบมีด 4 ใบ ) ใน 1 นาทีจะเกิดการหันตัด

$$= 320 \times 4$$

$$= 1280 \text{ ครั้ง / min}$$

ดังนั้น ความยาวของก้านทะลายปาล์มน้ำมันที่ถูกหันตัดในแต่ละครั้ง จะเท่ากับ

$$= 14150 / 1280$$

$$= 11.05 \text{ mm / ครั้ง}$$

### 3.9.2 คำนวณหาอัตราการย่อย

ก้านทะลายปาล์มน้ำมัน มีความยาวประมาณ 250 mm. และมีน้ำหนักประมาณ 0.5 kg  
ดังนั้น อัตราการย่อย

$$= (14150 \times 0.5) / 250$$

$$= 28 \text{ kg / min}$$

$$= 1698 \text{ kg / hr}$$

### 3.10 การคำนวณหาขนาดของเครื่องยนต์ต้นกำลัง

#### 3.10.1 การทดสอบเพื่อหาแรงสำหรับการตัดก้านทะลายปาล์มน้ำมัน

ก่อนที่เราจะคำนวณหาขนาดของเครื่องยนต์ได้นั้น เราจำเป็นต้องรู้แรงที่จะต้องใช้ในการตัดก้านทะลายปาล์มน้ำมันก่อน และนำแรงที่ได้นั้นไปหา Torque เพื่อที่จะนำไปคำนวณกำลังของเครื่องยนต์ต่อไป ในส่วนของการหาแรงตัดนั้น เนื่องจากเราไม่สามารถคำนวณออกมาได้ ดังนั้นเราจำเป็นต้องทำการทดสอบเพื่อให้ได้ค่านี้มา

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

1. Impact test
2. ก้านทะลายปาล์มน้ำมัน
3. มีดทดสอบมุม 30 และ 45 องศา

วิธีการทดสอบ

1. ติดตั้งมีดทดสอบมุม 30 องศา เข้ากับชุด Impact Test

2. นำก้านทะลายปาล์มน้ำมันผูกติดกับแท่นรับที่ Impact Test

3. ยกค้อนน้ำหนักซึ่งติดตั้งมีทดสอบ ไว้ในตำแหน่งสูงสุดและถือไว้แล้วหมุนเข็มนาฬิกาที่ตำแหน่ง คำสุด
4. ปลดล็อกเพื่อให้ค้อนมีด เหวี่ยงตัดก้านทะลายปาล์มน้ำมัน
5. อ่านค่าที่ได้จาก Scale
6. ทำการทดสอบเหมือนเดิม กับก้านทะลายปาล์มน้ำมันอีก 2 ก้าน
7. เปลี่ยนมีดทดสอบเป็น มุม 45 องศา เข้ากับชุด Impact test และทำการทดสอบตามข้อ 2 - 6

มุมมีด	ครั้งที่ 1	ครั้งที่ 2	ครั้งที่ 3
30 องศา	17.8	19.6	18.3
45 องศา	21.4	22.0	23.2

ตารางที่ 3.5 แสดงค่า Torque ที่อ่านได้จาก scal บน Impact Test

หมายเหตุ : ผลการทดสอบหน่วยเป็น Kg.m

### 3.10.2 แสดงวิธีการคำนวณหาขนาดของเครื่องชนิดค้อนกำลัง

จากตารางที่ (4.1 ) จะเห็นได้ว่า มุมค้อนมีด 30 องศา Torque ที่ได้จะมีค่าต่ำกว่ามุมค้อนมีด 45 องศา ดังนั้นผู้จัดทำ จึงเลือกที่จะ Design ชุดใบมีดเป็นมุม 30 องศา ซึ่งค่า Torque สูงสุดจากการทดสอบที่มุมค้อนมีด 30 องศา คือ 19.6 kg.m และจากเอกสารประกอบการเรียนวิชา Mechanical Engineering Lab II ในเรื่องการทดสอบวัสดุด้วยแรงกระแทก (Impact test) บอกขนาดของแขนเหวี่ยงมีค่าเท่ากับ 0.38 m.

คำนวณหาแรงตัดได้จาก

$$\begin{aligned} \text{Torque จากการทดสอบ} &= 19.6 \times 9.81 \\ &= 192.27 \text{ N.m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{จาก} \quad F &= \frac{T}{r} \\ \text{แรงที่ใช้ในการตัด} &= \frac{192.7}{0.38} \\ &= 506 \text{ N.} \end{aligned}$$

จากการออกแบบกำหนดให้รัศมีของแขนยึดใบมีดมีค่าเท่ากับ 27.5 cm

ค่า Torque สำหรับการคำนวณกำลังเครื่องชนิด ค้อน

$$T = F \times r$$

$$= 506 \times 0.275$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 139.15 \text{ N.m}$$

สำหรับความเร็วรอบของชุดใบมีด ในการคำนวณกำลังของเครื่องยนต์นั้น ได้มาจากการคำนวณจากสูตร

$$V = \pi d n$$

โดยที่  $d$  เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของชุดใบมีด และค่า  $V$  เป็นความเร็วตัด สามารถเปิดได้จากตาราง cutting speed แต่เนื่องจากไม่มีค่าความเร็วตัดสำหรับไม้ ดังนั้นผู้จัดทำจึงเลือกอ้างอิงกับ Aluminum ซึ่งเป็นวัสดุที่มีค่าอ่อนที่สุด และสมมติให้ค่าความเร็วตัดของไม้มีค่าเท่ากับ  $550 \text{ m/min}$

ความเร็วรอบของชุดใบมีด คือ

$$n = \frac{550}{(\pi \times 0.55)}$$

$$= 320 \text{ rev/min}$$

จากสูตร

$$W_p = \frac{2\pi n T}{60}$$

$$= \frac{2\pi (320)(139.15)}{60}$$

$$W_p = 4662.96 \text{ Watt}$$

$$I \text{ แรงม้า} = 746 \text{ Watt}$$

$$\text{กำลังงานที่ได้} = \frac{4662.96}{746}$$

$$= 6.25 \text{ hp.}$$

แต่เนื่องจากต้องใช้กำลังงานในการขับเคลื่อนลูกกลิ้ง และกำลังงานที่สูญเสียไปกับความฝืดที่ส่วนต่างๆ ดังนั้นเราจึงเลือกใช้ค่า safety factor เท่ากับ 1.75

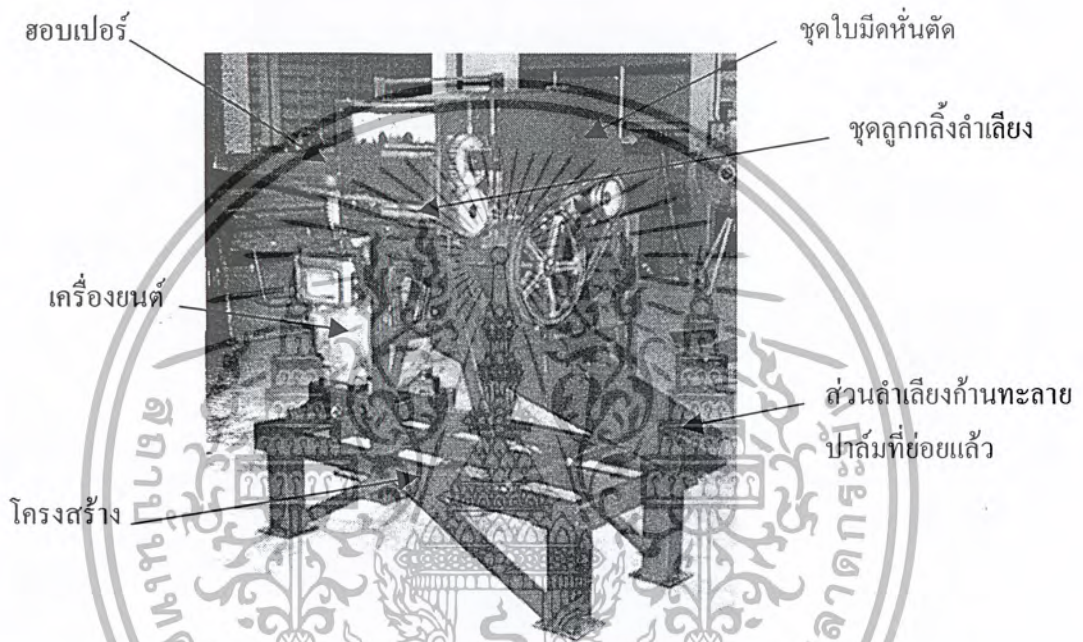
$$\text{เพราะฉะนั้นใช้เครื่องยนต์ขนาด} = 6.25 \times 1.75$$

$$= 11 \text{ hp. หรือ } 8.2 \text{ kw}$$

## บทที่ 4

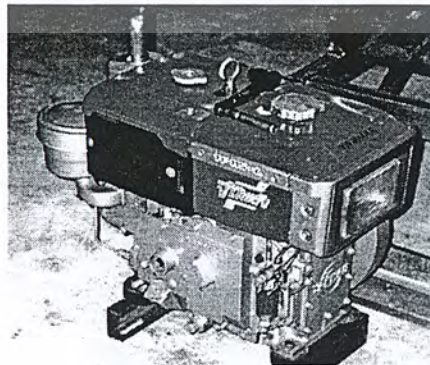
### ส่วนประกอบและหลักการทำงานของเครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน

4.1 ส่วนประกอบของเครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์ม จะมีส่วนประกอบที่สำคัญคือ โครงสร้าง ชุดใบมีด ชุดลูกกลิ้ง ระบบส่งกำลังด้วยเฟือง ระบบส่งกำลังด้วยสายพาน และเครื่องยนต์ต้นกำลัง เป็นต้น เมื่อติดตั้งส่วนประกอบต่างๆ ให้สมบูรณ์ดังได้แสดงในรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 แสดงเครื่องย่อยก้านทะเลายปาล์มน้ำมัน

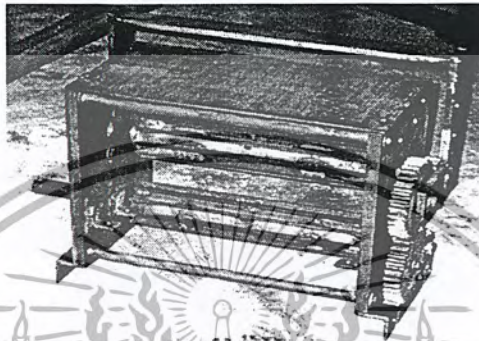
4.1.1 เครื่องยนต์ต้นกำลัง ปกติจะใช้เครื่องยนต์สูบเดียว ขนาดไม่น้อยกว่า 10 แรงม้า ถ้าในกรณีที่ใช้งานอยู่กับที่และสถานที่ที่มีกระแสไฟฟ้าไปถึง อาจใช้มอเตอร์ไฟฟ้าแทนเครื่องยนต์ได้



รูปที่ 4.2 แสดงลักษณะเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.2 ชุดลูกกลิ้งลำเลียง ประกอบด้วยลูกกลิ้งสองตัวบน-ล่าง แต่ละตัวมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 90 mm .และที่ผิวด้านนอกของลูกกลิ้งจะเชื่อมเหล็กสี่เหลี่ยมยึดติดไว้ จำนวน 15 ชั้น เพื่อทำหน้าที่เป็นฟันของลูกกลิ้ง ช่วยให้ผิวลูกกลิ้งหมุนกวาดก้านทะเลายที่ป้อนเข้าสู่ใบมีดง่ายขึ้น สามารถปรับระยะห่างระหว่างผิวลูกกลิ้งได้โดยโยกคันโยกปรับ และหากต้องการให้ระยะห่างคงที่ก็ทำได้โดยใช้น็อตล็อกตำแหน่งก็ได้ ชุดลูกกลิ้งป้อนก้านทะเลายคังแสดงในรูปที่ 4.3



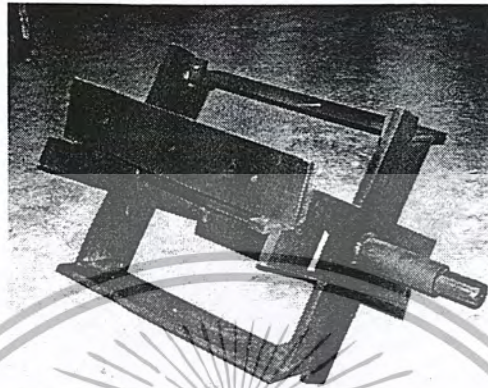
รูปที่ 4.3 ชุดลูกกลิ้งลำเลียงก้านทะเลายปาล์ม

4.1.3 ชุดใบมีดหันตัด มีลักษณะเป็นแท่งสี่เหลี่ยมขนาดความกว้าง 120 มม. และความยาว 480 มม ด้านข้างหนึ่งจะลับเป็นคมตัดเอียงเป็นมุม 30 องศา วัสดุที่ใช้ทำใบมีดตัด จะใช้เหล็กกล้า AISI 1050 มีส่วนผสมของคาร์บอน(C) 0.55 เปอร์เซ็นต์ แมงกานีส(Mn) 0.90 เปอร์เซ็นต์ ทนแรงกระแทกได้ดี หลังตบแต่งขึ้นรูปแล้วนำไปชุบแข็งที่อุณหภูมิ 830 องศาเซลเซียสและกระบวนการอบคืนไฟที่ 180 – 650 องศาเซลเซียส ความแข็งหลังชุบอยู่ที่ 58 ถึง 60 HRC ซึ่งมีความทนทานและทนต่อการสึกหรอเพียงพอ ลักษณะของใบมีดตัดคังแสดงในรูปที่ 4.4



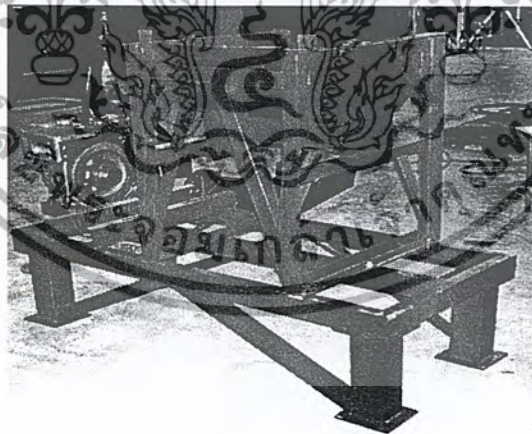
รูปที่ 4.4 ใบมีดตัดและใบมีดรับ

4.1.4 โครงยึดใบมีด จะเป็นตัวจับยึดใบมีด มีลักษณะเป็นโครงเหล็กสำหรับยึดใบมีดจำนวน 4 ใบ โดยใช้น็อต ขันยึดใบมีดเข้ากับโครง ฐานรองรับใบมีดมีมุมเอียง 18 องศา และสามารถถอดใบมีดออกมามีได้ ลักษณะของ โครงสร้างสำหรับยึดใบมีดดังได้แสดงในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 แสดงโครงยึดใบมีด

4.1.5 โครงสร้าง ชุด โครงเครื่องและฐานเครื่อง เป็นส่วนรองรับเครื่องขบและเพลาใบมีด ขาทำจากเหล็กสี่เหลี่ยมกลวงขนาด 10 x 10 cm สูง 30 cm มี 4 ขา ตัวลานรองรับทำจากเหล็กด้วยขนาด 75 x 40 x 5 mm และ เหล็กฉากขนาด 50 x 50 mmหนา 5 mm มีลักษณะดังรูปต่อไปนี่



รูปที่ 4.6 แสดงโครงสร้างของเครื่องย่อยก้อนทะลายปาล์มน้ำมัน

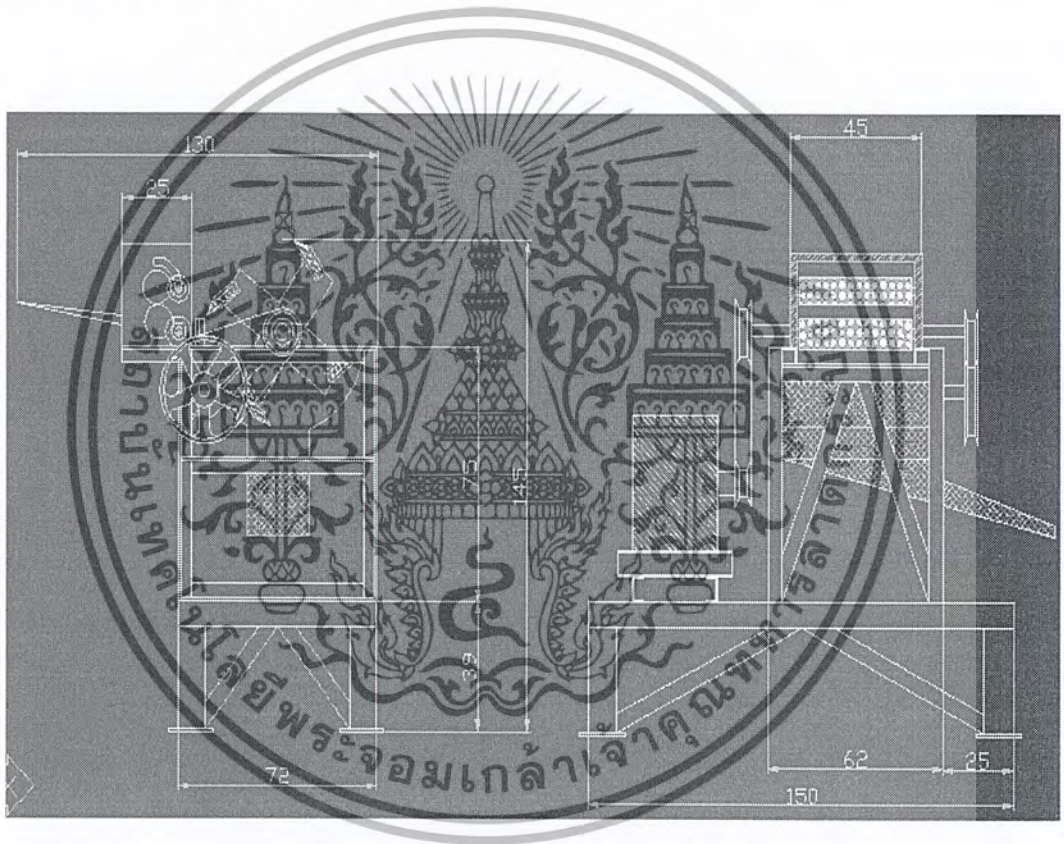
4.1.6 รางลำเลียงก้อนทะลายปาล์ม ก้อนทะลายปาล์มที่ย่อยแล้วจะตกลงมาในรางลำเลียงซึ่งเป็นทางออกของเศษก้อนทะลายปาล์มน้ำมันที่ถูกย่อยแล้วออกมาทางด้านข้างของเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.2 หลักการทำงานของเครื่อง

เริ่มจากสตาร์ท เครื่องยนต์ เครื่องยนต์จะส่งกำลังไปขับเพลาใบมิดโดยผ่านชุดสายพาน เมื่อเพลาใบมิดหมุนก็จะทำให้ชุดลูกกลิ้งหมุนด้วย เนื่องจากชุดลูกกลิ้งถูกขับโดยชุดเฟืองซึ่งรับกำลังเข้ามาจากเพลาใบมิดอีกทีหนึ่ง สำหรับชุดลูกกลิ้งนั้นจะเป็นแบบสองลูก วางขนานกันและหมุนเข้าหากัน สามารถปรับระยะห่างระหว่างผิวได้โดยการดัดคันโยก

เมื่อต้องการย่อยก็นำก้อนทะลายปาล์มป้อนเข้าเครื่องทางฮอปเปอร์ จากนั้นลูกกลิ้งก็จะหมุนป้อนก้อนทะลายเข้าสู่ใบมีดตัดที่กำลังหมุนอยู่ด้วยความเร็วรอบประมาณ 400-600 รอบต่อนาที ก้อนทะลายที่ถูกหั่นย่อยแล้วจะร่วงลงมาด้านล่างของเครื่อง



รูปที่ 4.7 แสดงขนาดของเครื่องย่อยก้อนทะลายปาล์มน้ำมัน

#### 4.3 คุณลักษณะของเครื่องย่อยก้านทะเลสาปาล์มน้ำมัน

ต้นกำลัง	เครื่องยนต์ 11HP
โครงสร้าง	เหล็กฉากและเหล็กตัวยูความหนา 5 mm
ล้อสายพานลิ้ม	ร่อง B สองร่อง 2 ตัว, 3 ร่อง 2 ตัว
ใบมีดตัด	ใช้เหล็ก AISI 1050 มุมคมมีด 30 องศา
เพลลา	เพลลาใบมีด $\varnothing$ 50 mm 1 ตัว , เพลลาลอย $\varnothing$ 50 mm 1 ตัว
เบร้ง	บอลเบร้งอนุกรมมิติ 03
เฟืองตรง	โมดูล 4 กว้าง 25 mm $\varnothing$ 77 mm จำนวนฟัน 20 ฟัน 1 ตัว $\varnothing$ 230 mm จำนวนฟัน 58 ฟัน 1 ตัว
ลูกกลิ้งดำเลียง	ขนาด $\varnothing$ 90 mm 2 ตัว
สลักเกลียว	M 10
อัตราการทำงานของเครื่อง	28 กิโลกรัม/นาที

ตาราง 4.1 แสดงรายละเอียดของเครื่อง

## บทที่ 5

### วิธีการทดสอบ และผลการทดสอบการทำงานของเครื่อง

จากการที่ได้นำเสนอมาแล้วว่า เครื่องย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันที่ได้ทำการออกแบบ และดำเนินการจัดสร้างขึ้นมา เพื่อทำการตัดย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมัน รวมทั้งวัสดุทางการเกษตรอื่นๆ เช่น ทางปลาต้ม ทางมะพร้าวและกิ่งไม้ชนิดต่างๆ ซึ่งต้องมีขนาดอยู่ในพิสัยขอบเขตการทำงานของเครื่อง และเพื่อที่จะรู้ว่าเครื่องย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันนี้สามารถทำงานได้ตามวัตถุประสงค์หรือไม่ จึงจำเป็นที่จะต้องทำการทดสอบและเก็บข้อมูลออกมา เพื่อเปรียบเทียบและเป็นข้อมูลเบื้องต้น ในการดำเนินการเพื่อพัฒนาปรับปรุงเครื่องจักรเครื่องต่อไป

#### 5.1 การทดสอบการทำงานกับก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมัน

เนื่องจากก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันที่นำมาใช้ในการทดสอบมีปริมาณน้อย เพราะไม่สะดวกในการที่จะขนส่งก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันจำนวนมากๆ มาจากภาคใต้ รวมทั้งจะต้องเสียค่าใช้จ่ายในการขนส่งสูง ดังนั้นในการทดสอบจึงไม่สะดวกที่จะวัดอัตราการย่อยได้ เราจึงทราบแต่เพียงว่าเครื่องที่ออกแบบมาสามารถย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันได้ตามวัตถุประสงค์หรือไม่เท่านั้น

##### 5.1.1 วิธีการทดสอบ

การเตรียมอุปกรณ์

- เครื่องมือวัดความเร็วรอบ
- เวอร์เนียคาลิเปอร์
- ก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมัน

การทดสอบ

- ตั้งความเร็วรอบเครื่องยนต์ให้คงที่ที่ 800 rpm
- ใส่ก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันที่ละก้าน
- วัดขนาดของเศษที่ได้จากการย่อย

##### 5.1.2 ผลการทดสอบ

จากการทดสอบ ผลที่ได้ปรากฏว่าเครื่องสามารถย่อยก้านทะเลสาปลาต้มน้ำมันได้จริงตามวัตถุประสงค์ โดยเศษที่ได้จากการย่อยมีขนาดความกว้างโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 1.5 cm. ซึ่งใกล้เคียงกับค่าที่ได้คำนวณออกมา

#### 5.2 การทดสอบการทำงานกับทางมะพร้าว

เนื่องจากทางมะพร้าวสามารถหาได้ง่าย รวมทั้งมีลักษณะใกล้เคียงกับทางปลาต้มน้ำมัน นอกจากนี้จากการทดสอบหาแรงเฉือนโดยใช้ Impact Test ปรากฏว่าสำหรับทางมะพร้าวสด ค่าแรงเฉือนที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ได้มีค่าใกล้เคียงกับก้านทะลายปาล์มน้ำมัน ในส่วนของทางมะพร้าวแห้งได้ค่าแรงเฉือนที่สูงกว่า ดังนั้นเราจึงเลือกทางมะพร้าวในการทดสอบ เพื่อหาอัตราการทำงานของเครื่อง

### 5.2.1 วิธีการทดสอบ

การเตรียมอุปกรณ์

- ทางมะพร้าวสด
- ทางมะพร้าวแห้ง
- นาฬิกาจับเวลา
- เครื่องชั่งน้ำหนัก
- เครื่องมือวัดรอบ
- เวอร์เนียคาลิเปอร์
- กล้องใส่เศษที่ได้จากการย่อย

การทดสอบ

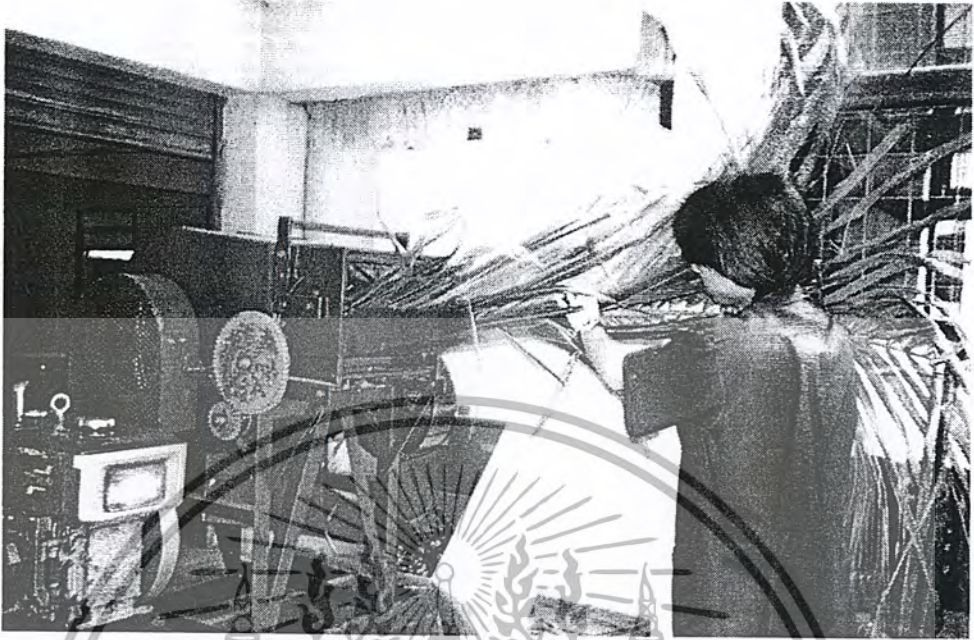
1. ตั้งความเร็วรอบของใบมีดที่ 250 rpm. (อัตราทดจากเครื่องยนต์ไปยังเพลลาใบมีด เท่ากับ 3 : 1)
2. ป้อนทางมะพร้าวอย่างต่อเนื่องด้วยอัตราคงที่ ไม่ช้าหรือเร็วจนเกินไป
3. จับเวลาเมื่อเริ่มป้อนทางมะพร้าวทางแรก จนกระทั่งครบ 1 นาที
4. นำเศษที่ได้จากการย่อยไปชั่งน้ำหนัก เพื่อหาอัตราการย่อย
5. วัดขนาดของเศษที่ได้จากการย่อย
6. เพิ่มความเร็วรอบของใบมีดครั้งละ 100 rpm. ทำตามขั้นตอนที่ 2 – 5 จนกระทั่งความเร็วรอบสุดท้ายของเพลลาใบมีดอยู่ที่ 650 rpm.

หมายเหตุ ทางมะพร้าวสดและแห้งทดสอบเหมือนกัน



รูปที่ 5.1 แสดงการทดสอบการทำงานของเครื่องโดยใช้ทางมะพร้าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

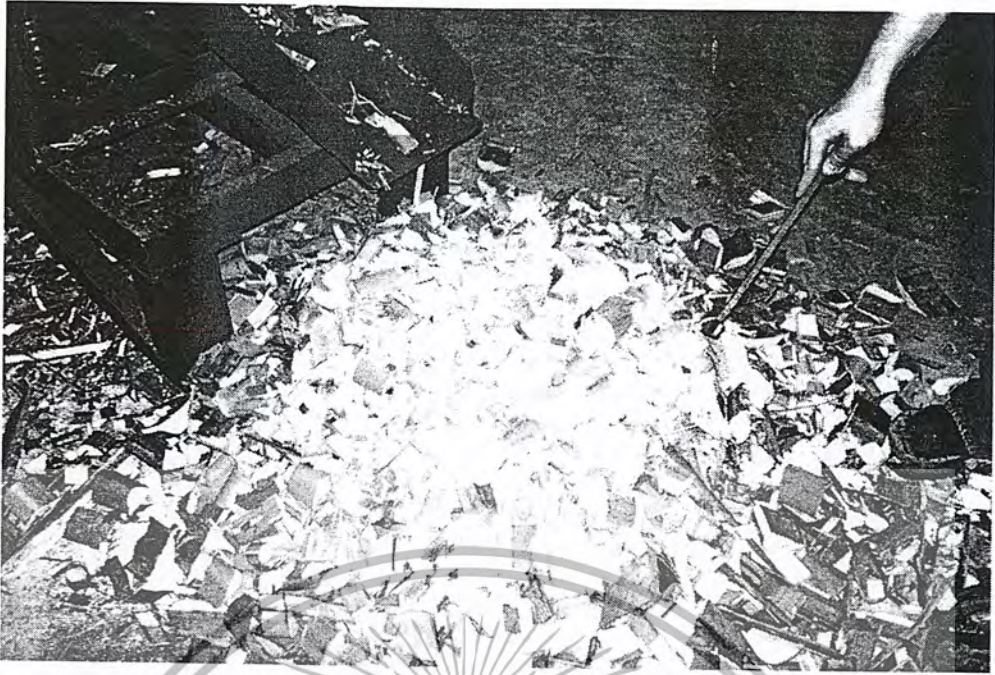


รูปที่ 5.2 แสดงเครื่องจักรขมะตูดทางมะพร้าวเข้าไปตัดย่อย



รูปที่ 5.3 แสดงเศษที่ได้จากการย่อยในเวลา 1 นาที ที่ความเร็วรอบต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 แสดงเศษโพลีเมอร์ที่ได้จากการย่อยที่ความเร็วรอบต่างๆเมื่อนำมารวมกัน

### 5.2.2 ผลการทดสอบ

รอบเครื่องยนต์ rpm	รอบใบมีด rpm	น้ำหนักที่ได้ kg / min	กำลังงานที่ใช้ (kw)	น้ำหนักที่ได้ ต่อกำลังงาน ที่ใช้ (kg/min/kw)	ขนาดของ เศษ เฉลี่ย(cm)
750	250	19.20	5.03	3.81	5.4
1050	350	24.20	7.05	3.43	3.7
1350	450	28.0	9.07	3.08	4.6
1650	550	30.40	11.08	2.74	4.2
1950	650	38.80	13.1	2.96	6.7

ตารางที่ 5.1 แสดงผลการทดสอบเครื่องย่อยก้านทะเลลายปาล์มน้ำมัน โดยใช้ทางมะพร้าวแห้ง

หมายเหตุ: กำลังงานที่ใช้คำนวณมาจากสูตร  $Ft \times s/60$

$Ft$  = แรงเฉือนที่ได้จากการทดสอบ โดย Impact Test เท่ากับ 700 นิวตัน

$S$  = ความเร็วตัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รอบเครื่องยนต์ rpm	รอบใบมีด rpm	น้ำหนักที่ได้ kg / min	กำลังงานที่ ใช้ ( kw)	น้ำหนักที่ได้ ต่อกำลังงาน ที่ใช้ (ke/min/kw)	ขนาดของ เศษ เฉลี่ย(cm)
750	250	21.30	4.49	4.74	4.6
1050	350	32.50	6.29	5.16	4.5
1350	450	40.20	8.09	4.96	5.0
1650	550	46.30	9.89	4.68	4.8
1950	650	59.6	11.69	5.09	5.7

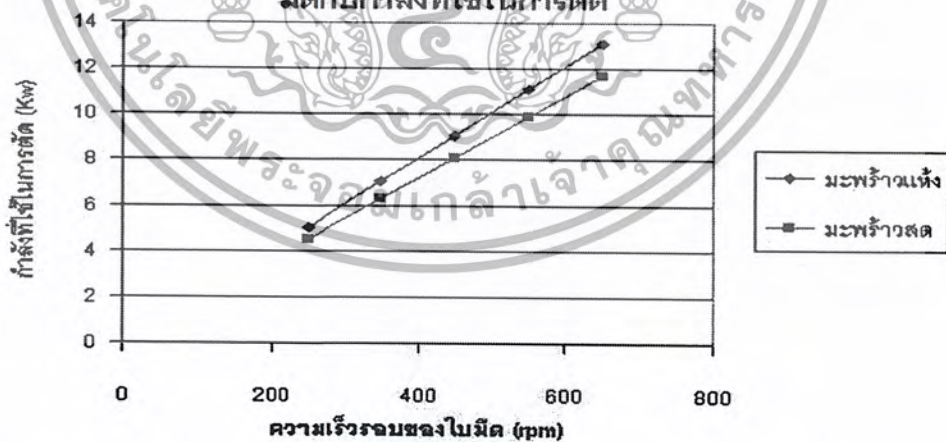
ตารางที่ 5.2 แสดงผลการทดสอบเครื่องย่อยก้านทะลายปาล์มน้ำมัน โดยใช้ทางมะพร้าวสด

หมายเหตุ: กำลังงานที่ใช้คำนวณมาจากสูตร  $E_t \times s / 60$

$E_t$  = แรงเฉือนที่ได้จากการทดสอบโดย Impact Test เท่ากับ 624.7 นิวตัน

$S$  = ความเร็วตัด

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของใบ  
มีดกับกำลังที่ใช้ในการตัด



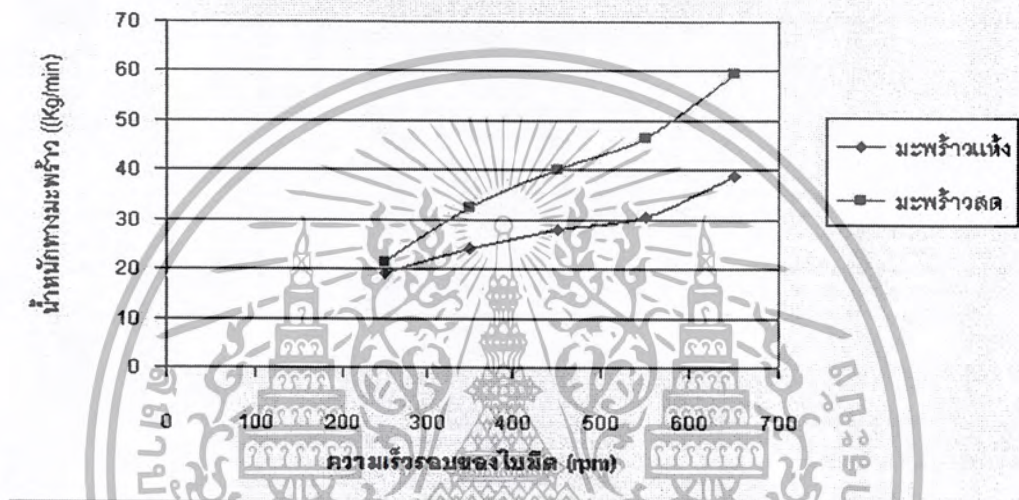
รูปที่ 5.5 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของใบมีดกับกำลังที่ใช้ในการตัด

เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบระหว่างทางมะพร้าวสดและทางมะพร้าวแห้งว่าในการตัดแต่ละความเร็วรอบนั้นทางมะพร้าวชนิดใดจะใช้แรงตัดมากกว่ากัน และจากกราฟจะเห็นว่าในแต่ละ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วรอบนั้น ทางมะพร้าวแห้งใช้แรงในการตัดมากกว่าทางสด โดยที่ความเร็วรอบที่ใช้ทดสอบคือ 250 , 350 , 450 , 550 , 650 rpm โดยที่การทดสอบแต่ละความเร็วรอบจะทดสอบเพียง 1 นาทีเท่านั้น

**กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของใบมีด  
กับน้ำหนักทางมะพร้าวที่ได้จากการทดสอบ**



**รูปที่ 5.6 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของใบมีดกับน้ำหนักทางมะพร้าวที่ได้จากการทดสอบ**

เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบน้ำหนักที่ได้จากการตัดระหว่างทางมะพร้าวสดและทางมะพร้าวแห้ง ในแต่ละความเร็วรอบของใบมีด ซึ่งจะเห็นว่าในการทดสอบแต่ละความเร็วรอบได้น้ำหนักของทางมะพร้าวสดมากกว่าทางมะพร้าวแห้ง โดยที่ความเร็วรอบที่ใช้ทดสอบคือ 250 , 350 , 450 , 550 , 650 rpm โดยที่การทดสอบแต่ละความเร็วรอบจะทดสอบเพียง 1 นาทีเท่านั้น

## บทที่ 6

### วิจารณ์ สรุปผลการทดสอบและข้อเสนอแนะ

#### 6.1 วิเคราะห์และสรุปผลการทดสอบ

จากการทดสอบเครื่องย่อยก้านทะเลยาปลาสมน้ำมันพบว่า สามารถทำงานได้ตามวัตถุประสงค์คือ สามารถย่อยก้านทะเลยาปลาสมน้ำมันได้ สภาวะในการส่งกำลังมีความราบเรียบดี สามารถเร่งเครื่องยนต์จนกระทั่งความเร็วรอบของใบมีดสูงถึง 650 rpm.

เมื่อมาพิจารณาคุณสมบัติของเครื่องจะเห็นได้ว่า เศษของทางมะพร้าวสดและทางมะพร้าวแห้งจะมีลักษณะคล้ายกันคือ ขนาดของเศษจะไม่สม่ำเสมอ แต่ขนาดโตสุดจะไม่เกิน 50 mm. ซึ่งสาเหตุที่ขนาดของเศษไม่สม่ำเสมอ เนื่องจากชุดลูกกลิ้งลำเลียง ซึ่งเดิมที่ได้ออกแบบมาสำหรับก้านทะเลยาปลาสมน้ำมัน ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่าทางมะพร้าว ดังนั้นเมื่อนำทางมะพร้าวมาย่อย ขณะที่ลูกกลิ้งหมุนป้อนส่วนที่โตสุดเข้าไปเรื่อยๆยังชุดใบมีด เมื่อเศษส่วนนี้เข้าไปแล้วขนาดของทางมะพร้าวจะเล็กกว่าระยะห่างระหว่างผิวลูกกลิ้ง ดังนั้นลูกกลิ้งจึงไม่สามารถป้อนทางมะพร้าวได้ตามปกติ แต่ทางมะพร้าวจะถูกชุดใบมีดที่กำลังหมุนอยู่ดูดเข้าไปอย่างรวดเร็ว ซึ่งทำให้อัตราการป้อนสูงกว่าอัตราการป้อนโดยชุดลูกกลิ้ง เป็นผลให้เศษที่ได้มีขนาดโตกว่าปกติ

สรุป จากการทดสอบ เครื่องสามารถย่อยก้านทะเลยาปลาสมน้ำมันได้ เศษที่ได้จากการย่อยประมาณ 1 ถึง 2 เซนติเมตร เนื่องจากก้านทะเลยาปลาสมน้ำมันที่ใช้ในการทดสอบ ต้องใช้จำนวนมาก และค่าใช้จ่ายในการขนส่งสูง ผู้จัดทำจึงเลือกทางมะพร้าวซึ่งมีคุณสมบัติใกล้เคียงกับก้านทะเลยาปลาสมน้ำมันมาทดสอบแทนซึ่งผลที่ได้คือ สามารถย่อยทางมะพร้าวได้ทั้งสดและแห้ง อัตราการย่อยประมาณ 40 กิโลกรัมต่อนาที ที่รอบเครื่องยนต์ประมาณ 1200 ถึง 1400 รอบต่อนาที เศษที่ได้จากการย่อยขนาดโตสุดประมาณ 5 เซนติเมตร

#### 6.2 ข้อเสนอแนะในการปรับปรุงเครื่องจักร

6.2.1. ควรปรับปรุงให้ชุดลูกกลิ้งลำเลียง สามารถปรับอัตราการป้อนได้ เพื่อควบคุมขนาดของเศษให้ได้ตามต้องการ

6.2.2 ขนาดของส่วนลำเลียงเศษที่ได้จากการย่อยควรจะโตกว่านี้ เพื่อการลำเลียงเศษที่เร็วขึ้น และไม่เกิดการติดขัด

6.2.3 ฐานเครื่องควรจะทำแบบมีล้อ เพื่อสะดวกในการเคลื่อนย้าย

6.2.4 ระยะห่างเริ่มต้นระหว่างผิวลูกกลิ้งควรจะแคบกว่านี้ และสามารถปรับระยะห่างได้เองโดยไม่ต้องใช้มือโยก เพื่อการลำเลียงวัสดุที่จะทำการย่อยได้อย่างมีประสิทธิภาพ

## ภาคผนวก ก.

ตารางที่ ก.1 ตัวประกอบใช้งาน Ns สำหรับสายพานลีม

ชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการขับ	ชนิดของอุปกรณ์ขับ					
	มอเตอร์กระแสสลับ : normal torque, squirrel cage, synchronous and split phase.			มอเตอร์กระแสสลับ : high torque, high slip, repulsion-induction, single phase, series wound and slip ring.		
	มอเตอร์กระแสตรง : shunt wound			มอเตอร์กระแสตรง : series wound และ compound wound.		
	ความเร็วรอบเครื่องจักร : ที่มีหลายถูกดู ความเร็วสูงกว่า 600 rpm			ความเร็วรอบเครื่องจักร : ที่มีหลายหนึ่งถูกดู ความเร็วต่ำกว่า 600 rpm		
	ชั่วโมงการทำงานต่อวัน			ชั่วโมงการทำงานต่อวัน		
	≤ 10	10-16	> 16	≤ 10	10-16	> 16
ชนิดของ : เครื่องกวาดของเหลว, เครื่องเป่าลม, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบลมแบบห้อง, พัดที่มีกำลังสูงถึง 7.5 kW, สายพานลำเลียงงานเบา	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
งานปานกลาง : สายพานลำเลียงหยาบหรือเมอ็คพิซ, เครื่องผสมของหินเหนียว, พัดที่มีกำลังสูงกว่า 7.5 kW, เครื่องกำเนิดไฟฟ้า, เพลานม, เครื่องชักผ้า, เครื่องมือ PUNCHES Presses shears, เครื่องพิมพ์, positive displacement rotary pumps, เครื่องเขย่า	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3	1.4
งานหนัก : เครื่องทำไอฐู ,bucket elevators, exciters, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบลมแบบถูกดู, สายพานลำเลียง, hammer mills, paper mill beaters, positive displacement blowers, เครื่องบด, เครื่องเทีย และเครื่องจักรกดงานไม้, เครื่องทอผ้า	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
งานหนักพิเศษ : Crushers(Gyratory-Jaw roll),mills (Ball-Rod-Tube) รอกไฟฟ้า rubber calendars extruders-mill	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.2 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส Na สำหรับสายพานลิ้ม

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.3 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด B ต่อเส้น PR (เป็น KW ) สำหรับ  
สายพานยาว  $L_p = 2282$  mm. และส่วนโค้งสัมผัส  $\alpha = 180$  องศา

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

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N<sub>l</sub>

L <sub>p</sub>	942	1042	1142	1292	1442	1642	1842	2042	2282	2592	2842	3192
N <sub>l</sub>	0.81	0.84	0.86	0.88	0.90	0.93	0.95	0.98	1.00	1.03	1.05	1.07
L <sub>p</sub>	3592	4042	4542	5042	5642	6342						
N <sub>l</sub>	1.10	1.13	1.15	1.18	1.20	1.23						

ความยาวคิดขี้นให้  $L_p = L_l + 43$  (mm)

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก. 4 ค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จำนวน ชั้น	ขนาดของพื้นผิว								ขนาดความหนาของพื้นผิว			
	14 $\frac{1}{2}$ "FD		20"FD		20"Scrub		25"		14 $\frac{1}{2}$ "FD		20"FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	-Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083						
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092						
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.242	0.077	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.221	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.258	0.082	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.270	0.086	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.286	0.091	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.294	0.094	0.360	0.115	0.298	0.095	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.311	0.099	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.324	0.103	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.336	0.107	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.349	0.111	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.365	0.116	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.377	0.120	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.403	0.128	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.415	0.132	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.428	0.136	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.448	0.138	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.409	0.130	0.536	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.412	0.131	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.418	0.133	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.421	0.134	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.426	0.136	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.430	0.137	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.436	0.138	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.437	0.139	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.443	0.141	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.446	0.142	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.450	0.143	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.144	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.460	0.146	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.463	0.147	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.469	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214
50	0.344	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.478	0.152	0.586	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.117	0.415	0.132	0.480	0.153	0.485	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.490	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.502	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.508	0.161	0.613	0.195	0.735	0.231
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.510	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก. 4 (ต่อ) ค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จำนวน ชั้น	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้กึ่งกลาง			
	144°F FD		20°F FD		20° Scub		25°		144°F FD		20°F FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.531	0.169	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.538	0.171	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.550	0.175	0.650	0.207	0.801	0.255
แฉก	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.568	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

ตารางที่ ก. 5 ค่าความเค้นสถิตยใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

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

ตารางที่ ก. 5 (ต่อ) ค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

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

หมายเหตุ WQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำแล้วเทมเปอร์ (temper)

OQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำมันแล้วเทมเปอร์

ตารางที่ ก. 6 ค่าประกอบแรงดึงที่ร้อน K และค่าจำกัดความทนทานผิวหน้า  $\sigma_e$

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

ตารางที่ ก. 7 มิติมาตรฐานและแรงรับมีนของโรตติงเบริง (Co, C เป็น KN)

ขนาด d mm	D.D. d.f.d. D mm	ชุดขนาด 02										ชุดขนาด 22				ชุดขนาด 33			
		จำนวน B mm	Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact Small Angle Ball Bearing		Angular Contact Steep Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		จำนวน B mm	Spherical Roller Bearing		จำนวน B mm	Double-Row Non-Filling Hatch Ball Bearing		
			C <sub>D</sub>	C	C <sub>D</sub>	C	C <sub>D</sub>	C	C <sub>D</sub>	C	C <sub>D</sub>	C		C <sub>D</sub>	C		C <sub>D</sub>	C	
4	13	5	-	-	0.57	1.19	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
5	16	5	-	-	0.94	1.85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
6	19	6	0.53	1.94	0.94	1.85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
7	22	7	0.66	2.05	1.35	2.51	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
8	-	-	0.66	2.05	1.35	2.51	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
9	26	8	0.93	2.07	1.96	3.45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
10	30	9	1.34	4.21	1.96	3.58	-	-	-	-	-	-	-	14.1	-	3.56	5.72		
12	32	10	1.48	4.30	3.05	5.25	1.27	5.52	-	-	-	-	-	15.9	-	5.56	8.10		
15	35	11	2.01	5.74	1.51	5.87	1.09	6.54	-	-	-	-	-	15.9	-	6.36	9.01		
17	40	12	2.43	6.10	2.45	7.14	5.25	8.19	-	-	-	-	-	17.3	-	8.19	11.30		
20	47	14	3.18	7.61	6.10	9.83	7.25	11.00	-	-	-	-	-	20.6	-	11.30	15.17		
24	52	15	4.01	9.34	6.94	10.77	5.72	17.55	7.70	11.39	7.21	11.26	-	20.6	-	12.73	16.46		
30	62	16	5.83	12.06	10.00	12.95	12.55	17.34	11.08	15.80	9.88	17.67	-	23.6	-	18.35	22.87		
35	72	17	6.68	12.19	13.66	19.76	17.09	22.96	15.08	20.87	13.35	26.75	-	27.0	-	24.92	30.57		
40	80	18	8.59	14.82	15.66	22.43	27.37	27.41	18.64	24.74	20.74	34.13	23	33.92	60.57	30.2	28.61	34.17	
45	85	19	9.61	16.82	17.84	25.19	24.27	30.79	21.23	27.72	22.29	35.91	23	30.28	63.19	30.2	32.57	38.36	
50	90	20	10.55	17.49	19.80	27.01	26.03	32.31	22.74	28.79	23.96	37.56	23	31.40	65.41	30.2	36.18	41.03	
55	100	21	13.40	20.60	25.05	33.38	32.97	39.96	28.79	35.64	29.86	45.84	23	66.75	81.43	33.3	45.83	50.73	
60	110	22	15.53	23.14	30.94	40.36	40.72	48.50	35.55	43.16	32.65	56.07	23	81.21	99.73	36.5	56.51	63.41	
65	120	23	17.22	23.85	34.11	44.05	44.95	52.51	41.83	48.95	45.39	66.30	31	99.68	116.60	38.1	62.30	66.75	
70	125	24	18.78	26.65	37.42	48.06	49.40	57.40	45.84	53.40	45.39	74.76	31	105.91	121.00	39.7	68.53	72.53	
75	130	25	21.40	29.86	41.16	50.73	56.51	62.30	48.95	54.73	56.96	81.00	31	111.20	125.50	41.3	75.20	77.00	
80	140	26	23.54	30.35	44.50	56.07	62.74	68.86	54.71	61.85	60.96	87.22	33	129.00	143.70	44.4	81.43	85.00	
85	150	28	28.43	37.82	53.40	64.08	72.53	78.76	62.74	68.97	70.75	99.68	36	149.50	166.40	49.2	86.77	97.66	
90	160	30	31.77	43.79	60.52	73.87	85.44	92.56	74.31	82.32	91.67	127.27	40	179.80	195.80	52.4	98.34	100.60	
95	170	32	36.85	48.95	69.42	83.66	91.67	100.00	77.87	87.66	101.46	139.73	43	221.10	235.80	55.6	127.30	127.30	

ตารางที่ ก. 8 มิติมาตรฐานและแรงประเมินของโรตติงเบริง (Co, C เป็น KN)

ขนาด d mm	C <sub>10</sub> mm	ขนาด B mm	ชนิดที่ 03										ชนิดที่ 23				ชนิดที่ 33						
			Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball-Bearing		Angular Contact Steep Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing		ขนาด B mm	Self-aligning Ball Bearing		Spherical Roller Bearing		ขนาด B mm	Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Double-Row Nonfilling - Notch Ball Bearing		
			C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C		C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C		C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C	
4	6	6.10	5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
5	7	7.10	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
10	35	6.34	11	-	-	3.42	5.43	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
12	37	-	12	2.36	3.25	3.61	5.28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
15	42	2	13	2.83	3.34	3.43	4.72	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
17	47	1	14	3.65	4.66	4.54	6.41	-	-	-	-	-	-	19	3.98	13.32	-	-	-	-	-	-	
20	52	1	15	4.00	4.97	7.79	11.24	3.34	11.13	-	-	-	-	21	5.30	14.28	-	-	22.2	7.79	12.24	14.24	19.06
25	62	1	17	6.01	13.84	16.44	16.29	12.77	18.76	12.77	21.81	26.70	29.81	24	7.18	18.73	-	-	25.4	10.66	16.29	19.40	25.79
30	72	1	19	7.74	16.46	14.86	21.58	17.09	23.90	17.53	30.08	37.82	47.37	27	10.01	24.12	-	-	30.2	14.86	21.58	27.14	33.33
35	80	1.50	21	9.83	19.36	17.89	25.39	20.36	28.21	23.90	39.29	49.64	68.66	31	12.77	30.35	-	-	34.9	17.89	25.39	32.66	39.43
40	90	1.90	23	12.19	22.74	22.34	31.33	23.68	34.44	28.21	45.83	57.40	80.46	33	15.71	34.49	11.64	90.78	36.5	22.34	31.33	40.81	48.06
45	100	1.90	25	15.47	29.37	29.95	40.58	24.40	44.94	40.18	63.19	76.98	105.65	36	19.89	41.96	91.87	111.25	39.7	29.95	40.58	54.73	62.74
50	110	2	27	17.49	33.47	35.64	47.67	40.94	52.51	49.19	72.65	81.43	85.88	40	23.50	49.39	117.92	140.62	44.4	35.64	47.67	64.97	73.42
55	120	2	29	22.52	39.16	41.83	55.48	46.86	60.53	60.52	92.11	96.12	101.46	43	28.03	57.85	145.07	168.21	49.2	41.83	55.48	76.54	84.55
60	130	2	31	26.61	43.89	48.40	62.24	55.62	69.42	68.97	103.66	111.25	115.70	46	32.83	67.19	171.77	197.13	54.0	48.40	62.24	88.55	97.01
65	140	2	33	29.37	47.61	53.62	71.20	63.04	78.32	76.09	113.92	135.72	137.95	48	38.63	77.87	187.34	214.04	58.7	-	-	101.90	109.47
70	150	2	35	35.51	57.40	61.19	80.10	72.98	88.11	82.36	133.94	151.30	153.92	51	44.96	84.10	220.27	248.31	63.5	-	-	115.70	123.26
75	160	2	37	38.36	60.96	71.64	87.22	82.32	92.81	111.92	142.42	160.10	171.55	55	48.72	87.22	230.09	277.68	68.3	-	-	130.83	134.36
80	170	2	39	47.23	68.08	80.10	94.28	92.11	103.68	113.92	162.42	181.35	191.35	58	57.83	106.35	286.58	317.73	68.3	-	-	146.40	149.51
85	180	2.50	41	48.58	73.70	89.44	101.90	107.79	117.74	135.72	190.90	-	-	60	61.61	108.13	306.16	339.96	73.0	-	-	142.40	152.84
90	190	2.54	43	56.07	89.59	99.77	109.91	113.92	120.15	148.18	206.92	-	-	64	68.53	117.48	374.14	403.17	73.0	-	-	158.42	163.47

ขนาด d mm	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0										ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 1					
	O.D. D mm	Width mm	ขนาด 10				ขนาด 30				O.D. D mm	Width mm	ขนาด 31			
			ขนาด B mm	Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact Small-Angle Ball Bearing		ขนาด B mm	Double-Row Cylindrical Roller Bearing				ขนาด B mm	Spherical Roller Bearing		
				C <sub>0</sub>	C	C <sub>0</sub>	C		C <sub>0</sub>	C <sub>1</sub>				C <sub>0</sub>	C	
4																
5																
6																
7	19	0.30	6	-	1.51											
8	22	0.30	7	-	2.51											
9	24	0.30	7	-	2.60											
10	26	0.30	8	1.96	3.51											
12	28	0.30	8	2.22	3.92											
15	32	0.30	9	2.51	4.29											
17	35	0.30	10	2.78	4.63											
20	42	0.60	12	4.45	7.31											
25	47	0.60	12	4.94	7.74	-	-	16	10.66	16.42						
30	55	1	13	6.90	10.19	-	-	19	14.06	20.51						
35	62	1	14	8.50	12.28	10.90	14.46	20	19.62	27.01						
40	68	1	15	9.30	12.90	12.37	15.53	21	24.07	32.31						
45	75	1	16	12.15	16.15	14.95	18.42	23	28.97	37.96						
50	80	1	16	13.08	16.78	16.73	19.62	23	31.80	40.27						
55	90	1	18	17.00	21.76	27.12	25.81	26	47.45	52.51						
60	95	1	18	18.29	22.65	23.36	26.43	26	46.28	53.47						
65	100	1	18	19.62	23.50	25.81	27.99	26	50.28	58.74						
70	110	1	20	24.39	29.28	31.06	34.18	30	66.75	75.65						
75	115	1	20	26.12	30.39	34.35	36.22	30	66.75	75.20						
80	125	1	22	31.28	36.67	42.01	44.78	34	82.77	92.56						
85	130	1	22	33.55	38.09	44.10	45.39	34	89.44	97.01						
90	140	1.50	24	39.11	44.50	52.51	54.29	37	103.68	113.03						
95	145	1.50	24	41.87	46.72	55.18	55.62	37	111.25	118.81						
100	150	1.50	24	41.87	46.72	57.85	56.96	37	119.26	124.15						

\* สำหรับ spherical roller ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 30 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 120 mm  
 \* สำหรับ spherical roller ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 31 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 110 mm

ตารางที่ ก. 9 มิติมาตรฐานและแรงประเมินของโรลลิ่งเบียร์ริง ( Co, C เป็น KN )

ตารางที่ ก. 10 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์เบริง

Contact Angle $\alpha$ , deg	$\frac{iF_1}{C_0}$	Single-Row Bearing <sup>2</sup> $F_a/VF_r > e$		Double-Row Bearing <sup>3</sup>				e
		X	Y	$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
				X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing <sup>4</sup>								
	0.014		2.30				2.30	0.19
	0.028		1.99				1.99	0.22
	0.056		1.71				1.71	0.26
	0.084		1.55				1.55	0.28
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45	0.30
	0.17		1.31				1.31	0.34
	0.28		1.15				1.15	0.38
	0.42		1.04				1.04	0.42
	0.56		1.00				1.00	0.44
Angular-Contact groove ball bearing <sup>4</sup>								
5	0.014	0.56	Use X, Y and e values applied to sin- gle-row deep groove bear- ings	1.0		0.78	2.78	0.23
	0.028						2.40	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		1.0		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						1.17	0.54
0.57	1.16	0.54						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ตารางที่ ก. 10 (ต่อ)

Contact Angle $\alpha$ , deg	$\frac{fF_a}{C_o}$	Single-Row Bearing <sup>2</sup> $F_a/VF_r > e$		Double-Row Bearing <sup>3</sup>				e
				$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Angular-Contact groove ball bearing <sup>4</sup>								
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
25		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68
30		0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80
35		0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95
40		0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14
Self-aligning ball bearings								
		0.40	0.4	1.0	0.42	0.65	0.65	1.5
			$\cot \alpha$		$\cot \alpha$		$\cot \alpha$	$\tan \alpha$
Roller-bearings, self-aligning, tapered <sup>5</sup>								
$\alpha \neq 90$		0.4	0.4	1.0	0.45	0.67	0.67	1.5
			$\cot \alpha$		$\cot \alpha$		$\cot \alpha$	$\tan \alpha$

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก. 11 แรงประเมีนและตัวประกอบ X และ Y สำหรับ single - row ,  
spherical roller bearing

รูรวม mm	O.D mm	ความหนา mm	e	$\frac{F_a}{VF_r} > e^*$		C <sub>0</sub> kN	C kN
				X	Y		
25	60	19	0.51	0.40	1.17	20	27
30	67	21	0.48		1.25	25	32
35	72	17	0.44		1.37	28	34
40	80	21	0.47		1.27	33	41
45	85	21	0.45		1.34	38	47
50	90	20	0.40		1.49	43	49
50	100	21	0.45		1.34	60	70
50	110	27	0.48		1.24	75	85
55	100	21	0.40		1.49	57	61
60	110	22	0.38		1.60	69	73
65	113	24	0.37		1.61	79	83
65	127	28	0.42		1.44	90	101

ตารางที่ ก. 11 (ต่อ)

รูรวม mm	O.D mm	ความหนา mm	e	$\frac{F_a}{VF_r} > e^*$		C <sub>0</sub> kN	C kN
				X	Y		
70	150	30	0.40	0.40	1.49	116	133
75	130	27	0.38		1.59	92	97
80	150	28	0.38		1.57	115	117
85	150	28	0.38		1.57	115	117
90	190	36	0.38		1.60	225	214
95	180	34	0.36		1.67	177	181
100	180	38	0.36		1.67	177	181
105	190	36	0.38		1.60	225	214
120	215	44	0.37		1.63	274	265

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

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

ตารางที่ ก. 12 ค่าตัวประกอบ Y สำหรับ double-row, spherical roller bearings

ตารางที่ ก. 13 ตัวประกอบของการกระแทก

ชนิดของแรง	N <sub>B</sub>		
	บอลแบร์ริง	โรลเลอร์แบร์ริง	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1.0	1.0	มอเตอร์ไฟฟ้า เครื่องอัดอากาศ
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.5	1.0	เครื่องตัดโลหะ ปั้นจั่น
แรงกระแทกอย่างหนัก	2.0-3.0	1.3-2.0	เครื่องบดแร่ เครื่องเขย่า

ตารางที่ ก. 14 ตัวประกอบของสายพาน

ชนิดของสายพาน	N <sub>B</sub>
สายพานลิ่ม (V-belts)	1.5-2.0
สายพานแบน	2.0-4.0

ตารางที่ ก. 15 ตัวประกอบของเฟือง

คุณภาพของ เฟือง	N <sub>B</sub>
เฟืองซึ่งตัดฟันอย่างดีมาก	1.05 1 10
เฟืองที่ใช่ทั่วไป	1.10 1.30

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

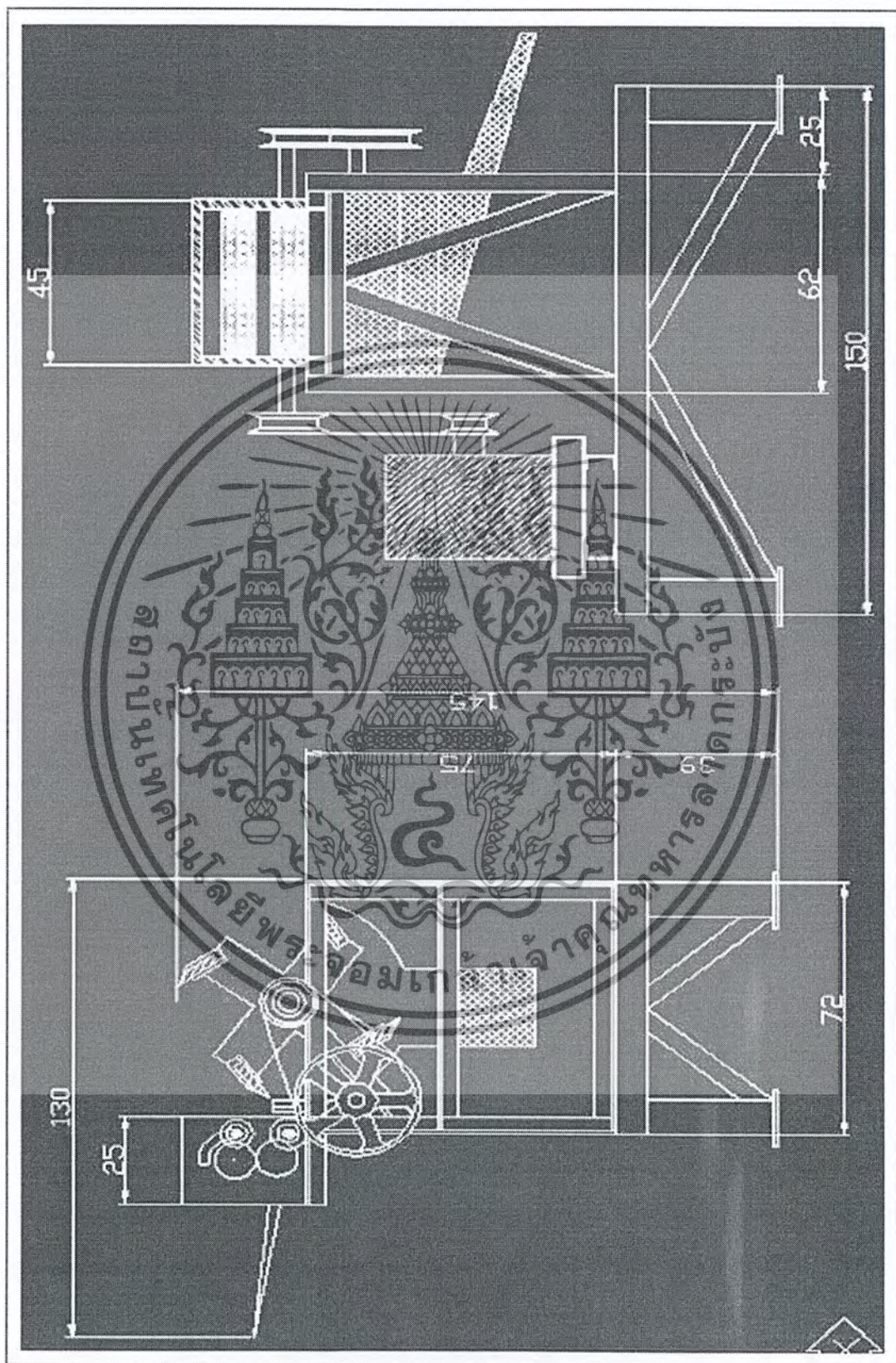
ตารางที่ ก. 16 แนวทางในการเลือกอายุใช้งานสำหรับเครื่องจักรกลชนิดต่างๆ

ชนิดของเครื่องจักรกล	อายุเป็นชั่วโมงทำงาน
เครื่องมือวัดและเครื่องมือที่ใช้ไม่บ่อยนัก ตัวอย่างเช่น เครื่องมือสำหรับห้องทดลอง อุปกรณ์สำหรับประตูเลื่อน	500
เครื่องยนต์ เครื่องบิน	500-2,000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานช่วงเวลานั้น ๆ หรือทำงานเป็นพัก ๆ ตัวอย่างเช่น เครื่องมือต่าง ๆ รอกยกของในโรงงาน เครื่องจักรที่ทำงานโดยใช้มือจับ เครื่องจักรกล การเกษตร ปั่นจั่นที่ใช้ในงานประกอบ เครื่องขนถ่าย ปั่นจั่นที่ใช้ในงานหล่อ .เครื่องจักรกลที่ใช้ในบ้าน	4000-8000
เครื่องจักรสำหรับใช้งาน เป็นพัก ๆ แต่มีความสำคัญต่องานที่ทำมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรสำรองของโรงต้นกำลัง อุปกรณ์ลำเลียงในสายงานผลิต ลิฟท์ ปั่นจั่นยกสินค้าทั่วไป เครื่องมือกลที่ใช้ไม่บ่อยนัก	8000-12 000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ไม่ได้ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ไฟฟ้า ชุดเครื่องมือสำหรับงานทั่วไป	12 000-20 000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรกลในงานอุตสาหกรรมทั่วไป ปั่นจั่นที่ใช้ยกของตลอดเวลา เครื่องเป่าลม เพลาส่งกำลัง	20 000-30 000
เครื่องจักรที่ใช้งานต่อเนื่อง (ทำงาน 24 ชั่วโมง) ตัวอย่างเช่น เครื่องแยกของ เครื่องอัดอากาศ ชิม เพลาส่งกำลัง ลูกกลิ้งของสายพานลำเลียง รอกในเหมืองแร่ มอเตอร์ไฟฟ้า	40 000-60 000
เครื่องจักรที่ใช้งานตลอด ชั่วโมง ละการทำงานมีความสำคัญมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรที่ใช้ในการผลิตกระดาษและเยื่อกระดาษ โรงไฟฟ้า ชิมในเหมืองแร่ สถานีส่งน้ำประปา เครื่องจักรในเรือเดินสมุทร	100 000-200 000

ที่มา : แค็ตตาล็อกและข้อมูลทางวิศวกรรมทั่วไปของ SKF Industries, Phila., Pa.

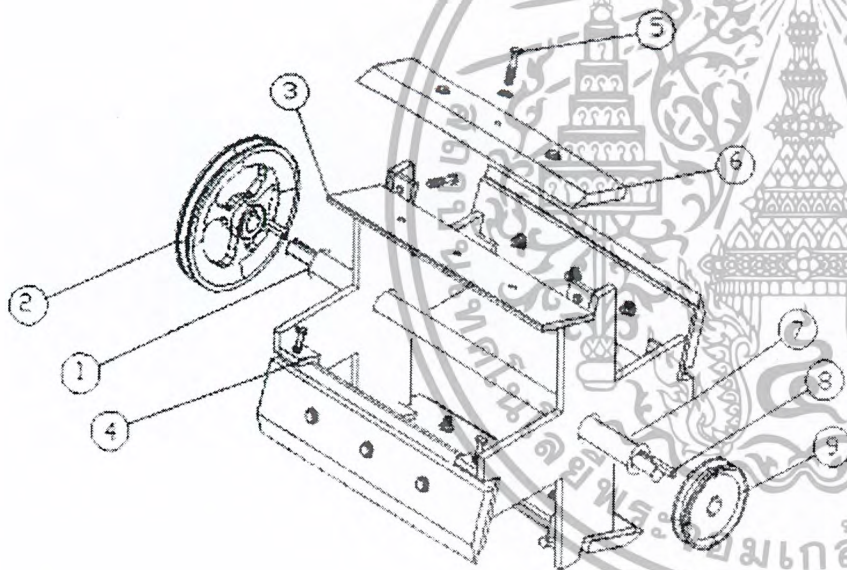
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ภาคผนวก ข



รูปแสดงขนาดโดยรวมของเครื่องย่อยก้านทะลายปาล์มน้ำมัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



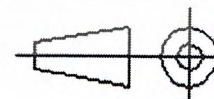
1	ล้อย้ายพานเล็ก	9	Ø140
2	ลิ่ม	8	10x50x10
2	โครงยึดใบมีด	7	460x460x10
4	ใบมีด	6	125x480x20
20	สกรู	5	M10x1.25
8	แผ่นยันใบมีด	4	50x50x10
4	แผ่นยึดมีด	3	100x480x10
1	ล้อย้ายพาน	2	Ø300
1	เฟลา	1	Ø50x750
No. of Piece	Nomenclature	Pos No.	Mat/Dim/Misc.

List of Part: ชุดใบมีดตัด

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Scale

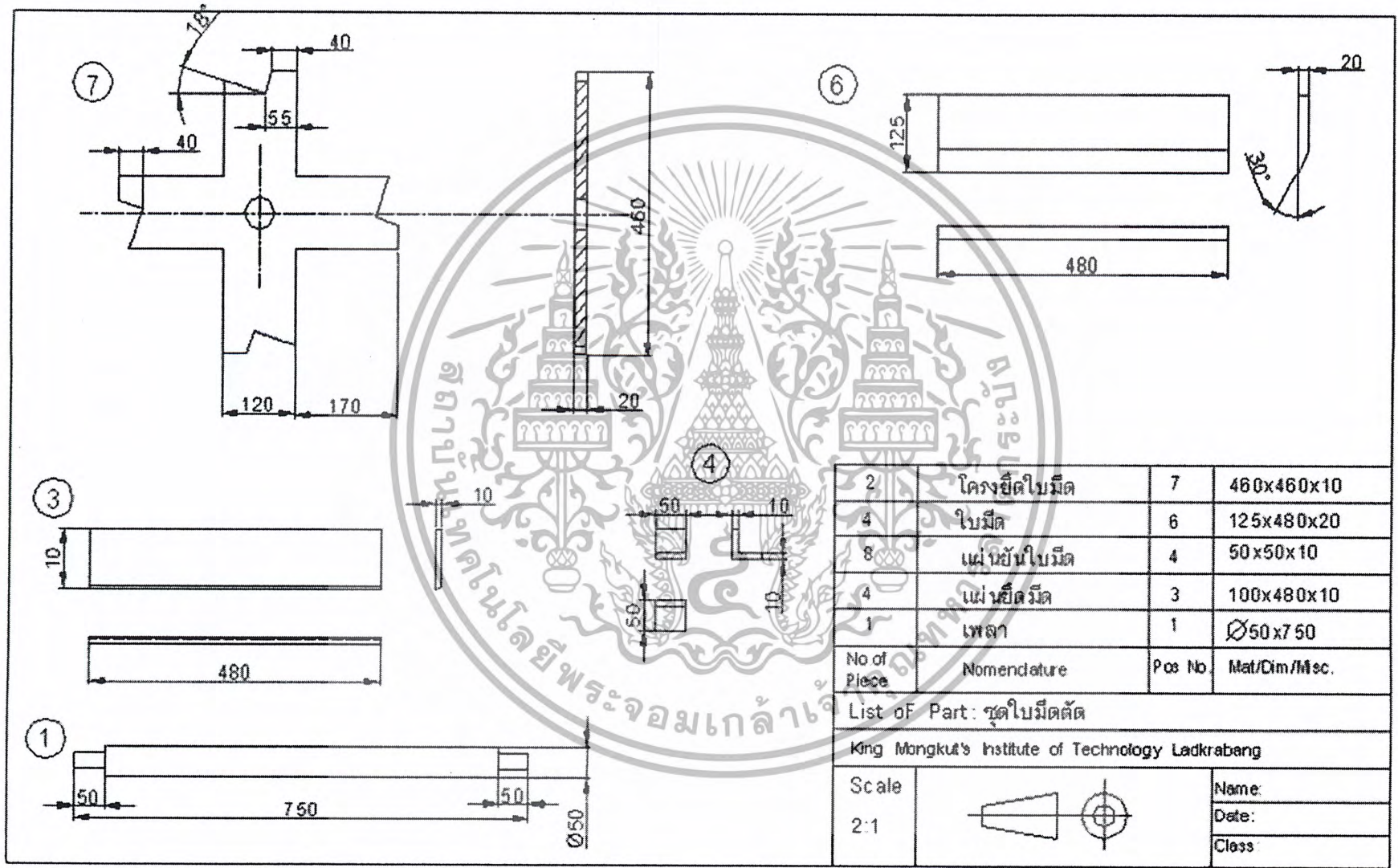
2:1



Name:

Date:

Class:

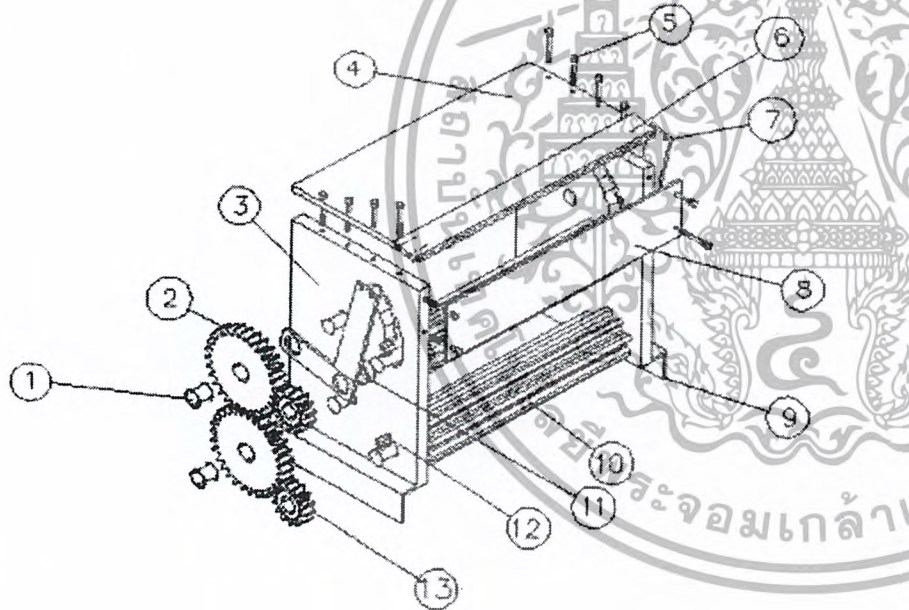


2	โครงยึดไม้มัด	7	460x460x10
4	ไม้มัด	6	125x480x20
8	แผ่นยันไม้มัด	4	50x50x10
4	แผ่นยึดมัด	3	100x480x10
1	เพลา	1	∅50x750
No of Piece	Nomenclature	Pos No.	Mat/Dim/Misc.

List of Part: ชุดไม้มัดตัด

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Scale		Name:
2:1		Date:
		Class:

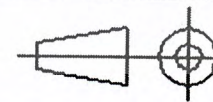


2	เฟืองส่งกำลังตัวเล็ก	13	Dp 6, 14ฟัน
3	ลิ้ม	12	6x30x6
2	ตลับลูกปืน	11	-
2	ลูกกลิ้ง	10	50x485
1	เหล็กฉาก	9	50x250x50
1	แผ่นปิดด้านหลัง	8	100x460x2
2	โครงเหล็กยึดลูกกลิ้ง	7	140x20x40
1	คานเหล็กยึดลูกกลิ้ง	6	40x500x10
16	สกรู	5	M6
1	แผ่นปิดด้านบน	4	250x460x5
2	โครงชุดลูกกลิ้ง	3	250x350x20
2	เฟืองส่งกำลังตัวใหญ่	2	Dp 6, 32ฟัน
4	บูช	1	∅30
No. of Piece	Nomenclature	Pos No	Mat/Dm/Misc.

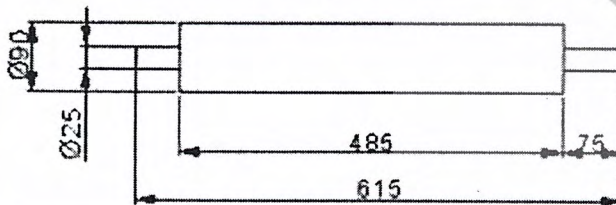
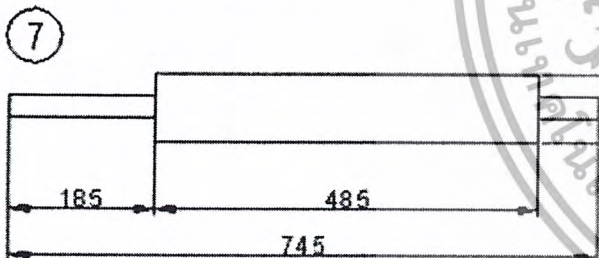
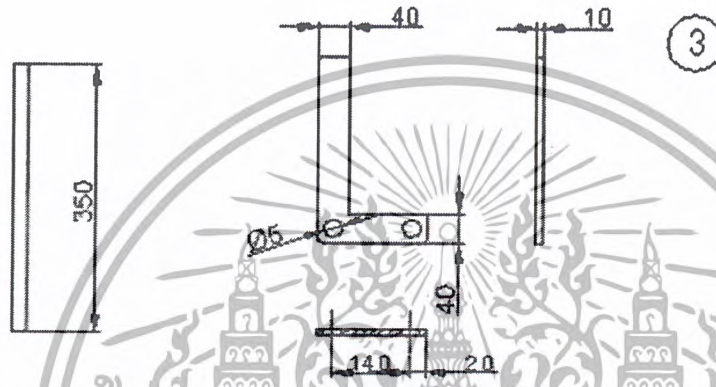
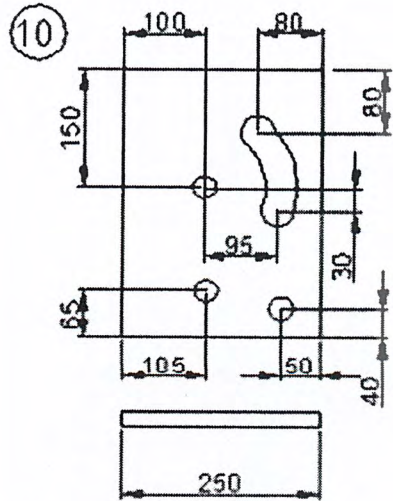
List of Part : ชุดลูกกลิ้ง

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Scale  
2:1



Name:  
Date:  
Class:



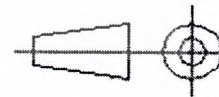
2	โครงเหล็กยึดลูกกลิ้ง	3	140x20x40
2	โครงชุดลูกกลิ้ง	7	250x350x20
2	ลูกกลิ้ง	10	Ø 90x485
No. of Piece	Nomenclature	Pos No.	Mat/Dim/Misc.

List of Part : ชุดลูกกลิ้ง

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Scale

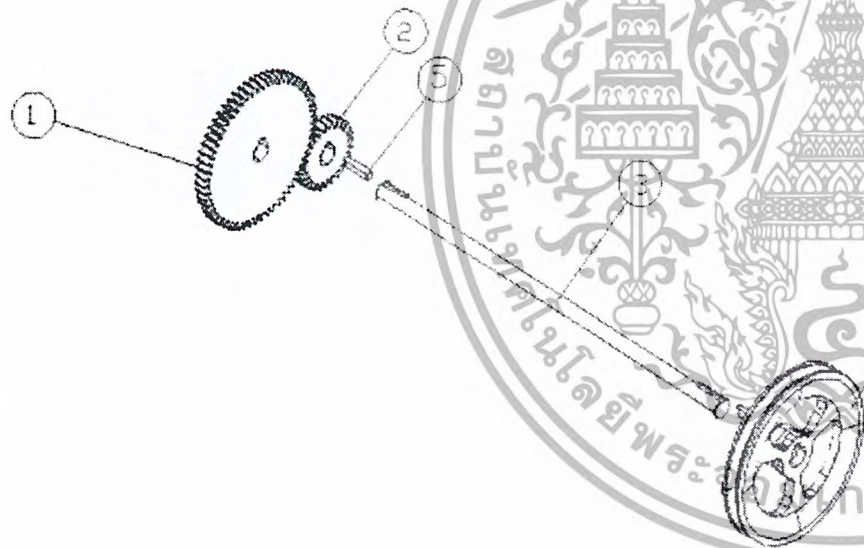
2 : 1



Name:

Date:

Class:



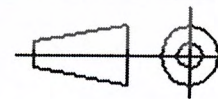
2	ลิม	5	10x10x50
1	ล้อสายพาน	4	∅225
1	เพลาขอย	3	∅30
1	เฟืองตัวเล็ก	2	Dp 6 , 20 ฟัน
1	เฟืองตัวใหญ่	1	Dp 6 , 60 ฟัน
No. of Piece	Nomenclature	Pos No.	Mat/Dim/Misc.

List of Part : ชุดเพลาขอย

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Scale

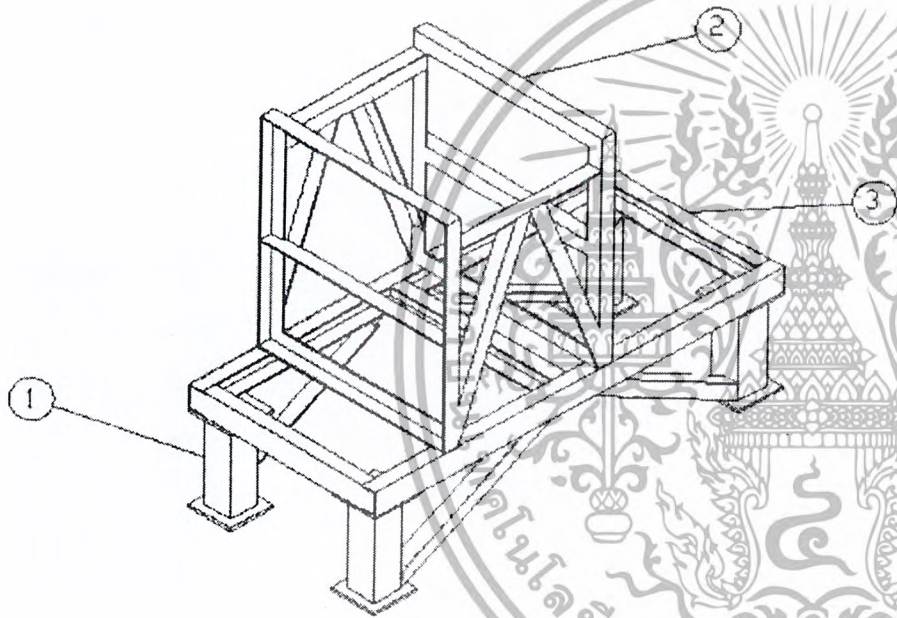
2:1



Name:

Date:

Class:



16	โครงเครื่อง(เหล็กฉาก)	3	50x50x5
5	ฐานเครื่อง(เหล็กตัวยู)	2	70x40x5
4	เสารับน้ำหนัก(กลาง)	1	100x100x5
No. of Piece	Nomenclature	Pos No.	Mat/Dim/Misc.
List of Part : ชุดโครงเครื่อง			
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang			
Scale			Name:
2:1			Date:
			Class:

### บรรณานุกรม

- [1] ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1, กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ หจก.เอช-เอ็น การพิมพ์, 2521.
- [2] ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2, กรุงเทพฯ:สำนักพิมพ์ หจก.เอช-เอ็น การพิมพ์, 2541
- [3] สุระเชษฐ์ รุ่งวัฒนพงษ์, กลศาสตร์ของแข็ง, กรุงเทพฯ:สำนักพิมพ์ หจก.เอช-เอ็น การพิมพ์, 2541.
- [4] รศ. บรรเลง สรนิล และ ผศ. ประเสริฐ ก๊วยสมบูรณ์, ตารางงานโลหะ, กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2524.
- [5] คู่มือการเลือกใช้เหล็ก บริษัท โอเรียนทอล สเปเชียล สตีล จำกัด
- [6] เอกสารข่าวปาล์มน้ำมัน ( The oil plam new sletter ),(สกว)
- [7] กองเกษตรวิศวกรรม กรมวิชาการเกษตร เอกสารแนะนำ เครื่องหั่นย่อยซากพืช
- [8] Ferdinand P. Beer and E. Russell Johnston, Jr. "Mechanics of Materials" Second Edition Copyright 1992 by McGraw-Hill Inc.
- [9] Joseph Edward Shigley ; "mechanical engineerring design" , McGraw-Hill

